



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

**TERMODYNAMICKÝ 1-D MODEL TURBÍNOVÉ
SKŘÍNĚ TURBODMYCHADLA SPALOVACÍHO
MOTORU**

THERMODYNAMIC 1-D MODEL OF THE TURBOCHARGER OF AN INTERNAL COMBUSTION
ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Kristýna Mrázková

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Studentka: Bc. Kristýna Mrázková
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
Akademický rok: 2022/23

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

Termodynamický 1–D model turbínové skříně turbodmyhadla spalovacího motoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce se bude zabývat tvorbou simulačního modelu turbíny pro modelování přenosu tepla pro provozní body jízdního cyklu silničního vozidla. Motivací je udržet požadovanou teplotu spalin za turbínou pro správnou funkci SCR i v pracovních bodech s nízkým zatížením.

Cíle diplomové práce:

Zhodnotit možnosti modelování tepelných toků a teplotních ztrát.
Porovnat možné přístupy pro simulaci z hlediska jejich kladných a záporných stránek.
Diskretizace skutečné skříně turbodmyhadla.
Popis tepelných toků do okolí a sousedních částí.
Sestavení fyzikálního modelu včetně regulace WG ventilem.
Kalibrace okrajových podmínek.
Simulace výstupní teploty spalin pro body jízdního cyklu vozidla.
Popis zásadních faktorů ovlivňujících teplotní ztráty a možnosti jejich eliminace.
Návrh dalšího postupu pro integraci modelu do systému virtuálního turbodmyhadla.

Seznam doporučené literatury:

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 4th ed. Basingstoke: Palgrave Macmillan, c2012. ISBN 978-0-230-57663-6.

HEYWOOD, John B. Internal Combustion Engines Fundamentals. USA : McGraw-Hill, Inc., 1988. 485 s. ISBN 0-07-028637-X.

HIERETH, Hermann, PRENNINGER, P. H. W. . Charging the internal combustion engine. New York: Springer, c2007. ISBN 978-3-211-33033-3.

KIRKPATRICK, Allan T., FERGUSON, Colin R. Internal combustion engines: applied thermosciences. Third. United Kingdom: John Wiley, 2016. ISBN 978-1-118-53331-4.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá 1D simulací přestupu tepla turbínovou skříní turbodmychadla s důrazem na výstupní teplotu spalin. Rešeršní část se věnuje konstrukci i termomechanice turbodmychadel, úpravě výfukových plynů a softwaru pro modelování přenosu tepla. Praktická část řeší diskretizaci 3D modelu turbínové skříně, sestavení fyzikálního modelu turbodmychadla pro 1D simulaci teploty výfukových plynů a přestupu tepla turbínovou skříní. Dále jsou kalibrovány hodnoty koeficientů pro přestup tepla a je provedena tranzientní simulace výstupní teploty spalin podle cyklu NEDC. Následuje popis výstupů simulace, optimalizace výsledků a návrh postupu pro integraci modelu do systému virtuálního turbodmychadla.

KLÍČOVÁ SLOVA

turbodmychadlo, 1D simulace, termodynamika, turbínová skříň, emise výfukových plynů, SCR katalyzátor, NEDC, GT-Suite, virtuální turbodmychadlo

ABSTRACT

Master thesis deals with 1D heat transfer simulation of turbine housing laying emphasis on temperature of exhaust gas leaving the turbine. The thesis covers construction and thermodynamics of turbochargers, exhaust gas aftertreatment and heat transfer simulation software. Then the thesis focuses on exploring turbine housing 3D model discretization, building physical turbocharger model for 1D simulation of exhaust gas output temperature and heat transfer through turbine housing. Heat transfer coefficients were calibrated for transient simulation predicting temperature of output exhaust gas in compliance with NEDC cycle. Results analysis and optimization follow, a suggestion on model integration into the virtual turbocharger system is also included.

KEYWORDS

turbocharger, 1D simulation, thermodynamics, turbine housing, exhaust gas emissions, SCR catalyzt, NEDC, GT-Suite, virtual turbocharger

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MRÁZKOVÁ, Kristýna. *Termodynamický 1-D model turbínové skříně turbodmychadla spalovacího motoru*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/145938>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Josef Štětina.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Josefa Štětiny, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. května 2023

.....

Bc. Kristýna Mrázková

PODĚKOVÁNÍ

Ráda bych poděkovala panu prof. Ing. Josefu Štětinovi, Ph.D. za vedení mé diplomové práce, praktické rady a podnětné připomínky.

Ze společnosti Garrett Motion bych ráda poděkovala Ing. Adamu Vondrákovi, Ph.D. za trpělivý a přátelský přístup, konzultace a klíčové rady zejména v oblasti 1D teplotních simulací. Dále děkuji Ing. Petru Škarovi za zadání práce a určení směru, kudy se v tématu ubírat, Ing. Luboši Peckovi za poskytnutí technických podkladů a pomoc s jejich pochopením a Ing. Adamu Blahovi opět za cenné rady.

Dále děkuji společnosti Garrett Motion za poskytnutí zázemí pro vznik mé diplomové práce.

Poslední poděkování patří mému partnerovi Vojtovi a mé rodině za bezmeznou podporu při psaní této práce i po celou dobu mého dosavadního studia.

OBSAH

Úvod	11
1 Přepřňování spalovacích motorů pomocí turbodmychadla	12
1.1 Úvod do přepřňování	12
1.1.1 Dynamické přepřňování	14
1.1.2 Cizí přepřňování	15
1.2 Princip funkce turbodmychadla	16
1.3 Historický vývoj turbodmychadel	17
1.4 Konstrukce turbodmychadla	19
1.4.1 Turbínová skříň	19
1.4.2 Centrální skříň a rotorová soustava	20
1.4.3 Kompresorová skříň	21
1.5 Regulace turbodmychadel	22
1.5.1 Obtokový ventil	22
1.5.2 Variabilní geometrie lopatek	23
1.5.3 Variabilní šířka statoru turbíny	23
2 Termomechanika turbodmychadla	25
2.1 Účinnost turbodmychadla	25
2.1.1 Účinnost turbíny	25
2.1.2 Účinnost kompresoru	27
2.1.3 Redukované veličiny	29
2.1.4 Rovnováha mezi turbínou a kompresorem	29
2.2 Přenos tepla v turbodmychadle	29
2.2.1 Způsoby přenosu tepla	30
2.2.2 Popis přenosu tepla na schématu turbodmychadla	34
3 Emise výfukových plynů	36
3.1 Složení výfukových plynů	36
3.2 Vliv turbodmychadla na výfukové plyny	36
3.2.1 Vliv turbodmychadla na teplotu, tlak a rychlost výfukových plynů	37
3.2.2 Vliv turbodmychadla na emise spalovacího motoru	38
3.3 Úprava výfukových plynů	41
3.3.1 EGR ventil	41
3.3.2 Filtr pevných částic	42
3.3.3 Oxidační katalyzátor	42
3.3.4 SCR katalyzátor	42
3.4 Standardizované cykly pro testování silničních vozidel	46
3.4.1 Nový evropský jízdní cyklus	47
3.4.2 Světově harmonizovaný testovací proces pro osobní vozidla	47
3.4.3 Čínský testovací cyklus osobních vozidel	47
3.4.4 Jízdní cyklus Agentury pro ochranu životního prostředí Spojených států	48
3.4.5 Měření emisí užitkových vozů	49
4 Možnosti modelování tepelného toku	50
4.1 Srovnání 1D a 3D přístupu	50
4.1.1 Rozhodovací matice	51

4.2	Možnosti modelování toku tepla v software GT-Suite	53
5	Diskretizace skutečné skříně turbodmychadla.....	54
5.1	Volba konkrétního modelu turbodmychadla	54
5.2	Diskretizovaný model pro prostředí GT-ISE	54
5.2.1	Diskretizace 3D modelu turbínové skříně.....	55
5.2.2	Diskretizace průtočných objemů turbínové skříně.....	56
5.2.3	Spoje pro přestup tepla pro tvorbu kompletního modelu.....	58
5.3	Citlivostní analýza sítě	60
6	Sestavení fyzikálního modelu turbínové skříně.....	62
6.1	Zdroj výfukových plynů.....	62
6.2	Rotorová soustava turbodmychadla	63
6.3	Regulace pomocí obtokového ventilu	64
6.4	Okolí turbínové skříně a popis jednotlivých tepelných toků.....	66
6.5	Výfukové potrubí	67
6.6	Finální model.....	67
7	Kalibrace okrajových podmínek	69
7.1	První hrubý krok.....	69
7.2	Druhý krok s přesnějšími hodnotami	69
7.3	Třetí krok.....	70
7.4	Čtvrtý finální krok.....	70
7.5	Řešení vnějších a počátečních teplot.....	71
8	Simulace výstupní teploty spalin pro body jízdního cyklu vozidla	72
8.1	Zvolené parametry simulace a testovací jízdní cyklus	72
8.2	Výsledky simulace	73
9	Teplotní ztráty modelu	77
9.1	Popis teplotních ztrát simulovaného modelu.....	77
9.2	Možnosti eliminace teplotních ztrát	79
9.3	Optimalizace dosahování teploty Catalyst light-off.....	80
9.3.1	Design Optimizer v prostředí GT-Suite	80
9.3.2	Potvrzovací simulace	81
10	Virtuální turbodmychadlo.....	82
10.1	Princip funkce virtuálního turbodmychadla	82
10.2	Návrh postupu pro integraci řešeného modelu do systému virtuálního turbodmychadla.....	82
	Závěr	84
	Použité informační zdroje	85
	Seznam použitých zkratk a symbolů	90

ÚVOD

Přestože pístový spalovací motor zatím stále zůstává nejrozšířenějším typem pohonné jednotky u osobních i nákladních vozidel, ozývá se v dnešní době čím dál hlasitější volání po jeho úpravách či náhradě. Důvodem není jen s nízkou účinností spojená tenčí se zásoba fosilních paliv a vypouštění škodlivých emisí do ovzduší, ale také složitost konstrukce, nutnost zástavby vícestupňových převodovek, a ne úplně výhodný průběh točivého momentu.

V dnešní době je vývoj spalovacích motorů zaměřen především na redukci emisí výfukových plynů, aby bylo možné dosáhnout stále se zpřísnujících emisních norem, které vstupují v platnost jak v Evropě, tak ve Spojených státech amerických, či Asii.

Výrazným milníkem ve snaze o zefektivnění práce spalovacího motoru bylo bezesporu zavedení přeplňování, především pomocí turbodmychadel. To vedlo k výraznému zvýšení účinnosti a tzv. litrového výkonu poskytovaného pohonnými jednotkami, což umožnilo nástup trendu snižování objemu válců motoru, protože dostatečný výkon a točivý moment pro provoz vozidla je možné získat z pohonných jednotek o výrazně menším objemu, které pro svůj provoz spotřebují méně paliva. Je ale třeba mít na paměti, že tento krok byl obecně vykoupen zhoršením odezvy motoru a jeho projevu celkově a také snížením životnosti motorů, na jejichž komponenty jsou nyní kladeny výrazně vyšší nároky.

Zavedením přeplňování ovšem šetrnost k životnímu prostředí nekončí. Ve snaze vyhovět emisním limitům se dnes už výrobci vozidel neobejdou bez dodatečné úpravy výfukových plynů, tzv. *aftertreatmentu*. Příkladem může být DPF filtr pro zachytávání pevných částic nebo SCR katalyzátor přetvářející pomocí aditiv toxické oxidy dusíku na čistý dusík a vodu, které dále neškodí.

Výzvou pro výrobce automobilů je tak zajistit jeho rychlou funkci co nejdříve i po studeném startu vozidla, tzv. *catalyst light-off*. Děje se tak vyššími volnoběžnými otáčkami nebo plně otevřenou klapkou obtokového ventilu, pokud je turbodmychadlo regulované právě jím.

SCR katalyzátor pro svou správnou funkci a dostatečnou účinnost i po zahřátí na provozní teplotu potřebuje, aby si výfukové spaliny udržovaly určité teplotní rozmezí pro optimální průběh selektivně katalytické redukce, což může být v některých provozních bodech vozidel komplikované. Jedná se zejména o dopravu ve městech, kdy motor pracuje v nízkém zatížení, navíc prokládanou dlouhým stáním na volnoběh či pomalým popojížděním v hustém provozu mezi mnoha dalšími vozidly. Není tedy divu, že režim jízdy městem zastává významnou část v testovacích procedurách jako jsou NEDC a WLTP.

Spotřebu paliva, produkci emisí i účinnost úpravy výfukových plynů je dnes možné predikovat pomocí pokročilých simulačních nástrojů, což ve vývoji ušetří čas i prostředky a následně umožní testovat už částečně optimalizované prototypy. Takto je také možné dopředu zkoumat různé jízdní režimy i potenciálně rizikové stavy.

Právě predikcí výstupní teploty spalin kvůli správné funkce SCR katalyzátoru v provozních bodech s nízkým zatížením se bude zabývat tato diplomová práce.

1 PŘEPLŇOVÁNÍ SPALOVACÍCH MOTORŮ POMOCÍ TURBODMYCHADLA

Přeplňování pístových spalovacích motorů turbodmychadlem je nejrozšířenější alternativou k motorům s přirozeným sáním a jeho obecnými principy se bude zabývat úvodní kapitola této diplomové práce.

1.1 ÚVOD DO PŘEPLŇOVÁNÍ

Vzhledem k rozvoji, ke kterému za několik posledních desetiletí na poli osobní i nákladní dopravy došlo, rostou i nároky na dopravní prostředky. Jedná se tak nejen o nutnost vyššího výkonu a akcelerace za současně se snižující spotřeby paliva a produkce škodlivých emisí, ale také o požadavky týkající se komfortu a bezpečnosti vozidel, tedy parametrů vedoucích ke zvyšování hmotnosti automobilů.

Kvůli zachování plynulosti hustého provozu i dosažení dostatečných jízdních parametrů jsou tedy výrobci automobilů nuceni vyvíjet stále výkonnější motory s co nejefektivnějším využitím paliva. Výpočet středního efektivního výkonu motoru popisuje následující rovnice [1]:

$$P_e = \frac{iV_H p_e n}{30\tau} \quad (1)$$

kde P_e je efektivní výkon motoru, i je počet válců motoru, V_H je zdvihový objem jednoho válce, p_e je střední efektivní tlak na píst, n jsou otáčky motoru a τ je taktnost motoru, pro čtyřdobý motor odpovídá 2.

Ze vztahu pro efektivní výkon spalovacího motoru plyne, že jeho růst může být ovlivněn zdvihovým objemem válců, otáčkami motoru nebo středním efektivním tlakem na píst [1].

Současný trend vývoje spalovacích motorů nepřeje zvyšování zdvihového objemu válců především z důvodu spotřeby paliva a produkce emisí, narůstá také zastavěná plocha ve vozidle a hmotnost samotného motoru. Jako výhodná varianta se tedy jeví zvyšování středního efektivního tlaku, čehož je možné dosáhnout právě přeplňováním motoru. Hodnota středního efektivního tlaku je definována následující rovnicí [1]:

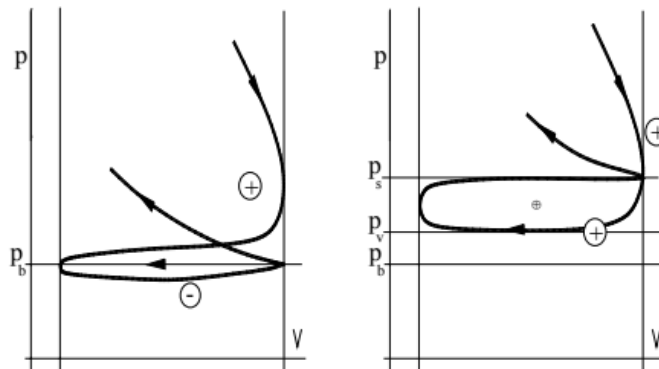
$$p_e = \frac{H_u}{\sigma_t \lambda_z} \rho_{pl} \eta_{pl} \eta_i \eta_m \quad (2)$$

kde H_u je dolní výhřevnost paliva, σ_t je teoretický směšovací poměr vzduchu a paliva, λ_z je součinitel přebytku vzduchu, ρ_{pl} je hustota plnicího vzduchu, η_{pl} je plnicí účinnost motoru, η_i je indikovaná účinnost motoru a η_m je mechanická účinnost motoru.

Z výše uvedené rovnice vyplývá, že hodnotu středního efektivního tlaku je možné navýšit snížením směšovacího poměru paliva se vzduchem nebo součinitele přebytku vzduchu, zvýšením dolní výhřevnosti využívaného paliva či zvýšením hustoty plnicího média (vzduchu).

Je také možné zabývat se některým z kritérií účinnosti, např. mechanické účinnosti η_m . Mechanické ztráty spalovacího motoru je možné rozdělit do několika oblastí. První z nich je výkon spotřebovaný na pohon příslušenství motoru – systém mazání a chlazení, klimatizace, alternátor. Tyto ztráty přeplňování téměř neovlivňuje. Dále se jedná o třetí ztráty měnící se s narůstajícím tlakem plynů na píst, které se se zvyšujícím se stupněm přeplňování zvyšují.

Poslední skupinou jsou ztráty závislé na výměně náplně válce. Oproti motoru s přirozeným sáním tyto ztráty klesnou do záporných hodnot. Toto je způsobeno kladným smyslem spodní smyčky výměny náplně válce v p-V diagramu [1].



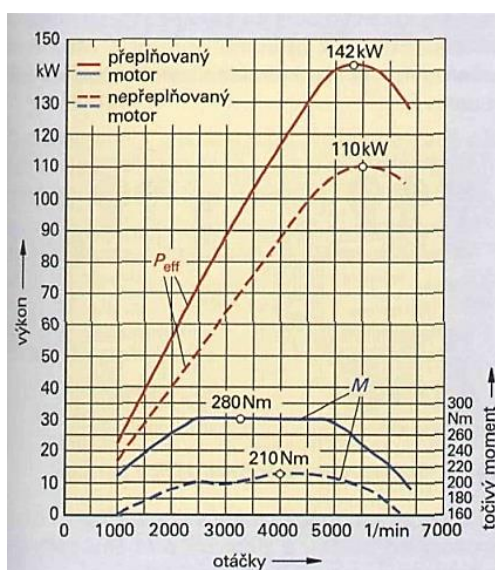
Obr. 1 Srovnání výměny obsahu válců nepřepřňovaného a přepřňovaného motoru. Hodnota p_s značí tlak v sání, p_v tlak ve výfukovém potrubí [1].

Nárstu hustoty plnicího média by bylo možné také dosáhnout snížením jeho teploty, bylo by ovšem nutné ji snižovat až pod teplotu okolí, tudíž by se nejednalo o příliš efektivní řešení. Tuto závislost lze popsat následujícím vztahem [1]:

$$\rho_{pl} = \frac{p_{pl}}{rT_{pl}} \quad (3)$$

kde r je měrná plynová konstanta a T_{pl} teplota plnicího média.

K navýšení hustoty plnicího vzduchu bývá tedy využíváno přepřňování, které je obvykle kombinováno s chlazením stlačeného vzduchu v mezichladiči. Na následujícím obrázku je vidět srovnání křivek výkonu a točivého momentu pro přepřňovaný motor a motor s přirozeným sáním.



Obr. 2 Srovnání výkonu a točivého momentu přepřňovaného a nepřepřňovaného motoru o stejném zdvihovém objemu [2].

Právě vyšší plnicí tlak napomáhá výplachu spalovacího prostoru, obzvláště pokud je současně otevřený sací i výfukový ventil, proto je třeba u přeplňovaných motorů rozdělovat součinitel přebytku vzduchu λ na spalovací součinitel přebytku vzduchu λ_z a proplachovací součinitel přebytku vzduchu λ_{pr} . [1].

Součinitel přebytku vzduchu λ výrazně ovlivňuje teplotní spád mezi plyny a stěnami válce, případně teploty stěn válce a zajišťuje, aby nedošlo k překročení maximální teploty spalování. Slouží tedy jako regulační činitel pro teplotu výfukových plynů před turbínou [1].

Faktorům ovlivňujícím teplotu výfukových plynů bude věnována jedna z následujících kapitol této práce.

Přeplňování pístového spalovacího motoru může probíhat více různými způsoby. Rozlišujeme dynamické přeplňování zajišťované konstrukčními prvky motoru a přeplňování cizí, které je obstaráváno přídatnými dmychadly, případně může docházet i k přeplňování kombinací obou těchto metod [3].

1.1.1 DYNAMICKÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

Zlepšení výměny náplně ve spalovacím prostoru lze podpořit vhodnou konstrukcí sacího potrubí. Dynamické přeplňování využívá energie tedy proudících plynů proudících plynů. Otevření sacího ventilu vyvolá tlakovou vlnu, která se šíří až na volný konec potrubí, kde se odrazí a jako podtlaková vlna se pohybuje zpátky. Pokud na opačném konci potrubí zasáhne otevřený sací ventil, vzniklý podtlak podpoří nasávání čerstvé směsi do válce motoru [3].

PŘEPLŇOVÁNÍ KMITY V SACÍM POTRUBÍ

Pohyb pístu vyvolává kmity sacího potrubí, přičemž každý válec disponuje samostatným potrubím vhodné délky. Právě délka ovlivňuje kmitání tak, aby se tlaková vlna dostávala k otevřenému sacímu ventilu a napomáhala tak lepšímu plnění válce. Pro provoz v nižších otáčkách je výhodné dlouhé tenké sací potrubí, pro provoz ve vysokých otáčkách, kdy je sací ventil otevřený jen na krátkou dobu, naopak potrubí kratší a široké. Tento způsob se také nazývá pulzační přeplňování [2].

