



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**PŘEHLED TYPŮ HLUKU ZPŮSOBENÉHO
KOMPRESOREM TURBODMYCHADLA**

OVERVIEW OF NOISE TYPES GENERATED BY TURBOCHARGER COMPRESSOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Lukáš Paulík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Vacula

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Lukáš Paulík
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	Ing. Jiří Vacula
Akademický rok:	2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a kúšebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Přehled typů hluku způsobeného kompresorem turbodmychadla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Použití turbodmychadel je v současné době stále nedílnou součástí motorových jednotek v automobilovém průmyslu. Turbodmychadla jsou provozována v širokém provozním režimu a dochází tak ke vzniku nežádoucího hluku snižujícího komfort cestujících osob. Práce se zabývá vytvořením přehledu popsaných typů hluku způsobených kompresorem turbodmychadla při provozu automobilů s popisem jejich základních vlastností, jako například frekvenční rozsahy a příčiny vedoucí k jejich vzniku.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše typů hluku způsobených kompresorem turbodmychadla.
Uvedení základních vlastností jednotlivých typů zvuků.

Seznam doporučené literatury:

NGUYEN-SCHÄFER, Hung, 2013. Aero and Vibroacoustics of Automotive Turbochargers. Heidelberg New York Dordrecht London: Springer. ISBN 978-3-642-35069-6.

RAITOR, Till a Wolfgang NEISE, 2008. Sound generation in centrifugal compressors. Journal of Sound and Vibration. 314, 738-756. Dostupné z: doi:10.1016/j.jsv.2008.01.034.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce je zaměřena na rozbor aerodynamického hluku vycházejícího z kompresoru turbodmychadla. Z jednotlivých publikací tuzemských i zahraničních byly převzaty poznatky týkající se práce radiálního kompresoru ve spojitosti s produkcí hlukového spektra. Hlavní pozornost byla věnována hluku vytvářeného v oběžném kole kompresoru. Jako podklad pro tvorbu hluku v kompresoru je používána jeho charakteristika a v ní vyznačená pracovní křivka jako výsledek spolupráce motoru s turbodmychadlem. V jednotlivých kapitolách jsou popsány zdroje hluku vytvářené, rotací lopatek oběžného kola, nadzvukovým proudem vstupujícím do záběrníku, přetékáním vzduchu mezi lopatkami a skříní kompresoru, rotačním odtržením proudu a pumpováním kompresoru.

KLÍČOVÁ SLOVA

Hluk, radiální kompresor, turbodmychadlo

ABSTRACT

The bachelor thesis is focused on the analysis of aerodynamic noise coming out of the compressor of turbocharger. The findings concerning the work of a radial compressor in connection with the production of the noise spectrum were overtaken from individual home and foreign publications. Main attention has been focused on the noise generated in the compressor impeller. As a basis for the generation of noise in the compressor, its characteristic and the operating line marked in it are used as a result of the cooperation of the engine with turbocharger. In individual chapters are described the sources of noise generated by, the rotation of the impeller blades, the supersonic current entering the impeller eye, the overflow of air between the blades and the compressor housing, the rotating stall and the surge of the compressor.

KEYWORDS

Noise, radial compressor, turbocharger

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PAULÍK, L. *Přehled typů hluku způsobeného kompresorem turbodmyhadla*. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 58 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Vacula.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana Ing. Jiřího Vaculy a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Lukáš Paulík

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat mému vedoucímu práce panu Ing. Jiřímu Vaculovi, který mi byl nápomocný při psaní této bakalářské práce.

OBSAH

Úvod	11
1 Přepřňování.....	12
1.1 Mechanické přepřňování	12
1.3 Kombinované přepřňování	16
1.4 Vícestupňové přepřňování.....	16
1.5 Kompaundní přepřňování.....	16
2 Radiální kompresor	17
2.1 Princip činnosti a hlavní parametry radiálního kompresoru.....	17
2.1.1 Vstup do kompresoru	17
2.1.2 Oběžné kolo	18
2.1.3 Bezlopatkový difuzor	22
2.1.4 Lopatkový difuzor	22
2.1.5 Výstupní soustava.....	22
2.2.1 Aerodynamické ucpání kompresoru	24
2.2.2 Pumpování kompresoru	24
2.2.3 Rotační odtržení proudu.....	24
3 Hluk turbodmychadel.....	26
3.1 Základní pojmy akustiky	28
3.2 Aerodynamický hluk kompresoru	30
3.2.1 Hluk vytvořený otáčejícími se lopatkami	32
3.2.2 Hluk „bzučivá pila“ (Buzz-saw noise).....	33
3.2.3 Hluk vyvolaný přetékáním vzduchu v mezeře mezi lopatkami a skříní (Tip Clearance Noise-TCN).....	35
3.2.4 Hluk vyvolaný rotačním odtržením (rotating stall)	39
3.2.5 Hluk způsobený pumpováním kompresoru	42

3.2.6 Hodnocení aerodynamického hluku kompresoru.....	48
Závěr.....	54
Seznam použitých zkratek a symbolů	55
Použité informační zdroje	57

ÚVOD

Požadavky na pístové spalovací motory (PSM) jsou především zaměřeny na velký výkon, malou hmotnost motoru, vysokou účinnost, spojenou s nízkou měrnou spotřebou paliva a v poslední době i na minimální exhalace. Pokud se bude hodnotit výkon PSM, potom je možné vycházet z obecného výrazu, Bartoníček [1]

$$P_e = \frac{V_m \cdot p_e \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (1)$$

Z výše uvedeného výrazu je zřejmé, že růst objemu válce V_m je možné provést u motorů určených pro lodní dopravu, kde prostorové nároky na motor nejsou tak omezené jako u automobilů. V současnosti největší objem válce je 1820 litrů u 14válcového motoru Wartsilä-Sulzer RTA96-C s výkonem 80,08 MW [2]. Stejně i počet válců i je u automobilů omezený. Největší počet válců měl letecký 36válcový hvězdicový motor Lycoming XR-7755 s výkonem 3,7 MW [2]. Podobně i počet otáček n je do značné míry omezen střední pístovou rychlostí c_s . Zůstává tedy střední efektivní tlak p_e , kterým lze výkon motoru zvýšit. Pro vznětové motory lze střední efektivní tlak stanovit z výrazu, Bartoníček [1]

$$p_e = \frac{H_u}{\lambda_e \cdot L_t} \cdot \rho_s \cdot \eta_d \cdot \eta_i \cdot \eta_m \quad (2)$$

Při nastavení optimálního přebytku vzduchu λ_e , je možno přepřehováním zvýšit: hustotu nasávaného vzduchu do válce ρ_s , dopravní účinnost η_d , indikovanou účinnost η_i a mechanickou účinnost η_m , neboť výhřevnost paliva H_u a teoretické množství vzduchu potřebné k spálení jednoho kilogramu paliva L_t uvažujeme konstantní.

Historie přepřehování sahá do samých počátků návrhů PSM v 19 století. Již v roce 1885 obdržel Gottlieb Daimler patent na přepřehování zážehového benzinového motoru. Prakticky současně obdržel Rudolf Diesel v roce 1886 patent na přepřehování vznětového motoru mechanicky naháněným dmychadlem. Následně v roce 1905 obdržel Alfréd Büchi patent na přepřehování motoru pomocí dmychadla poháněného turbínou, která využívala energii výfukových plynů.

V první polovině 20. století se přepřehování PSM nejrychleji rozšířilo u leteckých motorů. Aby měl letecký motor dostatečný výkon ve větších výškách, kde atmosférický tlak významně klesá, bylo nezbytné zařadit do sání dmychadlo, které umožňovalo udržovat tlak na vstupu do válců na hodnotě odpovídající letu v přízemních výškách. Dmychadlo bylo mechanicky poháněno od motoru. Proměnným „škrcením“ před dmychadlem se udržoval konstantní tlak v sání až do jmenovité výšky letu. V této době byl prováděn intenzivní vývoj radiálních kompresorů, při kterém se aplikovaly poslední poznatky z aerodynamiky.

Během druhé světové války dosáhlo přepřehování benzinových motorů svůj první vrchol, pokud jej hodnotíme z pohledu dosaženého výkonu pro motory ve větších výškách letu. Kolem roku 1920 se začaly vyrábět přepřehované automobilní motory určené pro závodní vozy. Také některé luxusní a sportovní automobily byly v té době vybaveny mechanicky poháněnými objemovými dmychadly. V 60. letech 20. století se začaly objevovat především vznětové motory s přepřehováním a později i zážehové motory. V současnosti je přepřehování PSM široce používané prakticky u všech typů motorů. Jelikož se v posledních letech klade velký důraz na ochranu životního prostředí, je nutné se zabývat nejen složením produktů spalování, ale i hlukem motorů i turbodmychadel (TBD).

1 PŘEPLŇOVÁNÍ

V současné době jsou přeplňovány tyto typy motorů:

- Čtyřdobé vznětové
- Dvoudobé vznětové (většinou stacionární a lodní)
- Zážehové

Dále je možné rozlišit tyto způsoby přeplňování:

- Mechanické
- Turbodmychadly
- Kombinované
- Vícestupňové

1.1 Mechanické přeplňování

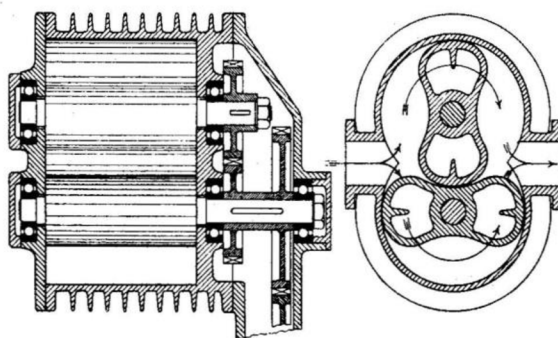
Mechanicky poháněný kompresor odebírá výkon z motoru, což snižuje jeho účinnost. Mají však výhodu v tom, že při nižších otáčkách motoru dodávají stlačený vzduch, což turbodmychadla nemohou. Tyto kompresory se rozdělují do dvou skupin, objemové a rychlostní.

Objemové kompresory

Objemové kompresory pracují na principu změny stlačovaného objemu, se nejčastěji používají jako rotační a níže jsou uvedeny vybrané příklady.

Rootsova dmychadla

V současnosti nejrozšířenější mechanicky poháněné dmychadlo. První Rootsova dmychadla pro přeplňování spalovacích motorů tvořila dvojice rotorů dvoulaločného průřezu. V současnosti se často používají tři-až čtyřlaločné rotory, které jsou vyrobeny z lehkých slitin. Otáčky rotorů jsou synchronizovány pomocí ozubených kol. Dmychadlo je samomazné, tudíž nevyžaduje mazání olejem z motoru. Toto dmychadlo interně nestlačuje vzduch, stlačování vzduchu dochází až za výstupem z kompresoru v sacím potrubí motoru. Při nízkých otáčkách nastává okamžité zvýšení plnicího tlaku, díky spojení dmychadla s klikovým hřídelem. Účinnost Rootsových dmychadel při nízkotlakém přeplňování je asi 79 % při stlačení 1,2. Při vysokotlakém přeplňování tato účinnost klesá pouze na 68 % při stlačení 2. Proto je vhodné pouze pro nízkotlaké přeplňování.



Obr. 1.1 Schéma Rootsova dmychadla, převzato z Autocar Handbook [3]

Spirálová dmyhadla

Princip se zrodil roku 1905 díky Francouzi L. Creuxovi. Teprve technologická úroveň 80. let umožnila takové dmyhadlo vyrobit. Jeho účinnost je zhruba o 15 procent vyšší, než jakou dosahuje kompresor Roots. V praxi kolem spirálového dmyhadla vznikla řada problémů, a proto se v současnosti málo používá.



Obr. 1.2 Spirálové dmyhadlo, převzato z CRU servis [4]

Lysholmova dmyhadla

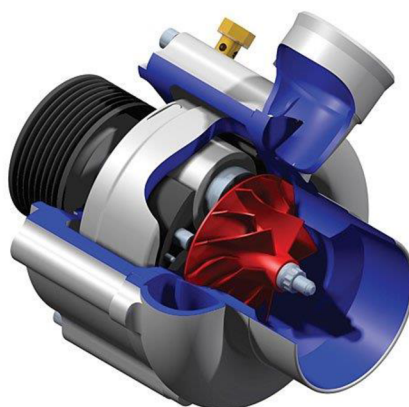
Komprese probíhá mezi dvěma speciálně zkonstruovanými rotory, které se otáčejí proti sobě v těsné blízkosti, jež jsou poháněny od klikového hřídele pomocí řemene. Sání vzduchu je řešeno axiálně v zadní části dmyhadla. Vzduch dále prochází mezi rotory do přední části, během které je stlačován a následně vyveden radiálně z dmyhadla. Výhodou tohoto typu dmyhadla je vysoká vnitřní komprese a vysoká účinnost. Při nízkých otáčkách je účinnost okolo 85 %. Nevýhodou Lysholmova dmyhadla je náročná výroba a tím i vysoká cena.



Obr. 1.3 Lysholmovo dmyhadlo [5]

Rychlostní kompresory

Již od počátků přeplňování byly mechanicky od hřídele motoru poháněny radiální kompresory v pístových leteckých motorech. V současnosti jsou v PSM používané stále radiální kompresory. Násobným převodováním je možné dosáhnout vysoké otáčky těchto dmychadel, což je nezbytné pro dosažení požadovaného zvýšení tlaku v sání motoru. Nevýhodou je odběr cca 10 % efektivního výkonu motoru, hluk kompresoru, opotřebení kol, či ozubených řemenů.



Obr. 1.4 Mechanicky poháněný radiální kompresor [6]

1.2 Turbodmychadla

Turbodmychadla využívající energii výfukových plynů

Hlavní předností TBD, která využívají energii výfukových plynů, je zvýšení účinnosti celého motoru. TBD má poměrně malé rozměry a malou hmotnost, což jej předurčuje k velkému použití v současných PSM. Jeho hlavní části jsou, radiální kompresor a dostředivá turbína. Pro malé motory, které mají malý hmotnostní průtok vzduchu, v návrhovém režimu $0,1 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ a méně, dosahují maximální otáčky až $200\,000 \text{ min}^{-1}$. Pro velké přeplňované naftové motory používané v lodích, v lokomotivách, i ve stacionárních motorech, jsou použita TBD větších rozměrů s průtokem jednotek $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$, s vyšším stlačením vzduchu a samozřejmě s nižšími otáčkami, nižšími než $100\,000 \text{ min}^{-1}$.

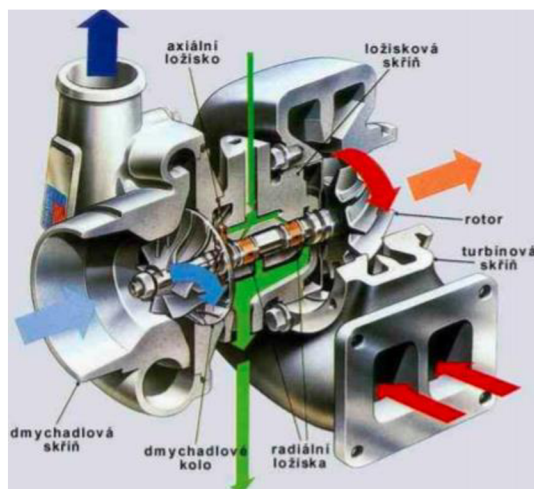
V TBD se v současnosti používají radiální kompresory, které nejlépe vyhovují požadavkům na minimální hmotnost, dostatečné stlačení a levnou výrobu. Obecně je možné použít i axiální kompresory, avšak jejich náročná a tím i drahá výroba znamená, že výrobci TBD axiální kompresory nepoužívají.

Turbíny jsou v TBD požívané většinou radiální, dostředivé, které vyhovují jak z hlediska požadovaných rozměrů, tak i poměrně nízkým výrobním nákladům. Je třeba však připomenout, že pro velká TBD se používají turbíny axiální, pokud je vnější průměr turbíny větší než 300 mm [7]. Podle přívodu horkých plynů do turbíny tyto dělíme na:

Turbíny s impulzním přeplňováním, které se používají v případech:

- Při nižších plnicích tlacích
- U vysokotlakového přeplňování v případech, kdy motor často pracuje při částečném, nebo nízkém zatížení, nebo když se požaduje rychlejší reakce turbíny na změnu zatížení motoru (vozidlové a lokomotivní motory).
- Při přeplňování dvoudobých motorů

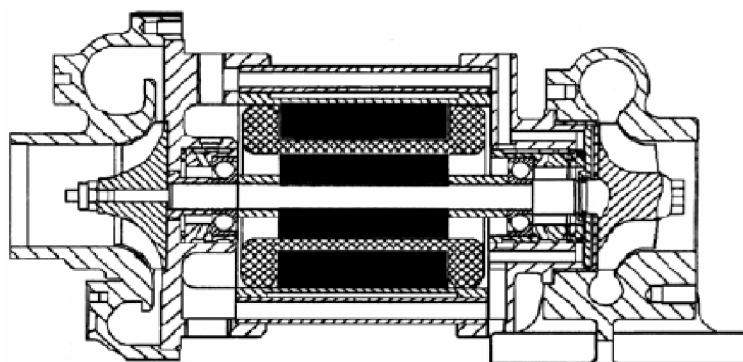
Turbíny rovnotlaké, které se používají především u motorů stacionárních a lodních, které pracují při stálých, nebo málo proměnných zatíženích.



Obr. 1.5 Řez turbodmychadlem, převzato z ELUC [8]

Turbodmychadla s elektrickým pohonem

Elektromotor pracuje pouze při prudké akceleraci, kdy se zvyšuje plnicí tlak a točivý moment motoru. Používá se asynchronní elektromotor. Je nutná speciální elektrická výstroj.



Obr. 1.6 Schéma turbodmychadla s elektrickým pohonem, převzato z Matas [9]

1.3 Kombinované přeplňování

Kombinované přeplňování vzniká kombinací mechanicky poháněného kompresoru a turbodmyhadla využívajícího energii výfukových plynů. V oblasti nízkých otáček je motor přeplňován mechanicky poháněným kompresorem a při vyšších otáčkách se pro přeplňování používá TBD.

1.4 Vícestupňové přeplňování

Používají se dvě, nebo více TBD, která jsou řazena sériově, nebo paralelně.

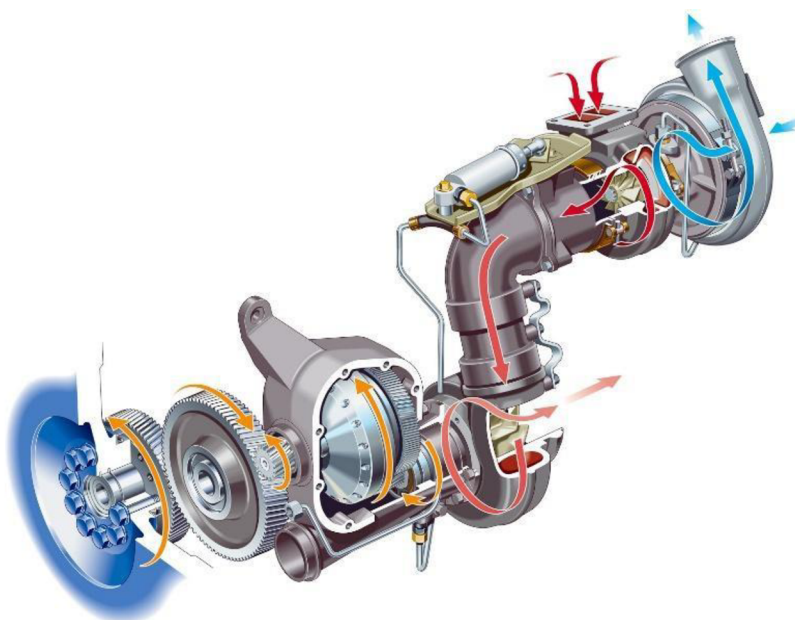
Sériově řazená TBD mohou mít stejnou, nebo různou velikost. Mohou být bez regulace nebo s regulací.

Paralelně řazená TBD bývají většinou různé velikosti. Menší TBD pracuje při nižších otáčkách a bývá často regulované. Vysokootáčkové TBD bývá často bez další regulace. Zpracovává velké objemy horkých plynů vystupujících z motoru.

Použitím vícestupňového přeplňování se optimalizuje výkon a měrná spotřeba motoru.

1.5 Kompaundní přeplňování

Tento druh přeplňování vychází z principu maximálního využití energie výfukových plynů. V systému přeplňování jsou použity dvě turbíny, a to vysokotlaká, která je součástí TBD a nízkotlaká, která zpracovává zbylý tlakový spád, který získáme ve výstupním potrubí za vysokotlakou turbínou. Nízkotlaká turbína je mechanicky připojena k motoru, jemuž předává výkon. Kompaundním přeplňováním je zvyšován výkon motoru a snižuje se spotřeba paliva, avšak celé zařízení je poměrně složité.