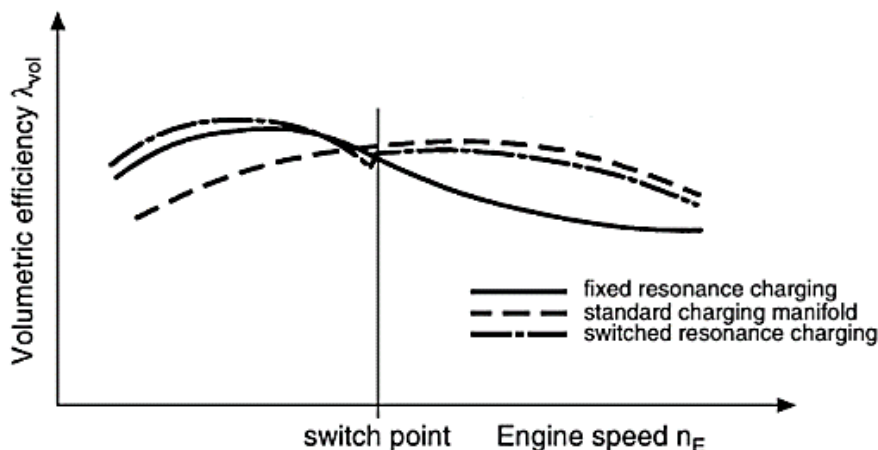
Řešení potřeby odlišné délky a průřezu nabízí systém s proměnnou délkou sacího potrubí. U takového motoru proudí v nízkém spektru otáček vzduch dlouhým tenkým potrubím, které se při nárstu otáček na hodnotu okolo 4000 min⁻¹ uzavírá a vzduch do válců proudí širokým krátkým potrubím. Zavírání je řešeno rotačním šoupátkem nebo klapkami [2].

REZONANČNÍ PŘEPLŇOVÁNÍ

Tento typ přeplňování se také nazývá Helmholtzovo. Pokud se frekvence sání daná otáčkami motoru shoduje s frekvencí kmitů v sacím potrubí, dochází k rezonanci, která způsobuje dynamické zvýšení plnicího tlaku [2].

Tento systém využívá rezonanční komory, kterým jsou přiřazeny skupiny válců tak, aby se zabránilo ovlivňování proudění plynu v sacím potrubí způsobenému zapalováním jednotlivých válců. Oblast otáček, ve které tento systém může efektivně pracovat, je dán objemem rezonančních komor a délkou potrubí [2].

Pro maximální využití potenciálu obou metod dynamického přeplňování se často používají kombinované systémy, kdy se rezonanční potrubí pro střední otáčky ve vysokých otáčkách pomocí škrtkící klapky přepíná na systém pulzačního sacího potrubí [3].



Obr. 3 Graf závislosti objemové účinnosti na otáčkách motoru. Plná čára znázorňuje motor využívající pouze rezonanční sací potrubí, přerušovaná čára znázorňuje motor bez rezonančního přeplňování, čerchovaná čára znázorňuje motor využívající kombinovaný systém [3].

1.1.2 CIZÍ PŘEPLŇOVÁNÍ

Zatímco dynamické přeplňování využívá pouze vhodnou konstrukci sacího potrubí, cizí přeplňování přichází s osazením motoru vnějším dmychadlem, jehož funkcí je vhnět do spalovacího prostoru výrazně vyšší množství vzduchu, než by bylo do motoru dopraveno u systému s přirozeným sáním. Plyn ve válci je na konci sání už předběžně stlačen.

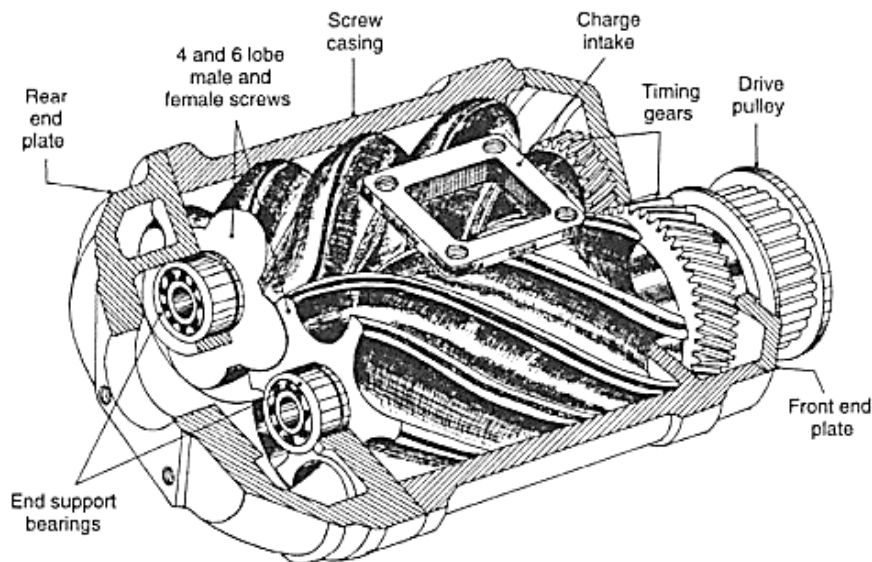
Rozlišujeme dmychadla s mechanickým pohonem, dmychadla s komorovým rotorem a dmychadla bez mechanického pohonu, tedy turbodmychadla poháněná výfukovými plyny [2].

DMYCHADLA S MECHANICKÝM POHONEM

V současnosti se jedná většinou o objemové kompresory, u nichž je vzduch nasáván do kompresní komory, jejíž vstup je následně utěsněn. Její objem se neustále zmenšuje až do doby, kdy vzduch uvnitř dosáhne předem stanovené hodnoty tlaku, na kterou byl kompresor dimenzován. V tomto momentě dochází k otevření vypouštěcího ventilu a vzduch začíná ucházet do prostoru s nižším tlakem, což má za následek pro kompresor typický kvílivý zvuk. Kompresory bývají poháněny přímo od klikové hřídele pomocí řetězu, řemene anebo ozubených kol. Otáčky kompresoru jsou tedy přímo závislé na otáčkách motoru a kompresor poskytuje lineární nárůst výkonu a plochou křivku točivého momentu. Je ale třeba počítat s odběrem výkonu z klikového hřídele rostoucího se zvyšováním otáček [4].

Nejstarším používaným typem objemového kompresoru je Rootsovo dmychadlo. Tvoří jej dvě rovnoběžné hřídele se dvěma nebo třemi zuby, které se táhnou po celé délce hřídelí. Zuby mohou být rovné nebo lehce spirálovitě zahnuté okolo os hřídelí. Hřídele se otáčejí vzájemně opačným směrem, jejich synchronizace je zajištěna ozubenými koly. Hřídele jsou umístěny v oválné komoře, do níž kolmo na jejich osu vstupuje vzduch. Jedná se o levnou konstrukčně nenáročnou variantu, jejíž nevýhodou může být vyšší hlučnost a vysoké ztráty při nízkých otáčkách motoru [5].

Lysholmovo šroubové dmychadlo je typ kompresoru, který se stejně jako Rootsovo dmychadlo skládá ze dvou rovnoběžných rotorů se šroubovitě zahnutými zuby. Ty se dělí na hlavní a vedlejší, přičemž hlavní rotor se otáčí přibližně 1,5násobnou rychlostí co vedlejší. Vzduch do opět oválné komory vstupuje axiálně. Oproti Rootsovu dmychadlu je mnohem náročnější na výrobu, ale také tišší a efektivnější a díky vyšších otáček dosahují vyššího plnicího tlaku. Toto dmychadlo také bývá nazýváno Sprintex kompresor [5].



Obr. 4 Schéma Lysholmova kompresoru [5].

DMYCHADLO S KOMOROVÝM POHONEM

Jedná se o typ dmychadla, kde kliková hřídel přes ozubený řemen pohání rotor, který svými lopatkami dělí prostor kompresoru na velké množství malých komor. Při každé otáčce motoru vstupují výfukové plyny o vysokém tlaku do axiální komory mezi lopatkami kompresoru a stlačují už z opačné strany nasátý čerstvý vzduch. Při následujícím pootočení rotoru je stlačený vzduch tlakovou vlnou výfukových plynů vytlačován do motoru. Po uzavření výstupu vzduchu dochází k otevření výstupu výfukových plynů a na opačné straně kompresoru se vytváří podtlaková vlna, která po dalším pootočení kompresoru přispívá k nasávání čerstvého vzduchu do komory. Bývá také nazýváno Comprex [6].

DMYCHADLA POHÁNĚNÁ VÝFUKOVÝMI PLYNY

Přeplňování spalovacího motoru turbodmychadlem poháněným výfukovými plyny je hlavním tématem této práce, budou se mu tedy věnovat následující kapitoly.

1.2 PRINCIP FUNKCE TURBODMYCHADLA

Obvyklý spalovací motor za optimálních podmínek využije přibližně 30% energie uložené v palivu. Zbylých 70% energie se nenávratně ztrácí.

7%	ztráta tepelné energie vlivem tření, sání a dynamiky komponent motoru
9%	ztráta tepelné energie vyzařováním do okolí
16%	ztráta tepelné energie pohlcená systémem chlazení
38%	ztráta tepelné energie ve výfukových plynech

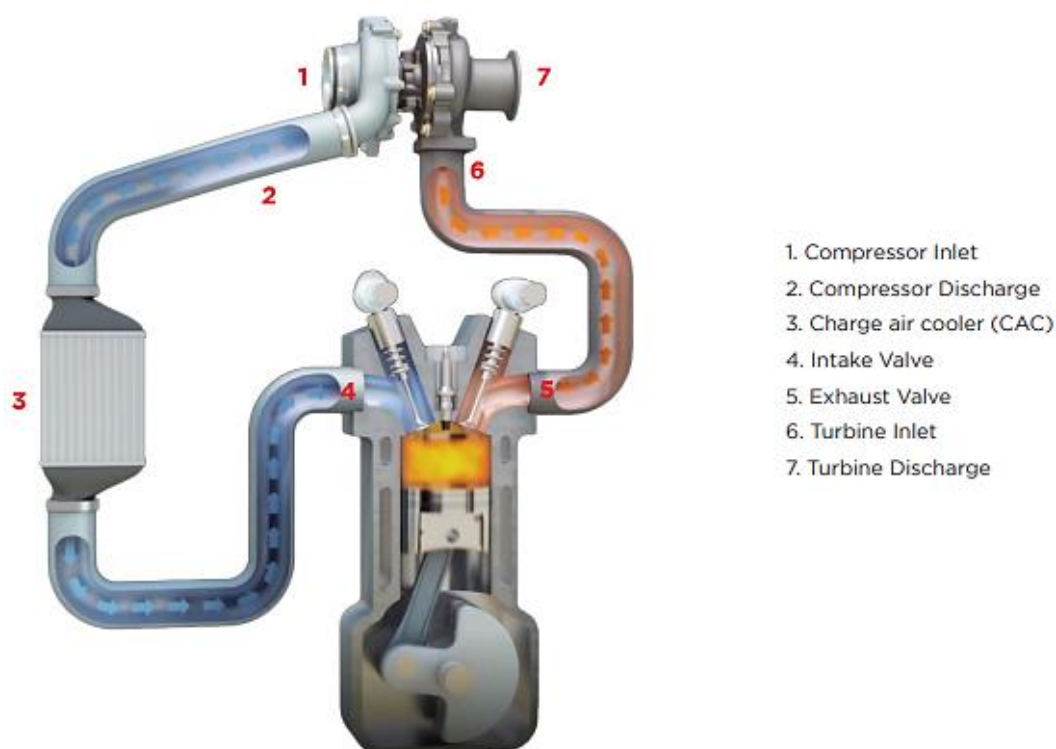
[5]

Turbodmychadlo využívá část energie výfukových plynů k navyšování tlaku vzduchu nasávaného do spalovacího motoru, což umožňuje efektivnější využití paliva. Lze tak dosahovat vyššího výkonu motoru současně s nižší spotřebou paliva a produkcí menšího množství emisí.

Výfukové plyny o vysokém tlaku jsou ze spalovacího prostoru sběrným potrubím vedeny do turbínové skříně turbodmychadla, kde svou energii mění na mechanickou práci a roztáčejí turbínové kolo na spojovacím hřídeli. Tím současně dochází k roztočení kola v kompresorové skříně, do které je přiváděn přefiltrovaný vzduch o atmosférickém tlaku, pomocí lopatek kompresorového kola je urychlován. Po dosažení maximálního tlaku je přes mezichladič dopravován do sacího potrubí.

Samotná spojovací hřídel je uložena v centrální skříně za pomoci kluzných ložisek. Je také napojena na mazací a chladicí okruh motoru.

Pro dosažení optimálního výstupního tlaku se využívá regulace turbodmychadla nejčastěji obtokovým ventilem (*wastegate*) nebo variabilní geometrií lopatek v turbínové skříně.



Obr. 5 Princip funkce turbodmychadla poháněného výfukovými plyny [7].

1.3 HISTORICKÝ VÝVOJ TURBODMYCHADEL

Historicky první turbínou poháněné dmychadlo od roku 1905 připisujeme Alfredu Büchimu. Jednalo se o axiální turbínu pohánějící kompresor i klikový hřídel motoru, tzv. koupoundní koncepci. V následujících letech se do vývoje přeplňovaných motorů zapsali také Rudolf Diesel nebo Gottlieb Daimler [3].

Ve 20. letech minulého století však byly turbodmychadly osazovány především stacionární vznětové lodní motory, příkladem může být spolupráce Alfreda Büchiho s firmami MAN a Maschinenfabrik Winterthur [3].

Vidina zvýšení výkonu při stávajícím zdvihovém objemu a mírném navýšení hmotnosti byla velice atraktivní v leteckém průmyslu, především u válečných letounů. Toto je období, kdy na trh se svou společností vstoupil také John Clifford Garrett. Zpočátku vyráběl komponenty pro přeplňování leteckých motorů, v 50. letech minulého století ovšem firma začala prvními turbodmychadly osazovat buldozery značky Catterpillar, o 10 let později také traktory značky John Deere. Odtud se pro svou řadu výhod, především výkon, točivý moment a úspory paliva turbodmychadla rozšiřovala mezi téměř veškerá užitková vozidla využívající vznětové motory [8].

Prvním osobním automobilem s přeplňovaným motorem byl v roce 1962 Chevrolet Corvair Monza [3] následovaný Oldsmobilem Jetfire [8]. Tyto modely však nebyly příliš úspěšné ani spolehlivé, kvůli nízkým cenám paliva chyběla také poptávka po úsporných vozidlech. Až ropná krize a první ekologické dohody v 70. letech už ale zapůsobily a turbodmychadla se začala rozmáhat také v osobní dopravě.

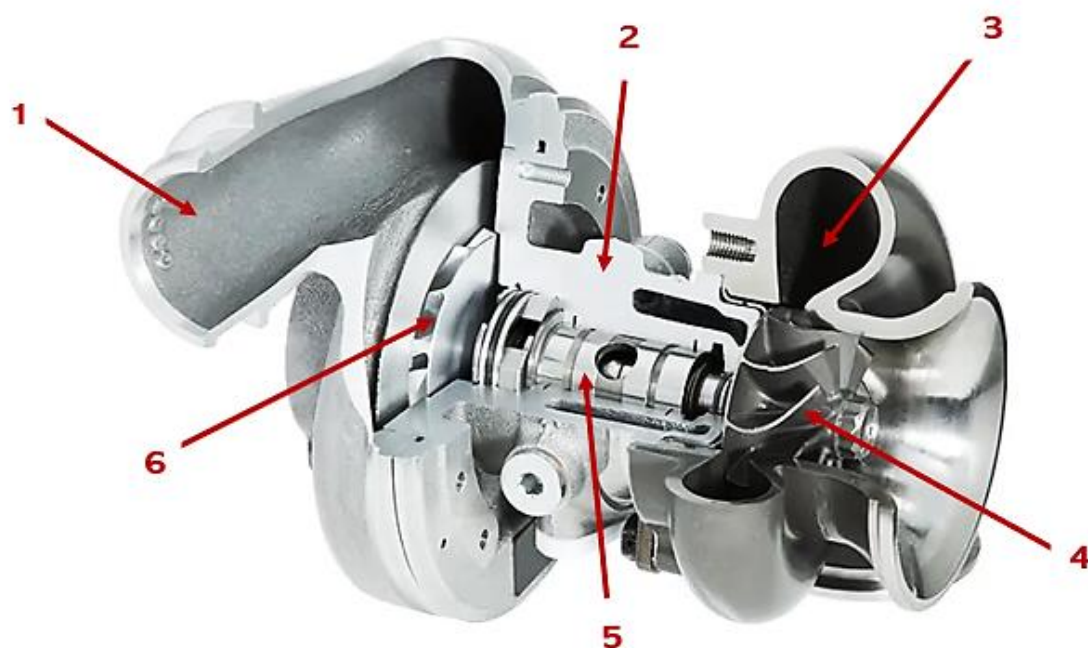
K největšímu rozmachu turbodmychadlem přeplňovaných motorů v osobních automobilech došlo v Evropě v 90. letech minulého století. Příkladem může být vznětový motor koncernu Volkswagen-Audi o obsahu 1,9 litru kombinující přeplňování turbodmychadlem s přímým vstříkáním paliva představený na Frankfurt Motor Show v roce 1995 [8].



Obr. 6 První osobní automobil s motorem TDI Audi 100 (1995) a Audi RS5 (2014) [9].

Své uplatnění našly přeplňované motory také v závodních vozidlech, opět především pro nižší hmotnost při zachování výkonu motoru. S turbodmychadly přeplňovanými motory se tedy dodnes setkáváme např. ve vozech Formule 1, FIA World Rally nebo 24 Hodin Le Mans [8].

1.4 KONSTRUKCE TURBODMYCHADLA

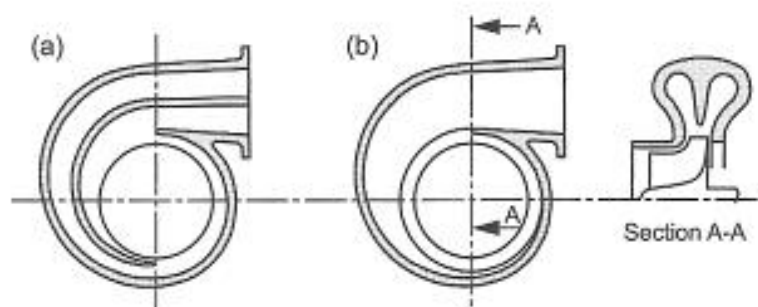


Obr. 7 Turbodmychadlo: 1) kompresorová skříň, 2) centrální skříň, 3) turbínová skříň, 4) turbínové kolo, 5) axiální ložisko, 6) kompresorové kolo [10].

1.4.1 TURBÍNOVÁ SKŘÍŇ

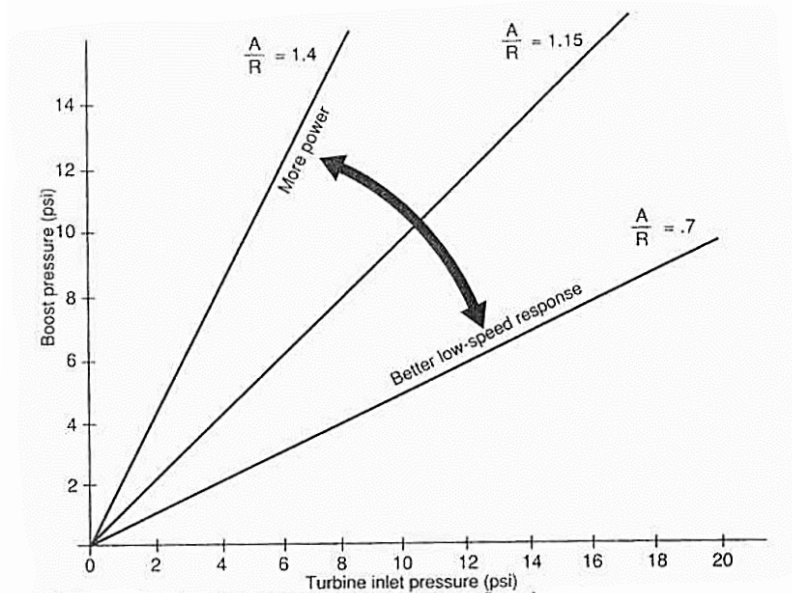
Geometrie turbínové skříňe urychluje proud výfukových plynů, čehož je dosaženo zmenšujícím se průtočným průřezem. Výfukové plyny dopadající na lopatky radiální turbíny tak roztáčí rotorovou soustavu, poté už za nižšího tlaku a teploty odcházejí dále do výfukového systému vozidla. Hlavním materiálovým požadavkem je vysoká teplotní stálost a odolnost proti teplotní korozi, kterým ustupují nároky na hmotnost [7].

Turbínová skříň bývá v závislosti na zástavbě v motorovém prostoru umístěna co nejbližší sběrnému potrubí, u osobních automobilů se můžeme setkat také se skříňemi s integrovanými svody, které se poté s těsněním montují přímo na hlavu válců motoru. Lišit se podle aplikace může i vnitřní tvar voluty. Rozváděcí spirála může být zdvojená (tzv. *dual scroll*), kde poté lze rozlišit vnější a vnitřní kanál, které obvykle připadají výhodné kombinaci válců motoru vzhledem k pořadí zapalování. Další variantou je voluta dělená (tzv. *twin scroll*) [11].