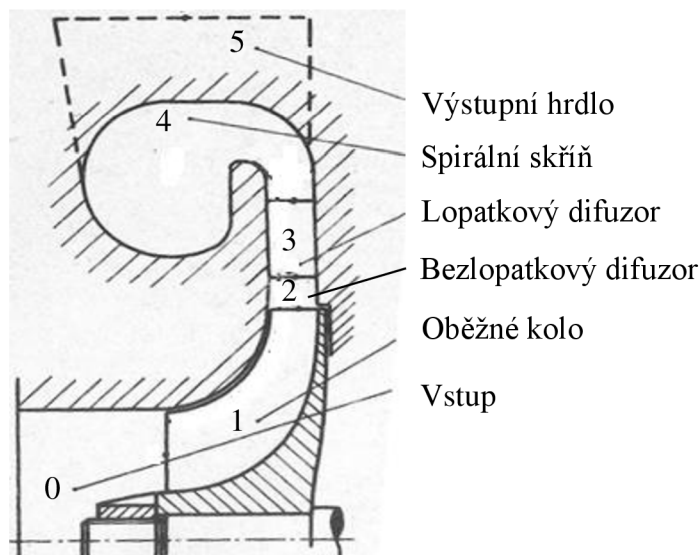
Obr. 1.7 Schéma kompaundního přeplňování (Scania DT 12), převzato z Jaaskelainen a Majewski [10]

2 RADIÁLNÍ KOMPRESOR

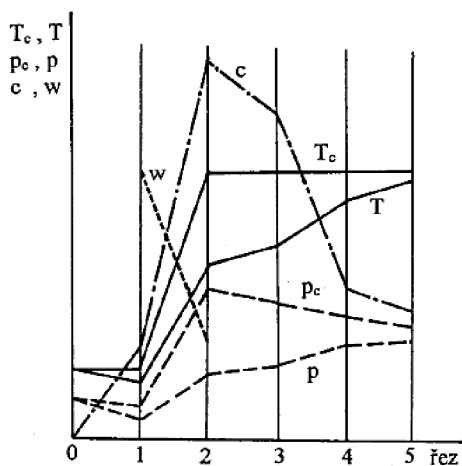
Aby bylo možné hodnotit výsledky měření na kompresoru a modelování jeho činnosti v CFD programech, z pohledu vyzařování hluku, je nezbytné uvést základní principy práce kompresoru a jeho částí.

2.1 Princip činnosti a hlavní parametry radiálního kompresoru

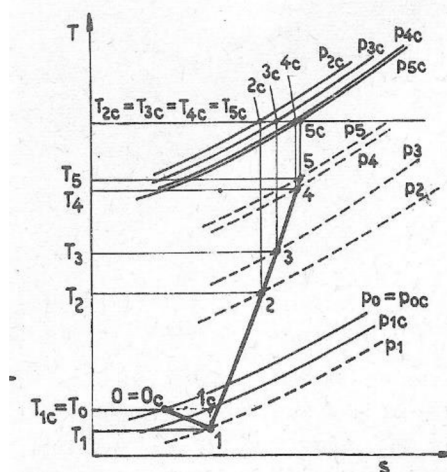
V této kapitole je rozebrána činnost hlavních částí radiálního kompresoru.



Obr. 2.1 Schéma radiálního kompresoru, převzato z Hofmann [6]



Obr. 2.3 Rozložení parametrů proudu vzduchu v částech radiálního kompresoru, převzato z Růžek a Kmoč [11]



Obr. 2.2 Rozložení teplot a tlaků v částech radiálního kompresoru, převzato z Růžek a Kmoč [11]

2.1.1 Vstup do kompresoru

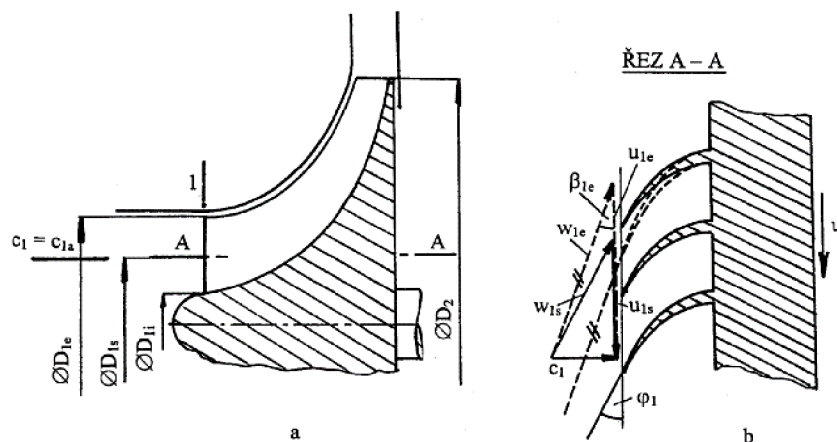
Vstupní část kompresoru tvoří kanál od sacího hrdla až těsně před kolo kompresoru. Tvar kanálu bývá značně rozdílný, v závislosti na celkovém uspořádání TBD. Změna parametrů proudu je uvedena na Obr. 2.2 Rozložení teplot a tlaků a Obr. 2.2. Většinou se uvažuje, že celková teplota se ve vstupu nemění. Malé ztráty ve vstupu způsobují relativně malý pokles celkového

tlaku. Rychlost ve vstupu roste na hodnotu c_1 . V našem případě se bude uvažovat válcový kanál tak, jak je většinou používán při měření hluku vyzařovaného z kola kompresoru. Předpokládá se, že rychlost c_1 bude před vstupem do oběžného kola kompresoru konstantní po celé šířce kanálu.

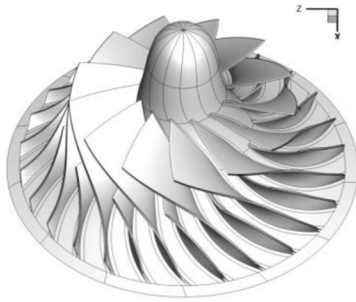
2.1.2 Oběžné kolo

Vstup vzduchu do oběžného kola se významně podílí na hluku vyzařovaném z kompresoru. Je to dáno nejen lopatkami, které narušují vzduch vstupující do oběžného kola, ale i rozložením proudu vzduchu, a to především na vnějším průměru záběrníku. Jako záběrník se označuje lopatkový kanál na vstupu do oběžného kola. Na Obr. 2.4 jsou uvedeny rychlostní trojúhelníky na středním a vnějším průměru záběrníku, kdy vzduch vstupuje do kompresoru bez rozvíření. Z obrázku je zřejmé, že relativní rychlost vzduchu na vnějším průměru w_{1e} je větší než relativní rychlost na středním průměru w_{1s} . Pro radiální kompresory navržené na stlačení cca 4 a vyšší jsou rychlosti w_{1e} nadzvukové, tedy Machovo číslo $M_{w_{1e}} > 1$. Současně však jsou Machova čísla relativního proudu na malém průměru vstupu podzvuková. Tato skutečnost znamená významné rozdíly proudění ve vstupu do oběžného kola kompresoru, což se musí také projevit na tlakových změnách, které iniciují hluk vyzařovaný z kompresoru. Touto otázkou proudění ve vstupu do oběžného kola se mimo jiné zabývaly německé a švýcarské firmy vyrábějící turbodmychadla [12], které nechaly vyrobit a odzkoušet radiální kompresor SRV2 s návrhovým stlačením $\pi_{kc} = 5,65$, jehož oběžné kolo je uvedeno na Obr. 2.5 a charakteristika kompresoru na Obr. 2.6. Laserem bylo provedeno měření rychlostí proudu před vstupem a v mezilopátkovém kanále oběžného kola (Obr. 2.7). Vlastní měření bylo prováděno v oblasti vyznačené v charakteristice (Obr. 2.6). Nerovnoměrné rozložení Machových čísel relativního proudu měřené v rovině „0“, uvedené na Obr. 2.8, ukazuje již zmíněné nadzvukové rychlosti na vnějším průměru vstupu a podzvukové rychlosti na vnitřním průměru.

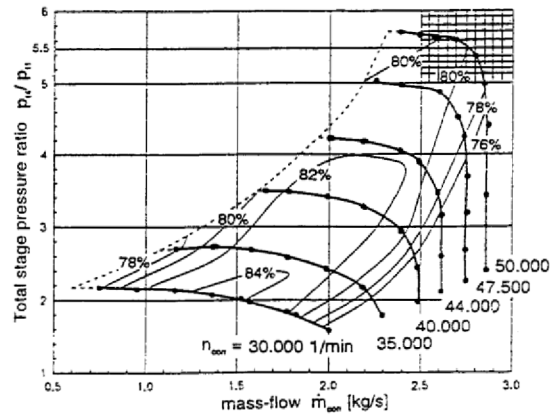
Na Obr. 2.8 jsou vyznačeny válcové plochy (30 %, 50 %, 90 % od vnitřního průměru D_{1i}), ve kterých jsou z měřených rychlostí vypočtena Machova čísla relativního proudu a tato vynesena v oblastech mezilopátkového kanálu na Obr. 2.10 a Obr. 2.9. Rozložení Machových čísel na Obr. 2.10 ukazuje, jak proud vzduchu vstupující do mezilopátkového kanálu přechází, prostřednictvím poměrně silné rázové vlny, z oblasti nadzvukové do podzvukové. Na Obr. 2.9, odpovídajícímu válcové ploše na 30% výšky vstupního kanálu, jsou rychlosti pouze podzvukové, tudíž bez rázové vlny, se zcela odlišným prouděním ve srovnání s válcovou plochou na 90 %. Výsledky měření jen potvrzují výraznou nerovnoměrnost proudu na vstupu do oběžného kola u kompresorů, které pracují v oblasti vysokého stlačení.



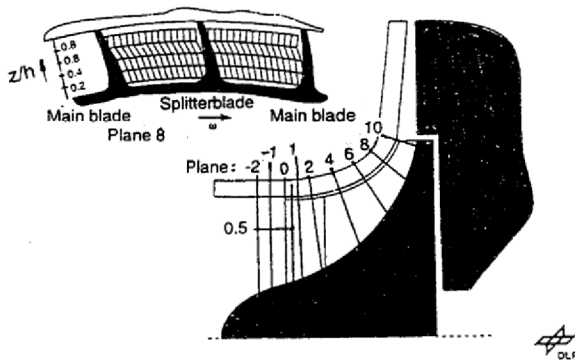
Obr. 2.4 Schéma vstupu vzduchu do záběrníku, převzato z Růžek a Kmoch [11]



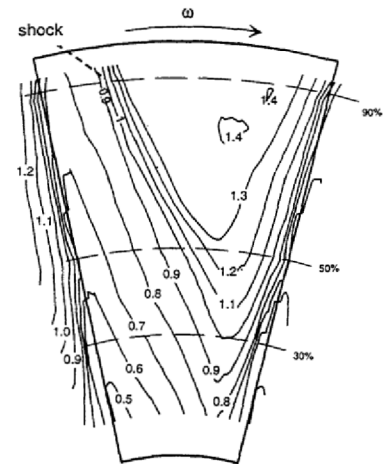
Obr. 2.5 Oběžné kolo kompresoru SR V2, převzato z Eisenlohr et al. [12]



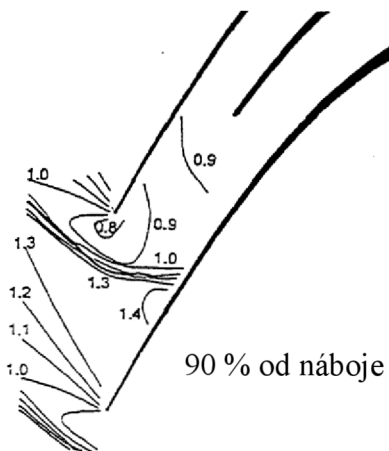
Obr. 2.6 Charakteristika kompresoru SR V2 s BLD, převzato z Eisenlohr et al. [12]



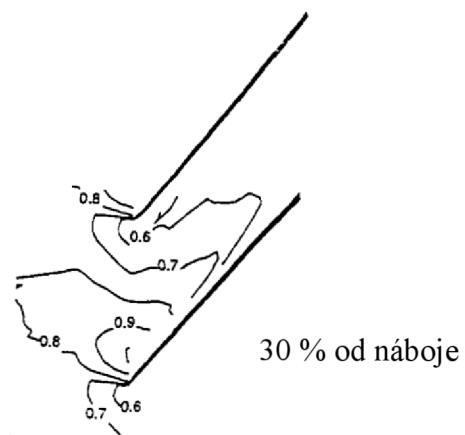
Obr. 2.7 Označení rovin pro laserová měření, převzato z Eisenlohr et al. [12]



Obr. 2.8 Rozložení Machových čísel v rovině 0, převzato z Eisenlohr et al. [12]



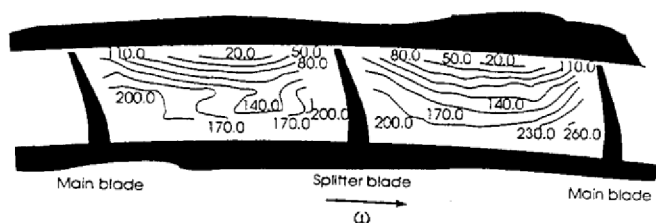
Obr. 2.10 Rozložení Machových čísel v mezilopatkovém kanálu záběrníku, převzato z Eisenlohr et al. [12]



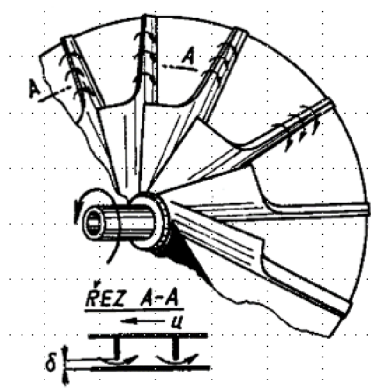
Obr. 2.9 Rozložení Machových čísel v mezilopatkovém kanálu záběrníku, převzato z Eisenlohr et al. [12]

Proudění v kole kompresoru je poměrně složité, což se projevuje v rozložení rychlostí a tlaků v jednotlivých oblastech mezilopatkového kanálu. Z Obr. 2.12, který byl sestrojen z hodnot rychlostí měřených laserem na výstupu z oběžného kola, je zřejmý velký pokles rychlosti u skříňě kompresoru. Tyto nerovnoměrnosti proudu na výstupu z oběžného kola se vyrovnávají v oblasti bezlpatkového difuzoru (BLD), což následně způsobuje hluk iniciovaný tlakovými změnami.

Mezi lopatkami oběžného kola a skříňí je vůle δ , kterou přetéká vzduch z oblasti vyššího tlaku, směrem k nižšímu tlaku (Obr. 2.11). Tato vůle se za provozu TBD mění, což znamená i změnu protékajícího vzduchu a tím i ztrát vznikajících v kole. Tyto ztráty nejen významně ovlivňují účinnost kompresoru, ale proudící vzduch v mezeře δ způsobuje hluk vyzařovaný kompresorem.



Obr. 2.12 Rozložení rychlostí na výstupu z oběžného kola, měřené laserem v rovině 10 (Obr. 2.7) při otáčkách $50\,000\text{ min}^{-1}$ a $\dot{m}_{red} = 2,55\text{ kg s}^{-1}$, převzato z Eisenlohr et al.[12]



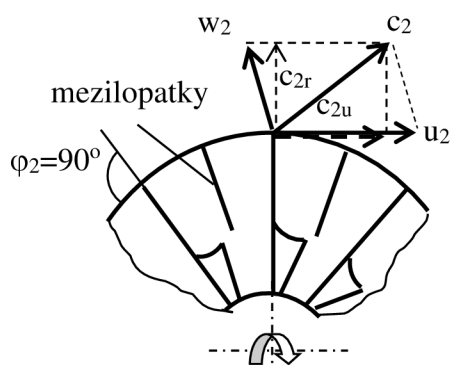
Obr. 2.11 Proudění mezerou mezi lopatkou a skříňí δ , převzato z Růžek a Kmoch [11]

Výstup z oběžného kola

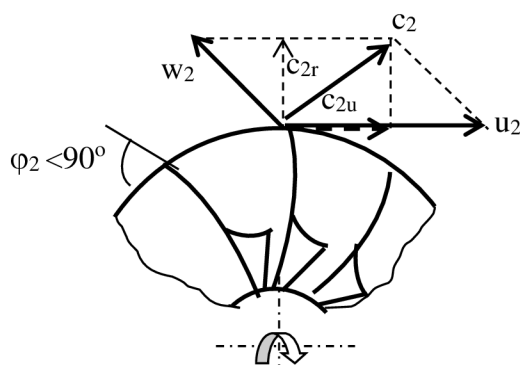
Pokud na výstupu z oběžného kola vyznačíme střední rychlosti proudu, obdržíme rychlostní trojúhelníky, uvedené pro radiální lopatky na Obr. 2.14 a pro zahnuté lopatky na Obr. 2.13.

Efektivní práci kompresoru, přivedenou na hřídel oběžného kola, lze obdržet z Eulerovy rovnice ve tvaru, Růžek a Kmoch [11]

$$W_{ek} = c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_{1s} + W_{tř}. \quad (2.1)$$



Obr. 2.14 Oběžné kolo s radiálními lopatkami



Obr. 2.13 Oběžné kolo se zahnutými lopatkami

Malý odklon relativní rychlosti w_2 od radiálního směru je u radiálních lopatek (Obr. 2.13) dán působením víru, který vzniká v mezilopátkovém kanálu oběžného kola, Růžek a Kmoch [11]. V současnosti se pro TBD vyrábějí kola kompresoru s lopatkami zahnutými dozadu ($\varphi_2 < 90^\circ$), (Obr. 2.13), což znamená nižší hodnoty c_{2u} , ve srovnání s radiálními lopatkami. Chceme-li dosáhnout stejné W_{ek} , musí být větší u_2 u těchto současných oběžných kol. Růst u_2 znamená i růst obvodových rychlostí na vstupu, a tudíž i růst Machových čísel na vstupu do záběrníku, což se také projeví vyšší hladinou hluku vyzařovaného kompresorem.

Vztah mezi hlavními parametry kompresoru a efektivní prací lze vyjádřit ve tvaru, Růžek a Kmoch [11]

$$W_{ek} = c_p \cdot T_{1c} \cdot \left(\pi_{kc}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{kc}}, \quad (2.2)$$

kde κ je izoentropický exponent komprese, c_p je měrná tepelná kapacita za $p = \text{konst.}$ a T_{1c} je celková teplota před kompresorem.

Stlačení kompresoru je definováno jako poměr celkových tlaků na výstupu a vstupu do kompresoru

$$\pi_{kc} = \frac{p_{5c}}{p_{1c}}. \quad (2.3)$$

Izoentropická účinnost kompresoru je poměr ideální práce potřebné ke stlačování bez ztrát ke skutečné efektivní práci přivedené na hřídel kola kompresoru, Růžek a Kmoch [11]

$$\eta_{kc} = \frac{W_{ek,id}}{W_{ek}}. \quad (2.4)$$

Z výše uvedených výrazů vyplývá, že chceme-li dosáhnout vysoké stlačení v kompresoru, musí být vysoká obvodová rychlost u_2 .

2.1.3 Bezlopatkový difuzor

Bezprostředně za kolem kompresoru následuje bezlopatkový difuzor (BLD), ve kterém klesá absolutní rychlost c za současného růstu tlaku. Nerovnoměrný proud vystupující z oběžného kola se postupně v BLD vyrovnává, což způsobuje tlakové změny, které se projevují hlukem vyzařovaným z kompresoru.

2.1.4 Lopatkový difuzor

Řada TBD používá pouze difuzor bezlopatkový, což zjednodušuje výrobu, avšak projevuje se to v poněkud nižší účinnosti kompresoru. Lopatkové difuzory (LD) se vždy používají u TBD s vyšším stlačením. V takovém případě je TBD navrženo s poměrně krátkým BLD, za nímž následuje difuzor lopatkový. Pokud z oběžného kola vystupuje nadzvuková rychlost c_2 , potom na vstupu do lopatkového difuzoru vznikají rázové vlny, ve kterých se sníží rychlost na podzvukovou. Vznik rázových vln v LD se také projeví změnou tlaku, což následně způsobuje hluk vystupující z kompresoru (Obr. 2.15).

Měření v LD bylo provedeno Krainem [13] v návrhovém bodě kompresoru, dle charakteristiky uvedené na Obr. 2.6. V návrhovém bodě jsou parametry kompresoru:

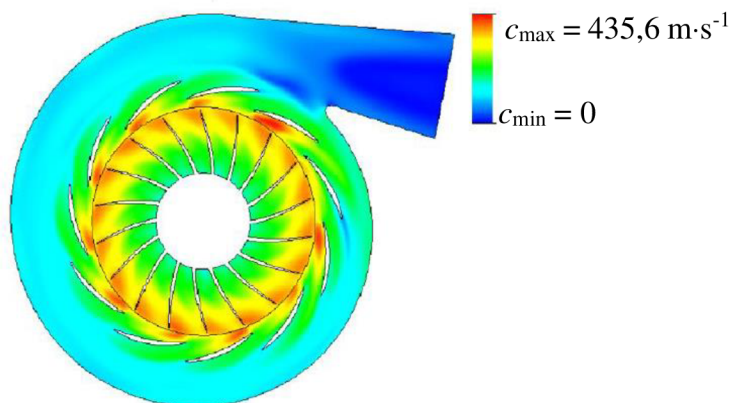
$$\pi_{kc} = 5,7; \eta_{kc} = 0,8; \dot{m}_{red} = 2,55 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}; n_{red} = 50000 \text{ min}^{-1}; u_2 = 586 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}.$$



Obr. 2.15 Rozložení Machových čísel v LD, převzato z Krain [13]

2.1.5 Výstupní soustava

Výstupní soustavu kompresorů TBD tvoří většinou spirální skříň. Rozložení rychlostí v částech radiálního kompresoru se spirální skříň, modelované v programu ANSYS Fluent, je uvedeno na Obr. 2.16. I když rychlosti ve spirální skříni jsou nízké, ovlivňují průběh charakteristiky kompresoru.



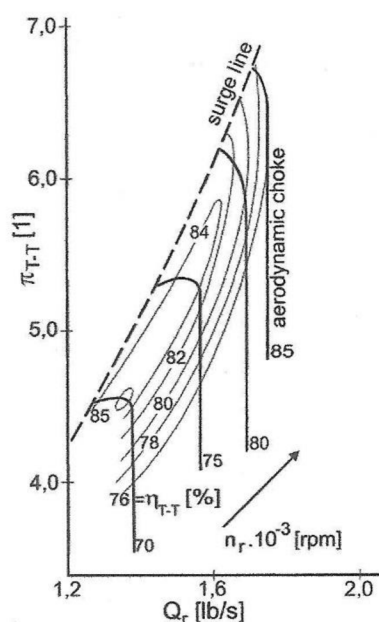
Obr. 2.16 Rozložení rychlostí v radiálním kompresoru s lopatkovým difuzorem a spirální skříni, převzato z Sitkin [14]

2.2 Charakteristika kompresoru

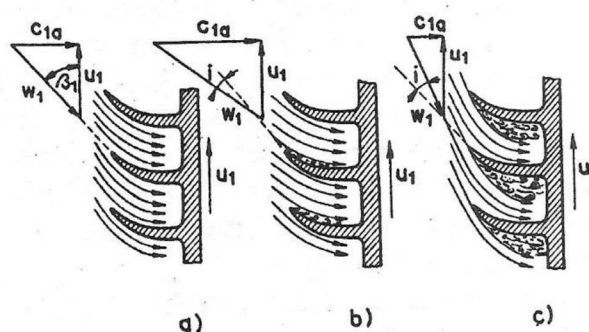
V charakteristice kompresoru jsou uvedeny závislosti hlavních parametrů, a to stlačení π_{kc} , účinnosti η_{kc} , hmotnostního průtoku vzduchu \dot{m}_{red} a otáček n_{red} . Hmotnostní průtok a otáčky musí být vynášeny jako redukované na podmínky mezinárodní standardní atmosféry (MSA), aby charakteristika měla univerzální charakter, Hofmann [6]

$$\dot{m}_{red} = \dot{m} \cdot \sqrt{\frac{T_{1c}}{288}} \cdot \frac{101325}{p_{1c}} \quad (2.5)$$

$$n_{red} = n \cdot \sqrt{\frac{288}{T_{1c}}} \quad (2.6)$$



Obr. 2.18 Charakteristika radiálního kompresoru s vysokým stlačením, převzato z Kenny [15]



Obr. 2.17 Proudění v záběrníku při $n = \text{konst.}$ a změně hmotnostního průtoku: a – návrhový stav, b – růst hmotnostního průtoku, c – pokles hmot. průtoku, převzato z Růžek a Kmoch [11]

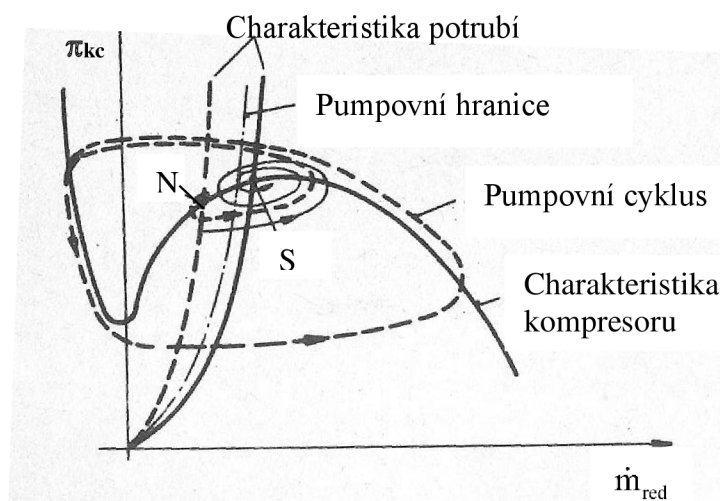
Charakteristika radiálního kompresoru s vysokým stlačením, uvedená na Obr. 2.18 ukazuje, ve kterých oblastech je práce kompresoru stabilní a kde je nestabilní. Rozsah stabilní práce je určován aerodynamickým ucpáním (choke), při maximálním hmotnostním průtoku a hranicí nestabilní práce kompresoru, často nazývanou pumpovní hranicí (surge line). Nestabilní oblast práce kompresoru je od pumpovní hranice vlevo k malým hmotnostním průtokům. V tomto případě je rozsah stabilní práce kompresoru poměrně malý, a proto by tento kompresor nebyl vhodný pro použití v TBD.

2.2.1 Aerodynamické ucpání kompresoru

Zvyšujeme-li hmotnostní průtok kompresorem při $n_{red} = \text{konst.}$, roste osová rychlost c_{1a} , relativní rychlost w_1 roste a přestavuje se do záporných úhlů náběhu. Z Obr. 2.17b je zřejmé, že nastává utržívání proudu na tlakové straně lopatky a průtočná plocha v mezilopátkové mříži klesá. V okamžiku, kdy dosáhne rychlost v tomto místě kritické hodnoty, dojde k aerodynamickému ucpání a tudíž nelze již dále zvětšovat hmotnostní průtok kompresorem.

2.2.2 Pumpování kompresoru

Snižujeme-li hmotnostní průtok v kompresoru, při $n_{red} = \text{konst.}$, klesá osová rychlost c_{1a} , relativní rychlost w_1 klesá a přestavuje se do kladných úhlů náběhu. Z Obr. 2.17c je zřejmé, že utržívání proudu nastává na sací straně lopatky záběrníku, což vlivem působení odstředivých sil způsobuje rozšíření utrženého proudu do mezilopátkového kanálu záběrníku. Pokud dojde k totálnímu utržení proudu a zahlcení celého kanálu záběrníku, nastanou velké ztráty v oběžném kole kompresoru doprovázené prudkým poklesem tlaku. V tomto okamžiku je tlak v potrubí za kompresorem větší než tlak v kompresoru a nastává zpětné proudění z výstupu do oběžného kola kompresoru. Toto zpětné proudění pokračuje tak dlouho, dokud tlak v potrubí za kompresorem nebude nižší než tlak v oběžném kole (Obr. 2.19, křivka S). V extrémním případě může vzduch v rámci zpětného proudění vystoupit přes oběžné kolo a vstupní potrubí do volné atmosféry („deep surge“, Obr. 2.19, pumpovní cyklus), Hofmann [6]. Tento jev způsobí velké změny tlaku v oběžném kole, což se projeví nejen hlukem vyzařovaným z kompresoru, ale i velkou změnou osových sil působících v soustavě kompresor-turbína. Změna osových sil významně ovlivní zatížení ložisek.

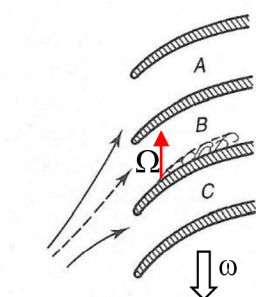


Obr. 2.19 Pumpování kompresoru. S – mírná pumpáž, N – hluboká pumpáž, převzato z Hofmann [6]

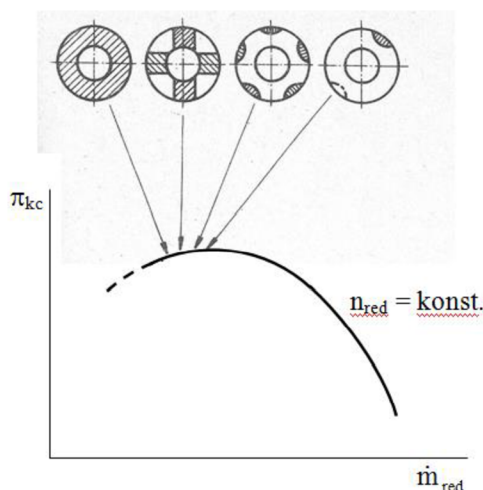
2.2.3 Rotační odtržení proudu

Pracuje-li kompresor v oblasti stabilní práce poblíž pumpovní hranice, může dojít k narušení proudu před oběžným kolem. V jedné, nebo několika mřížích nastane utržení proudu na sací straně lopatky, což způsobí odklon proudu v sousedních mřížích (Obr. 2.21). Nastává pak

cyklické odtrhávání proudu, které se šíří v relativním pohybu proti směru otáčení oběžného kola úhlovou rychlostí Ω („rotating stall“). V závislosti na délce lopatky a podmínkách nerovnoměrnosti proudu může rotační odtržení proudu zasáhnout různé části oběžného kola (Obr. 2.20). Z počátku, když se přibližujeme k pumpovní hranici, nastává většinou utržívání proudu jen v několika místech po obvodu lopatkového kanálu. Teprve těsně před pumpovní hranicí se odtrhávání proudu, vlivem velkého úhlu náběhu, rozšiřuje po celé délce lopatky a začíná přecházet do celého mezilopatkového kanálu. Rotační odtržení proudu, podobně jako pumpování kompresoru, způsobuje velké tlakové změny v proudícím vzduchu, což se projevuje velkým vyzařovaným hlukem.



Obr. 2.21 Vznik rotačního odtržení v radiálním kompresoru, převzato z Hofmann [6]



Obr. 2.20 Místa vzniku rotačního odtržení v radiálním kompresoru, převzato z Hofmann [6]

3 HLUK TURBODMYCHADEL

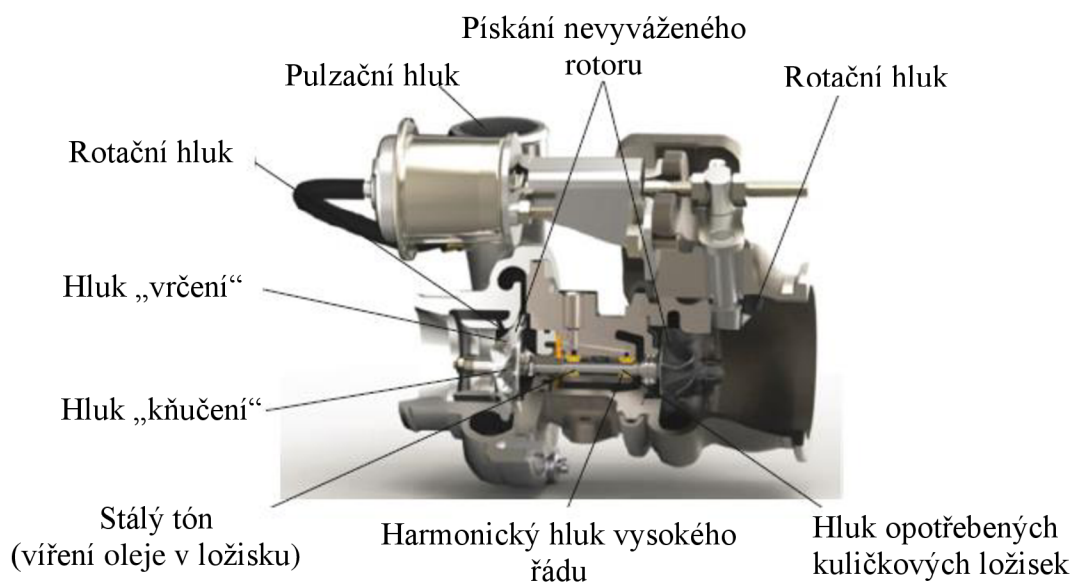
Turbodmychadla používaná ve většině současných PSM vyzařují, podobně jako motor, značný hluk. Práce TBD je velmi proměnná během provozu PSM, a tudíž i vyzařovaný hluk se významně mění. Na Obr. 3.1 jsou vyznačena nejčastější místa, ve kterých hluk v TBD vzniká.

Aerodynamický hluk

Je vytvářen proud vzduchu, nebo horkého plynu, v kompresoru a turbíně. Nerovnoměrnost proudění v jednotlivých částech mezilopátkových kanálů se projevuje i změnou tlaku, který způsobuje hluk.

Mechanický hluk

Je způsoben především nepřesným vyvážením rotujících hmot, tedy dmychadla a turbíny, spojených na hřídeli. Uložení hřídele je provedeno ve valivých, častěji v kluzných ložiskách, které mohou být také zdrojem hluku. Podobně i proudění oleje v ložiskách může vytvářet hluk.



Obr. 3.1 Místa vzniku hluku v turbodmychadle, převzato z Nguyen-Schäfer [16]

Pulzační hluk – pískání (pulsation whistle) je způsobeno nerovnoměrným proudem vzduchu vystupujícím z kompresoru. Jak tato nerovnoměrnost proudění vzniká a v jakých částech kompresoru bude podrobněji rozebráno v kapitole 3.2. Jeho frekvence se podle Nguyen-Schäfer [16] pohybuje od 1 200 do 4 500 Hz.

Rotující hluk (rotational noise) přímo souvisí s počtem lopatek oběžných kol kompresoru, turbíny a otáčkami TBD. Jeho frekvence bývá v širokém rozsahu od 8 kHz až do 18 kHz, Nguyen-Schäfer [16], případně vyšší, a to u TBD, jejichž otáčky přesahují 150 000 min⁻¹.

Hluk „vrčení“ (growling noise) souvisí s utržíváním proudu vzduchu v kole kompresoru. Jeho frekvence se pohybuje v širokém pásmu mezi 1,2 kHz až 3,5 kHz. Bzučivý zvuk se šíří ve směru k výstupu kompresoru a mezichladiči plicního vzduchu, Nguyen-Schäfer [16].

Hluk „kňučivý“ (whining noise) souvisí s pumpováním kompresoru. Je vyvolán velkými tlakovými změnami v celém kompresoru, kdy se vzduch pohybuje střídavě od výstupu kompresoru ke vstupu a opačně, tzv. „hluboká pumpáž“. Frekvence hluku je poměrně nízká v pásmu od téměř 800 Hz do 2,7 kHz, Nguyen-Schäfer [16]. Kňučivý hluk se šíří ve směru ke vstupu do kompresoru a k systému vzduchového filtru.

Pískání TBD (unbalance whistle) je nejčastěji spojeno s nevyvážeností rotoru. Rotor není dostatečně vyvážen buď v novovýrobě, nebo často vzniká po dlouhé době TBD v provozu. Frekvence hluku bývá mezi 1,2 kHz až 4,5 kHz, Nguyen-Schäfer [16].

Stálý tón -“vytí“ (constant tone-bowling) je indukován v důsledku víření olejového filmu uvnitř radiálního ložiska. Frekvence se pohybují mezi 600 a 1 000 Hz [16]. Jelikož je změna frekvence vcelku malá, hovoří se o stálém tónu. Pokud jsou použita kluzná ložiska s plovoucím pouzdrem, frekvence víření podstatně klesají (0,3 až 0,4krát), když otáčky rotoru narůstají [16].

Harmonický hluk s frekvencemi vysokého řádu (high-order harmonic noise) se často vyskytuje v turbodmychadlech, která používají valivá ložiska (kuličková, nebo válečková). Vůle v elementech ložiska jsou velmi malé, čímž tato ložiska nemají prakticky žádné tlumení. Proto bývá mezi ložiskovou skříní a pouzdrem s ložisky mezera, naplněná olejem, tzv. olejový tlumič. Pokud je tento tlumič špatně navržen, neplní svojí funkci a vzniká harmonický hluk s frekvencemi vysokého řádu, Nguyen-Schäfer [16].

Hluk opotřebení (wear noise) se většinou vyskytuje u turbodmychadel, která používají valivá ložiska (kuličková nebo válečková), pokud mají opotřeбенé kuličky, válečky, klec, vnitřní a vnější kroužky apod. Hluk opotřebení má různé asynchronní frekvence [16].

Je třeba poznamenat, že české názvy jednotlivých typů hluku byly převzaty z Novotný [17].

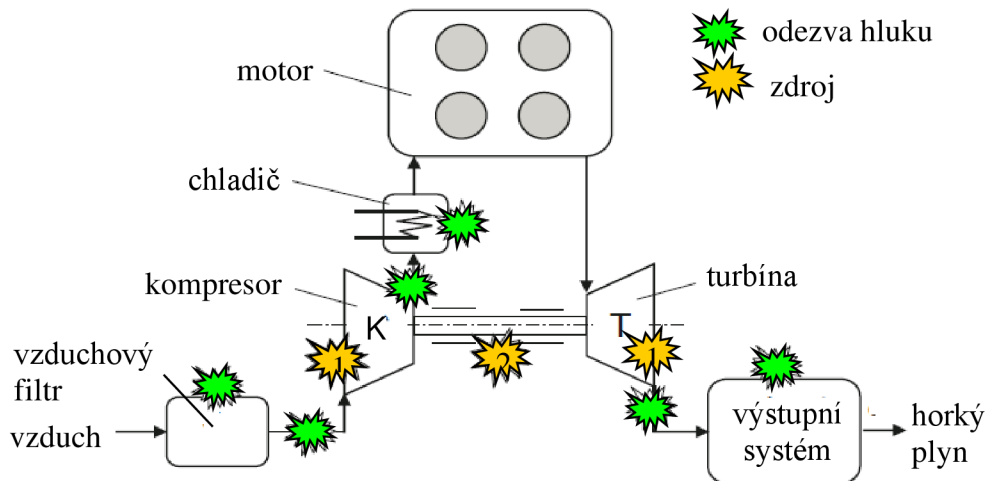
První čtyři typy hluku, které jsou zahrnuty ve skupině **aerodynamický hluk**, jsou způsobeny prouděním v kompresoru a v turbíně. Detailní rozbor vznikajícího hluku v jednotlivých částech kompresoru bude rozebrán v kapitole 3.2.

Zdroje aerodynamického hluku, označené „1“ v Obr. 3.2, jsou v kompresoru a turbíně. Hluk vzniká pulzacemi proudu, vlivem rotace lopatek, vrčením (growling-stall) a kňučením (whining-surge). Vše se přenáší z turbodmychadla skrz skřín kompresoru, vstupním potrubím ke vzduchovému filtru a výstupním potrubím z kompresoru k mezichladiči vzduchu.

Hluk, který vytváří pumpáž kompresoru (surge-whining), se obvykle předává na komponenty přívodu nasávaného vzduchu v důsledku obrácení průtoku od výstupu kompresoru ke vstupu kompresoru. Naopak hluk „vrčení“ (growling) se nejvíce přenáší na sací potrubí a mezichladič, jak je znázorněno na Obr. 3.2, Nguyen-Schäfer [16].

Zdroje mechanického hluku rotoru, označené „2“ v Obr. 3.2, je „pištění“ vlivem nevyváženosti rotoru, hluk způsobený vířením olejového filmu v ložiscích, vysokofrekvenční hluk vyzařovaný z valivých ložisek v důsledku opotřebení jejich částí i hluk vystupující z oblasti valivých ložisek způsobený nesprávnou funkcí olejového tlumiče hluku se šíří do skříně TBD, do výfukového potrubí a celého výstupního systému motoru.

Hluk vytvářený v jednotlivých částech TBD, ať aerodynamický, nebo mechanický, se přenáší do prostoru, který TBD obklopuje. Dál se pak šíří prostřednictvím vibrací do kabiny řidiče. Je tudíž nezbytné nejen použít vhodné materiály tlumící hluk v prostoru, kde je motor s TBD uložen, ale také řešit tlumení hluku v potrubí na vstupu do kompresoru, i na výstupu z turbíny.



Obr. 3.2 Hluk v jednotlivých částech TBD, převzato z Nguyen-Schäfer [16]

3.1 Základní pojmy akustiky

Zvuk je mechanické vlnění, které se přenáší vzduchem až k uchu. Zdroje zvuku jsou kmitající tělesa. Pokud má zvuk periodický průběh, jedná se o hudební zvuk, nebo tón. Má-li zvuk nepravidelný, neperiodický průběh je sluchem vnímám jako hluk.

Při šíření vlny v prostředí dochází k opakovanému zvyšování a snižování tlaku. Střídavá složka tlaku se nazývá akustický tlak, což je rozdíl mezi celkovým tlakem a statickým tlakem pro příslušný časový okamžik. Tlakové změny mají frekvenci f a periodu T .

$$T = \frac{1}{f}. \quad (3.1)$$

Akustický tlak je střídavou veličinou, ze které lze určit tlak střední $p_{stř}$, dle rovnice 3.2, tlak maximální p_{max} , a tlak efektivní p_{ef} , dle rovnice 3.3, Šulc [18].

$$p_{stř} = \frac{1}{T} \int_0^T p(t) \cdot dt \quad (3.2)$$

$$p_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) \cdot dt}. \quad (3.3)$$

Výchylka částic prostředí se označuje jako akustická výchylka s . Akustická rychlost v je rychlost kmitajících částic.

$$v = \frac{ds}{dt}. \quad (3.4)$$

Rychlost zvuku a je rychlost, kterou se rozruch šíří prostředím.

$$a = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_t}, \quad (3.5)$$

kde r je plynová konstanta a T_t je termodynamická teplota.

Vztah mezi kmitočtem f , rychlostí zvuku a a vlnovou délkou λ je definován výrazem.

$$a = \lambda \cdot f. \quad (3.6)$$

Akustický výkon P je definován jako součin síly a akustické rychlosti dle výrazu.

$$P = p \cdot S \cdot v. \quad (3.7)$$

Akustická intenzita I vychází z akustického výkonu jako akustická energie procházející plochou ve směru kolmém na tuto plochu, Šulc [18]

$$P = \int_S I \cdot dS. \quad (3.8)$$

Vlnový odpor vzduchu z , který závisí na jeho fyzikálních vlastnostech, je definován jako

$$z = \rho \cdot a. \quad (3.9)$$

Pro vyjádření akustických jednotek se často používají logaritmické stupnice. V akustice byl zaveden pojem hladina L s bezrozměrnou jednotkou decibely (dB), Šulc [18]

$$L = 10 \cdot \log \frac{A}{A_o}, \quad (3.10)$$

kde A je skutečná hodnota příslušné veličiny a A_o je referenční volená, normalizovaná veličina. Referenční hodnoty jsou v akustice používané jako „prahové“ veličiny, které v nesluchoovém orgánu vyvolají vjem.

Hladina akustického výkonu, Šulc [18]

$$L_p = 10 \cdot \log \frac{P}{P_o}, \quad (3.11)$$

kde P je akustický výkon zdroje a $P_o = 10^{-12}$ (W).