Obr. 8 Srovnání rozváděcích spirál turbíny *dual scroll* (a) a *twin scroll* (b) [11].

Charakteristickým parametrem turbínové skříně je poměr A/R . Jedná se poměr kolmého průřezu na vstupu do rozváděcí spirály a vzdálenosti těžiště této plochy od osy rotorové soustavy. Turbínové skříně s nízkými hodnotami parametru A/R efektivněji urychlují výfukové plyny, z čehož vyplývá rychlejší odezva celého turbodmychadla na sešlápnutí plynového pedálu, ale také omezený maximální výkon. U turbodmychadel s vyšším A/R dochází k větším prodlevám, ve vysokých otáčkách motoru ale stále umožňují dostatečný průtok spalín [12].



Obr. 9 Graf srovnání dosaženého plnicího tlaku v závislosti na tlaku výfukových plynů při vstupu do turbínové skříně pro turbodmychadla s různými hodnotami A/R parametru [13].

Spojení turbínové a centrální skříně zajišťují tvarové plochy a šrouby, případně spona o průřezu písmene V, v obou případech s dodatečným těsněním.

1.4.2 CENTRÁLNÍ SKŘÍŇ A ROTOROVÁ SOUSTAVA

Centrální skříně především spojuje turbínovou a kompresorovou část turbodmychadla, zajišťuje uložení hřídele rotorové soustavy. Je napojena na chladicí a mazací okruh vozidla.

Turbínové kolo je roztáčeno pomocí energie výfukových plynů, kterou v podobě mechanické práce předává kolu kompresorovému. Jedná se o velice namáhanou součást rotující rychlostí v řádu stovek tisíc za minutu. Vysoké nároky jsou kladeny jak na přesnost, tak na moment setrvačnosti, vyrábí se tedy ze speciálních slitin hliníku a titanu, případně Inconelu. Poté je přivařeno k ocelové hřídelce a následně je nutné tuto sestavu dynamicky vyvážit [7].

V centrální skříně je hřídelka uložena pomocí ložisek. Využívají se především ložiska kluzná, podle aplikací se mohou otáčet jak vůči centrální skříně, tak hřídeli, nebo jen vůči hřídeli. Především ve sportovních aplikacích se někdy využívají také kazety s kuličkovými ložisky, které poskytují rychlejší odezvu rotorové soustavy [7].

Olej má v centrální skříně mazací a chladicí funkci, je ale třeba zabránit jeho pronikání do turbínové a kompresorové skříně. Na turbínové straně toto řeší soustava písních kroužků na hřídelce a část tlaku výfukových plynů, která se dostane za rotorové kolo. Na kompresorové straně je olej zachytáván rotujícím axiálním ložiskem a olejovým deflektorem [7].

Krom oleje je centrální skříň chlazena také kapalinou v samostatných kanálech.

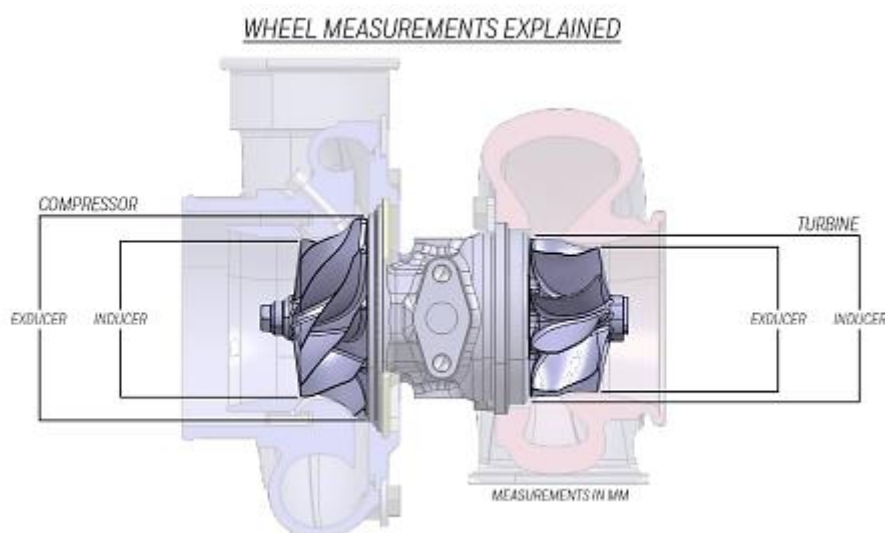
Kompresorové kolečko se při sestavení nasazuje na hřídelku jako poslední, jeho pozice je zajištěna v několika fázích utahovanou maticí. Oproti turbínovému kolečku není téměř namáhané teplotně, vyrábí se ze slitin hliníku. Geometrie jeho lopatek je aerodynamicky uzpůsobena urychlovanému vzduchu, kanály mezi hlavními lopatkami jsou často rozděleny ještě lopatkami menšími [14].

Na obrázku níže lze vidět nejen rozdílná geometrie lopatek, ale také jejich vnější tvar po obrobení, tzv. kontura. Parametrem, který toto charakterizuje, je *trim*. Jedná se o podíl dvou ploch, který významně ovlivňuje maximální průtok mezi lopatkami kolečka.

Parametr *trim* popisuje následující rovnice [15]:

$$trim = \frac{d^2}{D^2} 100 \quad (4)$$

kde d je malý průměr lopatek rotoru a D je velký průměr lopatek rotoru.



Obr. 10 Kompresorové a turbínové kolo se znázorněnými vstupními a výstupními hranami [15].

1.4.3 KOMPRESOROVÁ SKŘÍŇ

V kompresorové skříni dochází k urychlování a stlačování vzduchu o atmosférickém tlaku a teplotě okolí. Kompresorová strana turbodmyhadla obecně není oproti turbínové tolik teplotně namáhána, proto se nejčastěji setkáme s kompresorovými skříněmi z hliníkových slitin za účelem snížení celkové hmotnosti turbodmyhadla. Výjimkou mohou být aplikace mimo automobilový průmysl, např. těžební stroje, kde nízká hmotnost není požadována, a tudíž jsou upřednostněny výrobní náklady [7].

K největšímu nárůstu tlaku dochází v difuzorové části kompresorové skříně, stlačovaný vzduch je dále brzděn ve sběrné spirále a veden do mezichladiče [7].

Tvar spirály kompresorové skříně můžeme také charakterizovat poměrem A/R , ovšem oproti turbínové skříni je vliv tohoto parametru výrazně nižší a bývá tedy využit v závěrečných fázích optimalizace vývoje [5].

1.5 REGULACE TURBODMYCHADEL

Plnicí tlak na výstupu z kompresorové skříně turbodmychadla lze regulovat několika způsoby, záleží také důvodech, proč jej je třeba regulovat.

Důvodem, proč regulovat kompresorovou stranu turbodmychadla, může být snaha provozovat kompresor bezpečně v mezích stabilního proudění při zachování vysoké účinnosti v co nejširším spektru otáček.

Nejčastější cestou regulace kompresorové strany je přetlakový ventil, tzv. *blow-off*. Ten v případě nedostatečného průtoku vzduchu kompresorem zabraňuje dosažení meze pumpování (tzv. *surge*) a následnému nasávání oleje z centrální skříně tak, že upouští kompresorem stlačený vzduch do atmosféry [7].

Hlavní motivací pro regulaci turbínové strany je především možnost řídit plnicí tlak jak kvůli docílení plynulejšího projevu motoru, tak kvůli dodržení jeho pracovních parametrů. Dalším důvodem je samotný pracovní rozsah turbíny, kdy může kolo při překročení hranice maximálních otáček poškodit celé turbodmychadlo.

Nejčastějšími způsoby regulace turbínové strany jsou v dnešní době obtokový ventil (*waste gate*) a variabilní geometrie turbínové skříně (VNT, případně VGT).

1.5.1 OBTOKOVÝ VENTIL

Jedná se o jednoduchý způsob, jak efektivně snížit tlak výfukových plynů působících na turbínové kolo v širokém rozsahu a ve vysokých otáčkách motoru. Podstatou regulace ale dochází k poklesu celkové účinnosti turbodmychadla, protože část proudu spalin je bez využití odváděna přímo do výfukového potrubí, jedná se tedy o ztrátovou regulaci [7].

Rozlišujeme externí obtokový ventil umístěný ve sběrném potrubí před turbodmychadlem a ventil integrovaný přímo do turbínové skříně. Výhodou řešení externím ventilem je přesnější regulace. Interní obtokový ventil je tvořen klapkou umístěnou přímo ve volutě turbínové skříně, která je zvenčí ovládaná pomocí pneumatického nebo elektrického aktuátoru. Ovládání externího ventilu je řízeno na základě aktuálních hodnot plnicího tlaku motoru [7].



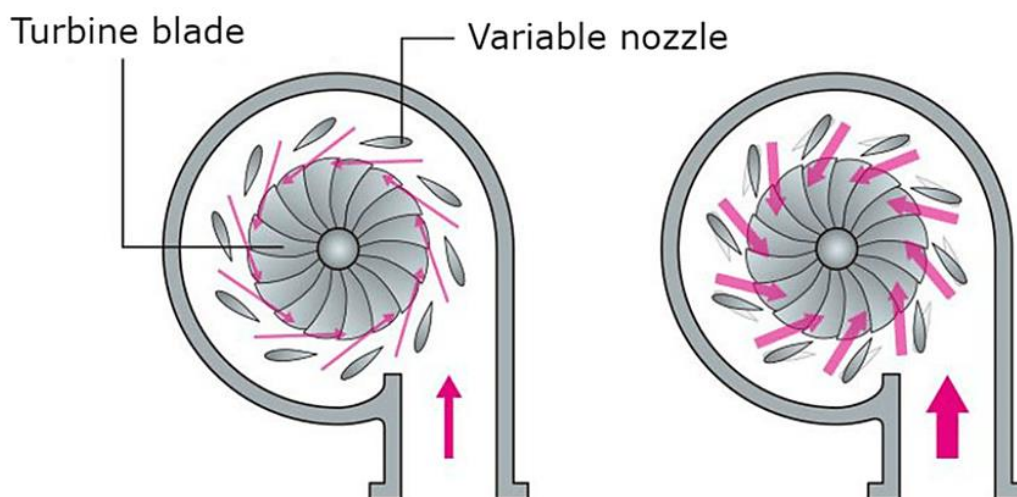
Obr. 11 Turbínová skřín s integrovaným obtokovým ventilem [7].

1.5.2 VARIABILNÍ GEOMETRIE LOPATEK

Variabilní geometrie lopatek často označovaná zkratkou VNT (*Variable Nozzle Technology*) je systém natočení rozváděcích lopatek v turbínové skříni používaný firmou Garrett Motion.

Systém se skládá z vysokého počtu pohyblivých komponent reagujících na aktuální zatížení motoru. Hřídele lopatek jsou pomocí ramínek spojeny s obvodovým ovládacím kruhem, jehož poloha je řízena aktuátorem. Úhel natočení lopatek poté určuje průtočný průřez kanálů mezi nimi, což určuje rychlost a úhel dopadu výfukových plynů na lopatky turbínového kola. Při sešlápnutí plynového pedálu dochází k přivření celé VNT cartridge, průtočný průřez se zmenšuje a výfukové plyny vysokou rychlostí roztáčejí turbínové kolo. Po snížení zatížení se následně lopatky zase otevírají, což vede k zvětšení průtočného průřezu kanálů [16].

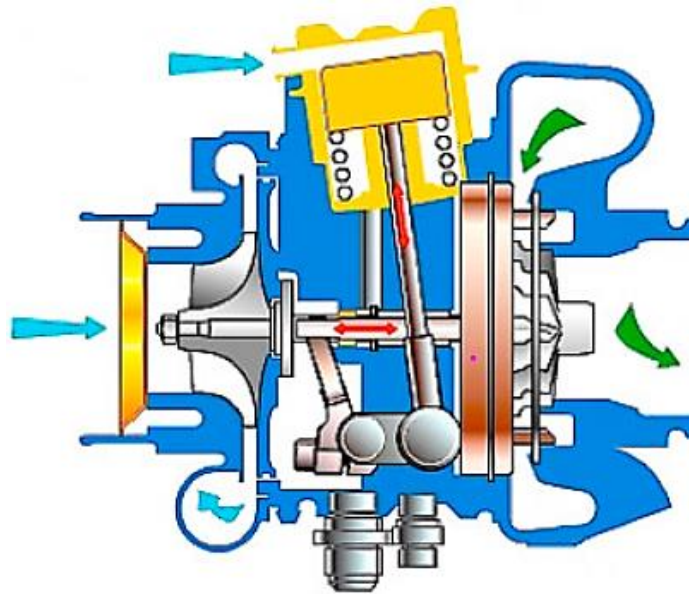
Výhodou tohoto systému je nízký vliv na účinnost turbíny, systém je ale pro svou komplikovanost nákladný na výrobu a také velmi náchylný k vysokoteplotní korozi.



Obr. 12 Schéma dopadu výfukových plynů na lopatky turbínového kolečka v závislosti na pozici lopatek systému VNT [16].

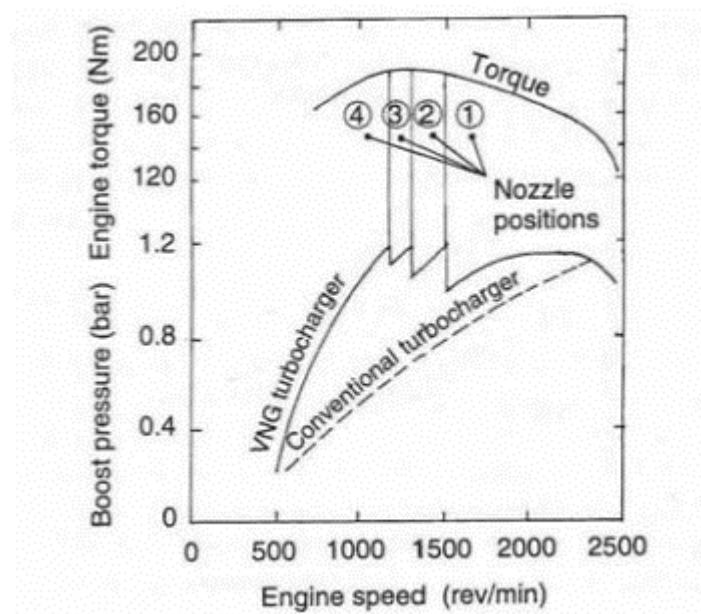
1.5.3 VARIABILNÍ ŠÍŘKA STATORU TURBÍNY

Regulace systémem VGT (*Variable Geometry Turbocharger*) obdobně jako VNT využívá lopatek rozmístěných po obvodu turbínového kola, s rozváděcím kolem jsou ale pevně spojené. Vstupní rychlost výfukových plynů je zde ovlivňována axiálním posuvem rozváděcího kola, přičemž pozice lopatek neustále odpovídá optimálnímu náběhovému úhlu spalin na lopatky turbínového kola, čímž je zvyšována účinnost turbíny v celém pracovním rozsahu. Systém je náročný na výrobní přesnost a tudíž nákladný [3].



Obr. 13 Schéma mechanismu VGT s označenými směry pohybu aktivních členů [17].

Další výhodou VNT, respektive VGT mechanismu je velmi rychlá odezva na změny zatížení motoru a také redukce protitlaku ve sběrném potrubí, což vede k efektivnějšímu vyplachování válců motoru [5].



Obr. 14 Graf srovnávající poskytovaný plnicí tlak v závislosti na otáčkách motoru u neregulovaného turbodmyhadla a turbodmyhadla s technologií VNG [5].

2 TERMOMECHANIKA TURBODMYCHADLA

Spalovací motor využívá zvýšeného tlaku plnicího vzduchu dodávaného kompresorem. To díky vyšší hustotě vzduchu umožňuje spalování většího množství paliva. Výkon pro stlačování vzduchu na požadovaný plnicí tlak je dodáván turbínou využívající energie výfukových spalin z ukončené výměny náplně válce motoru.

Tato kapitola se zabývá účinností této přeměny energie a vedením tepla, které, mimo jiné faktory, tuto účinnost významně ovlivňuje.

2.1 ÚČINNOST TURBODMYCHADLA

Pro popis dějů v turbodmychadle využíváme adiabatický děj, který je, pokud uvažujeme expanzi a kompresi ideálního plynu, charakteristický nulovou tepelnou výměnou pracovního média s okolím. Měrná energie získaná při expanzi pracovního média či odevzdaná při kompresi pracovního média je tedy maximální, respektive minimální možná. U reálných lopatkových strojů k tepelné výměně mezi pracovním médiem a okolím dochází [18].

Z tohoto důvodu reálné stroje vždy dosahují nižší než adiabatické účinnosti.

2.1.1 ÚČINNOST TURBÍNY

Účinnost turbíny bývá vztahována k adiabatické expanzi, je ovšem třeba porovnávat změnu celkové entalpie při reálné expanzi pracovního média z totálního tlaku před turbínovou skříní na totální tlak za turbínovou skříní a změnu entalpie při adiabatické expanzi, která probíhá mezi totálním a statickým tlakem [11].

Adiabatickou účinnost turbíny tedy popisuje následující rovnice [11]:

$$\eta_T = \frac{\Delta h_{0T}}{\Delta h_{0T_ad}} = \frac{h_{02T} - h_{01T}}{h_{2T_ad} - h_{01T}} \quad (5)$$

kde η_T je adiabatická účinnost turbíny, Δh_{0T} je změna měrné totální entalpie při reálné expanzi, Δh_{0T_ad} je změna měrné totální entalpie spalin při adiabatické expanzi, h_{01T} je měrná totální entalpie spalin před vstupem do turbíny, h_{02T} je měrná totální entalpie spalin za turbínou a h_{2T_ad} je měrná totální entalpie spalin po adiabatické expanzi.

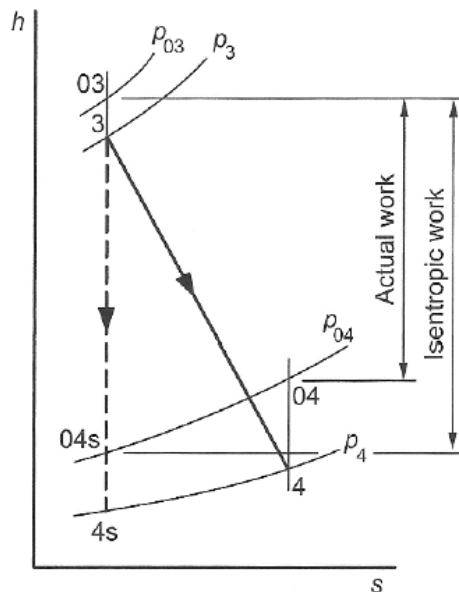
Entalpie lze také vyjádřit pomocí teploty a měrné tepelné kapacity spalin a předchozí rovnici tedy přepsat do následujícího tvaru [11]:

$$\eta_T = \frac{c_{psp} T_{02T} - c_{psp} T_{01T}}{c_{psp} T_{2_ad} - c_{psp} T_{01T}} = \frac{T_{02T} - T_{01T}}{T_{2_ad} - T_{01T}} \quad (6)$$

kde c_{psp} je měrná tepelná kapacita spalin za konstantního tlaku, T_{01T} je totální teplota spalin před vstupem do turbíny, T_{02T} je totální teplota spalin za turbínou a T_{2_ad} je statická teplota spalin při adiabatické expanzi na tlak za turbínou.

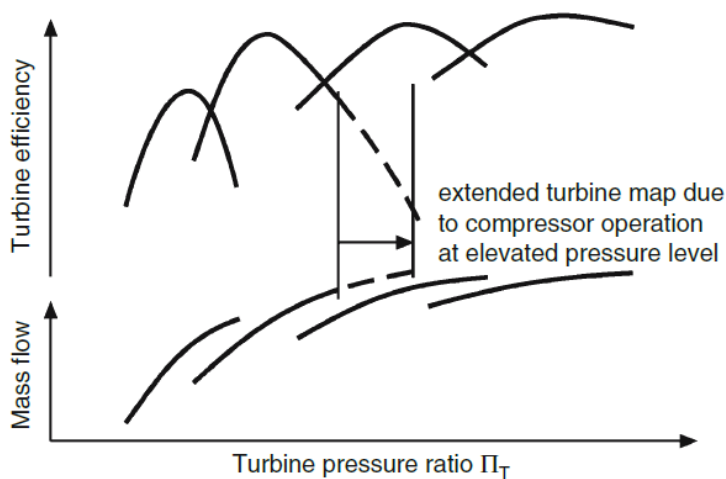
Teplota spalin na výstupu z turbíny je vždy vyšší než teplota, které by bylo teoreticky možné dosáhnout adiabatickou expanzí.

Kapacita turbíny závisí především na geometrii turbínové skříně, a to na ploše průřezu její vstupní sekce, odkud pak spaliny tangenciálně směřují k turbínovému kolu. Část expanze může být také ztracena při škrčení průtoku spalin na výstupu z turbínové skříně [11].



Obr. 15 H-s diagram srovnávající adiabatickou a reálnou expanzi [11].

Účinnost turbínové strany turbodmychadla lze také popsat pomocí tzv. turbínových map, jedná se ovšem o obdobu častěji využívaných kompresorových map (kapitola 2.1.2).



Obr. 16 Příklad turbínové mapy – na horizontální ose je poměr tlaků před a za turbínou, na vertikální ose hmotnostní průtok, respektive účinnost [3].