Hladina akustické intenzity, Šulc [18]

$$L_I = 10 \cdot \log \frac{I}{I_o}, \quad (3.12)$$

kde I je akustická intenzita a $I_o = 10^{-12}$ (Wm^{-2})

Hladina akustického tlaku, Šulc [18]

$$L_p = 20 \cdot \log \frac{p_{ef}}{p_{o,ef}} = 20 \cdot \log \frac{p}{p_o}, \quad (3.13)$$

kde p je akustický tlak a $p_o = 2 \cdot 10^{-5}$ (Pa)

3.2 Aerodynamický hluk kompresoru

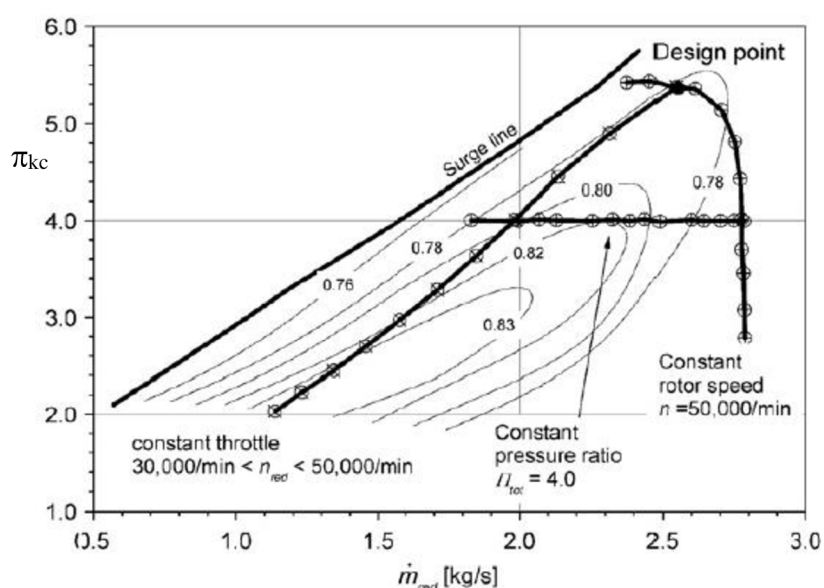
Rozdělení hluku vystupujícího z kompresoru, provedené v kapitole 3. ukazuje, že aerodynamický hluk, vycházející z kompresoru a z turbíny, se významně podílí na hlukovém spektru TBD. Práce se zaměřuje na aerodynamický hluk kompresoru, který je v této oblasti dominantní.

Stále vyšší stlačení kompresoru, spojené s většími rychlostmi vzduchu procházejícími lopatkovými kanály, se výrazně podílí na růstu hladiny hluku. Hluk kompresoru se vytváří:

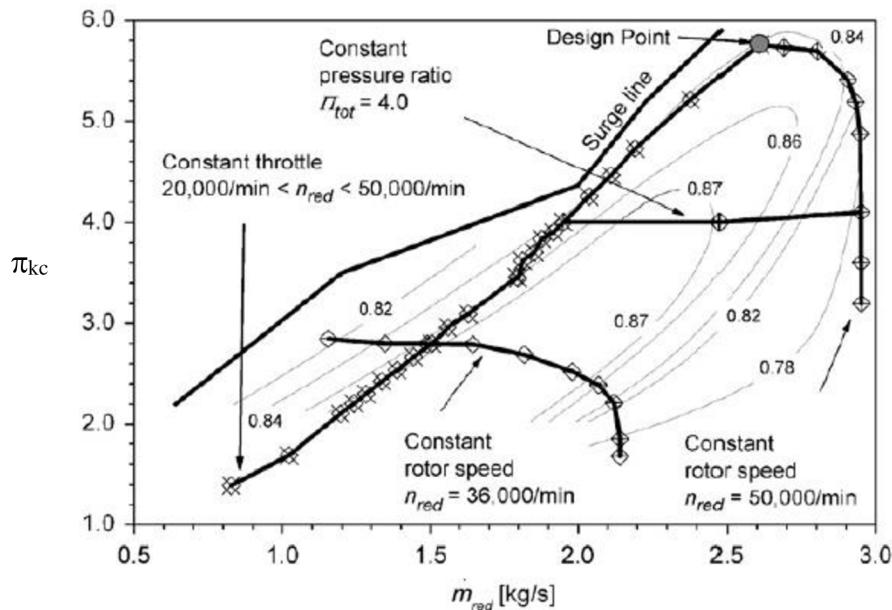
- Ve vstupu do oběžného kola
- Při proudění vzduchu oběžným kolem
- Na výstupu z oběžného kola
- V oblasti difuzorů
- Ve výstupní soustavě

Poznání hluku vyžaduje rozsáhlá měření na kompresorech, často ve speciálních komorách tlumících hluk vystupující z TBD, aby bylo možné poznat právě ten „typický“ hluk vystupující z kompresoru. Kromě měření, spojeného s analýzou zachyceného signálu, se často provádí modelování proudění v částech kompresoru pomocí CFD programů, jehož výsledky umožňují vytvořit si představu o proudění v místech, ve kterých se současnými prostředky měřit nedá.

Jednou z prací, zabývajících se problematikou hluku v kompresoru, je Raitor a Niese [19]. Jsou zde provedeny rozsáhlé experimenty, které zahrnují velkou část vyzařovaného hluku v různých provozních podmínkách kompresoru. Experimenty jsou prováděny na dvou radiálních kompresorech SR V2 a SR V4 ve variantách s BLD a LD. Oba kompresory mají stejný počet lopatek (13) a mezilopatek (13) v oběžném kole, a navíc stejné průměry na vstupu ($D_{1e} = 156$ mm) a vnější průměr kola $D_2 = 224$ mm. Návrhový bod obou kompresorů má redukovaný hmotnostní průtok $2,55$ kg·s⁻¹, při otáčkách 50 000 min⁻¹. Z výše uvedených parametrů vyplývá, že obvodová rychlost na vnějším průměru oběžného kola je 586 m·s⁻¹ což znamená, že jak na vstupu, tak i na výstupu z oběžného kola budou nadzvukové rychlosti. Charakteristiky obou kompresorů jsou uvedeny na Obr. 3.3 a Obr. 3.4.



Obr. 3.3 Charakteristika kompresoru SR V2 s BLD a vyznačenými pracovními režimy používanými pro akustická měření, převzato z Raitor a Niese [19]



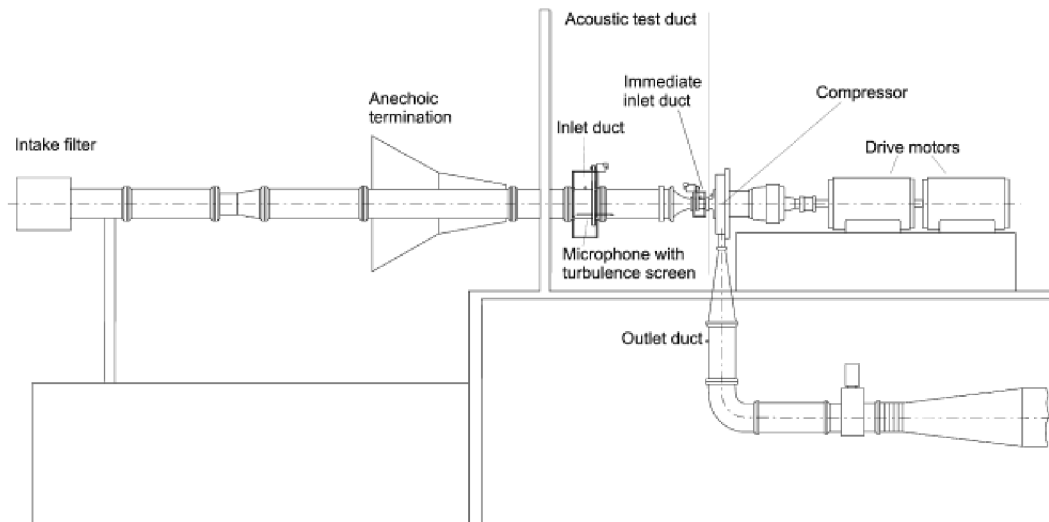
Obr. 3.4 Charakteristika kompresoru SR V4 s BLD s vyznačenými pracovními režimy používanými pro akustická měření, převzato z Raitor a Niese [19].

V obou charakteristikách jsou uvedeny hlavní parametry kompresoru a to stlačení π_{kc} , účinnost η_{kc} , redukované otáčky n_{red} a redukovaný hmotnostní průtok \dot{m}_{red} .

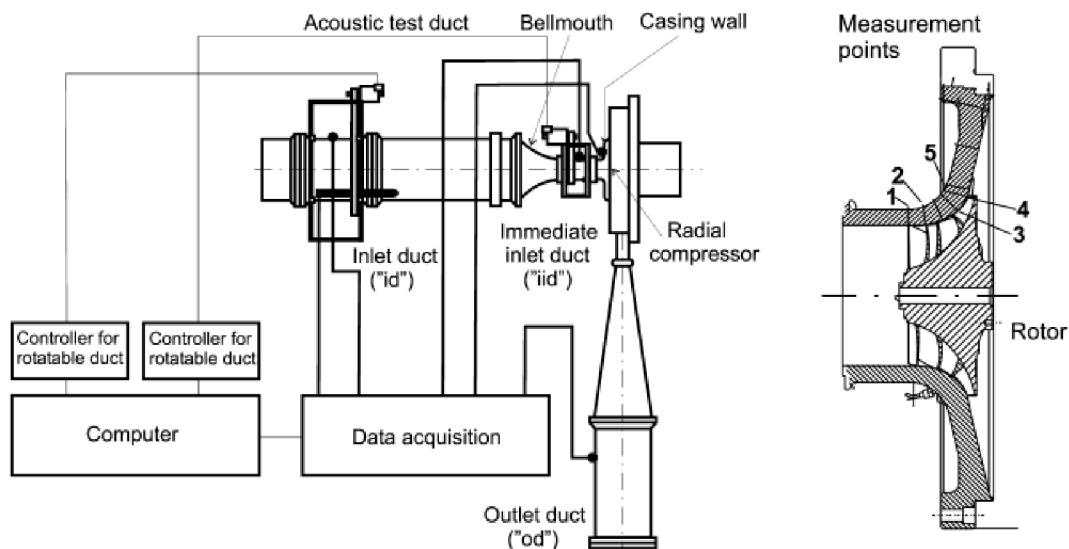
Na Obr. 3.3 jsou v charakteristice kompresoru SR V2 vyznačeny 3 provozní režimy. Nejčastěji používaný je režim chodu kompresoru při stálém nastavení škrťací klapky na výstupu z měřicí tratě. V tomto režimu se provádí měření v rozsahu od nejnižších otáček $30\,000\text{ min}^{-1}$ až do maximálních otáček $50\,000\text{ min}^{-1}$. Další měření je možno provést při konstantních maximálních otáčkách $50\,000\text{ min}^{-1}$, což však vyžaduje provádět změnu nastavení škrťací klapky na výstupu z měřicí trati a neustálou kontrolu redukovaných otáček. Poslední naznačený režim spočívá v udržování konstantního stlačení kompresoru na hodnotě 4. To však vyžaduje nejen změnu nastavení škrťací klapky, ale i průběžné měření stlačení kompresoru, aby bylo možné zachovat $\pi_{kc} = 4$.

Na Obr. 3.4 jsou vyznačeny 4 provozní režimy. První s neměnným nastavením škrťací klapky a to od min. otáček $20\,000\text{ min}^{-1}$ až do maximálních otáček $50\,000\text{ min}^{-1}$. Další dva režimy práce kompresoru při stálých redukovaných otáčkách $36\,000\text{ min}^{-1}$ a $50\,000\text{ min}^{-1}$. Poslední režim chodu kompresoru s neměnným stlačením $\pi_{kc} = 4$.

Kompresory jsou vloženy do měřicí tratě, uvedené na Obr. 3.5, používané v DLR-Institute of Propulsion Technology v Kolíně na Rýnem [19]. Původně byla měřicí trať navržena pro měření v transsonickém odstředivém kompresoru, některé výsledky jsou uvedené v kapitole 2.1.2 a později upravena pro akustická měření na radiálním kompresoru. Vstupní část měřicí tratě, kde se provádí akustická měření, má dvě části, a to bezprostřední vstupní kanál těsně před vstupem do kola kompresoru a následnou vstupní část, vzdálenou od kola kompresoru 2,1 m. Detail místa měření akustických veličin je uveden na Obr. 3.6. Jednotlivé snímače a jejich umístění je popsáno v Raitor a Niese [19]. Na témže obrázku je schéma odběrů statických tlaků ze skříně kompresoru, používané pro hodnocení proudění v oběžném kole kompresoru.



Obr. 3.5 Schéma měřicí tratě v DLR institutu, převzato z Raitor a Niese [19]



Obr. 3.6 Detail měřicí soustavy a rotoru s odběrem tlaků ze skříně, převzato z Raitor a Niese [19].

Zprůměrnované měřené hodnoty tlaků po obvodu vstupního kanálu, zpracované do hladin akustického tlaku L_p jsou, pro jednotlivé frekvence a otáčky kompresoru, uvedeny v Obr. 3.8. Aby byl obrázek přehledný, jsou tlaková spektra oddělená o 50 dB pro jednotlivé otáčky.

3.2.1 Hluk vytvořený otáčejícími se lopatkami

Proud vzduchu přiváděný do rotujících lopatek oběžného kola je deformován, což vytváří tlakové změny, které se následně projeví určitou úrovní hluku (Obr. 3.7).

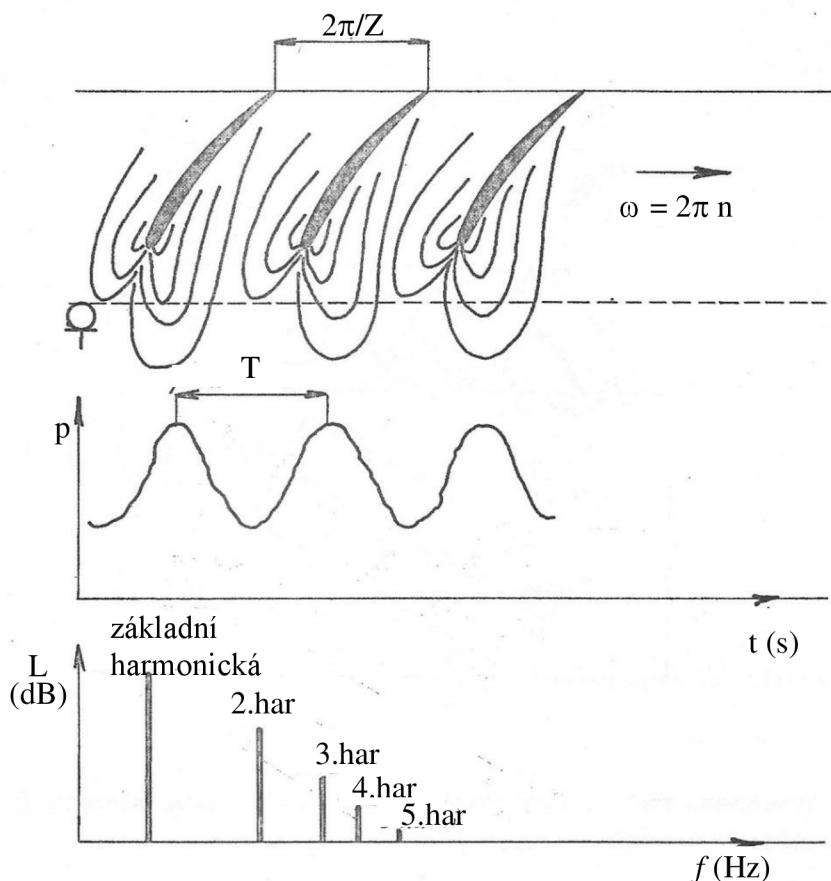
Frekvence otáčejících se hlavních lopatek rotoru, v literatuře označovaná jako Blade Passage Frequency (BPF), je určena

$$f_{BPF} = Z \cdot f_n \quad (3.14)$$

V praxi se často vyjadřují harmonické frekvence rotoru $i \cdot f_n$, kde $i = 1, 2, 3, 4 \dots$, a tedy i harmonické frekvence rotujících hlavních lopatek

$$i \cdot f_{BPF} = i \cdot Z \cdot f_n, \quad (3.15)$$

kde $f_n = n_s$, Z je počet lopatek oběžného kola



Obr. 3.7 Hluk vytvářený vzduchem přiváděným do lopatkového kanálu, převzato z Šulc [20]]

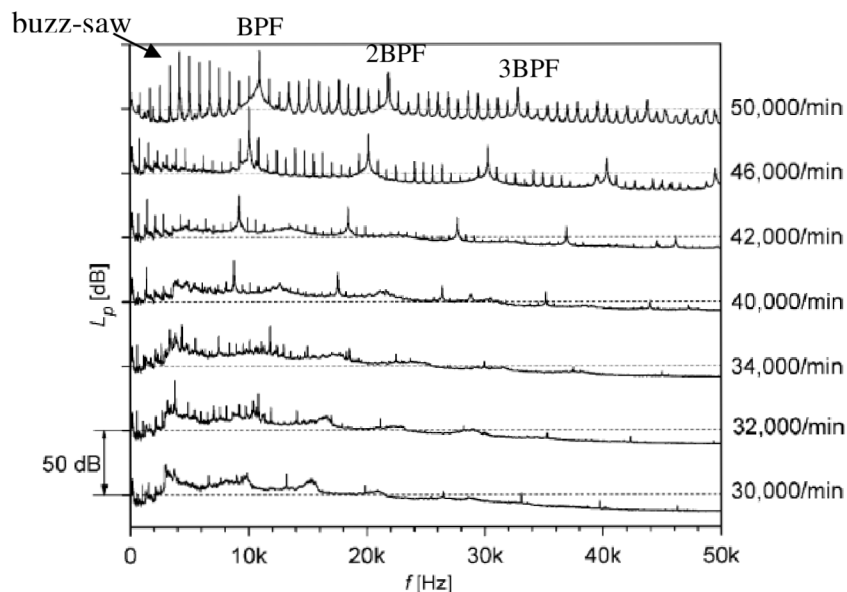
Z Obr. 3.8 je zřejmé, že hluk reprezentovaný hodnotami L_p , pro jednotlivé harmonické frekvence f_{BPF} , $2f_{BPF}$, $3f_{BPF} \dots$, výrazně převyšuje všechny ostatní měřené hodnoty L_p , pro otáčky kompresoru v rozmezí od $40\,000 \text{ min}^{-1}$ do $50\,000 \text{ min}^{-1}$.

Pokud se provádí měření na různých radiálních kompresorech, potom hladiny akustického tlaku $(L_p)_{BPF}$, vynášené pro jednotlivé harmonické f_{BPF} , ve většině případů převyšují ostatní měřené hodnoty L_p .

3.2.2 Hluk „bzučivá pila“ (Buzz-saw noise)

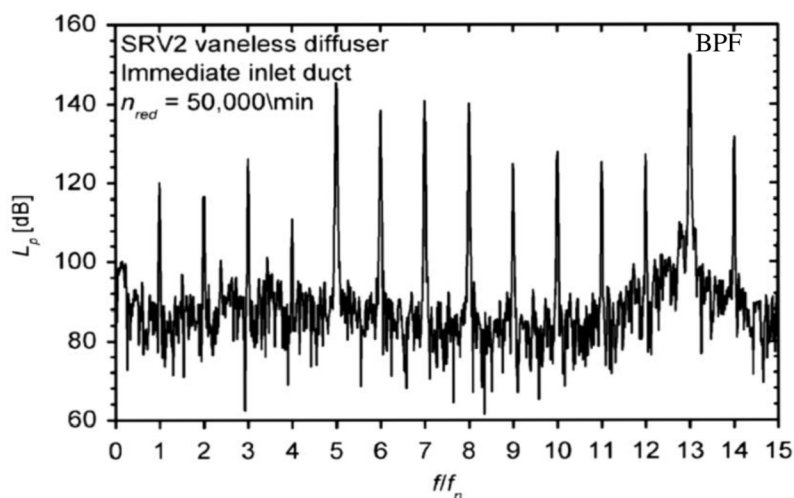
Tento hluk je patrný na Obr. 3.8 při vysokých otáčkách kompresoru. Vzniká v případě, když rychlosti relativního proudu na vstupu do záběrníku jsou nadzvukové. Rázové vlny, které v mezilopatkovém kanálu vznikají, viz kapitola 2.1.2, způsobují tvorbu proměnného tlakového pole, které je zdrojem hluku, Raitor a Niese [19].

Nadzvukové proudění ve vstupu do oběžného kola se u zkušebního kompresoru objevuje od otáček $41\,000\text{ min}^{-1}$. Proto jsou hodnoty hladiny akustického tlaku L_p zřejmé až při vysokých otáčkách (Obr. 3.8). Při maximálních otáčkách $50\,000\text{ min}^{-1}$ jsou hodnoty L_p „buzz-saw“ srovnatelné s hodnotami pro BPF. S poklesem otáček pak intenzita rázových vln klesá, a tudíž klesají hladiny akustického tlaku.



Obr. 3.8 Tlakové spektrum měřené ve vstupním kanálu jako funkce otáček kompresoru. Kompresor SR V2 s BLD. Měření provedeno po pracovní čáře s konstantním nastavením škrťací klapky (Obr. 3.3), převzato z Raitor a Niese [19]

Detailní hlukové spektrum, vyvolané rázovými vlnami před vstupem do záběrníku, je uvedené na Obr. 3.9. Z obrázku je zřejmé srovnání hladiny akustického tlaku L_p „bzučivá pila“ s hodnotou $(L_p)_{\text{BPF}}$ pro nízké frekvence.



Obr. 3.9 Hladiny akustického tlaku měřené před vstupem do kompresoru SR V2 s BLD při maximálních otáčkách $50\,000\text{ min}^{-1}$; $\pi_{kc} = 5,44$; $\dot{m}_{red} = 2,56\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, převzato z Raitor a Niese [19].

3.2.3 Hluk vyvolaný přetékáním vzduchu v mezeře mezi lopatkami a skříní (Tip Clearance Noise-TCN)

Jak ukazují měření provedená v Raitor a Niese [19], je možno sledovat tento hluk (TCN) pouze při nižších otáčkách, a to v případě, když hluk vyvolaných rázovými vlnami hluk TCN nepřekryje, přesněji, hluk TCN přes rázové vlny do vstupního kanálu neprojde. V Obr. 3.8 je to pro otáčky kompresoru nižší než $40\,000\text{ min}^{-1}$. Pro úzkopásmové frekvence f_{TCN} , při relativně nízkých otáčkách $30\,000\text{ min}^{-1}$ až $34\,000\text{ min}^{-1}$, hodnoty $(L_p)_{TCN}$ převyšují hladiny akustického tlaku $(L_p)_{BPF}$.

Tlakové spektrum, měřené při $36\,000\text{ min}^{-1}$ v místě MP #1 (Obr. 2.7), umožňuje zachytit frekvenci tlakových změn v blízkosti skříně kompresoru a následně stanovit L_p , vynesené na Obr. 3.10. Současné měření tlakového spektra před vstupem do kompresoru umožňuje tato spektra porovnat prostřednictvím hladiny akustického tlaku L_p v Obr. 3.10.

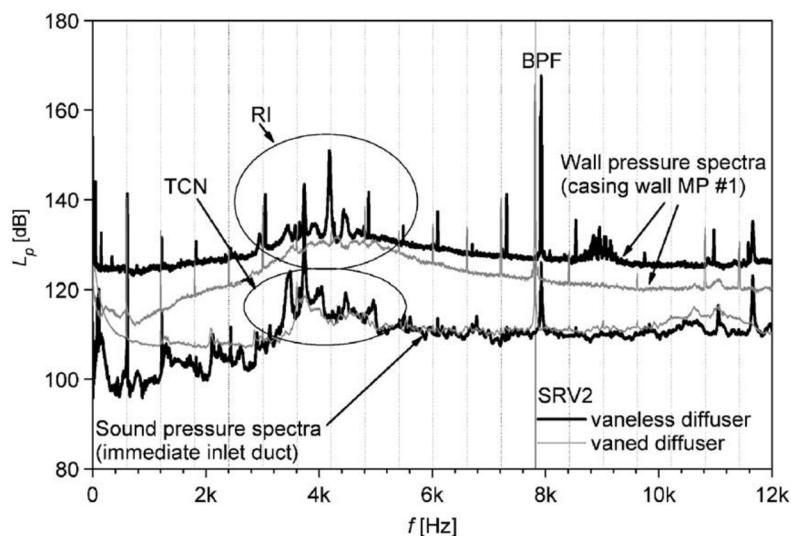
Měření jsou prováděna pro varianty kompresoru SR V2 s lopatkovým a bezlopatkovým difuzorem. Větší rozdíly v určených hodnotách L_p pro lopatkový a bezlopatkový difuzor se projevují pouze v nízkých frekvencích pod 2 kHz. V Obr. 3.10 je především zajímavé porovnání hlukového tlakového spektra L_p měřeného na skříní kompresoru, označené RI (rotating instability) a ve vstupním kanálu, označené TCN. Raitor a Neise v [19] vycházejí z řešení, které se dlouhodobě provádí při sledování pohybu vzduchu v mezeře mezi lopatkou a skříní kompresoru u axiálních stupňů. Zde se uvažuje, že pohyb vzduchu v mezeře δ je dán rozdílem mezi pohybem vzduchu podél skříně a pohybem lopatek oběžného kola. Potom pro úhlové rychlosti lze napsat [19]

$$\omega_{TCN} = h \cdot \omega_{BPF} - h_\alpha \cdot \omega_{RI}. \quad (3.16)$$

Pro nízké frekvence, s uvažováním první harmonické, kdy $h = h_\alpha = 1$, když se uvedený výraz dělí 2π obdržíme

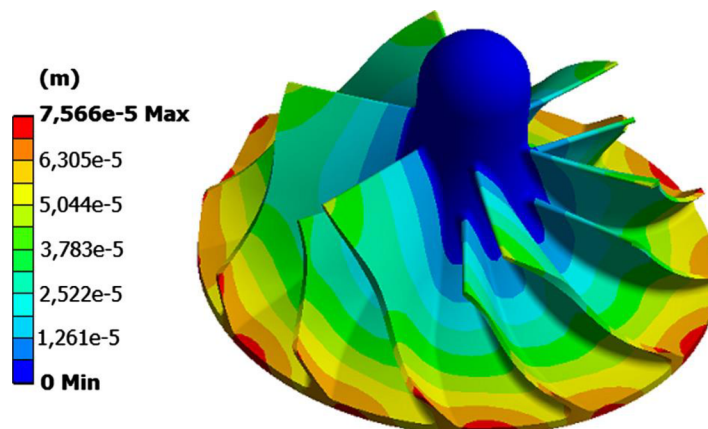
$$f_{TCN} = f_{BPF} - f_{RI}. \quad (3.17)$$

Znamená to, že frekvence f_{TCN} , při které se obdrží maximální $(L_p)_{TCN}$, se přibližně určí z rozdílů frekvencí f_{BPF} a frekvence f_{RI} , odpovídající maximu $(L_p)_{RI}$. Pro otáčky $36\,000\text{ min}^{-1}$ se stanoví $f_{BPF} = 7758\text{ Hz}$. Z Obr. 3.10 je možné přibližně odečíst $f_{RI} \cong 4150\text{ Hz}$ a tudíž $f_{TCN} \cong 3608\text{ Hz}$, což přibližně odpovídá frekvenci f_{TCN} odečtené pro maximální $(L_p)_{TCN}$ z Obr. 3.10. Je třeba však respektovat skutečnost, že pro různé kompresory může být f_{TCN} pro první harmonickou poněkud posunutá, ale pro ustálený chod kompresoru, kde se Raitor a Neise [19] při svém měření nacházejí, lze přibližně odhadnout maximum úzkopásmového hlukového spektra, tvořeného přetékáním vzduchu mezerou mezi lopatkami oběžného kola a skříní, $f_{TCN} \cong 0,5 f_{BPF}$.



Obr. 3.10 Měření tlakových spekter ve vstupním kanále a na skříni kompresoru v místě MP #1, pro kompresor SR V2, při $n_{red} = 36\,000\text{ min}^{-1}$ na pracovní čáře při konstantním nastavení škrtky klapky, převzato z Raitor a Niese [19]

Měření a modelování proudění v mezeře mezi lopatkami a skříní δ , bylo na radiálním kompresoru prováděné Galindem et al. v [21]. Ukázalo se, že je obtížné definovat skutečnou mezeru δ za provozu kompresoru, neboť tato se mění vlivem teplot, tlakových sil a deformací jeho částí (Obr. 3.11).



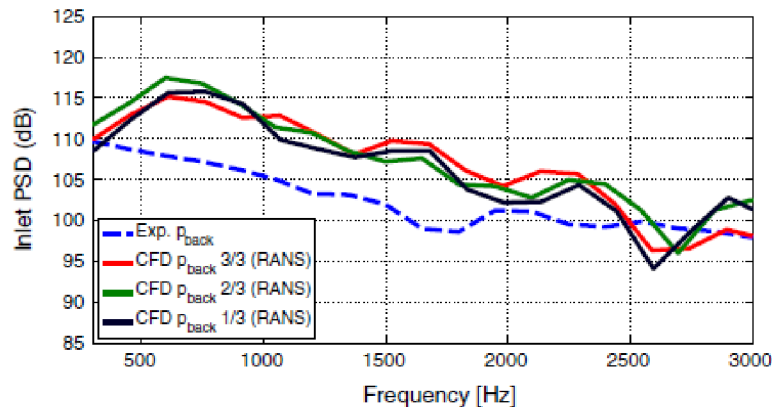
Obr. 3.11 Deformace částí oběžného kola vlivem tepelného zatížení, převzato z Galindo et al. [21]

Měření a výpočty provedené v Galindo et al. [21] ukázaly, že změna vůle δ má podstatný vliv na stlačení a účinnost kompresoru. Měření bylo provedeno pro jednu standardní vůli, ale CFD výpočty byly provedeny pro 3 varianty vůle. První varianta byla původní vůle (3/3), druhá varianta 2/3 původní vůle a třetí varianta 1/3 původní vůle. Když se vůle mezi lopatkou a skříní zmenšuje, stlačení i účinnost rostou a naopak [21]. Zmenšení vůle znamená menší přetékání mezi tlakovou stranou lopatky („pressure side“ PS) a sací stranou lopatky („suction side“ SS). Současně se snižují ztráty míšením proudu na straně lopatky s nižším tlakem (SS).

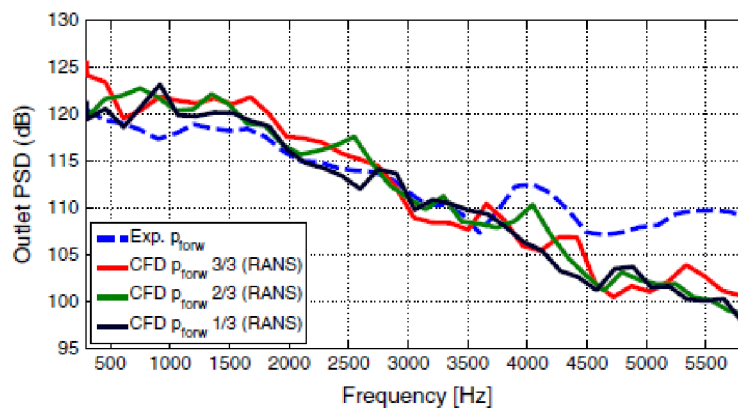
Parametry kompresoru změřené v Galindo et al. [21]

- pro původní vůli $\pi_{kc} = 2,22$ $\eta_{kc} = 62,2 \%$
- snížená vůle na 2/3 $\pi_{kc} = 2,26$ $\eta_{kc} = 63,9 \%$
- snížená vůle na 1/3 $\pi_{kc} = 2,31$ $\eta_{kc} = 65,3 \%$

Avšak měření ani modelování hluku kompresoru, v závislosti na změně vůle δ , neprokázala významné rozdíly (Obr. 3.12 a Obr. 3.13). Výkonová spektrální hustota PSD se v obou diagramech významně neliší.

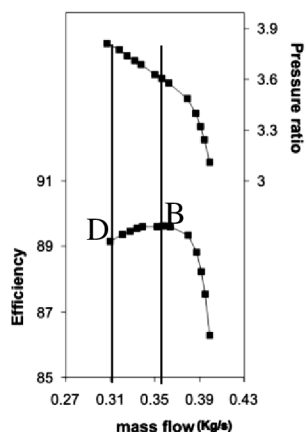


Obr. 3.12 Výpočet a měření pro nízké frekvence stanovené ve vstupním potrubí, převzato z Galindo et al. [21]

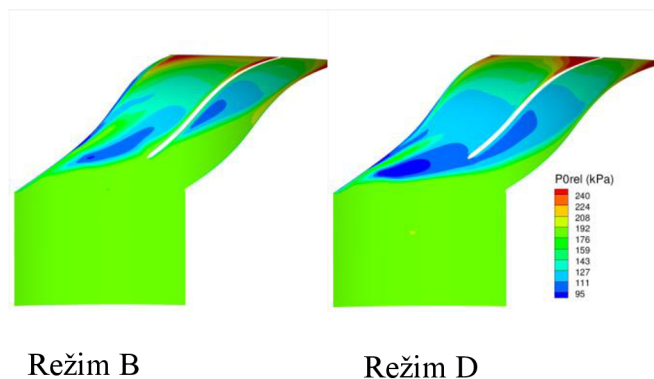


Obr. 3.13 Výpočet a měření pro nízké frekvence stanovené ve výstupním potrubí, převzato z Galindo et al. [21]

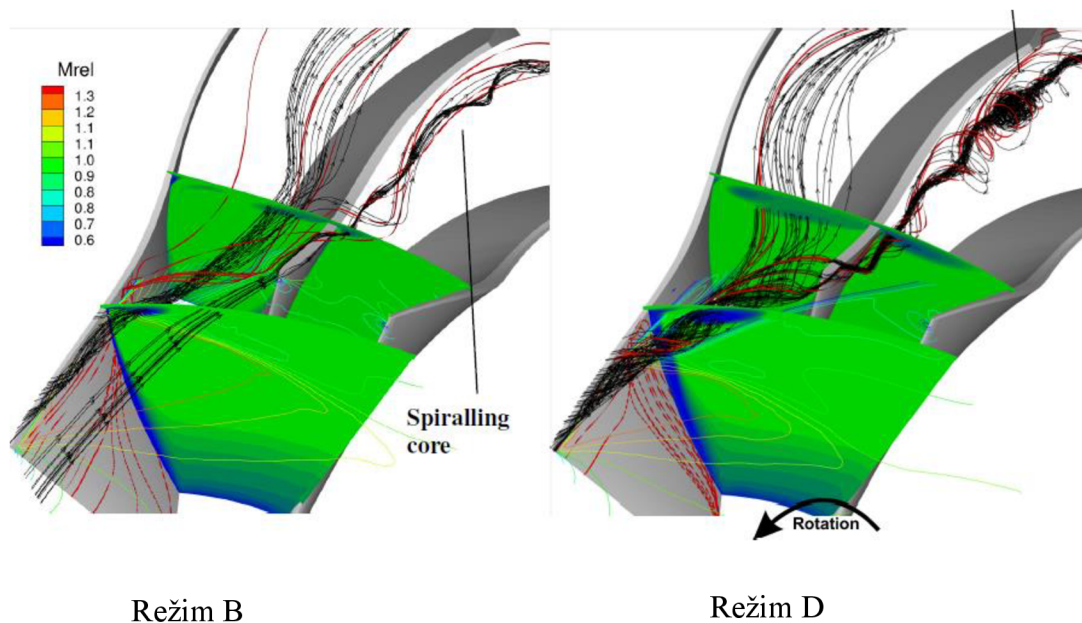
Je obtížné si představit jak vzduch v oblasti mezery mezi lopatkou a skříní ve skutečnosti proudí. Proto byly použity práce Hazbyho a Xu [22], aby bylo možné alespoň přibližně vyjádřit pohyb vzduchu v oblasti mezilopátkového kanálu a v blízkosti mezery δ . Měření a CFD výpočty byly provedeny na radiálním transsonickém kompresoru s 12 lopatkami (6 hlavních a 6 mezilopatek), jehož charakteristika je uvedena na Obr. 3.14. Machovo číslo relativního proudu na vnějším průměru vstupu je $M_{wle} = 1,15$. Proudění v mezilopátkovém kanálu, s vyznačeným rozložením relativního tlaku, je uvedeno na Obr. 3.15.



Obr. 3.14 Charakteristika kompresoru, převzato z Hazby a Xu [22]

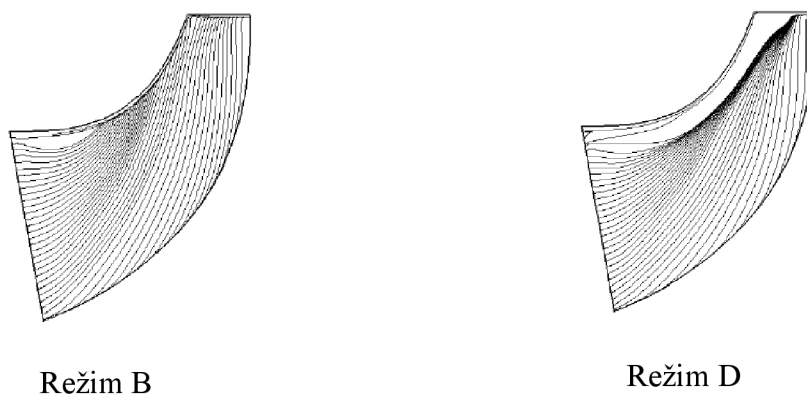


Obr. 3.15 Obtékání lopatky záběrníku v provozních režimech B a D, převzato z Hazby a Xu [22]



Obr. 3.16 Proudové pole poblíž špičky lopatek, převzato z Hazby a Xu [22]

V charakteristice kompresoru (Obr. 3.14 Charakteristika) je vyznačen režim chodu B, odpovídající maximální účinnosti kompresoru a režim D, který je blízko pumpovní hranici. Modelováním v 3D CFD programu je uvedeno rozložení tlaku relativního proudu pro oba režimy chodu. Z Obr. 3.15 je zřejmý významný rozdíl v obtékání lopatky záběrníku v oblasti optimálního chodu a poblíž pumpovní hranice. Pro tyto režimy chodu jsou uvedeny proudnice obtékající mezilopatku v mezeře δ (Obr. 3.16) s vyznačením tvorby víru poblíž stěny se sníženým tlakem (SS). Tento vír se často podílí na vytvoření rotačního odtržení proudu v mezilopátkových kanálech kompresoru. Jak přibližně vypadá proudění poblíž mezilopatky na straně se sníženým tlakem (SS) je uvedeno na Obr. 3.17. Je zřejmé, že vytvořený vír v oblasti podél mezilopatky významně naruší proud, což se následně projeví nejen v parametrech kompresoru, především v účinnosti, ale i hlukové spektrum se významně změní.



Obr. 3.17 Rozložení proudnic poblíž mezilopatky na straně SS, převzato z Hazby a Xu [22]

3.2.4 Hluk vyvolaný rotačním odtržením (rotating stall)

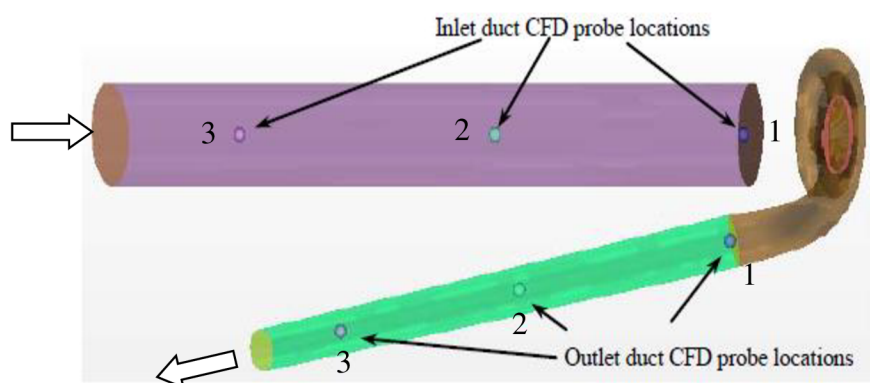
Měření a výpočty zaměřené na proudění vzduchu na vstupu do radiálního kompresoru v oblasti malých hmotnostních průtoků, se zaměřením na obtékání lopatky a proudění v mezeře mezi lopatkou a skříní provedli Mendonca et al. v [23]. Je použit typický radiální kompresor z TBD, kdy oběžné kolo má 12 lopatek (6+6). Je zadána charakteristika kompresoru, přičemž měření se provádí při otáčkách $210\,000\text{ min}^{-1}$ v oblasti blízko pumpovní hranice. V tomto režimu práce se dá očekávat pokles účinnosti, neboť se budou zvyšovat ztráty přetékáním vzduchu mezi lopatkou a skříní a utržíváním proudu na vstupní hraně lopatky. Obojí vede ke generování aeroakustického zdroje hluku v rotoru. Geometrie CFD modelu je schematicky naznačena na Obr. 3.18. Parametry proudu jsou měřeny těsně před oběžným kolem v místě 1 a těsně na výstupu z kompresoru v místě 1. Výsledky měření jsou uvedeny na Obr. 3.19. Hlukové výkonové spektrum L_p je vyznačeno v závislosti na veličině „řád rotace“ RO, Mendonca et al [23]

$$RO = \frac{f}{n_s}, \quad (3.18)$$

kde f je akustická frekvence a n_s jsou otáčky rotoru.

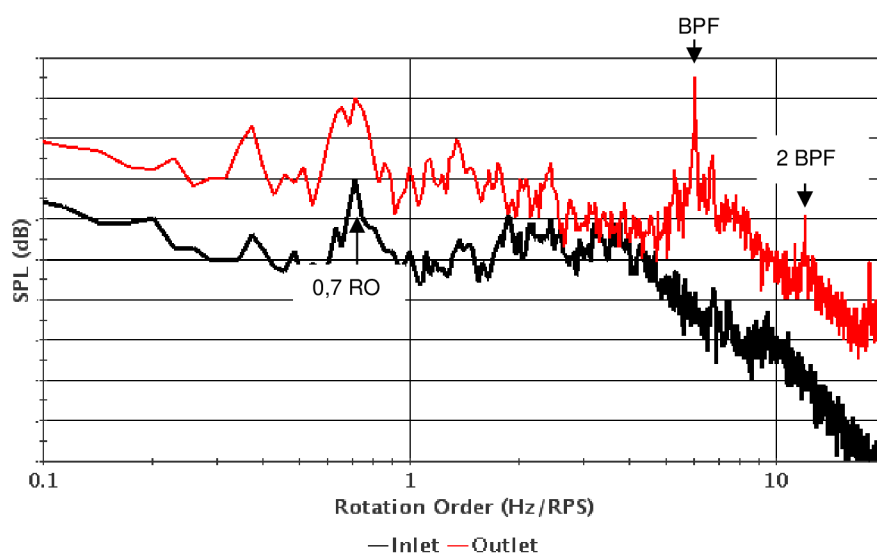
Výpočet je proveden jako 3D CFD simulace proudění s modelováním turbulencí vzduchu, aby bylo možné zachytit úzkopásmové a širokopásmové zdroje hluku. CFD model měřicí soustavy uvedený na Obr. 3.18 má pro zpracování výsledků vybráno celkem šest bodů, tři ve vstupním potrubí a tři ve výstupním kanálu. Toto uspořádání umožňuje posoudit účinky akustického tlumení, ve vzdálenosti až 0,5 m od kompresoru. Spektra bodového tlaku nám umožní identifikovat širokopásmové a úzkopásmové hlukové prvky v průtoku. Výsledky výpočtu jsou uvedeny na Obr. 3.20 a Obr. 3.21.