Expanzní poměr turbínové skříně je definován jako [11]:

$$\varepsilon_T = \frac{p_{01T}}{p_{02T}} \quad (7)$$

kde p_{01T} je totální tlak spalin na vstupu do turbíny a p_{02T} je totální tlak spalin na výstupu z turbíny.

2.1.2 ÚČINNOST KOMPRESORU

Obdobně, jako se u turbíny popisuje účinnost pomocí adiabatické expanze, účinnost kompresoru je definována pomocí adiabatické komprese [11]:

$$\eta_C = \frac{\Delta h_{0C_ad}}{\Delta h_{0C}} = \frac{h_{02C_ad} - h_{01C}}{h_{02C} - h_{01C}} \quad (8)$$

kde η_C je adiabatická účinnost kompresoru, Δh_{0C_ad} je změna měrné totální entalpie plynu při adiabatické kompresi, Δh_{0C} je změna měrné totální entalpie plynu při reálné kompresi, h_{01C} je měrná totální entalpie plynu před vstupem do kompresoru, h_{02C_ad} je měrná totální entalpie plynu po adiabatické kompresi a h_{02C} je měrná totální entalpie plynu po skutečné kompresi.

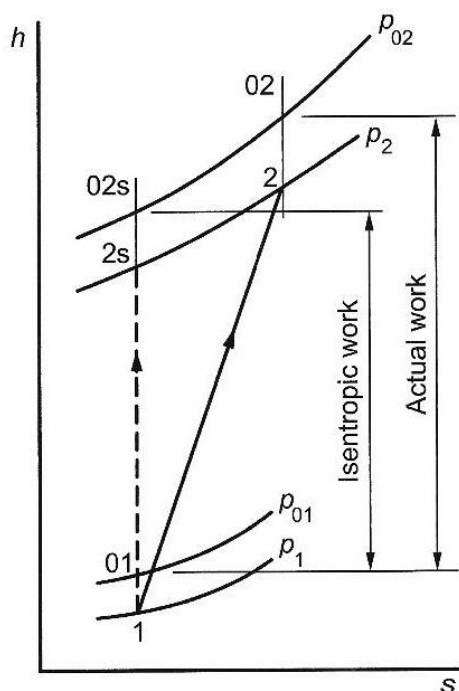
Stejně jako u turbíny lze výše zmíněnou rovnici zapsat pomocí teplot [11]:

$$\eta_C = \frac{c_{pvz}T_{02C_ad} - c_{pvz}T_{01C}}{c_{pvz}T_{02} - c_{pvz}T_{01}} = \frac{T_{02C_ad} - T_{01C}}{T_{02C} - T_{01C}} \quad (9)$$

kde c_{pvz} je měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku, T_{01C} je totální teplota plynu před vstupem do kompresoru, T_{02C_ad} je totální teplota plynu po adiabatické kompresi a T_{02C} je totální teplota plynu na výstupu z kompresoru.

Teplota vzduchu na výstupu kompresoru je vždy vyšší než teplota, které by bylo teoreticky možné dosáhnout adiabatickou kompresí ideálního plynu.

Vyšší než u ideálního kompresoru je i velikost práce potřebné ke stlačení plynu, jelikož s nevratnými ději v reálných strojích souvisí také nárůst entropie, jak může být vidět v následujícím h-s diagramu [11]:



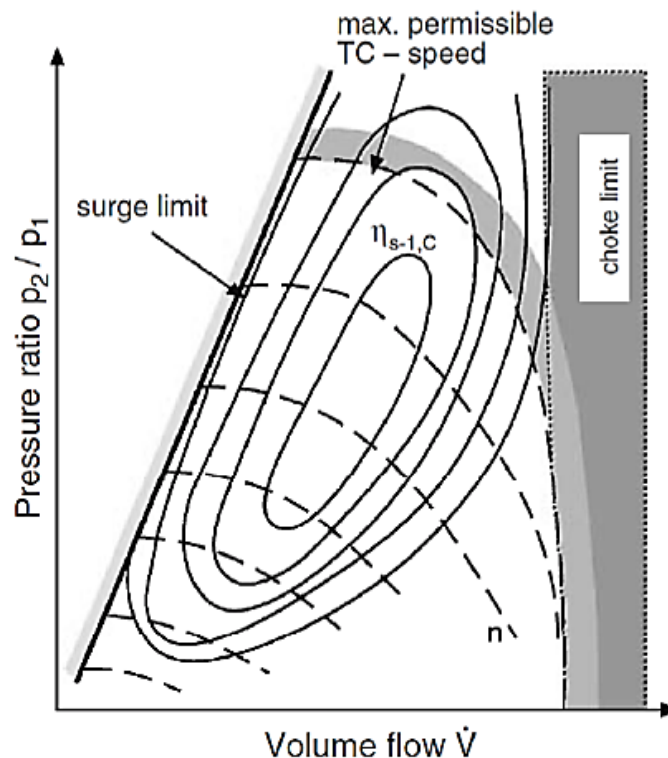
Obr. 17 H-s diagram srovnávající adiabatickou a reálnou kompresi [11].

Účinnost kompresoru závisí na mnoha faktorech, proto pro popis jejich vlivu bývá využívána tzv. kompresorová mapa. Jedná se o graf tvořený objemovým průtokem kompresorem a poměrem tlaků na výstupu z kompresoru a na jeho vstupu.

Pracovní oblast poté zleva omezuje tzv. mez pumpování (*surge limit*), zprava tzv. mez zahlcení (*choke limit*) a shora křivkami vynášejícími limitní hodnotu otáček. Mezi nimi se poté nachází oválné oblasti vyznačující právě účinnost kompresorové skříně.

Mez zahlcení lze ovlivnit velikostí průtočného průřezu na vstupu do kompresorové skříně, limitní otáčky celého turbodmychadla jsou dány strukturální pevností rotorové soustavy turbodmychadla, především však lopatek turbínového a kompresorového kola, a parametry ložisek, pomocí kterých je rotorová soustava uložena v centrální skříně turbodmychadla. Mez pumpování je naopak závislá na mnoha faktorech od konkrétního geometrického návrhu aerodynamiky kompresorové skříně i kompresorového kola [11].

Hodnoty veličin pro využití v turbínových i kompresorových mapách je třeba přepočítat do tvaru kompatibilního s výpočty v mapách. Tímto přepočtem veličin se bude zabývat následující kapitola 2.1.3.



Obr. 18 Kompresorová mapa s vyznačenou mezí pumpování, mezí zahlcení a limity otáček [3].

Tlakový poměr na kompresoru je definován jako [11]:

$$\pi_C = \frac{p_{02C}}{p_{01C}} \quad (10)$$

kde p_{01C} je totální tlak vzduchu na vstupu do kompresoru a p_{02C} je totální tlak vzduchu za kompresorem.

2.1.3 REDUKOVANÉ VELIČINY

Redukované veličiny slouží k zobecnění fyzikálních vlastností, jedná se o tzv. podobnostní čísla. Výhodou těchto veličin je možnost uplatnit tutéž mapu pro rozdílný vstupní tlak a teplotu. V případě turbodmychadla jsou využívány především redukované otáčky a redukované hmotnostní průtoky pracovního média [11].

Pro redukovaný hmotnostní průtok kompresorem platí rovnice [11]:

$$\dot{m}_{C_red} = \dot{m}_C \frac{\sqrt{T_{01C}}}{p_{01C}} \quad (11)$$

kde \dot{m}_C je hmotnostní průtok plynu kompresorem a p_{01C} je totální tlak plynu vstupujícího do kompresoru.

Pro redukované otáčky kompresoru poté platí vztah [11]:

$$n_{C_red} = \frac{n_{TC}}{\sqrt{T_{01C}}} \quad (12)$$

kde n_{TC} jsou otáčky hřídele turbodmychadla.

Stejným způsobem je možné vyjádřit také redukovaný hmotnostní průtok a redukované otáčky pro turbínu.

2.1.4 ROVNOVÁHA MEZI TURBÍNOU A KOMPRESOREM

Pracovní bod turbodmychadla je po uvážení třecích ztrát vlivem v rotorové soustavě dán rovnováhou výkonu turbíny a kompresoru. Turbína přeměňuje entalpii proudících výfukových plynů na mechanickou energii, ta je pomocí spojovacího hřídele přenášena do kompresoru, kde se mění na entalpii stlačeného vzduchu dodávaného do motoru, jak je popsáno pomocí následující rovnice [11]:

$$\dot{m}_C \Delta h_{0C} = -\eta_{mTC} \dot{m}_T \Delta h_{0T} - \frac{1}{2} I_{TC} \frac{d\omega_{TC}^2}{dt} \quad (13)$$

kde \dot{m}_C je hmotnostní průtok vzduchu kompresorem, η_{mTC} je mechanická účinnost turbodmychadla, \dot{m}_T je hmotnostní průtok spalin turbínou, I_{TC} je moment setrvačnosti turbodmychadla, ω_{TC} je úhlová rychlost hřídele turbodmychadla a t je čas.

Celkovou účinnost turbodmychadla lze také zapsat následovně [11]:

$$\eta_{TC} = \eta_C \eta_T \eta_{mTC} \quad (14)$$

2.2 PŘENOS TEPLA V TURBODMYCHADLE

Přenos tepla je jedním ze způsobů přenosu energie, což v případě turbodmychadla souvisí s poklesem reálné účinnosti oproti účinnosti adiabatické. Při porozumění těmto ztrátám je tedy možné se zaměřit na jejich částečnou eliminaci.

Při vyšetřování prostupu tepla v turbínové skříni turbodmychadla je třeba počítat se všemi variantami přenosu – s vedením tepla samotnou turbínovou skříní z oblastí ohříváných

výfukovými plyny, s konvekcí mezi povrchem vnitřních kanálů turbínové skříně a spaliny a s vyzařováním tepla z turbínové skříně do okolí.

2.2.1 ZPŮSOBY PŘENOSU TEPLA

Tato část práce se zaměřuje na jednotlivé způsoby přenosu tepla, ačkoliv v reálném světě se téměř vždy působí společně, akorát jsou zastoupeny v různém poměru. V konkrétních situacích může poté jeden ze způsobů významně převažovat, tudíž mohou být zbývající formy přenosu pro daný problém zanedbatelné.

PŘENOS TEPLA VEDENÍM

Vedení je způsob přenosu tepla, při kterém v rámci jedné látky molekuly s vyšší energií tuto energii při kolizi předávají molekulám s energií nižší. Přenos tepla tedy probíhá v tom směru, ve kterém klesá teplota látky. K přenosu energie dochází také při náhodném pohybu částic, tento jev je nazýván difuzí energie. K vedení tepla dochází jak v plynech, tak v kapalinách a v pevných látkách, kde je ovšem díky těsnějšímu uspořádání částic intenzivnější [19].

Tepelný tok trojrozměrným tělesem je definován Fourierovým zákonem [18]:

$$\dot{q} = -\lambda \vec{n} \frac{\delta T}{\delta n} = -\lambda \text{grad}T \quad (15)$$

kde \dot{q} je vektor měrného tepelného toku, λ je součinitel tepelné vodivosti, \vec{n} je jednotkový vektor normály k izotermické ploše a $\text{grad}T$ je teplotní gradient.

Z výše uvedené rovnice je patrné, že tepelný tok se šíří ve směru normály k izotermě, zároveň platí konvence, že směr tepelného toku je shodný se směrem kladné souřadné osy. Teplo ovšem dle 2. zákona termodynamiky proudí z míst o vyšší teplotě do míst o teplotě nižší. Z tohoto důvodu je v rovnici uvedeno záporné znaménko [18].

Tepelná vodivost látky λ udává, jaký odpor klade konkrétní látka při přestupu tepla, pro jednotlivé látky je velmi odlišná. Závisí na teplotě a u plyných látek také na tlaku. Její číselná hodnota udává tepelný tok \dot{q} odpovídající teplotnímu spádu 1 K vrstvou látky o šířce 1 m [18].

Při určování tepelných toků je často potřeba řešit tzv. teplotní pole, tedy rozložení jednotlivých izoterm napříč tělesem. Pokud jsou teplotní pole v tělese proměnné v závislosti na čase, jedná se o pole nestacionární [18].

K řešení bývá využívána diferenciální rovnice vedení tepla, někdy nazývána také diferenciální rovnice energie nebo rovnice tepelné difúze, která má za předpokladu konstantní tepelné vodivosti λ následující tvar [18]:

$$\frac{\delta^2 T}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta z^2} + \frac{\dot{q}}{\lambda} = \frac{1}{a} \frac{\delta T}{\delta \tau} \quad (16)$$

kde δT je změna teploty, δx je rozměrový element v ose x (případně v ose y, z), \dot{q} je měrný tepelný tok od vnitřního zdroje tepla, a je teplotní vodivost a $\delta \tau$ je časový interval.

$$a = \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \quad (17)$$

kde c je měrná tepelná kapacita látky a ρ je hustota látky.

Při řešení diferenciální rovnice vedení tepla se užívá počáteční podmínka určující rozložení teplot na počátku děje v čase $\tau=0$. Rozložení teplot na povrchu tělesa v čase určuje tzv. Dirichletova podmínka, také bývá označována jako podmínka 1. druhu. Rozložení hustot tepelného toku na povrchu tělesa v čase určuje tzv. Neumannova podmínka, také bývá nazývána jako podmínka 2. druhu. Rozložení součinitelů přestupu tepla v čase určuje Newtonova podmínka, také bývá nazývána jako podmínka 3. druhu. Tyto uvedené okrajové podmínky bývají často považovány za konstantní [19].

PŘENOS TEPLA KONVEKČÍ

Konvekce je děj, při kterém je tok tepla přenášen obvykle mezi povrchem tělesa a okolní tekutinou. Jedná se o kombinaci náhodného pohybu molekul a objemového pohybu tekutiny, tzv. advekce. Výsledný přenos tepelné energie je důsledkem superpozice dvou výše zmíněných pohybů. Difúzní mechanismus se významně projevuje v blízkosti povrchů, kde dochází k poklesu rychlosti média a k přenosu tepelné energie vedením. Advektivní mechanismus se projevuje usměřováním tekutiny od středu směrem k povrchu obtékaného tělesa, kde vytváří tzv. mezní vrstvu [18].

Mezní vrstva vzniká okolo povrchu důsledkem ulpívání molekul tekutiny na povrchu tuhého tělesa. Její tvar je závislý na rychlosti proudění i součiniteli přestupu tepla α . Teplota média se v této vrstvě mění od hodnoty volného proudu po hodnotu na stěně tělesa [18].

Konvekce bývá rozdělována podle proudění média na konvekci při vnějším proudění, např. obtékání lopatek turbínových či kompresorových kol, pro kterou je charakteristická tvorba mezní vrstvy. Druhým typem je konvekce při vnitřním proudění, např. v kanálech skříní turbodmychadla [18].

Konvekce je také rozdělována nucenou a přirozenou podle typu proudění média. Za nucenou konvekci je považován stav, kdy je plyn či kapalina urychlován jiným zdrojem, např. v kompresoru. Oba typy konvekce často probíhají společně, přirozená konvekce ale bývá pro svůj nižší význam v tomto případě zanedbávána. Posledním dělením je rozlišování na konvekci stacionární, u které je změna teploty v čase nulová, a na nestacionární [18].

Lokální měrný tepelný tok je definován Newtonovým ochlazovacím zákonem [18]:

$$\dot{q} = \alpha(T_w - T_\infty) \quad (18)$$

kde α je lokální součinitel přestupu tepla, T_w je teplota povrchu tělesa a T_∞ je teplota proudícího média.

Konvektivní přenos tepla je významně ovlivněn hydrodynamikou tekutiny, je tedy potřeba současně řešit rovnice energetické a pohybové, rovnici kontinuity a okrajové podmínky. Energetická rovnice vychází z diferenciální rovnice tepla, pohybová z rovnice Navier-Stokesovy. Obdobně jako u vedení tepla je možné Dirichletovu, Neumannovu i Newtonovu podmínku považovat za konstantní, stejně jako teplotu na povrchu tělesa [18].

Častým problémem při řešení přenosu tepla konvekcí bývá určení hodnoty součinitele přestupu tepla α , který závisí na 6 proměnných, které je možné vyjádřit ve 4 rozměrech. Jedná se

o rychlost proudění média u , charakteristický rozměr potrubí či kanálu L , hustotu ρ , kinematickou viskozitu ν , měrnou tepelnou kapacitu c a tepelnou vodivost média λ [18].

K řešení závislosti výše uvedených proměnných je využíván tzv. Buckinghamův π -teorém, který udává, že původní vztah mezi 7 kritérii je možno vyjádřit pomocí 3 bezrozměrných kritérií. Nusseltovo kritérium Nu určuje poměr přenosu tepla advekcí a vedením, Reynoldsovo kritérium Re určuje poměr setrvačných a vazkých sil a Prandltovo kritérium Pr určuje poměr hybnostní a tepelné difúze [18].

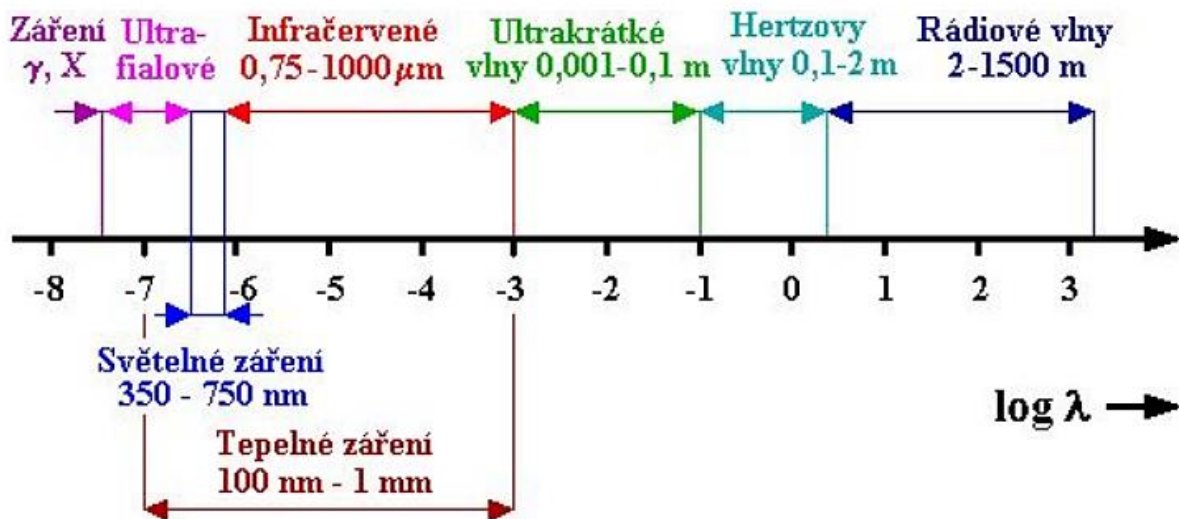
PROSTUP TEPLA

Prostup tepla je přenos tepla mezi dvěma tekutinami o rozdílných teplotách přes materiálovou stěnu. Tepelný tok z teplejší tekutiny konvekcí přechází na povrch dělicí stěny, tou se poté šíří vedením a následně se šíří opět konvekcí do chladnější tekutiny [18].

PŘENOS TEPLA ZÁŘENÍM

Radiace neboli záření, je formou přenosu tepla v podobě elektromagnetického vlnění využívajícího určité spektrum vlnových délek. Tento proces se skládá z vyzařování, propouštění a pohlcování zářivé energie mezi dvěma tělesy. Jedná se o tepelnou energii, jejíž část byla přeměněna v energii zářivou, po dopadu na povrch tělesa se tato energie ale opět může měnit v teplo. Tento proces přenosu tepla nutně nepotřebuje žádnou zprostředkující látku a dochází k němu tedy i ve vakuu či kosmickém prostoru [18].

Tepelná energie je přenášena fotony pohybujícími se rychlostí světla. Jako tepelné záření obvykle bývá označováno ultrafialové, infračervené a světelné záření, která dohromady disponují vlnovou délkou od 100 nm do 1 mm. Stejně jako pro šíření ostatních druhů elektromagnetického vlnění platí pro tepelné záření optické zákony odrazu a lomu [18].



Obr. 19 Rozsah vlnových délek elektromagnetického záření [20].

Rychlost šíření elektromagnetického záření je závislá na typu prostředí, kterým se záření šíří, z tohoto důvodu byl zaveden index lomu [18]:

$$n = \frac{c_0}{c} \quad (19)$$

kde n je index lomu elektromagnetického záření, c_0 je rychlost šíření záření ve vakuu a c je rychlost šíření záření v prostředí.

V nehomogenním prostředí popisuje šíření záření Huygensův princip, který považuje ozářené body za sekundární zdroje tepelného záření a obálku kulových vln za novou vlnoplochu, a Snellův zákon, který definuje lom paprsků záření při přechodu mezi prostředími s rozdílnou optickou hustotou [18].

Tok tepla při radiaci je určen pomocí hustoty zářivého toku, která při přeměně veškerého záření na teplo odpovídá hustotě tepelného toku \dot{q} , zářivý tok z určité plochy je poté určen následovně [18]:

$$\dot{Q} = E \cdot S \quad (20)$$

kde \dot{Q} je tepelný tok, E je hustota zářivého toku také označovaná jako zářivost a S je plocha.

Je definována také hustota zářivého toku pro danou vlnovou délku λ , tzv. spektrální hustota zářivého toku [18]:

$$E_\lambda = \frac{dE}{d\lambda} \quad (21)$$

kde E_λ je spektrální hustota tepelného toku, dE je element zářivosti a $d\lambda$ je element vlnové délky.