Výsledky měření, uvedené na Obr. 3.19, ukazují výrazné zvýšení hluku v nízkofrekvenčním spektru f_{BPF} a f_{2BPF} , které je typické pro rotující lopatky oběžného kola, tak jak je známé z měření Raitora a Neise v [19] (Obr. 3.8). Tento významný hluk se pro příslušné frekvence objeví u radiálních kompresorů vždy, bez ohledu na jeho rozměry a parametry. V článku Mendonca et al. [23] není zdůvodněné, proč se úzkopásmové frekvence f_{BPF} a f_{2BPF} objevují pouze na výstupu z kompresoru. Ve vstupním potrubí, těsně před oběžným kolem, se tyto frekvence neobjevují. Podle rozboru výsledků měření v Raitor a Niese [19] (Obr. 3.19), by měly být tyto frekvence, týkající se počtu rotujících lopatek, výrazné také ve vstupním potrubí.



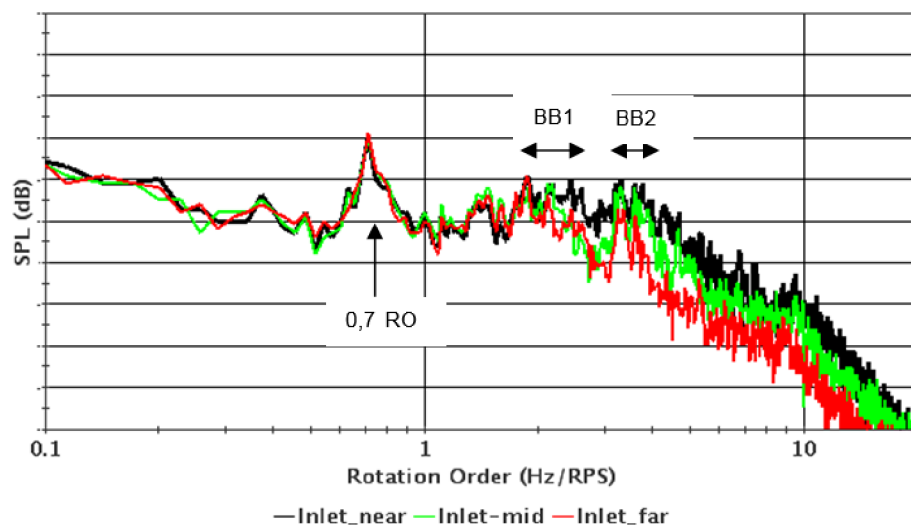
Obr. 3.18 Model měřicí soustavy odstředivého kompresoru, převzato z Mendonca et al. [23]

Na Obr. 3.19 se současně objevuje významné zvýšení hluku při nižších frekvencích $0,7RO$, které by mělo odpovídat přetékání proudu v mezeře mezi lopatkou a skříní, označované jako TCN. Jelikož se provádí měření v blízkosti pumpovní hranice, Mendonca et al. v [23] předpokládají, že se může jednat i o rotační odtržení proudu.

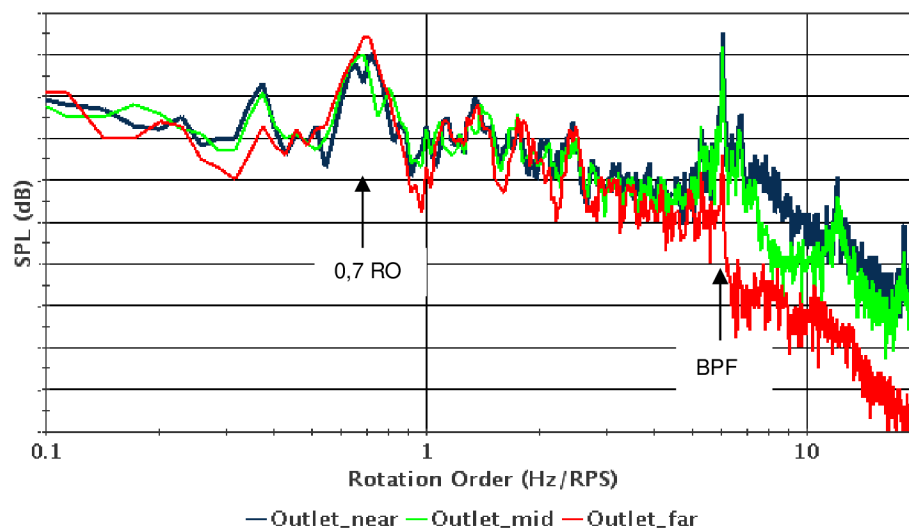


Obr. 3.19 Měřená hluková spektra na vstupu a výstupu, převzato z Mendonca et al.[23]

Na Obr. 3.20 se objevují vypočtená širokopásmová hluková spektra BB1 a BB2, které Mendonca et al. v [23] předpokládají, že vznikají utržíváním proudu na vstupních hranách lopatek a do mezilopatkového kanálu se šíří jako zvýšená turbulence proudu, která se promítá růstem hluku vystupujícího z kompresoru ve vstupním potrubí. Úzkopásmová frekvence při $0,7 RO$, odpovídající zvýšenému hluku, je v souladu s měřením. Výpočet, podobně jako měření, neregistruje hluk vytvářený rotujícími lopatkami, který vychází z kompresoru ve vstupním kanálu. V oblasti vyšších frekvencí se objevuje rozdíl v hodnotách vypočtených L_P těsně před kompresorem v místě 1, ve srovnání s hodnotami hlukového spektra vypočteného v místech 2 a 3, tj. ve větších vzdálenostech před kompresorem. Tento pokles hlukového spektra odpovídá tlumení hluku v přírodním kanálu.



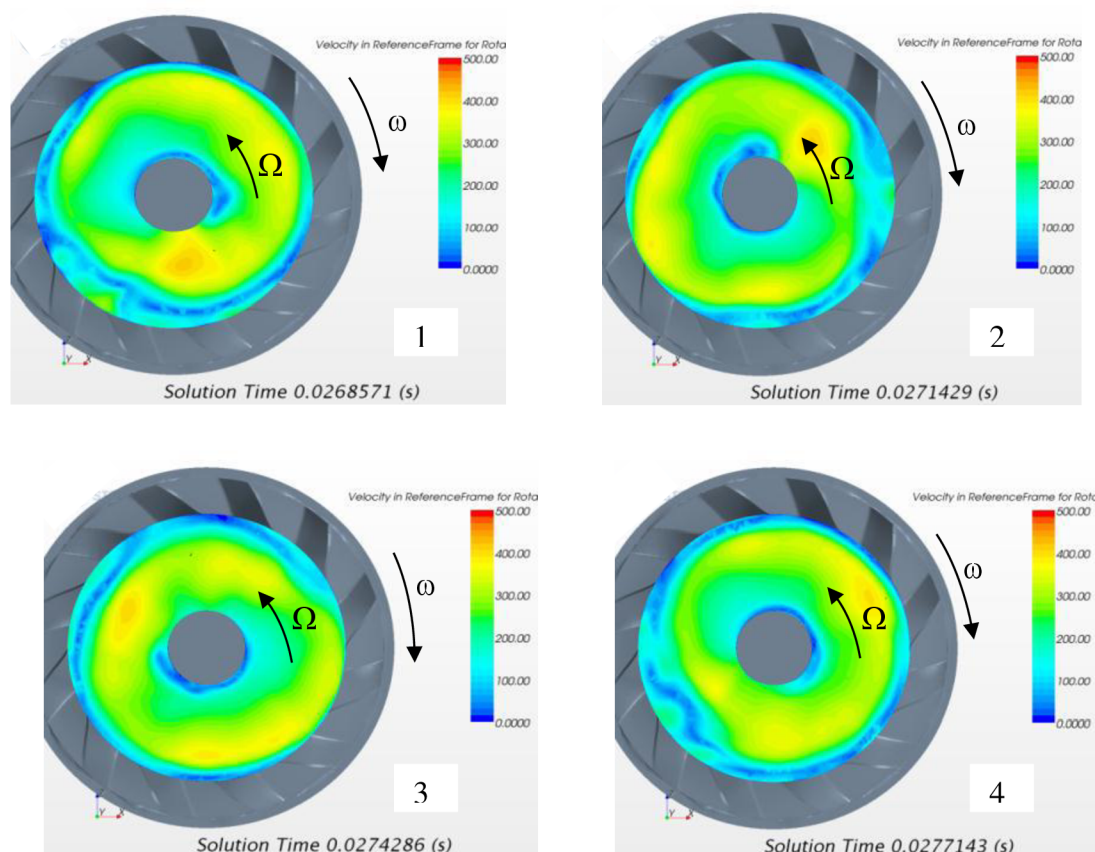
Obr. 3.20 Vypočtená hluková spektra na vstupu, převzato z Mendonca et al. [23]



Obr. 3.21 Vypočtená hluková spektra na výstupu, převzato z Mendonca et al. [23]

Výsledky výpočtu, uvedené na Obr. 3.21, velmi dobře odpovídají výsledkům měření. Významný nárůst hlukového spektra se objevuje v úzkopásmových frekvencích $0,7RO$ a f_{BPF} . Podobně jako při výpočtech se ve vstupu objevuje pokles hlukového spektra při vzdalování se od kompresoru, tj. v místech 1, 2, 3, což odpovídá tlumení hluku.

Významný příspěvek této práce, Mendonca et al. [23], lze spatřovat v rozboru rotačního odtržení, které se s použitím výpočtového modelu zobrazuje v rotujícím kole. Autoři dospěli k závěru, že rotační odtržení se posunuje v mezilopatkových kanálech s úhlovou rychlostí Ω v relativním pohybu proti směru rotace oběžného kola, stejně jako Hofmann [6]. Úhlová rychlost Ω je vždy nižší než úhlová rychlost otáčení oběžného kola ω (Obr. 3.22). Na obrázku jsou uvedené čtyři za sebou jdoucí pozice rotačního odtržení, viz časový údaj. Vytvoření rotačního odtržení proudu plně odpovídá výpočtům provedeným v Hazby a Xu [22] při přetékání proudu v mezeře mezi lopatkou a skříní, pro případ práce kompresoru poblíž pumpovní hranice (Obr. 3.16). Uvedené výsledky plně korespondují s výsledky měření na stupních axiálního kompresoru, Mendonca et al. [23].



Obr. 3.22 Rotační odtržení proudu v kole kompresoru (Pohled před rotorem), převzato z Mendonca et al. [23]

Vlivem rotačního odtržení proudu, které se vytváří v oběžném kole kompresoru a v difuzoru, na vznik aerodynamických sil způsobujících vibrace rotoru, se zabývali Marschall a Sorokes [24].

3.2.5 Hluk způsobený pumpováním kompresoru

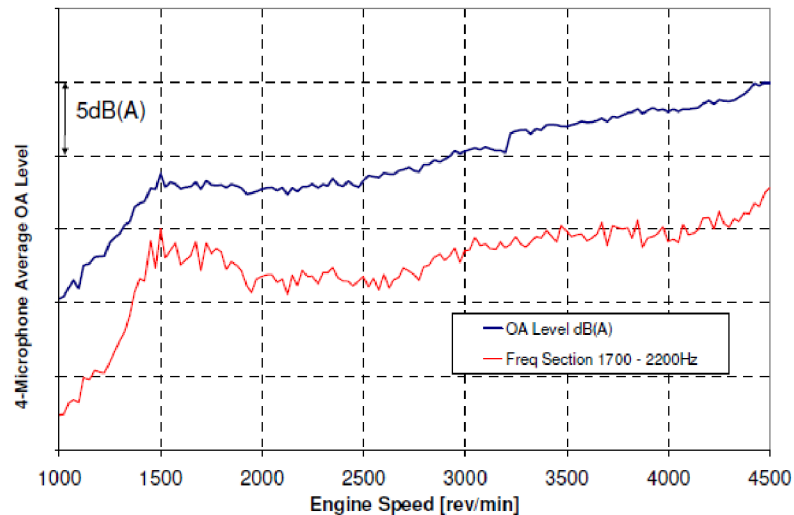
Při práci TBD poblíž pumpovní hranice, nebo přímo na pumpovní hranici, vzniká intenzivní pronikavý hluk. Někteří autoři nazývají tento jev jako „řítící“ se hluk (whoosh noise), který se vytváří v oblasti poblíž nestabilní práce kompresoru, Evans a Ward v [26], Teng a Homco v [26] a Sundstrom et al. v [27].

Whoosh noise vzniká, když hladina akustického výkonu během krátkého časového intervalu vzroste více než o 5 dB, Evans a Ward [25], (Obr. 3.23). Tento zvýšený hluk je způsoben prudkým nárůstem turbulentního proudění uvnitř mezilopatkového kanálu. Může vznikat jak při velkém, tak i při malém zatížení motoru. Na Obr. 3.23 je zřejmý prudký nárůst hluku mezi otáčkami 1000 až 1700 min^{-1} , přičemž podobný nárůst odpovídá vybraným frekvencím 1,7 - 2,2 kHz.

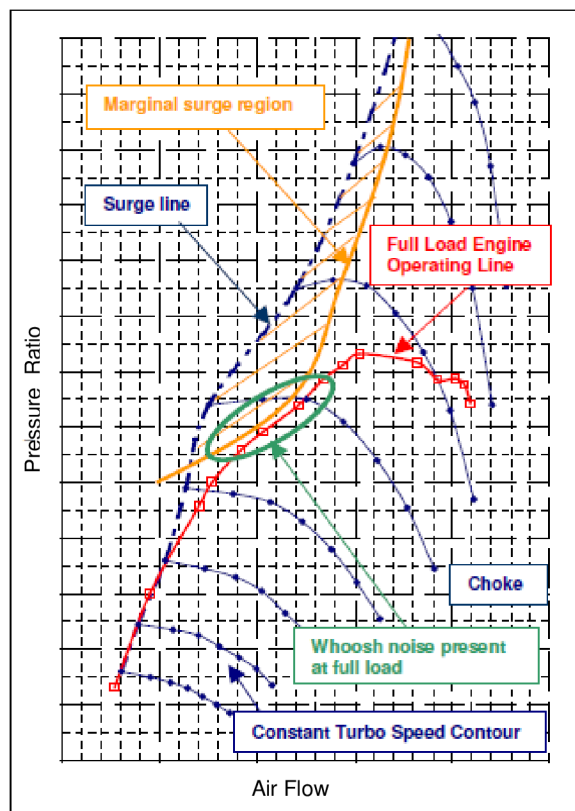
Oblast blízko pumpovní hranice, „marginal surge“, je vytvořena v charakteristice kompresoru tam, kde při konstantních otáčkách roste stlačení kompresoru a současně roste i hmotnostní průtok, Evans a Ward [25]. V této nestabilní oblasti jsou lopatky obtékány s velkým úhlem náběhu velmi blízko odtržení proudu, kde zpětné proudění nebo recirkulace způsobí prudký

nárůst turbulence proudu. Často se tato oblasti také nazývá „měkká pumpáž“ (mild surge). V kapitole 2.2.2 na Obr. 2.19 ukazuje Hofmann [6] v charakteristice kompresoru místo měkké pumpáže, která vzniká v bodu S.

Na Obr. 3.24 je vyznačena oblast, kde vzniká příslušný hluk označovaný jako „whoosh noise“. Pokud je oblast „marginal surge“ dostatečně vzdálená od pracovní křivky (operating line), potom vznik hluku „whoosh noise“ je velmi malý.

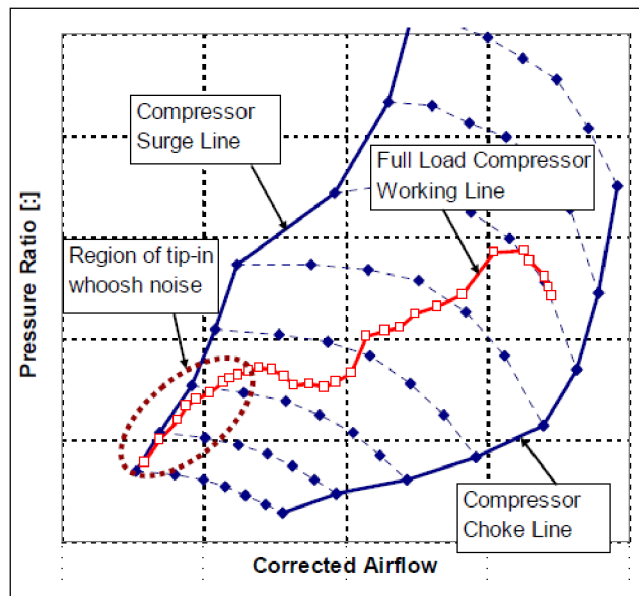


Obr. 3.23 Měření „whoosh noise“ mikrofonem SPL při plném zatížení 4válcového motoru HDMI, převzato z Evans a Ward [25]

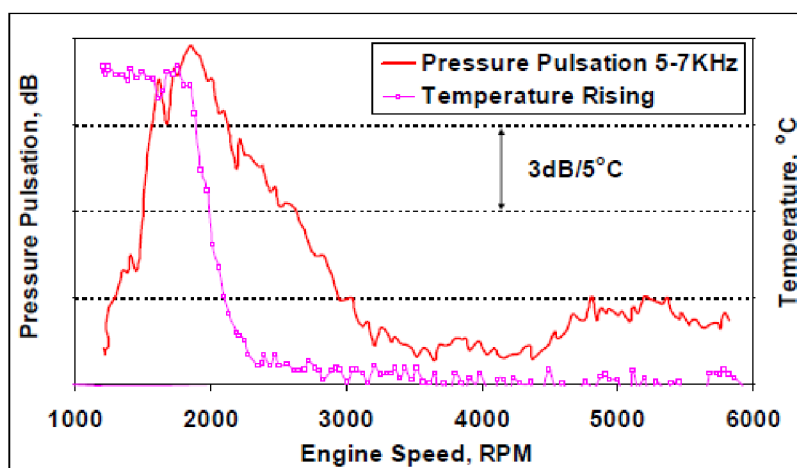


Obr. 3.24 Charakteristika kompresoru s vyznačením oblasti blízko pumpovní hranice „marginal surge“ s místem „whoosh noise“, převzato z Evans a Ward [25]

Otázkami vzniku hluku označovaného „whoosh noise“ se zabývali i Teng a Homco v [26], kteří však tento hluk spojují přímo s pumpováním kompresoru (Obr. 3.25). Proces pumpování kompresoru se spojuje s měřením teploty na vstupu do kompresoru. Termočlánek je vsunut do vstupního kanálu cca 15 mm před lopatky oběžného kola. Prudký nárůst teploty vzduchu před kolem, při nízkých otáčkách motoru, odpovídá stavu, kdy pracovní čára „leží“ na pumpovní hranici (Obr. 3.25) a proud vzduchu proniká z oběžného kola do vstupu, čímž se zvýší měřená teplota (Obr. 3.26).

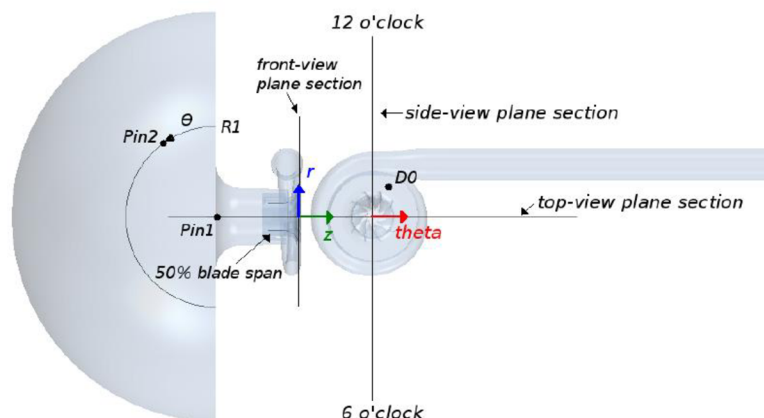


Obr. 3.25 Charakteristika kompresoru s křivkou plného zatížení a oblastí vzniku „whoosh noise“, převzato z Teng a Homco [26]



Obr. 3.26 Růst teploty ve vstupu do kompresoru během pulzace tlaku při pumpování kompresoru, převzato z Teng a Homco [26]

Chováním kompresoru v oblasti nestabilního chodu poblíž pumpovní hranice se zabývali i Sundström et al. v [27]. Schéma měřicího zařízení je uvedeno na Obr. 3.27. Charakteristika kompresoru s vyznačenými body A, B, C, D, E, ve kterých bylo provedeno měření a výpočet, je uvedena na Obr. 3.29.



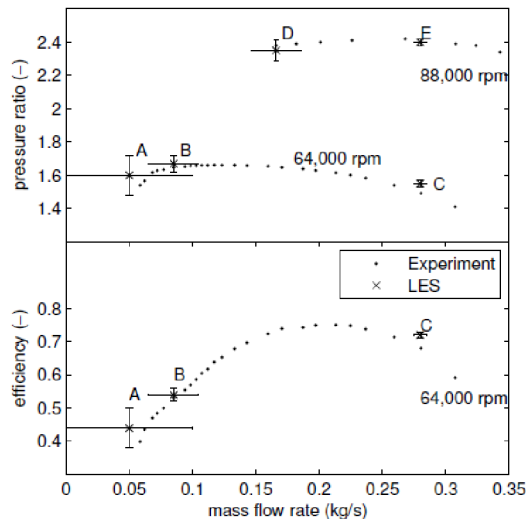
Obr. 3.27 Schéma měřicího zařízení s umístěním tlakových snímačů D0, Pin1, Pin2, převzato z Sundstrom et al. [27]

Tabulka 1 Body použité pro výpočet, převzato z Sundstrom et al. [27]

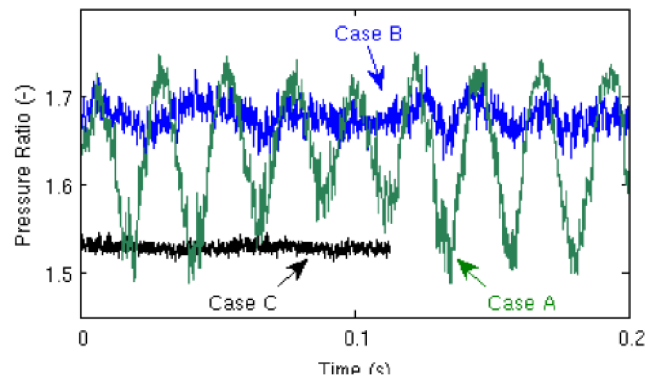
Body charakteristiky	Pracovní podmínky	\dot{m} (kg·s ⁻¹)	n (min ⁻¹)
A	Surge	0.05	64000
B	Near-Surge	0.085	64000
C	Design	0.28	64000
D	Near-Surge	0.166	88000
E	Design	0.28	88000

Kompresor použitý v experimentu má 10 lopatek, jeho rozměry nejsou uvedeny. Parametry kompresoru v bodech A až E byly vypočteny s použitím modelu turbulence LES (Large Eddy Simulation). V těchto bodech byla provedena simulace proudění vzduchu s využitím programu CFD-STAR CCM+.