Tepelné záření dopadající na povrch tělesa může být tělesem pohlceno, odraženo nebo může tělesem projít. Tuto bilanci popisuje 1. Kirchhoffův zákon [18]:

$$1 = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}} + \frac{\dot{Q}_R}{\dot{Q}} + \frac{\dot{Q}_T}{\dot{Q}} \quad (22)$$

kde $\frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}}$ je poměr absorbovaného a celkového tepelného toku, $\frac{\dot{Q}_R}{\dot{Q}}$ je poměr odraženého a celkového tepelného toku a $\frac{\dot{Q}_T}{\dot{Q}}$ je poměr prostupujícího a celkového tepelného toku.

Výše uvedené poměry tepelných toků jsou také ve stejném pořadí označovány jako poměrná pohltivost, nebo také absorbance A , poměrná odrazivost, tedy reflektance R a poměrná průteplivost, tedy transmitance T [18].

Pokud by byly výše uvedené veličiny rovny jedné, jednalo by se o dokonale černé, dokonale bílé a dokonale transmittivní těleso. Dokonale černé těleso je takové, které při konkrétní teplotě vyzařuje či pohlcuje maximální množství tepelné energie na všech vlnových délkách, nezáleží na jeho chemickém složení. Naopak dokonale bílé těleso maximální množství tepelné energie odráží. U reálných těles ovšem ani pohltivost ani odrazivost jedné nedosahuje, jedné se rovná jen průteplivost dvouatomových plynů, u víceatomových plynů už její hodnota klesá. Pevné látky mají až na výjimky transmitanci nulovou [18].

Spektrální hustota zářivého toku černého tělesa s rostoucí teplotou roste, její maximální hodnota se posouvá ke kratším vlnovým délkám. Jedná se o tzv. monochromatickou zářivost, která je definovaná Planckovým zákonem jako funkce vlnové délky záření a teploty. Z něj je

po integraci spektrální hustoty za konstantní teploty přes celý rozsah vlnových délek definován Stefanův–Boltzmannův zákon [18]:

$$E_0 = \sigma_0 \cdot T^4 \quad (23)$$

kde hodnota σ_0 je Stefanova-Boltzmannova konstanta [18]:

$$\sigma_0 = 5,6697 \cdot 10^{-8} \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-4} \quad (24)$$

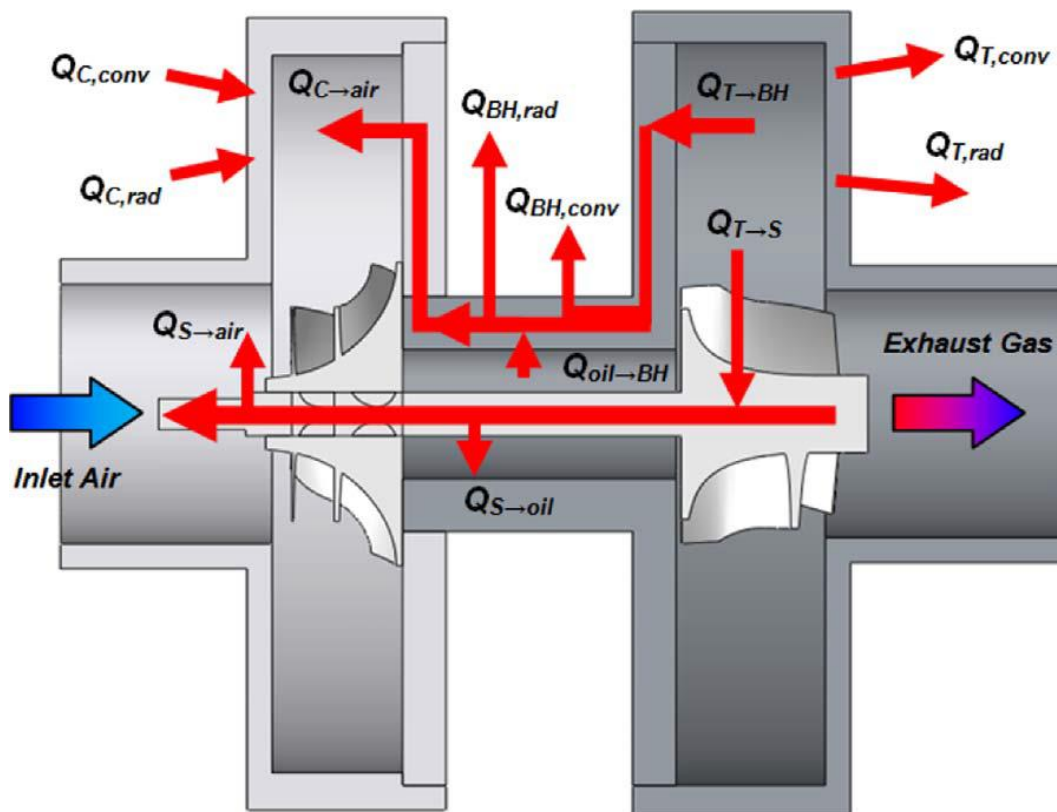
Jak už bylo zmíněno, černé těleso v reálných podmínkách neexistuje, zabýváme se tělesy šedými. Poměr energie absorbované šedým tělesem a černým tělesem vyjadřuje vlastnost zvaná emisivita. U černého tělesa je rovna jedné, protože jeho povrch záření dokonale pohltí. U povrchu šedého tělesa dochází k pohlcení pouze části vyzářené energie, část záření je odražena. Emisivita šedého tělesa závisí na teplotě a povrchu materiálu, je konstantní v celém spektru vlnových délek [18].

Dojde-li k přeměně veškerého zářivého toku na tok tepelný, lze Stefanův-Boltzmannův zákon psát v následující formě [18]:

$$\dot{q} = \varepsilon \sigma_0 T^4 \quad (25)$$

kde ε je emisivita šedého tělesa, pro dokonale černé těleso je rovna jedné.

2.2.2 POPIS PŘENOSU TEPLA NA SCHÉMATU TURBODMYCHADLA



Obr. 20 Podélný řez zjednodušeným schématem turbodmychadla se znázorněnými směry přenosu tepla [21].

Na schématu turbodmychadla jsou znázorněny hlavní směry přenosu tepla [21]:

$Q_{T \rightarrow BH}$ - nucená konvekce mezi výfukovými plyny a turbínovou skříní spolu s CHRA

$Q_{T, conv}$ - přirozená konvekce mezi turbínovou skříní a okolím

$Q_{T, rad}$ - radiace z turbínové skříně do okolí

$Q_{T \rightarrow S}$ - přenos tepla při expanzi výfukových plynů na turbínové kolečko a hřídel

$Q_{oil \rightarrow BH}$ - nucená konvekce mezi olejem a CHRA

$Q_{BH, conv}$ - přirozená konvekce mezi CHRA a okolím

$Q_{BH, rad}$ - radiace z CHRA do okolí

$Q_{S \rightarrow oil}$ - nucená konvekce mezi hřídelí a olejem

$Q_{S \rightarrow air}$ - přenos tepla z kompresorového kolečka (hřídele) do vzduchu

$Q_{C \rightarrow air}$ - nucená konvekce mezi stlačeným vzduchem a kompresorovou skříní

$Q_{C, conv}$ - přirozená konvekce mezi kompresorovou skříní a stlačeným vzduchem

$Q_{C, rad}$ - radiace mezi kompresorovou skříní a stlačeným vzduchem

Jak plyne ze schématu, turbínová skřín, turbínové kolečko a jejich prostřednictvím i centrální a rotorová soustava jsou prostřednictvím nucené konvekce ohřívány horkými výfukovými plyny ($Q_{T \rightarrow BH}$). Z turbínové skříně je toto teplo především radiací, ale také přirozenou konvekcí odváděno do okolního prostředí ($Q_{T, rad}$, $Q_{T, conv}$), čili do motorového prostoru vozidla. Prostřednictvím práce vykonané výfukovými plyny na turbínovém kolečku dochází k přeměně tlakové a tepelné energie na energii mechanickou ($Q_{T \rightarrow S}$), z turbínového kola je poté teplo kondukcí vedeno na spojovací hřídel axiálně směrem ke kompresorovému kolečku [21].

Do centrální skříně je teplo přiváděno ze skříně turbínové, odtamtud je olejem a často také chladicí kapalinou prostřednictvím nucené konvekce odváděno ($Q_{oil \rightarrow BH}$) do olejové náplně celého motoru. Stejně tak je nucenou konvekcí olejem ochlazovaná spojovací hřídel a ložiska ($Q_{S \rightarrow oil}$), v tomto schématu není uvažováno teplo generované třením. Aby nedocházelo k jeho degradaci, je olej nutné turbodmychadlo dochlazovat i na konci jízdy. Podobně jako u turbínové skříně je teplo z centrální skříně také vyzařováno a přirozenou konvekcí odváděno do motorového prostoru ($Q_{BH, rad}$, $Q_{BH, conv}$) [21].

Vzduch nasávaný do kompresorové skříně je ohříván prostřednictvím energie kompresorového kolečka ($Q_{S \rightarrow air}$). Po stlačení proudí okolo difuzoru, kde je nadále zahříván nucenou konvekcí od kompresorové skříně přirozenou konvekcí a radiací z okolí ($Q_{C \rightarrow air}$, $Q_{C, conv}$, $Q_{C, rad}$) [21].

Zahřívání nasávaného vzduchu negativně ovlivňuje jeho objemovou hustotu a tím i výkon spalovacího motoru. Z tohoto důvodu je mezi motor a kompresor turbodmychadla osazován mezichladič stlačeného vzduchu. Tím docílíme snížení jeho objemové hustoty, čímž pozitivně ovlivňujeme plnicí účinnost motoru [21].

Situace spojená s odváděním tepla do stlačeného vzduchu není v kompresorové skříní vždy jednoznačná. Při vysokých rychlostech a tlakových poměrech může teplota stlačeného vzduchu vzrůst natolik, že bude vyšší než teplota kompresorové skříně, kterou bude vzduch tím pádem zahřívát. Kompresorová skřín je poté chlazená její vlastní radiací a odvodem tepla do centrální skříně, v některých případech má i kompresorová skřín svůj vlastní okruh s chladicí kapalinou [21].

3 EMISE VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

V následující kapitole diplomové práce budou řešeny výfukové plyny, jejich ovlivnění turbodmychadlem, možnosti úpravy výfukových plynů za účelem snížení jejich škodlivosti a metodika testování vozidel k vyhovění standardům dnešních emisních norem.

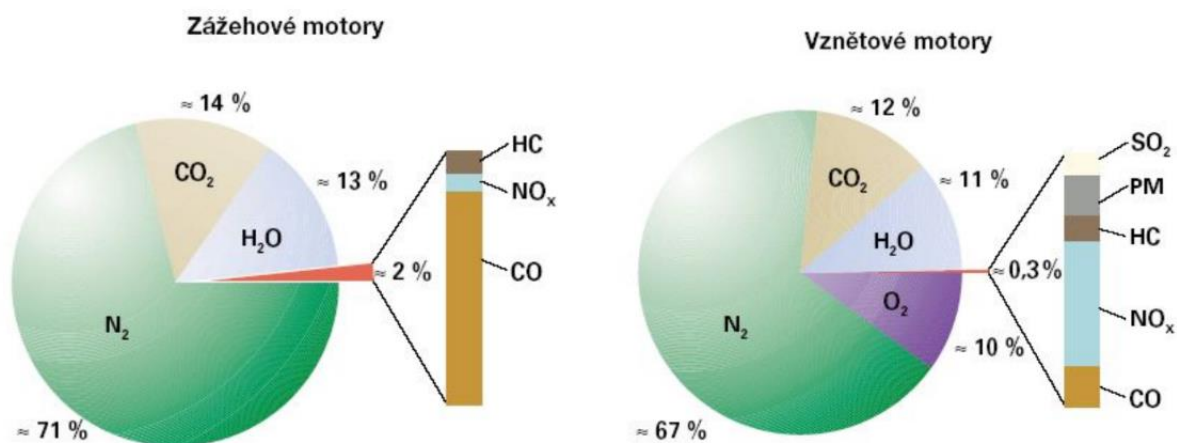
3.1 SLOŽENÍ VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

Hlavními složkami výfukových plynů při dokonalém spalování jsou u zážehových motorů dusík N_2 , oxid uhličitý CO_2 a voda H_2O , u vznětových motorů také kyslík O_2 . Při nedokonalém spalování ovšem výfukové plyny obsahují řadu zdraví škodlivých látek [22].

Mimo oxidu uhličitého a vody vniká nedokonalým spalováním také jedovatý oxid uhelnatý CO , společně se kterým poté vzniká vodík H_2 . Vdechování oxidu uhelnatého vede omezení přenosu kyslíku krevním oběhem. Při podmínkách nepříznivých pro oxidaci dochází také ke vzniku nespálených skupin uhlovodíků HC , u některých sloučenin z této skupiny byla prokázána karcinogenita [22].

Především se vznětovými motory jsou poté spojovány emise pevných částic skládající se z uhlíku C a popela. Mohou mít dráždivé účinky, nebezpečnější jsou jejich vazby s polycyklickými aromatickými uhlovodíky [22].

Další skupinou škodlivých látek vyskytujících se pro nemožnost využití třicestného katalyzátoru u vznětových motorů jsou oxidy dusíky NO_x . Jedná se především o oxid dusnatý NO , oxid dusičitý NO_2 a oxid dusný N_2O . V lidském těle po vdechnutí vzniká kyselina dusičná HNO_3 vedoucí k nedostatku kyslíku a dušení. K tvorbě těchto oxidů dochází při vysokých teplotách spalování. V minulosti u vznětových motorů docházelo také k produkci oxidů síry, např. SO_2 , v dnešní době ovšem jejich zastoupení ve spalinách klesá a stává se zanedbatelným [22].



Obr. 21 Složení výfukových plynů pro zážehové a vznětové motory [22].

3.2 VLIV TURBODMYCHADLA NA VÝFUKOVÉ PLYNY

Vlastnosti výfukových plynů u turbodmychadlem přeplňovaných motorů se liší od motorů bez přeplňování. Vlivem přeplňování dochází ke snížení kinetické, tepelné a tlakové energie, kdy část kinetické, tepelné a tlakové energie je předána turbínovému kolu a část tepelné energie je předána turbínové skříni. Mimo výše vyjmenované jsou ovlivněny i emise oxidů dusíku

a uhlíku, uhlohydrátů a v neposlední řadě i kouřivost [23]. Další parametr, který je turbodmychadlem ovlivněn je hlučnost a zvukový projev motoru obecně [24].

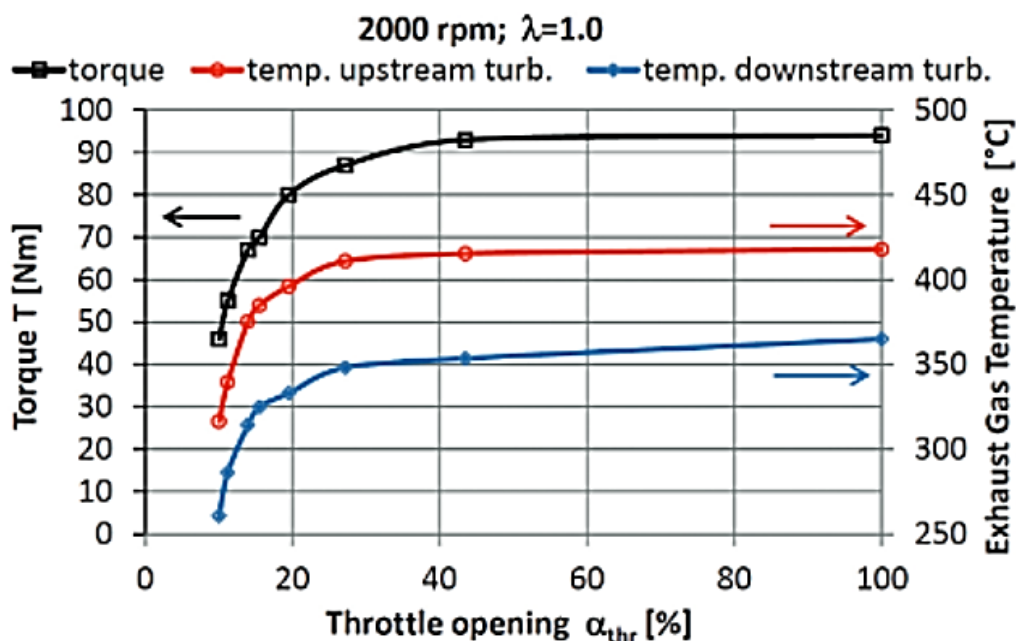
3.2.1 VLIV TURBODMYCHADLA NA TEPLOTU, TLAK A RYCHLOST VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

Turbínové kolo turbodmychadla je radiální turbína, ve které postupně dochází k přeměnám jednotlivých energií. Výfukové plyny jsou urychleny v téměř bezlopatkové kruhové vstupní trysce, která je součástí voluty turbínové skříně. Dochází zde k přeměně kinetické energie proudících výfukových plynů při současném snížení tlaku výfukových plynů vlivem jejich rozpínání, na energii mechanickou. Ta má za následek zvýšení úhlové a obvodové rychlosti turbínového oběžného kola. Vlivem těchto dějů dochází ke snížení rychlosti proudění a tlaku výfukových plynů za turbodmychadlem [3].

Při expanzi výfukových plynů v turbínové skříně dochází k předání části tepelné energie turbínovému oběžnému kolu, která je přeměněna na mechanickou energii. Při expanzi dojde k ochlazení výfukových plynů na výstupu z turbínové skříně [3].

K ochlazení výfukových plynů dochází už při proudění skrze turbodmychadlo, kdy část jejich tepelné energie je absorbována stěnami turbínové skříně, která je dále vyzařována do okolí a tím je turbínová skříň ochlazována. Procentuální vliv těchto ztrát je nepřímo úměrně závislý na teplotě výfukových plynů, jelikož při vyšších teplotách je daleko významnější ztráta tepelné energie vlivem zvyšování mechanické energie turbínového kola [21].

Následující graf znázorňuje vliv turbodmychadla na teplotu výfukových plynů u pěti-taktního výzkumného motoru Krakovské univerzity při ustáleném provozu na 2000 min^{-1} . Černá křivka reprezentuje točivý moment motoru v Nm, červená křivka znázorňuje teplotu spalin před turbodmychadlem [25].



Obr. 22 Vliv turbodmychadla na teplotu výfukových plynů [25].

3.2.2 VLIV TURBODMYCHADLA NA EMISE SPALOVACÍHO MOTORU

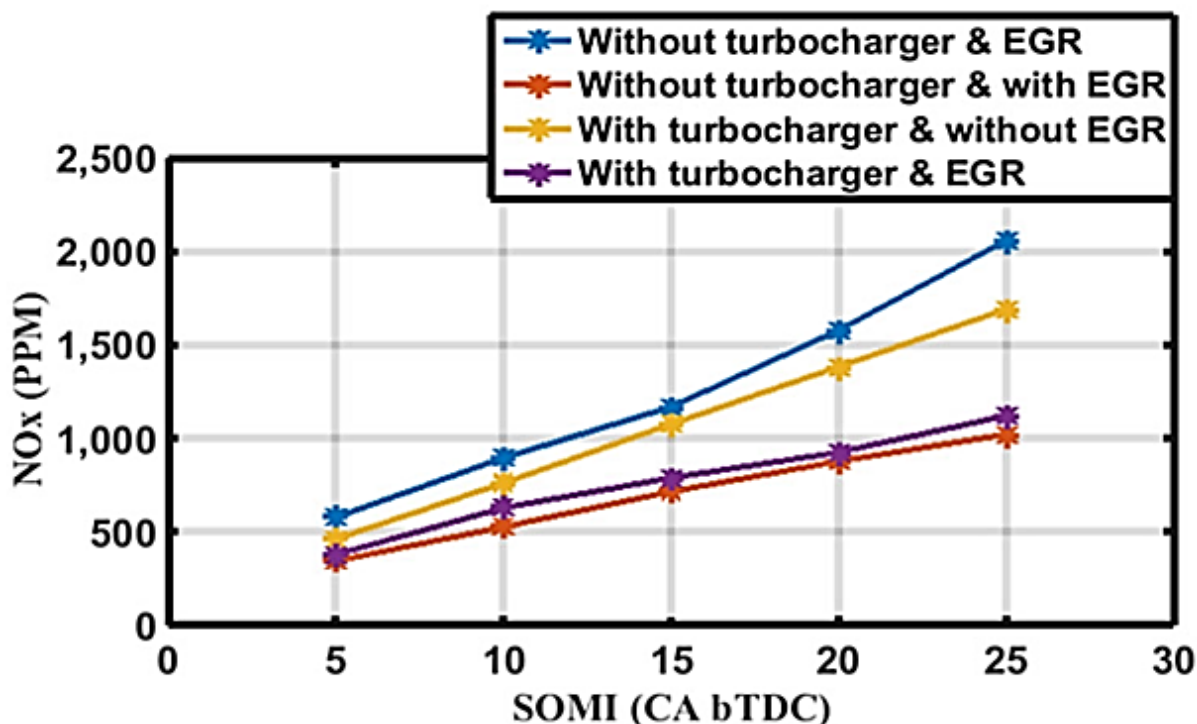
OXIDY DUSÍKU NO_x

Vznik oxidů dusíku ve spalovacím motoru především závisí na nejvyšší dosažené teplotě po spalování. Většina moderních přeplňovaných motorů je vybavena systémem recirkulace výfukových spalin (EGR), který pozitivně ovlivňuje produkci škodlivin ve výfukových plynech [23].