Pro otáčky 64 000 min⁻¹ bylo měřeno stlačení kompresoru v bodech A, B, C. Výsledky uvedené na Obr. 3.28 jsou charakteristické pro jednotlivé pracovní režimy chodu kompresoru. Malá změny stlačení v návrhovém bodě C plně odpovídá ustálenému chodu kompresoru. Bod B, který je poblíž pumpovní hranice, odpovídá stavu označovanému jako „mild surge“, tak jak jej uvádí Hofmann v kapitole 2.2.2 na Obr. 2.19. Bod A, který je v bezprostřední blízkosti pumpovní hranice odpovídá nestabilnímu chodu kompresoru s velkou změnou tlaků a jím odpovídajícím velkým hlukem vystupujícím z kompresoru s nízkou frekvencí, v našem případě 43 Hz. Jedná se o typické pumpování kompresoru, které však s ohledem na měřené hodnoty, nebude zřejmě „deep surge“, tj. s výstupem vzduchu vstupním potrubím kompresoru.

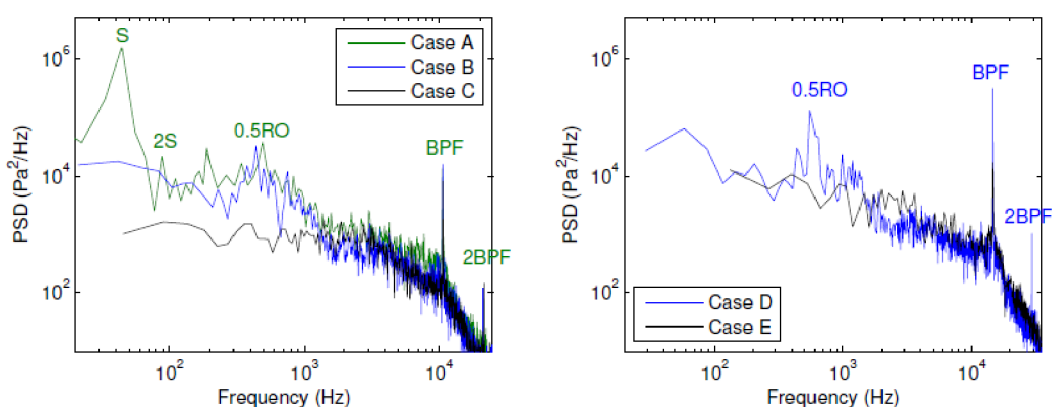


Obr. 3.29 Charakteristika kompresoru, převzato z Sundstrom et al. [27]



Obr. 3.28 Tlakové pulzace měřené v bodech A, B, C při otáčkách 64 000 min⁻¹, převzato z Sundstrom et al. [27]

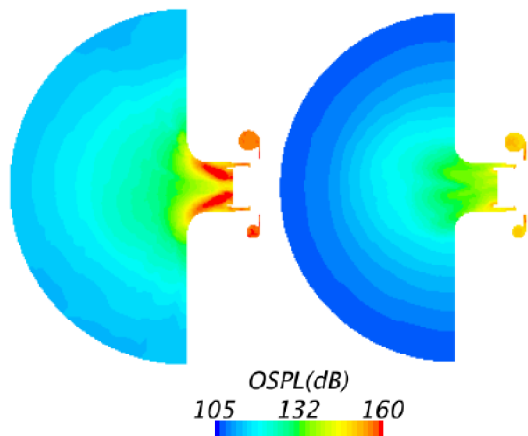
Bezprostředně před vstupem do kompresoru v místě D0 (Obr. 3.27) byly měřeny tlaky s cílem vyhodnotit jejich velikost a změny, odpovídající chodu kompresoru. Výsledky, které jsou uvedené na Obr. 3.30, ukazují prudký nárůst PSD na pumpovní hranici v bodě A. Frekvence f_{BPF} , vytvářené rotujícími lopatkami, lze spatřit u každého kompresoru, tak jak bylo uvedeno v kapitole 3.2.1 **Hluk** vytvořený otáčejícími se lopatkami Úzkopásmové frekvence v Obr. 3.30 uváděné pro 0,5RO, odpovídají výsledkům publikovaným v Raitor a Neise [19]. Jelikož se jedná o práci kompresoru poblíž pumpovní hranice, půjde zřejmě o rotační odtržení proudu. Malá změna hodnot PSD, měřená v bodech C a E, ukazuje na ustálený chod kompresoru v návrhových bodech.



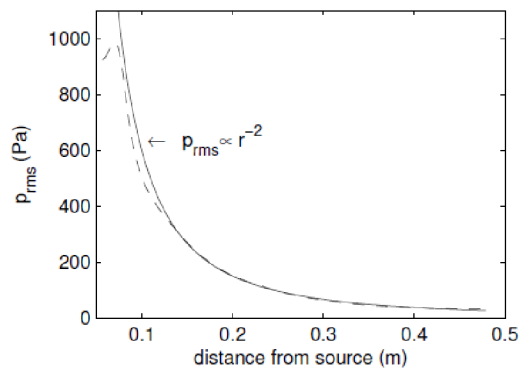
Obr. 3.30 Hodnoty tlakové spektrální hustoty (PSD) jsou uvedené pro jednotlivé pracovní body kompresoru při otáčkách 64 00 min⁻¹ (vlevo) a 88 000 min⁻¹ (vpravo), převzato z Sundstrom et al. [27]

Simulace proudění v kompresoru umožnily určit tlakové fluktuace vystupující z kompresoru prostřednictvím OASPL (Overall Sound Pressure Levels), které jsou uvedené na Obr. 3.32 a

to pro návrhový bod C a bod B, který leží poblíž pumpovní hranice kompresoru. Z uvedených výsledků je zřejmý veliký rozdíl mezi oběma případy, a navíc je možné v Obr. 3.32 sledovat pokles tlakové fluktuaace, když se vzdalujeme od zdroje hluku. Tento pokles lze přibližně vyjádřit dle Obr. 3.32.

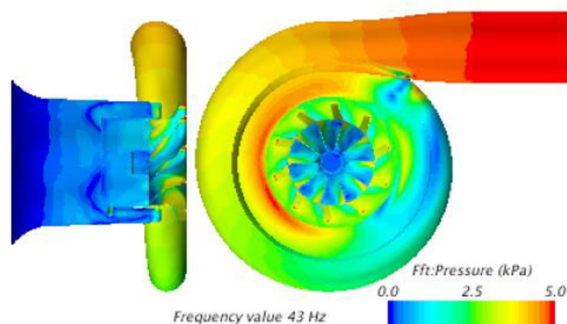


Obr. 3.32 Postup akustických vln vycházejících z kompresoru vyjádřený prostřednictvím OSPL pro otáčky 64000 min^{-1} , pro bod B (vlevo) a bod C (vpravo), převzato z Sundstrom et al. [27]



Obr. 3.31 Fluktuaace tlaku vycházejícího z kompresoru, stanovená ve směru osy oběžného kola pro bod C, převzato z Sundstrom et al. [27]

V článku Sundstrom et al. [27] je uvedena řada simulací, kde jsou vyneseny kvadratické průměry statických tlaků na stěně kompresoru pro vybrané frekvence, nebo pro rozsah frekvencí, kdy kompresor pracuje v bodě A na pumpovní hranici. Jako příklad byla vybrána frekvence 43 Hz (Obr. 3.33), která odpovídá pumpování kompresoru, uvedené na Obr. 3.28. Nerovnoměrné rozložení statických tlaků dává jasnou představu o nestabilní práci kompresoru.



Obr. 3.33 Boční a čelní pohled na rozložení statických tlaků v částech kompresoru pro práci v bodě A při otáčkách $64\,000 \text{ min}^{-1}$, převzato z Sunstrom et al. [27]

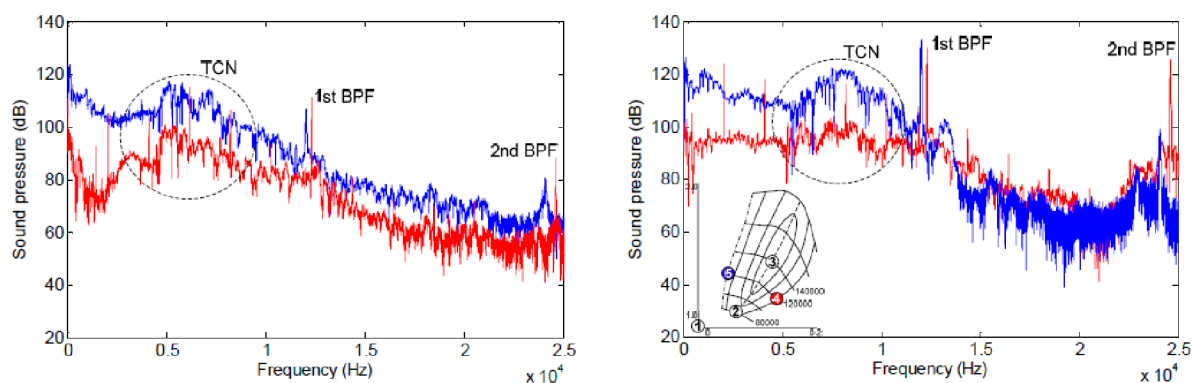
Experimenty a CFD výpočty hluku radiálního kompresoru pracujícího poblíž pumpovní hranice se zabývali také Broatch et al. v [28]. Byl sledován „whoosh noise“ v oblasti frekvencí 1 kHz až 3 kHz. Měření byla provedena na zařízení uvedeném na Obr. 3.27. Rotační odtržení na

vstupu do oběžného kola a v difuzoru bylo hlavním zdrojem hluku vycházejícího z kompresoru.

3.2.6 Hodnocení aerodynamického hluku kompresoru

Měření, která prováděl Tiikoja na TBD Garrett [29] ukázala, že výše uvedená hluková spektra mají obecnou platnost (Obr. 3.34). Nejvyšší hodnoty hluku, přes 120 dB, jsou v oblasti pumpování kompresoru. Hluk vyvolaný přetékáním vzduchu v mezeře mezi lopatkou a skříní (TCN), odpovídající širokopásmovému frekvenčnímu spektru, vykazuje poměrně vysokou hladinu hluku, která obvykle bývá cca v polovině frekvenčního pásma f_{BPF} . Potvrdil se i očekávaný hluk vyvozený rotací lopatek kompresoru při frekvenci f_{BPF} a f_{2BPF} .

Hodnoty akustického tlaku jsou samozřejmě vyšší blízko pumpovní hranice, (viz Obr. 3.34 modré křivky, bod 5), než hodnoty při maximálním hmotnostním průtoku v bodě 4 (červené křivky). Nevyskytuje se hlukové spektrum způsobené rázovými vlnami vznikajícími před lopatkami záběrníku. Měření je prováděno při otáčkách $120\,000\text{ min}^{-1}$, kdy stlačení kompresoru je menší než 2. Při tomto režimu chodu jsou Machova čísla relativního proudu před záběrníkem menší než 1.



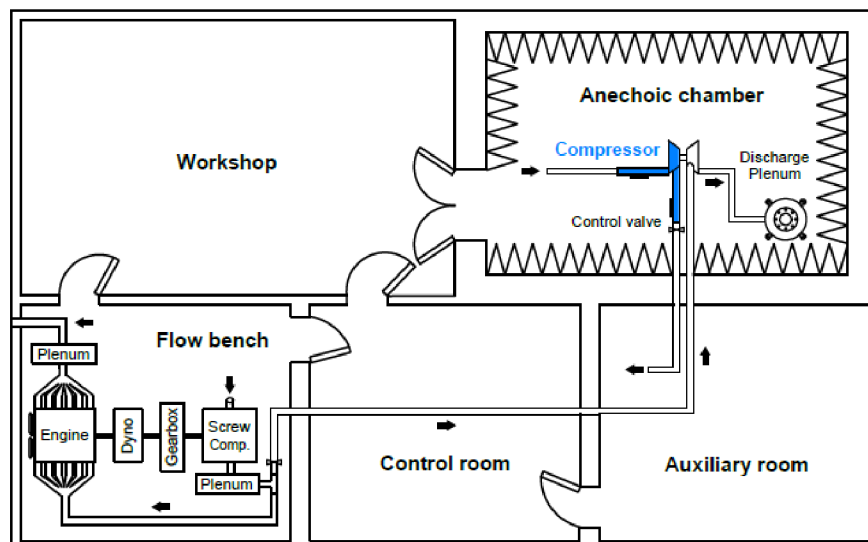
Obr. 3.34 Spektrální hustota akustického tlaku, měřená na TBD Garrett GT 1752 ve vstupním potrubí (vlevo), ve výstupním potrubí (vpravo). Bod 4 — Bod 5 — převzato z Tiikoja [29]

Tíscar ve své práci [30] provádí hodnocení výsledků publikovaných jinými autory, kteří se zabývají hlukem kompresorů. Ve většině případů jsou jeho závěry podobné těm, co byly uvedeny v předcházejících kapitolách. Současně provádí rozsáhlá měření aerodynamického hluku s použitím TBD Garrett GT 17 (6+6 lopatek) s BLD. Měření probíhala v laboratoři 5K [30], jejíž půdorys je uveden na Obr. 3.35. Součástí laboratoře je hlavní měřicí místnost, provedená jako komora pohlcující hluk, aby bylo možné specifikovat hluk vystupující z kompresoru (Obr. 3.36).

Z měřených akustických tlaků byla, pro jednotlivé mikrofony, stanovena intenzita zvuku, Tíscar [30]

$$I_i = \frac{p_{RMSi}^2}{\rho \cdot a}, \quad (3.19)$$

kde p_{RMSi}^2 je střední kvadratický tlak měřený mikrofonem i , ρ je hustota vzduchu v místě měření, a je rychlost zvuku.



Obr. 3.35 Půdorys laboratoře 5K používané pro měření hluku kompresoru, převzato z Tiskar [30]



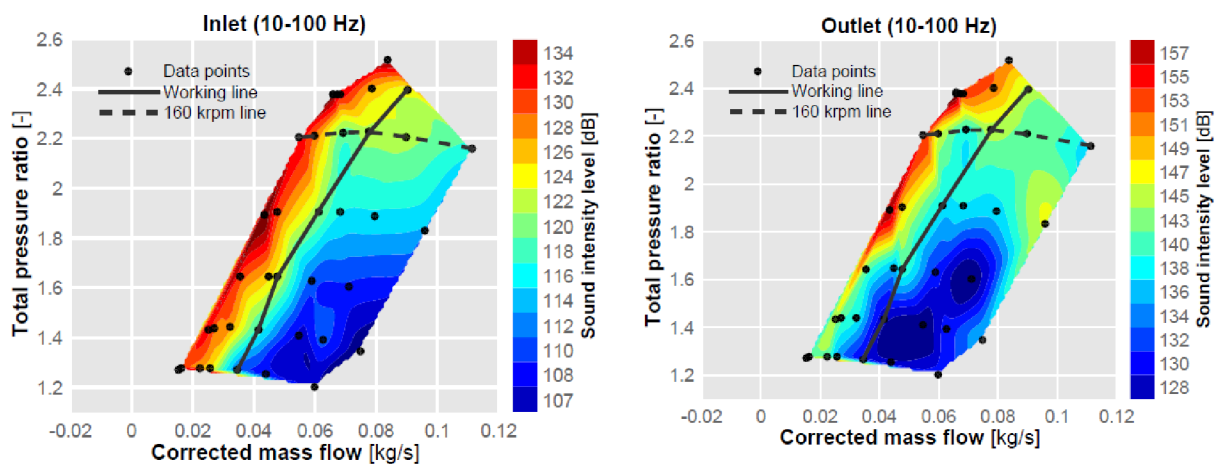
Obr. 3.36 Měřicí prostor s TBD Garrett GT 17, převzato z Tiskar [30]

Hladina akustické intenzity, pro jednotlivý pracovní bod i , stanovená mezi frekvencemi f_1 až f_2 se určuje z výrazu, Tiskar [30]

$$L_i = 10 \cdot \log_{10} \left[10^{12} \cdot \sum_{f=f_1}^{f_2} I(f) \right]. \quad (3.20)$$

Do charakteristiky kompresoru byly vyneseny hodnoty L_i , vždy pro určité frekvenční rozsahy. Byly vybrány rozsahy nízkých frekvencí 10–100 Hz (Obr. 3.37) a vysokých frekvencí 1–3 kHz (Obr. 3.38), vždy pro vstup a výstup z kompresoru.

Z Obr. 3.37 je zřejmé, že nejvyšší hladina akustické intenzity (SIL) je poblíž pumpovní hranice kompresoru, což plně odpovídá práci kompresoru. V tomto případě se jedná o měkké pumpování před pumpovní hranicí, Hofmann [6], tzv. „mild surge“, která probíhá s frekvencemi desítek Hz. Při porovnání vyzařovaného hluku ze vstupu a na výstupu z kompresoru je zřejmé, že na výstupu jsou hodnoty SIL vyšší než na vstupu, čemuž odpovídá větší turbulence proudu vystupujícího z kompresoru.



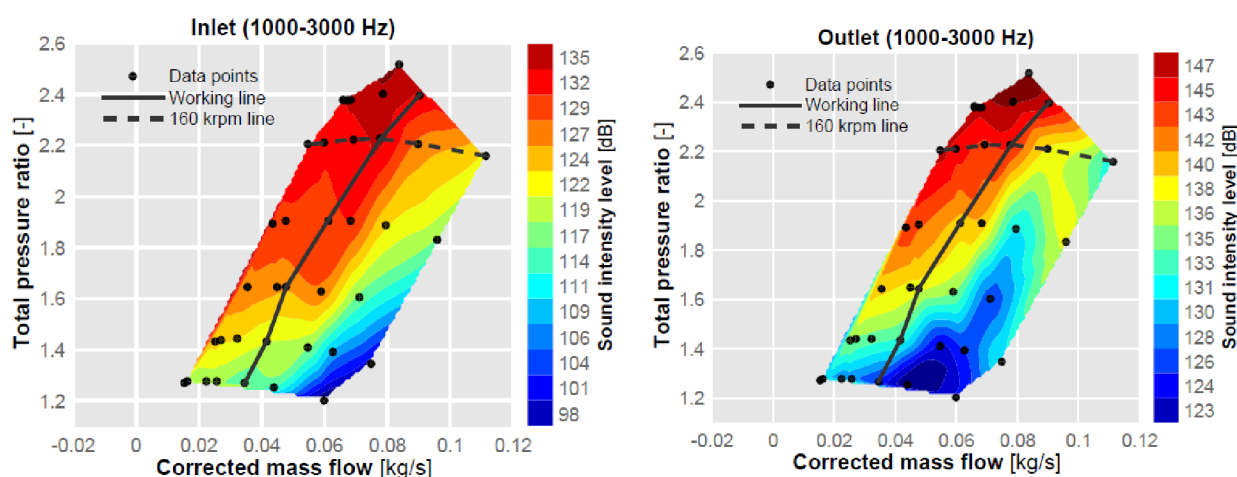
Obr. 3.37 Hladiny akustické intenzity vynesené v charakteristice kompresoru pro frekvenční rozsah 10 až 100 Hz. Vstup do kompresoru vlevo, výstup vpravo, převzato z Tiscar [30]

Z Obr. 3.38 je zřejmá radikální změna rozložení SIL v charakteristice kompresoru pro vyšší frekvence hluku ve srovnání s nižšími frekvencemi. Pro vyšší frekvence hluku není rozhodující práce kompresoru blíž, nebo dále od pumpovní hranice, ale jsou to otáčky. Čím budou vyšší otáčky kompresoru, tím vyšší bude SIL. Podobně jako pro nižší frekvence je hluk vystupující z kompresoru poněkud větší než hluk na vstupu.

Z uvedených diagramů lze usoudit v jakých frekvencích a při jakých režimech chodu kompresoru je SIL nejvyšší. Na základě této skutečnosti je dále možno řešit tlumení hluku vycházejícího z kompresoru.