Jelikož se tato práce nezabývá vlivem EGR ventilu na vlastnosti výfukových plynů a ani na spalovací motor, budou srovnávány pouze stavy pro atmosféricky plněný vznětový motor a pro turbodmychadlem přeplňovaný vznětový motor.

Na grafu níže je vidět, že při použití turbodmychadla došlo ke snížení produkce NO_x ve výfukových plynech, zejména při větších úhlech iniciace hlavního vstřiku paliva. Důvod, proč použití turbodmychadla snížilo produkované množství NO_x je vyšší koncentrace kyslíku ve směsi, díky čemuž je směs chudší, což má za příčinu nižší teplotu spalování [23].

Následující graf znázorňuje koncentraci NO_x ve výfukových plynech (PPM) v závislosti na počátku hlavního vstřiku paliva do spalovací komory (úhel klikové hřídele před horní úvratí) pro jednoválcový vznětový motor o objemu 0,5 l s přímým vstřikem *Common Rail* při 1500 min⁻¹. Modrá křivka je pro motor bez turbodmychadla a EGR ventilu, žlutá křivka je pro motor s turbodmychadlem bez EGR ventilu [23].

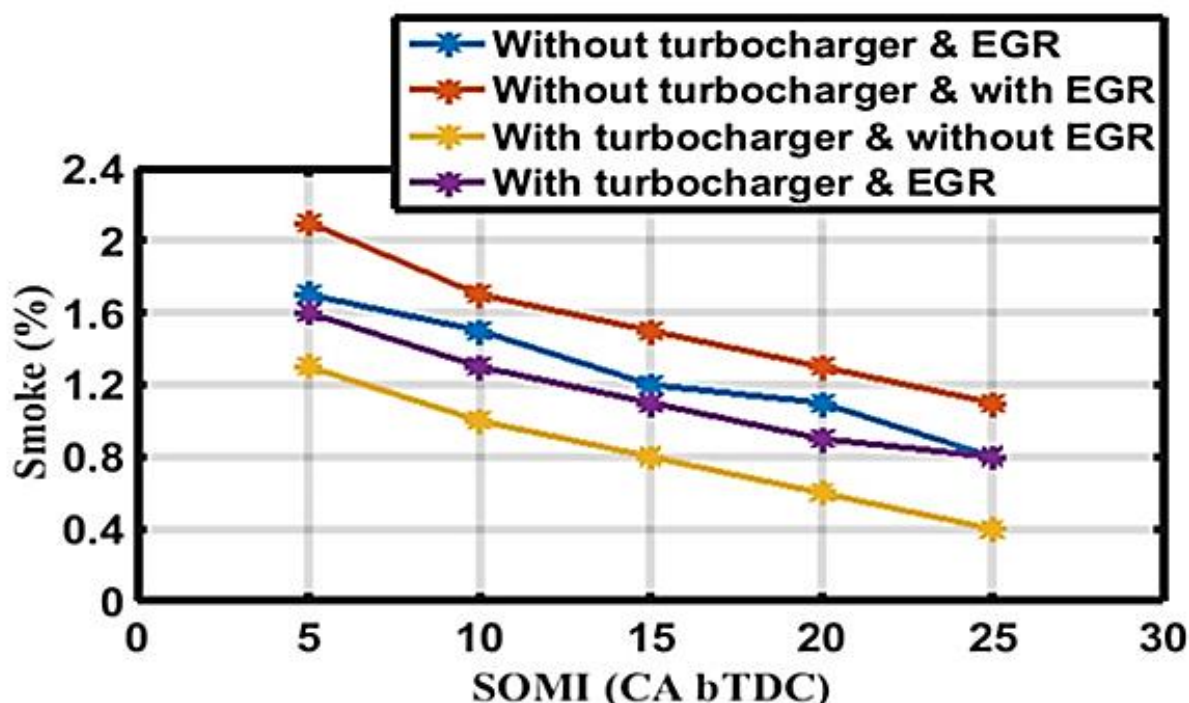


Obr. 23 Graf koncentrace NO_x ve výfukových plynech v závislosti počátku hlavního vstřiku paliva do spalovací komory [23].

KOUŘIVOST

Množství kouře ve výfukových plynech dává představu o spalování paliva v motoru. Nejen, že dochází k nárůstu kouřivosti se zkracujícím se předstihem hlavního vstříku, ale vznětový motor vybavený turbodmychadlem má oproti atmosféricky plněnému vznětovému motoru kouřivost nižší. Důvodem je, že se do spalovací komory dostane více čerstvého vzduchu, který navíc díky své vyšší rychlosti a tlaku podpoří rozvíření směsi, dojde k lepší atomizaci směsi, což pozitivně ovlivní spalování [23].

Následující graf znázorňuje koncentraci kouřových emisí (%) v závislosti na počátku hlavního vstříku paliva do spalovací komory (úhel klikové hřídele před horní úvratí) pro jednoválcový vznětový motor o objemu 0,5 l s přímým vstřikováním *Common Rail* při 1500 min⁻¹. Modrá křivka znázorňuje motor bez turbodmychadla a EGR ventilu, žlutá křivka znázorňuje motor s turbodmychadlem bez EGR ventilu [23].



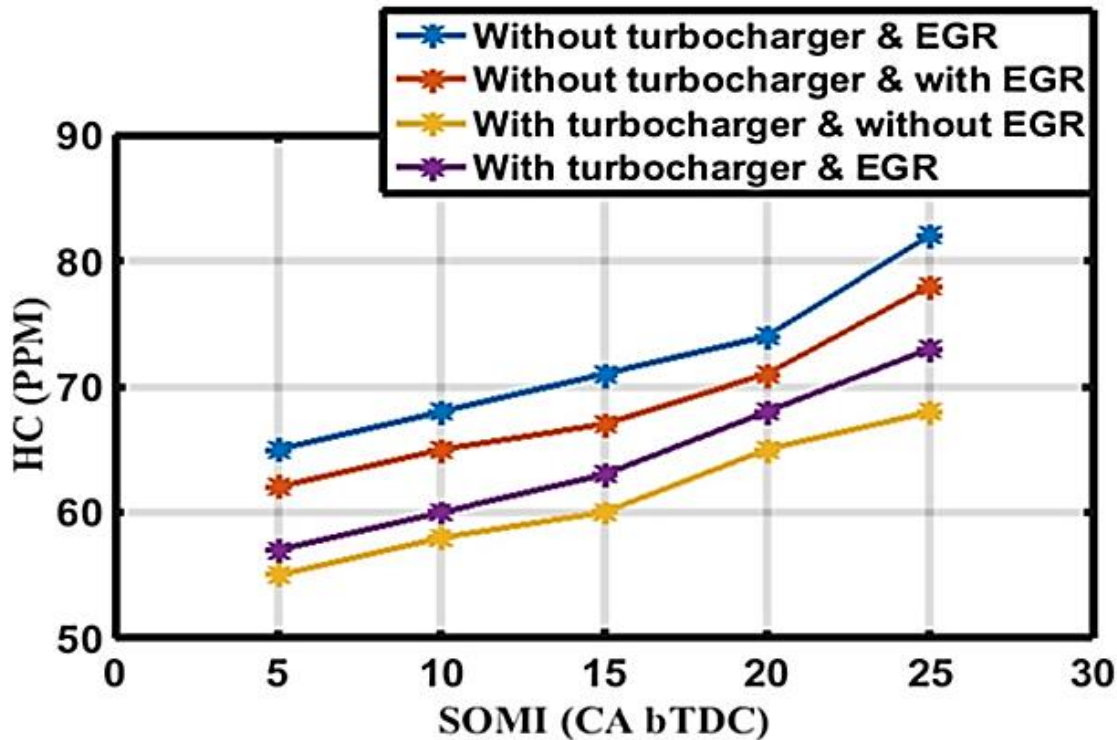
Obr. 24 Graf koncentrace kouřových emisí v závislosti počátku hlavního vstříku paliva do spalovací komory [23].

EMISE NESPÁLENÝCH UHLOVODÍKŮ

Nespálené uhlovodíky vznikají vlivem nedostatku kyslíku ve spalovací komoře, heterogenní směs paliva a vzduchu způsobuje, že nedojde ke spálení všech částic paliva a tyto nespálené částice pak ze spalovací komory volně odchází do atmosféry [23].

S rostoucím předstihem hlavního vstříku koncentrace uhlovodíků ve zplodinách klesá. Přepřlňovaný vznětový motor má nižší koncentraci těchto částic, než nepřepřlňovaná varianta. Podobně jako u kouřivosti snížení emisí uhlovodíků napomohlo dodatečné víření způsobené vyšší rychlostí a tlakem, pod kterým se čerstvý vzduch dostává do spalovací komory. Dochází tak k dokonalejšímu smíchání směsi a tím pádem i k dokonalejšímu spálení paliva. [23].

Následující graf znázorňuje koncentraci nespálených uhlovodíků ve výfukových plynech (PPM) v závislosti na počátku hlavního vstříku paliva do spalovací komory (úhel klikové hřídele před horní úvratí) pro jednoválcový vznětový motor o objemu 0,5 l s přímým vstřikováním *Common Rail* při 1500 min⁻¹. Modrá křivka je pro motor bez turbodmychadla a EGR ventilu, žlutá křivka je pro motor s turbodmychadlem bez EGR ventilu [23].

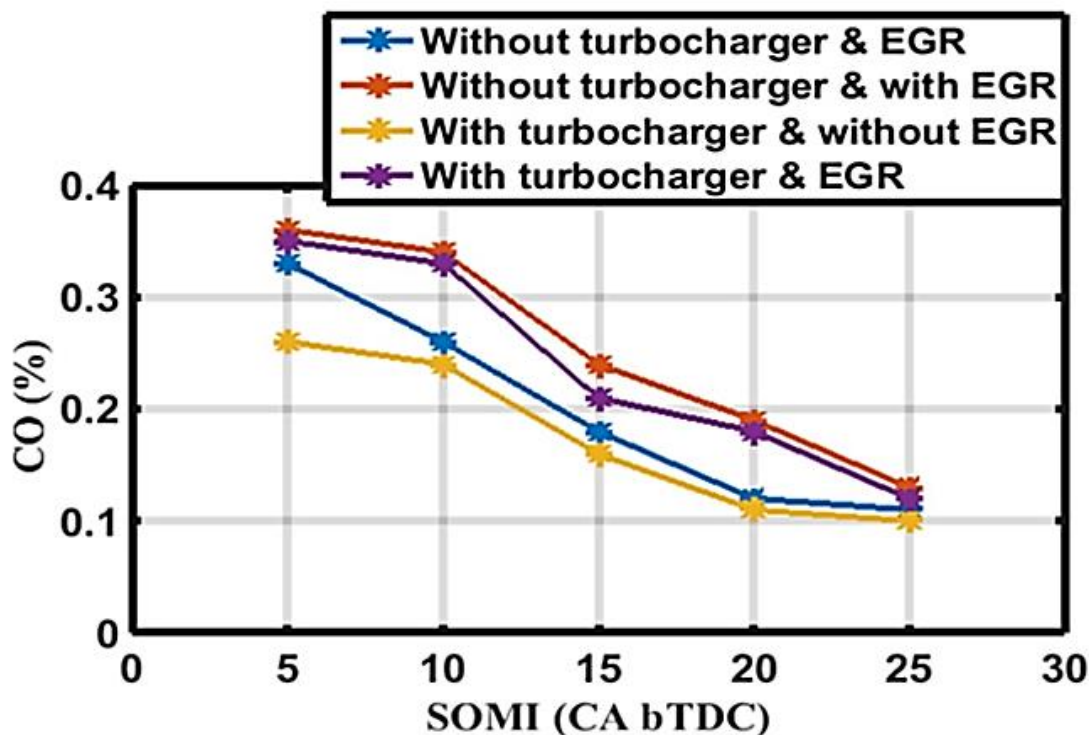


Obr. 25 Graf koncentrace nespálených uhlovodíků ve výfukových plynech v závislosti na počátku hlavního vstříku paliva do spalovací komory [23].

EMISE OXIDU UHELNATÉHO

Uhlíkové částice obsažené v palivu oxidují s kyslíkem během spalování, při nedostatku kyslíku dochází k nedokonalé oxidaci a vznikají tak emise oxidu uhelnatého. S rostoucím předstihem hlavního vstříku klesá jejich koncentrace a současně atmosféricky plněný vznětový motor produkuje více oxidu uhelnatého než stejný motor plněný turbodmychadlem. Toto je způsobeno nárůstem relativní hustoty kyslíku během spalování [23].

Následující graf znázorňuje koncentraci emisí oxidu uhelnatého (%) v závislosti na počátku hlavního vstříku paliva do spalovací komory (úhel klikové hřídele před horní úvratí) pro jednoválcový vznětový motor o objemu 0,5 l s přímým vstřikováním *Common Rail* při 1500 min⁻¹. Modrá křivka je pro motor bez turbodmychadla a EGR ventilu, žlutá křivka je pro motor s turbodmychadlem bez EGR ventilu [23].



Obr. 26 Graf koncentrace emisí oxidu uhelnatého v závislosti počátku hlavního vstřiku paliva do spalovací komory [23].

3.3 ÚPRAVA VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

Kvůli stále přísnějším emisním norem již není možné dosahovat požadovaných hodnot škodlivých látek ve výfukových plynech pouze pomocí aktivního snižování díky optimalizaci hoření směsi paliva a vzduchu, přidává se tedy ještě pasivní snižování emisí úpravou výfukových plynů.

Existuje několik způsobů eliminace škodlivých emisí, které jsou v dnešní době ve vozidlech často kombinovány. Tato kapitola se bude zabývat především selektivně katalytickou redukcí oxidů dusíku (SCR).

3.3.1 EGR VENTIL

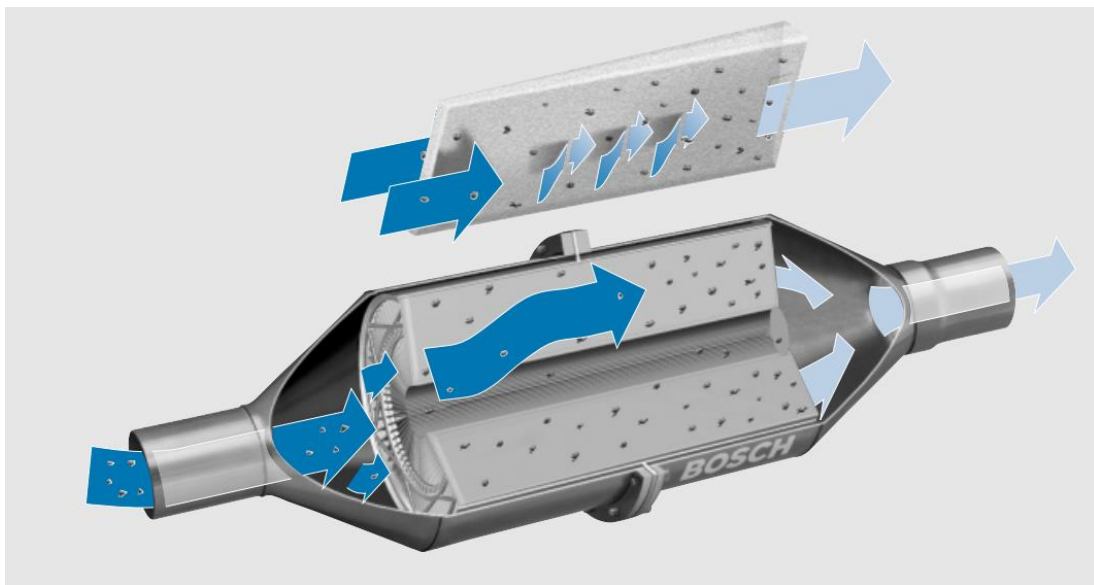
Zkratka slouží pro *Exhaust Gas Recirculation*, jedná se o tlakem či elektronicky řízený ventil přepouštějící část výfukových plynů zpět do sání motoru. Podle typu může být umístěn mezi výfukové ventily a turbodmychadlo a vést do sacího potrubí za mezichladič, tlak spalin ve sběrném potrubí musí být vyšší než tlak v potrubí sacím, aby docházelo k přefouknutí spalin. Případný nedostatek tlakového spádu lze řešit přidáním škrťací klapky do sání. Druhým typem je EGR ventil umístěný za turbodmychadlem a přivádějící spaliny před kompresor. Zde není nutné řešit tlakový spád výfukových plynů, tento systém ale klade vyšší požadavky na materiál kompresorové skříně [26].

Díky výfukovým plynům obsažených v nasávaném vzduchu klesá podíl kyslíku ve směsi, což vede ke snížení teploty, při které dochází ke vznícení a tím také k nižšímu obsahu oxidů dusíku ve výfukových plynech. Nevýhodou systému je obtížná regulace, snížení účinnosti motoru a zanášení sání a spalovacího prostoru sazími a karbonem [26].

3.3.2 FILTR PEVNÝCH ČÁSTIC

Filtr pevných částic je označován také jako DPF (*Diesel Particulate Filter*) a slouží k zachytávání pevných částic obsažených ve výfukových plynech. Může být tvořen z nerezového pletiva povlakovaného drahými kovy, porézní keramickou vložkou, nebo kanálky z karbidu křemíku. Velké částice obsažené ve spalinách se zachytí na otvorech ve filtru, menší částice ulpívají přímo na stěnách kanálků a voštin [26].

Kvůli jeho zanášení je potřebná jeho pravidelná regenerace, která spočívá ve spalování při vyšších teplotách, které umožní oxidaci usazených uhlíkových částic. Těchto teplot může být zejména v městském provozu problém dosahovat, proto se využívají elektronicky řízené systémy pozdního vstřiku dávky paliva do válce motoru nebo přímo do výfukového potrubí, které pomohou dosáhnout požadované teploty. Nevýhodou tohoto filtru je vyšší protitlak ve výfukovém systému a snížení účinnosti motoru [26].



Obr. 27 Schéma filtru pevných částic [26].

3.3.3 OXIDAČNÍ KATALYZÁTOR

Oxidační katalyzátor bývá označován jako DOC (*Diesel Oxidation Catalyst*) a slouží k přeměně oxidu uhelnatého a nespálených uhlovodíků na oxid uhličitý a vodní páru. Jedná se o nerezový katalyzátor uvnitř vyplněný keramickou porézní vložkou, obsahuje také platinu a palladium [26].

Pro svou správnou funkci katalyzátory vyžadují teploty okolo 200 °C, se zvyšující se teplotou účinnost těchto reakcí dále roste. Řešením neuspokojivé účinnosti za nízkých teplot jsou tzv. uhlovodíkové pasti, čili zásobníky navazující na svůj povrch nespálené uhlovodíky. Po dosažení dostatečných teplot pak dochází k jejich samovolnému uvolnění a oxidaci v katalyzátoru [26].

3.3.4 SCR KATALYZÁTOR

Jedná se o katalyzátor využívající selektivní katalytické redukce, odtud zkratka SCR v anglickém překladu. Tento katalyzátor využívá k redukci oxidů dusíku ve výfukových plynech redukčního činidla, nejčastěji močoviny [27].

Technologie SCR se začala používat již ve druhé polovině 20 století, nejprve u stacionárních motorů. V automobilové dopravě byl SCR katalyzátor poprvé použit v roce 2004. K jeho rychlému rozšíření následně došlo při zavedení normy EURO 5 omezující produkci oxidů dusíku u užitkových vozů na 2 g/kWh. V dnešní době se systém selektivní katalytické redukce využívá především u nákladních automobilů, traktorů, stavebních strojů a také lehkých užitkových a osobních vozů. Jde o systém vstřikování redukčního činidla, nejčastěji 32,5% roztoku močoviny a demineralizované vody, který je v Evropě známý pod obchodním názvem *AdBlue* [27].

Množství oxidů dusíku NO_x ve spalinách je snižováno reakcí s vodným roztokem amoniaku získaným termolýzou močoviny, následně se toxické oxidy dusíku přeměňují na nezávadný molekulový dusík N_2 a vodní páru H_2O [26].

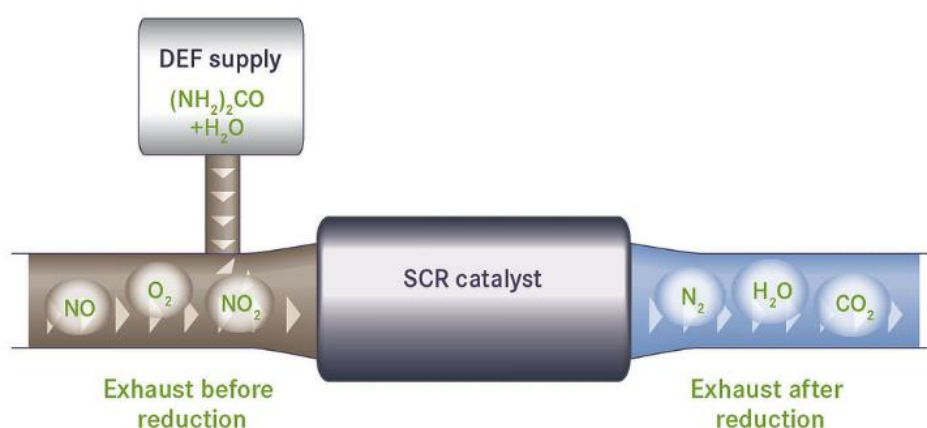
Nejprve se termolýzou zahřátá směs vody a močoviny štěpí na amoniak a kyselinu izokyanátovou [26]:



Kyselina izokyanátová se následně po přidání vody mění na amoniak a oxid uhličitý [26]:



V katalyzátoru poté reaguje toxický oxid dusnatý s amoniakem za vzniku dusíku a vody podle následujících rovnic [26]:



Obr. 28 Schéma funkce SCR katalyzátoru [28].

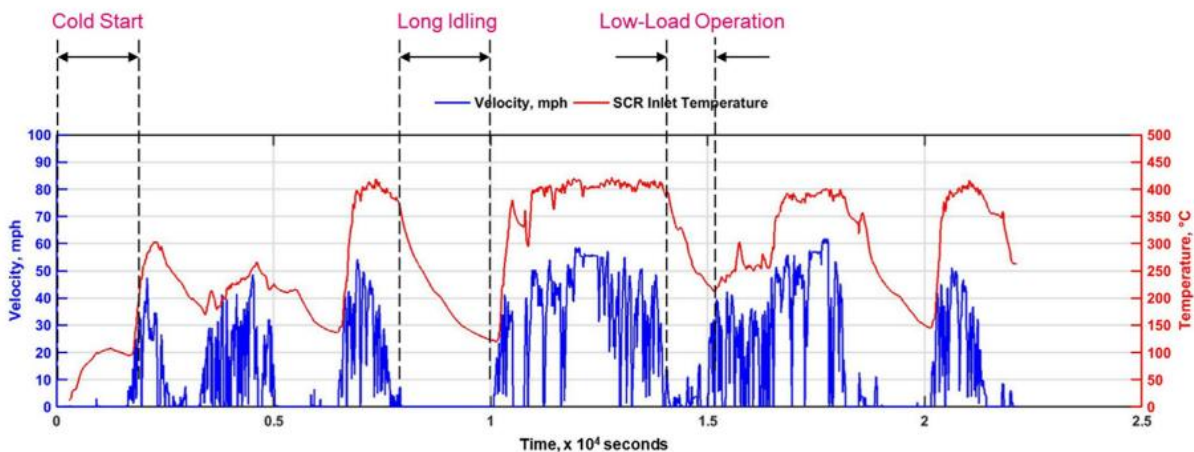
Pro správnou funkci SCR katalyzátoru je zásadní teplota. Při správném poměru oxidu dusnatého a dusičitého může reakce dle 4. rovnice (28) probíhat již od teploty mezi 170 a 200 °C. Obvykle je jako minimální teplota pro správnou funkci SCR uváděna teplota 250 °C, kdy nejpříznivěji probíhá rozklad močoviny, v obdobných teplotách dochází nejnáze

i k hydrolýze. Okolo 360 °C už poté dochází k usazování části močoviny na stěnách katalyzátoru a spotřebovávání amoniaku, vznikají komponenty s oxidem siřičitým [26].

Minimální teplota, které musí být v SCR katalyzátoru dosaženo pro zahájení katalytické reakce, se anglicky nazývá *catalyst light-off*. Protože účinnost přeměny oxidů dusíku s teplotou roste, jedná se o teplotu, při které reakce dosáhne účinnosti 50 % [29].

Optimální provozní teploty pro daný typ SCR katalyzátoru závisí také na použitých materiálech a v reálném provozu často dochází k poklesům teplot mimo ideální pracovní rozhraní SCR katalyzátoru. Může jít například o studené starty, pomalou jízdu v nízkém zatížení nebo stání na volnoběh [29].

Následující graf ukazuje průběh teploty na vstupu do SCR katalyzátoru v porovnání s rychlostí pohybu nákladního vozidla v čase, data jsou získána během reálné jízdní zkoušky [29]:



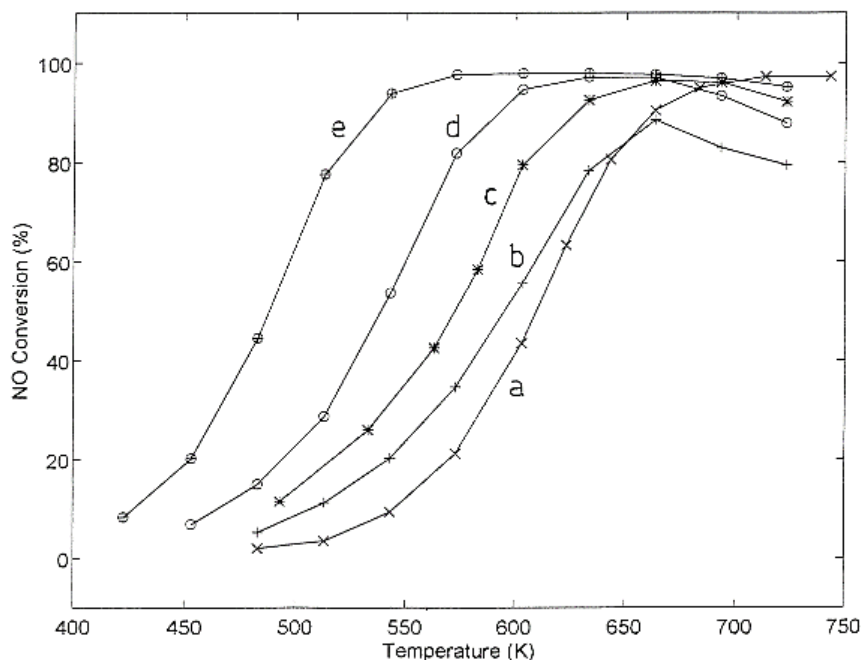
Obr. 29 Graf vývoje teploty katalyzátoru v čase v závislosti na rychlosti jízdy [29].

DRUHY SCR KATALYZÁTORŮ

Jak už bylo zmíněno, účinnost SCR katalyzátoru závisí na teplotě, ale také na použitém materiálu katalyzátoru. Nejčastěji jsou využívány katalyzátory na bázi vanadu a zeolitů, pro aplikaci v nižších teplotách také na bázi ceru [30].

Nejčastěji jsou využívány katalyzátory, jehož povrch je povlakovaný oxidem vanadičným, oxidem wolframovým nebo oxidem titaničitým (V_2O_5 , WO_3 , TiO_2) v různých poměrech. Jeho ideální teplotní rozsah se pohybuje přibližně mezi 260 a 430°C. Tyto katalyzátory jsou citlivější na obsah nečistot, jako je síra, fosfor a alkalické kovy, ve výfukových plynech a postupně tak dochází k jejich deaktivaci. K tomuto ději dochází od teploty mezi 550 a 600°C. Zejména přítomnost vanadu a jeho reakce s oxidy síry vede k zanášení povrchu katalyzátoru. Další nevýhodou je toxicita vanadu [31].

Na následujícím grafu je patrná závislost účinnosti na teplotě u katalyzátorů založených na vanadu a titanu v různých materiálových poměrech: a) $WO_3(9)/TiO_2$, b) $V_2O_5(0,78)/TiO_2$, c) $V_2O_5(1,4)/TiO_2$, d) $V_2O_5(0,78)-WO_3(9)/TiO_2$, e) $V_2O_5(1,4)-WO_3(9)/TiO_2$. Hodnoty v závorkách udávají obsah prvku v povlakové sloučenině v procentech [32].



Obr. 30 Graf závislosti účinnosti jednotlivých typů katalyzátoru na teplotě [32].

V aplikacích SCR se čím dál častěji využívají katalyzátory na bázi zeolitů. Jedná se o hlinito-křemičité minerály s mikroporézní strukturou. V katalyzátorech se poté vyskytují jako Cu-zeolity a Fe-zeolity, kdy Cu-zeolity dosahují při teplotách dosahovaných v reálných jízdních cyklech výrazně vyšší účinnosti za nižších teplot, dokáží také účinně fungovat v širším spektru teplot. Oproti katalyzátorům na bázi vanadu vykazují katalyzátory využívající zeolitů vyšší odolnost proti otravě alkalickými kovy, které se často vyskytují v biopalivech, proto je jejich využití doporučeno právě u aplikací, kde se využití biopaliv očekává [33].

Katalyzátory na bázi zeolitů prochází v posledních letech intenzivním výzkumem, zkoumá se vliv konkrétního složení na účinnost katalyzátoru (např. chabazity) či o odolnost vůči hydrotermálním procesům. Ukazuje se, že významnou roli hraje také velikost pórů zeolitu [31].

Ačkoliv zatím nejsou širěji využívány, potenciál nabízí i katalyzátory na bázi ceru a titanu. Cer je velmi tvárný přechodový kov často využívaný v metalurgickém průmyslu. Jeho hlavní výhodou je schopnost reakce už za velmi nízkých teplot [30]. Dále jsou SCR katalyzátory vyráběny z ušlechtilých kovů, běžnějších kovových oxidů či uhlíku [31].

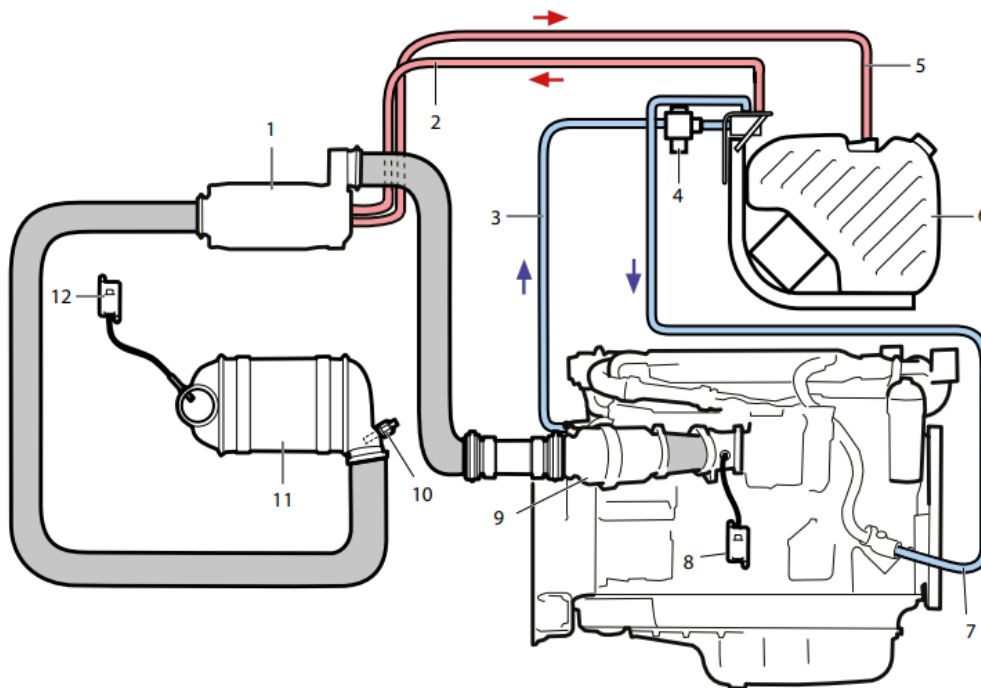
POŽADAVKY PRO VYBAVENÍ SCR KATALYZÁTOREM NA VOZIDLO

Pokud výrobce nevyužívá kombinovaného způsobu snižování emisí, jako může být například využití jak DPF filtru, tak SCR katalyzátoru, pracují obvykle motory využívající SCR s velmi chudou směsí paliva a vzduchu za vysokých teplot a tlaků. Tím dochází k eliminaci pevných částic a nespálených uhlovodíků ve složení spalin a ve výfukovém systému už je nadále potřeba soustředit se jen na významně zastoupené oxidy dusíku [26].

Jak už bylo zmíněno, teplota má zásadní vliv na funkci SCR katalyzátoru a zejména v bodech s nižším zatížením bývá problematické ji dlouhodobě udržet. Velké množství tepla výfukovým plynům odebírá nejen turbínová strana turbodmychadla, ale také celé sběrné potrubí vedoucí od výfukových ventilů až k přírubě turbínové skříně. Je tedy velmi žádoucí umístit turbodmychadlo co nejbližší k motoru s cílem eliminovat množství ohřívaného materiálu.

Při využití technologie SCR je třeba se přizpůsobit také požadavkům na zástavbu celého systému. Nejde jen o samotné těleso katalyzátoru na výfukovém potrubí, systém potřebuje také vstříkovač, a především nádrž na redukční činidlo (*AdBlue*). Její objem se pohybuje mezi 38 a 70 litry a je možné, že bude se zpřísňováním emisních norem ještě stoupat kvůli zvyšující se spotřebě *AdBlue*. V roztoku močoviny převažuje voda, a tudíž při teplotě $-11\text{ }^{\circ}\text{C}$ dochází ke vzniku krystalů močoviny, je tedy třeba zajistit vyhřívání z chladícího okruhu motoru a zpětné palivové potrubí, kterým se nespotřebovaný roztok močoviny vrací zpět do nádrže. Trysku vstříkující roztok močoviny je třeba udržovat v teplotě mezi -11 a $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, kdy už může docházet k rozkladu na amoniak [26].

Na následujícím schématu je možné vidět modul hydrolýzy se vstříkovací tryškou *AdBlue* (1), systém vedení aditiva pod tlakem (2) přívod chladící kapaliny z motoru pro výhřev nádrže a čerpadla aditiv (3), teplotní ventil vyhřívání nádrže s aditivou (4), zpětný odvod nevyužitého aditiva do nádrže (5), nádrž na aditivum (6), vedení chladící kapaliny zpět do motoru (7), senzor oxidů dusíku (8), oxidační katalyzátor (9), senzor teploty (10), SCR katalyzátor (11) a senzor oxidů dusíku s kontrolní jednotkou (12) [34].



Obr. 31 Zástavbové schéma systému s SCR katalyzátorem [34].

3.4 STANDARDIZOVANÉ CYKLY PRO TESTOVÁNÍ SILNIČNÍCH VOZIDEL

V průběhu let, se zpřísňujícími se emisními limity, vznikala potřeba ověřovat, že nové spalovací motory tyto limity splňují a jejich výrobci udávané údaje nijak nefalsifikují. Pro tyto účely bylo vytvořeno již několik cyklů, které udávané parametry ověřovaly. Tyto cykly se snaží kopírovat běžný provoz vozidla tak, aby byl provoz vozidla ekologický nejen při měření, ale především při běžném provozu koncovým uživatelem, tedy provozu, který má největší vliv na produkci škodlivých emisí výfukových plynů [35].

Jednotlivé cykly jsou standardizované pro konkrétní světové trhy, proto jich existuje velké množství a stanovují rovné podmínky pro všechny výrobce na daném trhu, kterým musí svůj výrobek přizpůsobit. Každý trh s novými vozidly má svá specifika a některé parametry testu

jsou pro tyto trhy podstatnější více než pro jiné. Postupně s vývojem technologií a stále náročnějšími požadavky dochází k obměně testů na jednotlivých trzích za aktuálnější [35].

3.4.1 NOVÝ EVROPSKÝ JÍZDNÍ CYKLUS

NEDC (*New European Driving Cycle*) je evropský jízdní cyklus, který vznikl okolo roku 1997 pro emisní zkoušky osobních i užitkových vozidel v reálném provozu, a je využíván pro měření množství emisí a spotřeby paliva, případně paliva a elektrické energie pro hybridní nebo elektrická vozidla.

Testovací procedura se skládá ze čtyř po sobě jdoucích UDC (*Urban Driving Cycle* - městský cyklus) cyklů a jednoho EUDC (*Extra-Urban Driving Cycle* - mimoměstský cyklus). Vzhledem k jeho poslednímu revidování v roce 1997 je dnes diskutován pro svou realističnost v současném provozu [36].

Cyklus UDC se skládá ze čtyř intervalů stání s nastartovaným motorem, tří akcelerací na 15 km/h, na 32 km/h a na 50 km/h, mezi kterými vozidlo pokaždé úplně zastavuje. Z rychlosti 50 km/h poté zpomaluje na 35 km/h. Všechny tyto kroky jsou přesně časově určené, pevně dané jsou i časy přerazování včetně doby trvání samotného řazení. Jedná se o pohyb ve městě v nižších zatíženích [36].

Cyklus EUDC se podobně jako UDC skládá z akcelerace, už ale nedochází k častému zastavování a simuluje se pohyb vozidla se po okresních silnicích a dálnicích, přičemž maximální dosažená rychlost za dobu trvání testu je 120 km/h [36].

3.4.2 SVĚTOVĚ HARMONIZOVANÝ TESTOVACÍ PROCES PRO OSOBNÍ VOZIDLA

Několikaletá snaha harmonizovat testovací proces pro osobní vozidla, který by byl aplikovatelný pro celý svět, vyústila ve vznik cyklu WLTP (*World-wide Harmonized Light Duty Procedure*), který nahradil cyklus NEDC. V rámci Evropské Unie byl tento cyklus, zejména po skandálu s ovlivňováním výsledků emisí vznětových motorů v roce 2015, přijat byl v červenci 2017 [36].

WLTP je ve srovnání s NEDC dynamičtější, avšak průměrná účinnost motoru je při tomto cyklu vyšší, zejména kvůli nové strategii řazení rychlostních stupňů, která spalovací motor udržuje v nižších otáčkách. Oproti předchozímu testu je i redukován počet studených startů [36].

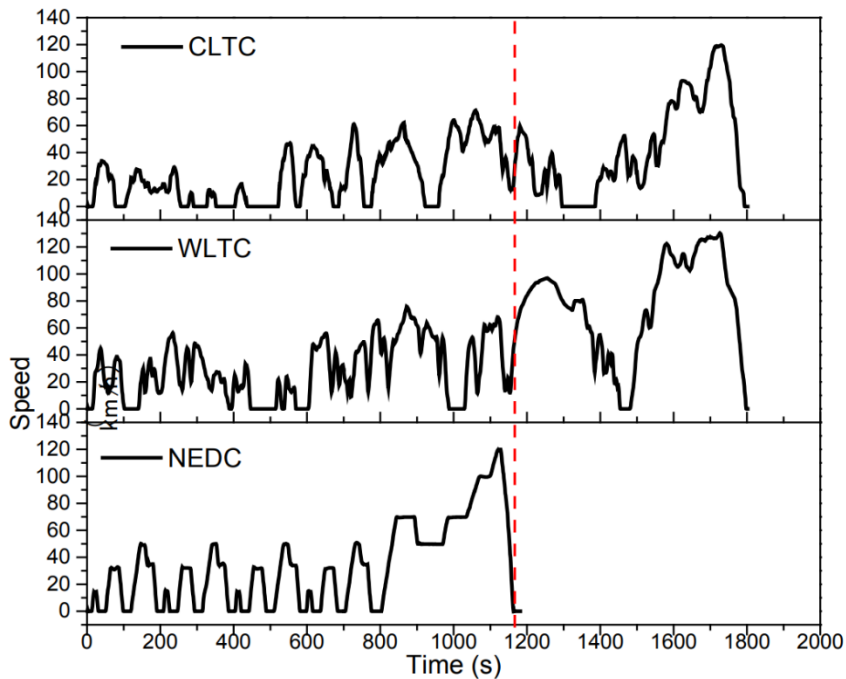
Vyjma odlišného jízdního profilu, který se skládá z provozu v nízkých rychlostech - do 60 km/h, ve středních rychlostech - do 80 km/h, vysokých rychlostech do 100 km/h a ve velmi vysokých, dálničních rychlostech - do 131 km/h. Průměrná rychlost vozidla během testu WLTP je 46,5 km/h a ujetá vzdálenost je v porovnání s testem NEDC více než dvojnásobná [36], kdy v jednotlivých pásmech dochází k četným zrychlením a zpomalením a celá jízdní zkouška trvá o 620 s déle, tedy rovných 1800 s. Cyklus WLTP také bere v úvahu výbavu vozidla (kvůli hmotnosti a setrvačným momentům), ale také zvolené ráfky a pneumatiky, které ovlivňují celkový odpor vozidla [37].

3.4.3 ČÍNSKÝ TESTOVACÍ CYKLUS OSOBNÍCH VOZIDEL

Provoz osobních automobilů v Číně, zejména kvůli velkému množství velkoměst, ve kterých se koncentruje většina silničního provozu (76 %) je velmi odlišný od provozu v Evropě. Z tohoto důvodu byl cyklus WLTP pro tuto oblast nevhodný, jelikož průměrná rychlost čínského provozu dosahuje pouze 29 km/h a doba, po kterou se motor pohybuje ve

volnoběžných otáčkách činí 22% celkového času. Došlo tedy k vytvoření cyklu CLTC (*China Light-Duty Vehicle Test Cycle*) [38].

Tento cyklus má v porovnání s WLTP agresivnější chování řidiče při akceleraci i deceleraci. V porovnání s WLTP výsledky jízdní zkoušky u tohoto cyklu vykazují v průměru o 13,5% vyšší spotřebu paliva a tím pádem i vyšší produkci emisí [35].

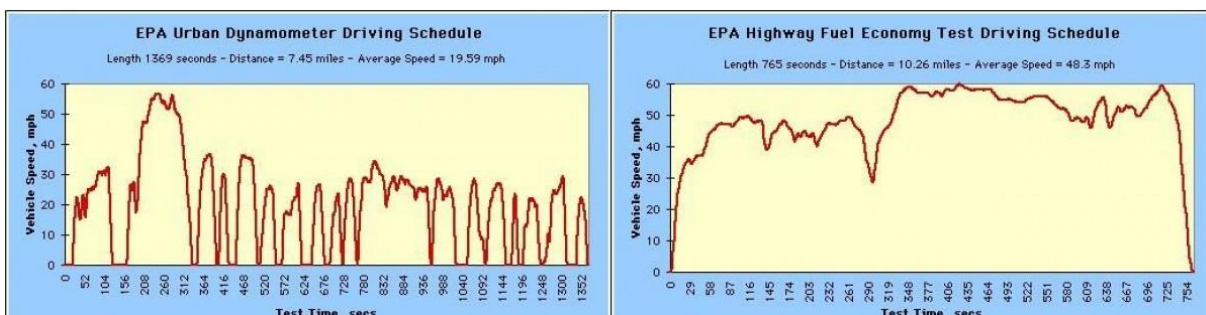


Obr. 32 Srovnání testovacích cyklů NEDC, WLTP a CLTC [36].