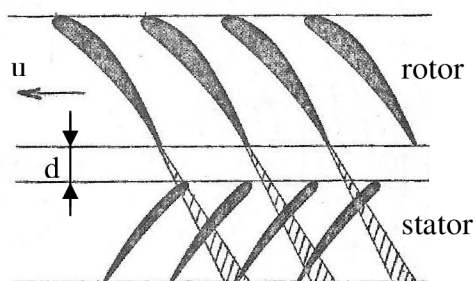
Měření a CFD výpočty hluku vystupujícího z kompresoru ukazují, že na výstupu z kompresoru jsou hodnoty hladin akustického tlaku, nebo hladiny intenzity akustického hluku vyšší než na vstupu, Obr. 3.12 a Obr. 3.13, Obr. 3.19, Obr. 3.37 a Obr. 3.38. Tato skutečnost je zřejmě způsobena vyrovnáváním nerovnoměrného proudu vystupujícího z oběžného kola kompresoru (Obr. 2.12), kde je zřejmý velký pokles rychlosti v oblasti u skříně. Velká turbulence proudu

se přenáší do celého BLD. Pokud je u větších TBD použit LD je možné uvažovat mírný nárůst hluku vlivem vzájemného vlivu rotorových a statorových lopatek, jak je tomu u stupňů axiálního kompresoru (Obr. 3.40). U radiálního kompresoru bývá mezera mezi lopatkami oběžného kola a lopatkovým difuzorem větší než mezi rotorovou a statorovou mříží axiálního stupně. Hofmann [6] uvádí, že poměr průměru na vstupu do LD (D_3) k průměru na výstupu z oběžného kola (D_2), se při návrhu radiálního kompresoru volí, $D_3 / D_2 = 1,15 - 1,25$. Kompressor v Raitor a Niese [19] má průměr $D_2 = 224$ mm, pro $D_3 / D_2 = 1,15$ dostáváme $D_3 = 257,6$ mm, a tedy vzdálenost $d=16,8$ mm. Podle Obr. 3.40, který vznikl měřením na stupni axiálního kompresoru, lze odhadnout nárůst hladiny akustického tlaku cca do 5 dB, neboť vzdálenost mezi rotorovou a statorovou mříží je u radiálních kompresorů větší než 10 mm.

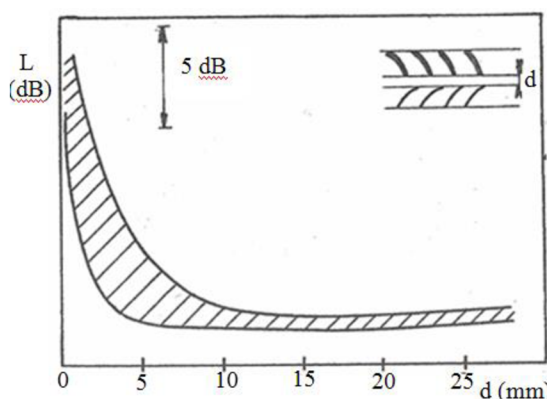


Obr. 3.38 Hladiny akustické intenzity vynesené v charakteristice kompresoru pro frekvenční rozsah 1 až 3 kHz. Vstup do kompresoru vlevo, výstup vpravo, převzato z Tiscar [30]

Při porovnání hladiny akustického tlaku na Obr. 3.12 a Obr. 3.13 a hladiny akustické intenzity uvedené na Obr. 3.37 a Obr. 3.38 se zjistí, že mezi měřeními před rotorem a za kompresorem jsou rozdíly cca 10 až 20 dB, a to v závislosti na jednotlivých frekvencích. Je tedy zřejmé, že v oblasti bezlopatkového a lopatkového difuzoru a ve výstupní spirální skříni musí další turbulence proudu výrazně hluk zvýšit.



Obr. 3.40 Úplav za rotorovou mříží stupně axiálního kompresoru, převzato z Šulc [20]

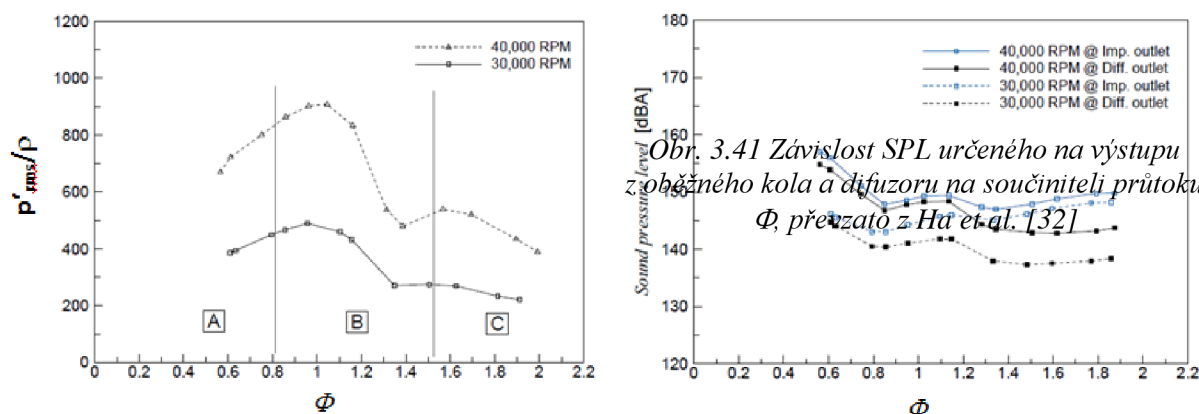


Obr. 3.39 Vliv mezery mezi rotorem a statorem na růst hladiny akustického tlaku, převzato z Šulc [20]

Åbom se v [31] zabývá hlukem z obecného pohledu jeho vzniku a následně provádí aplikaci na lopatkové stroje. Provádí shrnutí v současnosti dostupných poznatků jeho vzniku s ukázkami dosažených výsledků na kompresorech turbodmychadel. Jsou uvedeny způsoby měření aerodynamického hluku a jeho následného hodnocení s odkazy na výzkumné práce provedené v laboratořích KTH The Royal Institute of Technology. Autor v závěru uvádí možnosti tlumení hluku s použitím současných tlumících materiálů a konstrukční provedení, které zohledňuje ztráty vznikající při průtoku vzduchu.

Ha et al. v [32] uvádějí výsledky měření a CFD simulací na radiálním kompresoru. Je použit kompresor s nízkým stlačením s návrhovými otáčkami $40\,000\text{ min}^{-1}$, kdy oběžné kolo má 18 lopatek (9+9) a lopatky jsou zahnuté dozadu s úhlem 60° , přičemž difuzor je pouze bezlopatkový. Měření statických tlaků na skřini kompresoru se provádí před rotorem, za rotorem a na konci difuzoru.

Při vyhodnocení měření a CFD simulací se, mimo jiné, autoři zabývají otázkou, jak využít měřený hluk při návrhu radiálního kompresoru. Z CFD simulací se stanovuje střední kvadratický tlak, označovaný p'_{rms} , který je vynášen jako funkce součinitele průtoku Φ , pro jednotlivé otáčky, na Obr. 3.41. Vyznačené úseky odpovídají práci kompresoru: A – oblast poblíž pumpovní hranice, kde se začíná projevovat odtrhávání proudu, B – optimální práce kompresoru s vysokou účinností, C – oblast maximálních průtoků. Na Obr. 3.42 je vynesena závislost hladiny akustického tlaku (SPL), vypočteného z měřených tlaků na výstupu z oběžného kola a difuzoru, na součiniteli průtoku Φ .



Obr. 3.42 Závislost p'_{rms} , vypočteného na výstupu z oběžného kola, na součiniteli průtoku Φ , převzato z Ha et al. [32]

Bezrozměrový součinitel průtoku Φ je definován výrazem, Ha et al. [32]

$$\Phi = \frac{Q}{n \cdot D^3}, \quad (3.21)$$

kde Q je objemový průtok, n jsou otáčky kompresoru a D je průměr.

Při porovnání uvedených průběhů je zřejmé, že minimální hodnoty SPL (Obr. 3.41) odpovídají minimálním hodnotám p'_{rms} v oblasti B (Obr. 3.42) pro přibližně stejný součinitel průtoku Φ . Na základě tohoto zjištění chtějí autoři Ha et al. [32] využít podobnost v průbězích p'_{rms} a SPL při návrhu radiálního kompresoru s ohledem na minimální vyzařovaný hluk. Provést zobecnění

tohoto přístupu, k návrhu radiálních kompresorů, by vyžadovalo realizovat rozsáhlá měření různých provedení radiálních kompresorů.

S uvážením současného vývoje radiálních kompresorů, směřujícího k vyššímu stlačení ve stupni a tím i zákonitě k vyššímu vyzařovanému hluku, se jeví jako vhodnější přístup Aboma [31] týkající se užití tlumičů hluku, navržených podle současných poznatků proudění v lopatkových kanálech, při použití materiálů s vysokou schopností tlumit hluk v širokém spektru vyzařovaných frekvencí.

ZÁVĚR

Bakalářská práce je zaměřena na rozbor aerodynamického hluku vycházejícího z kompresoru TBD. Z jednotlivých publikací tuzemských i zahraničních byly převzaty poznatky týkající se práce radiálního kompresoru ve spojitosti s produkcí hlukového spektra.

Hlavní pozornost byla věnována hluku vytvářeného v oběžném kole kompresoru. Jako podklad pro tvorbu hluku v kompresoru je používána jeho charakteristika a v ní vyznačená pracovní křivka jako výsledek spolupráce motoru s TBD. Pracovní křivka naznačuje, v jaké oblasti se kompresor nalézá, čemuž pak odpovídá vytvořený hluk.

To, na čem se všichni autoři shodují, je hluk vytvářený rotací hlavních lopatek kola kompresoru s frekvencí f_{BPF} v první a vyšších harmonických. Poměrně výrazně vystupuje hluk vytvořený rotací rázových vln před záběrníkem a to u radiálních kompresorů s vysokým stlačením, kdy $\pi_{kc} \geq 4$. Hluk vytvořený těmito rázovými vlnami je největší v oblasti nejvyšších otáček. S poklesem otáček však výrazně tento hluk klesá, tak jak klesají Machova čísla na vstupu do záběrníku.

Přetékání mezi lopatkami a skříní má vliv na proudění v oběžném kole je nesporné. Provedená simulace proudění v mezeře mezi lopatkou a skříní ukázala, že velikost mezery δ nemá vliv na hlukové spektrum vystupující z kompresoru, Galindo et al. [21]. Tuto skutečnost by bylo nutné ještě experimentálně prověřit.

Podobně i hluk označovaný v literatuře jako „whoosh noise“ není jednoznačně určený, neboť vzniká poblíž pumpovní hranice, kde se často vytváří i rotační odtržení proudu od lopatky. V této souvislosti je třeba uvážit, že rotační odtržení je spojeno jen s částí lopatky oběžného kola, ale pumpování probíhá v prostoru celého oběžného kola.

V bakalářské práci nebyl detailně rozebrán vliv lopatek difuzoru a spirální skříně na hluk vycházející z kompresoru. Tyto části kompresoru byly uváženy pouze tím, že jimi prochází turbulentní proud, který zvyšuje hladinu hluku na výstupu z kompresoru.

Na základě provedeného rozboru tvorby hluku v jednotlivých částech kompresoru lze uvést skutečnosti, které představují doposud nedostatečně popsanou oblast v rámci výzkumu aerodynamického hluku:

- Vyjasnění původce hluku především v oblastech nestabilního chodu kompresoru kolem pumpovní hranice.
- Zabývání se vlivem nerovnoměrnosti proudu vzduchu vstupujícího do kompresoru na změnu průběhu charakteristiky a tím na hluk vystupující z kompresoru.
- Určení skutečnosti, jak změny geometrie vstupního potrubí (změny průměrů potrubí, kolena ve vstupním potrubí atd.) ovlivňují velikost hluku v kompresoru.
- Měřením teploty před kompresorem zjistit přítomnost zpětného proudění v oběžném kole a tím upřesnit vznik hluboké pumpáže.
- Dále rozpracovat metody úpravy charakteristiky kompresoru, tj. zvětšit vzdálenost pracovní křivky od pumpovní hranice a tím snížit aerodynamický hluk.
- Použití nových tlumících materiálů, ze kterých vytvořit tlumiče hluku na vstupu do kompresoru a v potrubí, aby se snížil hluk vystupující z potrubí, a přitom ztráty vznikající poklesem celkového tlaku byly malé.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	$[m^2]$	Plocha
a	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost zvuku
c	$[m \cdot s^{-1}]$	Absolutní rychlost
c_p	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita při stálém tlaku
c_s	$[m \cdot s^{-1}]$	Střední pístová rychlost
D	$[m]$	Průměr
d	$[m]$	Vzdálenost lopatkových mříží
f	$[Hz]$	Frekvence
H_u	$[J \cdot kg^{-1}]$	Dolní výhřevnost paliva
i	$[-]$	Počet válců
L_t	$[kg/kg]$	Teoretické množství vzduchu potřebné ke spálení 1 kg paliva
L_p	$[dB]$	Hladina akustického tlaku
L_P	$[dB]$	Hladina akustického výkonu
L_I	$[dB]$	Hladina akustické intenzity
M	$[-]$	Machovo číslo
\dot{m}_{red}	$[kg \cdot s^{-1}]$	Redukovaný hmotnostní průtok
n	$[min^{-1}]$	Otáčky
n_{red}	$[min^{-1}]$	Redukované otáčky
P	$[W]$	Výkon
p	$[Pa]$	Akustický tlak
p_c	$[Pa]$	Celkový tlak
p_e	$[Pa]$	Střední efektivní tlak
Q	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Objemový průtok
r	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Plynová konstanta
S	$[m^2]$	Plocha
s	$[m]$	Dráha
T	$[s]$	Perioda
T_t	$[K]$	Termodynamická teplota
t	$[s]$	Čas
u	$[m \cdot s^{-1}]$	Obvodová rychlost
V_m	$[m^3]$	Objem válce

v	[m·s ⁻¹]	Akustická rychlost
W_{ek}	[J·kg ⁻¹]	Efektivní práce kompresoru
$W_{tř}$	[J·kg ⁻¹]	Třecí práce
w	[m·s ⁻¹]	Relativní rychlost
Z	[-]	Počet lopatek
α	[°]	Úhel
β	[°]	Úhel
δ	[mm]	Mezera mezi lopatkou skříní
η_d	[-]	Dopravní účinnost
η_i	[-]	Indikovaná účinnost
η_m	[-]	Mechanická účinnost
η_{kc}	[-]	Izoentropická účinnost kompresoru
φ	[°]	Úhel zahnutí lopatek oběžného kola
κ	[-]	Izoentropický exponent komprese
λ	[m]	Vlnová délka
λ_e	[-]	Optimální přebytek vzduchu
π_{kc}	[-]	Stlačení kompresoru
ρ_s	[kg·m ⁻³]	Hustota nasávaného vzduchu
τ	[s]	Čas
Ω	[s ⁻¹]	Úhlová rychlost odtrženého proudu
ω	[s ⁻¹]	Úhlová rychlost oběžného kola

ZKRATKY

PSM	Pístové spalovací motory
TBD	Turbodmychadlo
BLD	Bezlopatkový difuzor
LD	Lopatkový difuzor
MSA	Mezinárodní standardní atmosféra
BPF	Blade Passage Frequency
TCN	Tip Clearance Noise
PSD	Power Spectral Density
RO	Rotation Order
SPL	Sound Pressure Level
OASPL	Overall Sound Pressure Level
SIL	Sound Intensity Level

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BARTONÍČEK, Ladislav. *Přepřehování pístových spalovacích motorů*. TU v Liberci 2004.
- [2] Nejvýkonnější spalovací motory světa. Lodní rekordman má 107 390 koní. *IDnes.cz* [online]. Praha: Mafra, 2021 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: https://www.idnes.cz/auto/zpravodajstvi/nejvykonnejsi-motory-sveta.A150811_004728_automoto_vok
- [3] Roots blower Autocar Handbook, 13th ed, 1935. *Commons.wikimedia.org* [online]. 2021 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: [https://commons.wikimedia.org/wiki/Category:Roots_superchargers#/media/File:Roots_blower_\(Autocar_Handbook,_13th_ed,_1935\).jpg](https://commons.wikimedia.org/wiki/Category:Roots_superchargers#/media/File:Roots_blower_(Autocar_Handbook,_13th_ed,_1935).jpg)
- [4] Přepřehování: Bez nich by nebyl downsizing. *CRU servis s. r.o.* [online]. 2014 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.cruservis.cz/clanky.php?id=91>
- [5] Zvyšování výkonu spalovacích motorů. *Sites.google.com* [online]. [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://sites.google.com/site/webpaul123/kompresory/lysholmovo-dmychadlo>
- [6] A odstředivé dmychadlo znáte? Je to něco mezi turbodmychadlem a kompresorem. *Auto.cz* [online]. Praha: CZECH NEWS CENTER a.s, 2018 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/galerie/technika/60830/a-odstredive-dmychadlo-znate-je-to-neco-mezi-turbodmychadlem-a-kompresorem>
- [7] HOFMANN, Karel. *Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory. Přepřehování spalovacích motorů*. VUT v Brně. SNTL Praha 1985. 135s.
- [8] Přepřehování motoru. *Eluc* [online]. [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1462>
- [9] MATAS, Richard. Přepřehované spalovací motory. *Kke.zcu.cz* [online]. [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/old_web/files/projekty/enazp/03/MMT/022_Preplnovane_spalovaci_motory_-_Matas_-_P0.pdf
- [10] JAASKELAINEN, Hannu, MAJEWSKI, W. Ady. *Turbocompounding*. [online]. [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/engine_whr_turbocompound.php
- [11] RŮŽEK, Josef., KMOCH, Petr. *Teorie leteckých motorů, část I (Kompresory, turbíny a spalovací komory), U-1275/I*. VAAZ Brno 1979.
- [12] EISENLOHR, Gernot., DALBERT, Peter., KRAIN, Hartmut., PRITILL, Hartwig., RICHTER, Frantz. A., ROHNE, Karl. H. Analysis of the Transonic Flow at the Inlet of a High Pressure Ratio Centrifugal Impeller. *ASME 1998, 98-GT-24*.

- [13] KRAIN, Hartmut. Unsteady Diffuser Flow in a Transonic Centrifugal Compressor. *International Journal of Rotating Machinery*, 8(3): 223-231, 2002.
- [14] SITKIN, Pavel. *Optimizations of the Volute of a Centrifugal Compressor*. LAPPEENRANTA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, LUT School of Energy Systems, 2019[online]. [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://lutpub.lut.fi/bitstream/handle/10024/159063/Pavel%20Sitkin%20Master%20Thesis.pdf?sequence=1>
- [15] KENNY, David, P. A Novel Low-Cost Diffuser for High-Performance Centrifugal Compressors. *ASME Journal of Engineering for Power*, No1, pg.37-47, 1969.
- [16] NGUYEN-SCHÄFER, Hung *Aero and Vibroacoustics of Automotive Turbochargers*. Springer – Verlag Berlin 2013 ISBN 978-3-642-35069-6.
- [17] NOVOTNÝ, Pavel. *Noise and Vibrations of Powertrain Subsystems*. Brno University of Technology, Seminář ČAS11.12.2019. ČVUT Praha FS Technická 4, Praha 6.
- [18] ŠULC, Jiří. *Konstrukce a pevnost letadel, Technická akustika, část I*. S 385/1 VAAZ Brno 1972.
- [19] RAITOR, Till., NEISE, Wolfgang. Sound generation in centrifugal compressors. *Journal of Sound and Vibration* 314 (2008) 738–756.
- [20] ŠULC, Jiří. *Konstrukce a pevnost letadel, Technická akustika, část II a III*. S 385-II, III VAAZ Brno 1973.
- [21] GALINDO, Jose., TISEIRA, Andrés., NAVARRO, Roberto., LÓPEZ, Mario., A. Influence of tip clearance on flow behavior and noise generation of centrifugal compressors in near-surge conditions. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 52 (2015) 129-139.
- [22] HAZBY, Hamit. R., XU, Liping. Role of Tip Leakage in Stall of a Transonic Centrifugal Impeller. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2009*, GT 2009-59372.
- [23] MENDONÇA, Fred., BARIS, Onur., CAPON, Geoff. Simulation of Radial Compressor Aeroacoustics Using CFD. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, June 11-15, 2012, Copenhagen, Denmark. GT 2012-70028.
- [24] MARSHALL, Fred., SOROKES, James. M. *A Review of Aerodynamically Induced Forces Acting on Centrifugal Compressor and Resulting Vibration Characteristics of Rotors*. Proceeding of the 29th Turbomachinery Symposium. Texas A&M University 2000. 263-280.
- [25] EVANS, Dominic., WARD, Andrew. Minimising Turbocharger Whoosh Noise for Diesel Powertrains. *SAE 2005 Noise and Vibration Conference and Exhibition Traverse City, Michigan May 16-19, 2005*. 2005-01-2485

- [26] TENG, Charlie and HOMCO, Steve. Investigation of Compressor Whoosh Noise in Automotive Turbochargers *SAE International J. Passeng. Cars - Mech. Syst. | Volume 2 | Issue 1* 2009-01-2053, 1345-1351.
- [27] SUNDSTROM, Elias., SEMLITSCH, Bernhard and MIHAESCU, Mihai. Centrifugal Compressor: The Sound of Surge. *21 st AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference* 22-26 June 2015, Dallas, TX. AIAA 2015-2674.
- [28] BROATCH, Alfonso., GALINDO, Jose., NAVARRO, Roberto., TÍSCAR García, J., DAGLISH, Andrew. & SHARMA, Rajesh. K. *Simulations and measurements of automotive turbocharger compressor whoosh noise*. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 9:1, 12-20, DOI:10.1080/19942060.2015. 1004788
- [29] TIIKOJA, Heiki. *Acoustic Characterization of Turbochargers and Pipe Terminations*. KTH CCGE x. Stockholm, Sweden 2012.
- [30] TISCAR, Jorge, G. *Experiments on Turbocharger Compressor Acoustics*. Universito Politècnica de Valencia January 2017[online]. [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://riunet.upv.es/handle/10251/79552>
- [31] ÅBOM, Mats. *Turbomachinery Aeroacoustics*. KTH-The Royal Inst of Technology, SE-100 44 Stockholm, Sweden, 12 th European Turbomachinery Conference, 3-7 April 2017, Stockholm. 43 s.
- [32] KYOUNG-KU HA, TAE-BIN JEONGL, SHIN-HYOUNG KANG, HYOUNG-JIN KIM, KWANG-MIN WON, CHI-YOUNG PARK, WOO-YOUL JUNG and KYUNG-SEOK CHO *Experimental investigation on aero-acoustic characteristics of a centrifugal compressor for the fuel-cell vehicle*. Journal of Mechanical Science and Technology 27 (11) (2013) 3287~3297.