3.4.4 JÍZDNÍ CYKLUS AGENTURY PRO OCHRANU ŽIVOTNÍHO PROSTŘEDÍ SPOJENÝCH STÁTŮ

Jízdní zkouška je u testu EPA (*US Environmental Protection Agency Cycle*) prováděna stejně, jako u předchozích dvou v laboratorním prostředí na dynamometru. Cyklus pro měření spotřeby se skládá ze dvou částí - městské (váha 55 %) a dálniční (váha 45 %) [37].

Cyklus prodělal do roku 2008 mnoho změn, mimo dálniční a městskou část pro měření emisí je do testu zakomponován i test agresivního stylu jízdy a test při zapnuté klimatizaci kabiny vozu. Tato metodika je blízká jízdě vozidla ve skutečném provozu a tím pádem je akceptována i v zemích mimo Spojené Státy [37].



Obr. 33 Testovací cyklus EPA - na levé straně městská část, na pravé straně dálniční část [37].

3.4.5 MĚŘENÍ EMISÍ UŽITKOVÝCH VOZŮ

V rámci Evropské Unie je již od roku 2013 platná emisní norma s označením EURO 6, měření produkce škodlivých emisí užitkových vozů probíhá na samotných spalovacích motorech uchycených k testovací stoličce. Hraníční hodnoty jsou vyjádřeny v jednotce gkWh^{-1} [39].

Pro měření na testovací stoličce se používají cykly se souhrnným označením GTR-4 (*Global Technical Regulation*), kde číslovka 4 označuje pořadí normy dle data jejího vydání. Pro měření emisí mimo cyklus se používají testovací procesy se souhrnným označením GTR-10 [40].

Pro splnění emisní normy EURO6 podle GTR-4 lze použít cyklus WHTC (*World Harmonized Transient Cycle*) a WHSC (*World Harmonised Stationery Cycle*), součástí normy EURO 6 je nově i laboratorní testování mimo jízdní cyklus (celkem 15 náhodných testovacích režimů ustáleného provozu motoru) a také testování v reálném provozu za použití přenosného systému pro měření emisí (PEMS - *Portable Emission Measurement System*) [39].

4 MOŽNOSTI MODELOVÁNÍ TEPELNÉHO TOKU

Následující kapitola se zabývá srovnáním dvou v dnešní době dominujících přístupů k simulacím prostupu tepla a proudění a následně popisem software použitého pro praktickou část diplomové práce.

Dnešní simulační systémy umožňují inženýrům ve vývoji předpovědět a následně optimalizovat teplotní, strukturální či aerodynamické chování prvků a systémů bez nutnosti výroby mnoha prototypů. To pomáhá šetřit náklady i čas spojené s vývojem stále komplexnějších systémů, je ovšem potřeba dokázat rozhodnout o tom, jaký typ simulace je pro daný problém vhodný, dostatečně přesný a efektivní.

4.1 SROVNÁNÍ 1D A 3D PŘÍSTUPU

Tato práce se zabývá 1D modelováním prostupu tepla. Jedná se tedy o simulaci problému popsaného pouze v jedné dimenzi pomocí odpovídajícím způsobem zjednodušených prvků systému. Těmto prvkům jsou následně přiřazeny fyzikální modely a okrajové podmínky [41].

Hlavní doménou 1D simulace je poukázat na vzájemnou interakci jednotlivých prvků v systému během proměnlivých provozních podmínek, zatímco 3D simulace obvykle řeší interakci konkrétního prvku s jeho okolím. 1D simulace se tedy jeví jako ideální nástroj pro optimalizaci funkce systému, kdy jsou na sobě jednotlivé prvky závislé. 3D simulace bude výhodnější pro určování přesných charakteristik jednoho prvku, například optimálního tvaru lopatky oběžného kola turbíny [41].

3D simulace oproti 1D pracují s výrazně přesnější geometrií, obzvláště u komplexnějších prvků. Toto může být výhodou při přesnosti a míře detailu výsledku, odrazí se to ale na náročnosti výpočtu a délce trvání simulace [42].

Pro zkrácení vývojového času a eliminace slepých vývojových větví, které by dále nevedly lze využít tzv. 1D simulace [41]. Výhoda 1D simulací tkví právě ve své časové a výpočetní náročnosti v porovnání se složitou 3D simulací. Využití 1D přístupu je velmi výhodné například u sacího a výfukového potrubí motoru, kdy se oba tyto systémy skládají převážně z trubek a kanálů, které mají jeden dominantní rozměr, tedy ten v ose potrubí [42].

Simulace v 1D se stane nedostatečnou v případech, kdy je třeba vyšetřit proudění média v konkrétní oblasti (neplynulý přechod dvou potrubí o různých průřezích - např. tlumič výfuku) a nebo pokud se jedná o komplikovanou součást systému (např. turbodmychadlo) [42].

V ideálním případě lze využít kombinaci 1D a 3D přístupu, kdy jsou optimalizovány jednotlivé prvky systému a poté se posuzuje vliv na jeho celkovou funkci. Případně mohou výsledky z 1D simulace sloužit pro validaci výsledků ze 3D simulace a naopak [42].

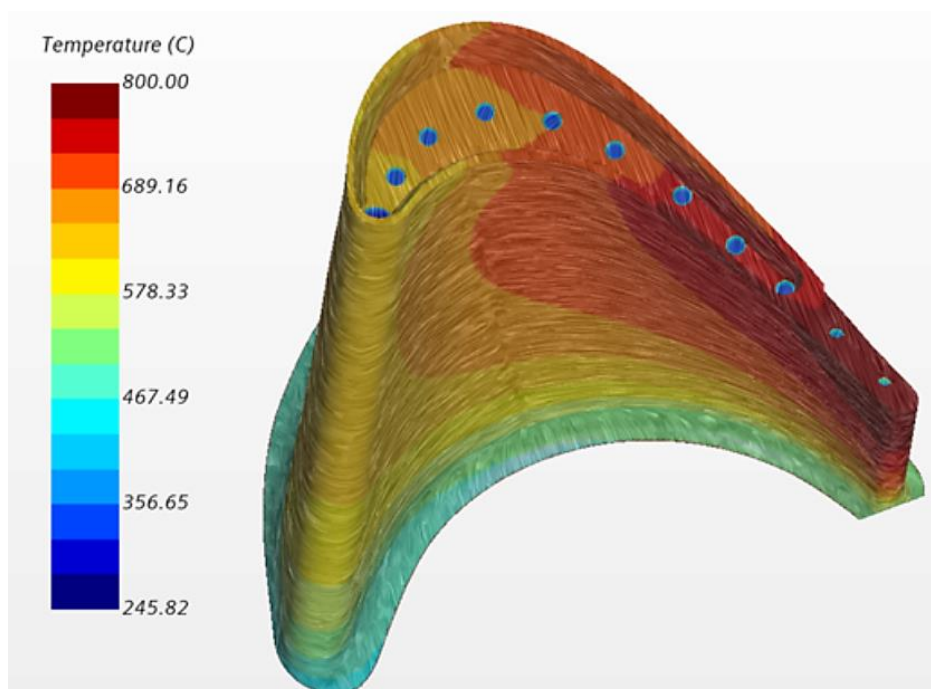
1D simulace jsou mnohem méně náročné na výpočetní čas a kapacitu, nevyžaduje přesnou znalost geometrie všech prvků v systému, snáze a rychleji reaguje na změny jednotlivých parametrů a umožňuje okamžité posouzení dopadu těchto změn [42].

Celý systém se rozdělí zvláště na jednotlivé komponenty, které lze přemísťovat a upravovat. Každý z těchto komponent má definované vstupní parametry, okrajové podmínky a počáteční podmínky a navzájem se ovlivňují. Pro výpočet jsou jednotlivé komponenty diskretizovány na jednotlivé elementy, kdy se jednotlivé prvky navzájem ovlivňují a výsledky z předchozího

prvku jsou použity jako vstup pro následující prvek. Simulace 1D tak urychluje celý proces vývoje a je plně dostačující např. pro posouzení objemových průtoků, přenosu tepla, změn a průběhů teplot [42].

Nevýhodou 1D simulací je, že díky zjednodušení jednotlivých součástí a prvků lze na problém nahlížet pouze globálně a optimalizovat tak pouze celý systém, pro lokální úpravy a lazení detailů při návrhu jednotlivých prvků je vhodná 3D simulace. Např. u proudění lze díky tomuto výpočtu vytipovat místa, kde dochází k nadměrnému ovlivnění proudění vlivem geometrie a následně tyto problémy eliminovat, nebo simulovat teplotu lopatky turbíny vlivem proudění plynů [42].

Nejčastěji využívanými nástroji pro 1D simulace jsou software GT-Suite, Lotus Engine Simulation nebo Ricardo Wave, příkladem nástrojů pro 3D simulace mohou být Ansys Fluent nebo přímo pro simulaci lopatkových strojů určený Ansys CFX.



Obr. 34 3D Simulace ochlazování lopatky turbíny pomocí software STAR-CCM+ [42].

4.1.1 ROZHODOVACÍ MATICE

Rozhodovací matice je analytickým nástrojem, která usnadňuje výběr nejvhodnější možnosti ze dvou a více srovnatelných možností. Proces se skládá z určení jednotlivých možností, určení klíčových kritérií pro tyto možnosti, obodování jednotlivých možností dle kritérií, určení váhy jednotlivých kritérií, vzájemné vynásobení váhy a bodů kritérií - určení celkového skóre. Na základě těchto kroků lze určit celkové skóre jednotlivých možností a usnadnit tak výběr [43].

Pro srovnání 1D a 3D přístupu k řešení problému byly zvoleny následující kritéria: rychlost výpočtu, přesnost výsledků, optimalizace celého systému, řešení proudění v konkrétní oblasti, posouzení průběhu teplot a přenosu tepla.

V následující tabulce byla jednotlivým kritériím přiřazena váha. S ohledem na téma této diplomové práce, která má za cíl vytvořit výpočetní model, který rychle vypočítá, jakým

směrem se ovlivní výstupní parametry celého systému při změně okrajových a počátečních podmínek, je tím nejdůležitějším kritériem doba výpočtu. Dalším důležitým kritériem je průběh teplot - jaký vliv bude mít změna počáteční nebo okrajové podmínky na průběh teploty na výstupu a zda-li dojde k jejímu zvýšení, či snížení. Podobně i u průběhu přenosu tepla, zde jde zejména o to jak a do jaké části systému bude teplo přeneseno. Všechny tyto parametry mají stejnou váhu - 5. Nižší váhou je hodnocena přesnost výsledků, která při určování toho, jakým směrem budou ovlivněny výsledky není tolik důležitá. Stejnou vahou o hodnotě 4 byla ohodnocena optimalizace systému, tedy jak jednoduše lze jednotlivým typem simulací optimalizovat celý systém, který je výpočetním modelem popsán. Nejnižší váha o hodnotě 3 byla zvolena u zkoumání proudění v konkrétní oblasti, kdy pro dílčí úpravy je toto kritérium důležité, avšak vliv na výsledky celého systému nebude tak markantní.

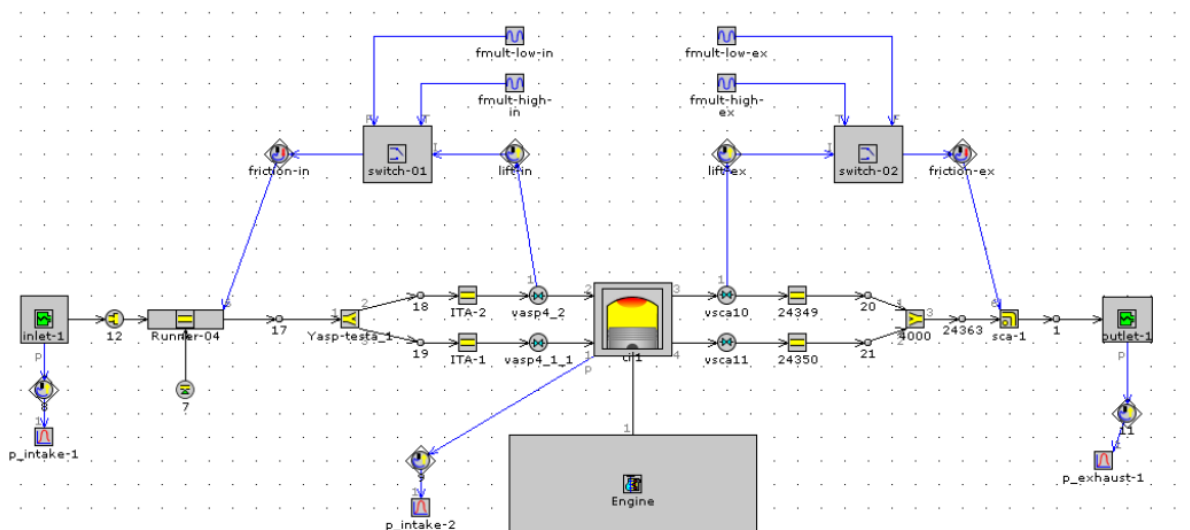
Bodové hodnocení doby výpočtu bylo zvoleno na základě literatury [42], kde je uvedeno, že řešení zkoumaného problému pomocí 3D přístupu by znamenalo 20-krát delší dobu výpočtu, než při kombinaci 1D a 3D řešení. Na základě rešerše, která srovnávala 1D a 3D řešení problému v kapitole 4 této práce bylo zvoleno bodové hodnocení kritérii pro přesnost výsledků, optimalizace systému a zkoumání proudění v jednotlivých oblastech. Bodové hodnocení pro průběh teplot a přenos tepla bylo zvoleno na základě praktické zkušenosti, kdy oba přístupy jsou dostatečné pro určení tendence průběhu teplot a přenosu tepla.

Kritérium	Váha kritéria		1D	3D
Doba výpočtu	5	Body pro kritérium	5	2
		Součin	25	10
Přesnost výsledků	4	Body pro kritérium	4	5
		Součin	16	20
Optimalizace systému	4	Body pro kritérium	5	3
		Součin	20	12
Proudění v konkrétní oblasti	3	Body pro kritérium	2	5
		Součin	6	15
Průběh teplot	5	Body pro kritérium	5	5
		Součin	25	25
Přenos tepla	5	Body pro kritérium	5	5
		Součin	25	25
Celkové skóre			117	107

Tab. 1 Rozhodovací matice pro srovnání 1D a 3D přístupu.

4.2 MOŽNOSTI MODELOVÁNÍ TOKU TEPLA V SOFTWARE GT-SUITE

GT-Suite je simulační software od společnosti Gamma Technologies určený primárně pro simulace v automobilovém průmyslu. Jeho nejznámější frakcí je nejspíše modul GT-Power určený pro predikci výkonnostních parametrů motoru, jeho využití je ale mnohem širší. Je možné jej využít pro simulaci proudění i prostupu tepla, také pro chladicí a mazací okruhy či chování celého vozidla [44]. Hlavním řešičem je pro GT-Suite modul GT-ISE, ve kterém uživatel pomocí velkého množství předdefinovaných šablon vytváří tzv. mapu skládající se z jednotlivých komponent, které jsou mezi sebou propojené. Každá z komponent má potom své rozsáhlé možnosti nastavení. Řešení problémů probíhá za konstantních podmínek (*steady-state*) nebo za podmínek proměnných v čase (*transient*) [44].



Obr. 35 Model jednoválcového spalovacího motoru v prostředí GT-ISE [45].

GT-ISE využívá také modelů připravených pomocí preprocesorů COOL3D a GEM3D, který slouží pro diskretizaci 3D modelů do 1D pomocí jak sítě pro mechanické a termální úlohy, tak komponent pro proudění. Tyto prvky lze už v preprocesoru zavázat i mezi sebou. Pro přípravu vstupního modelu právě pro GEM3D lze využít také GT-SpaceClaim, jedná se o jednoduchý 3D modelář využívaný také softwarem Ansys. Pro zpracování výsledků slouží postprocesor GT-Post [44].

Pro prostředí GT-ISE je model diskretizován metodou konečných objemů, které jsou vzájemně propojeny jednotlivými hranicemi. Pro každou z těchto hranic jsou poté zvlášť řešeny změny vektorových veličin, tedy hmotnostní tok či rychlost proudícího média. Skalární veličiny, např. tlak, hustota, teplota nebo entalpie, jsou řešeny pro diskretizované objemy [46].

Numerické řešení se sestává z rovnice kontinuity (zákon zachování hmotnosti), energetické rovnice (zákon zachování energie) a rovnice hybnosti (zákon zachování hybnosti), které jsou řešeny pouze v jedné dimenzi. Jsou rozlišovány implicitní a explicitní metody řešení. Implicitní metoda je využívána především pro simulace s větším časovým krokem, kde se nevyskytují velmi rychlé změny veličin v čase. Počítá současně hodnoty veličin pro všechny diskretizované objemy a při iterování využívá systému nelineárních rovnic. Explicitní metoda je využívána pro v závislosti na čase rychle se měnící jevy a pro výpočet jednotlivých veličin používá hodnoty z předchozího časového kroku. Ten musí být pro zachování přesnosti dostatečně malý [46].

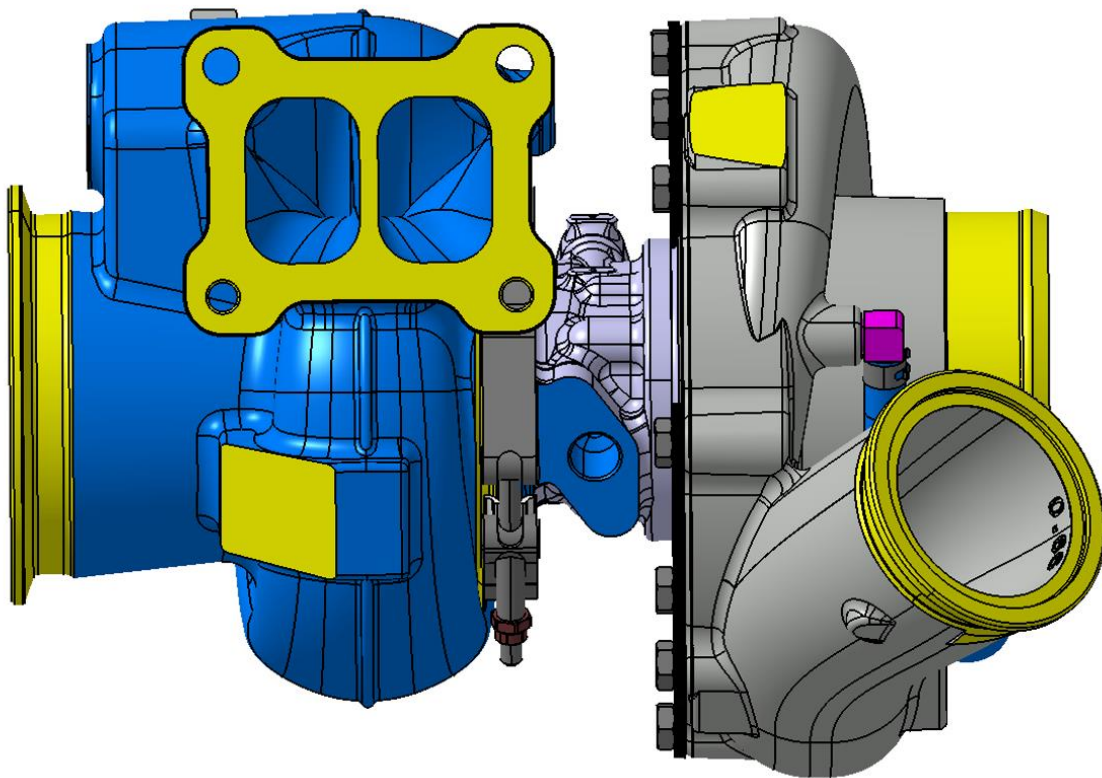
5 DISKRETIZACE SKUTEČNÉ SKŘÍŇE TURBODMYCHADLA

Tato a následující kapitoly se budou zabývat praktickou částí diplomové práce. Postupně bude popsána diskretizace zvolené turbínové skříně, sestavování samotného modelu pro simulaci výstupní teploty spalin a nastavení okrajových podmínek. Diplomová práce vzniká ve spolupráci se společností Garrett Advancing Motion a využívá jí poskytnutá data. Z tohoto důvodu nebude možné zveřejnit některé hodnoty a konkrétní výsledky.

5.1 VOLBA KONKRÉTNÍHO MODELU TURBODMYCHADLA

Pro praktickou část diplomové práce bylo zvoleno turbodmychadlo společnosti Garrett Motion určené pro sérii vznětových spalovacích šestiválcových motorů o objemu 12,7 litru, které dle specifikace produkují výkon od 257 do 405 kW [34]. Zvolené turbodmychadlo disponuje turbínovou skříní typu *twin-scroll* regulovanou interním obtokovým ventilem, který je řízen pneumatickým ventilem napojeným na kompresorovou skříň turbodmychadla. Materiálem turbínové skříně je tvárná litina.

Model turbodmychadla byl poskytnut společností Garrett Advancing Motion.

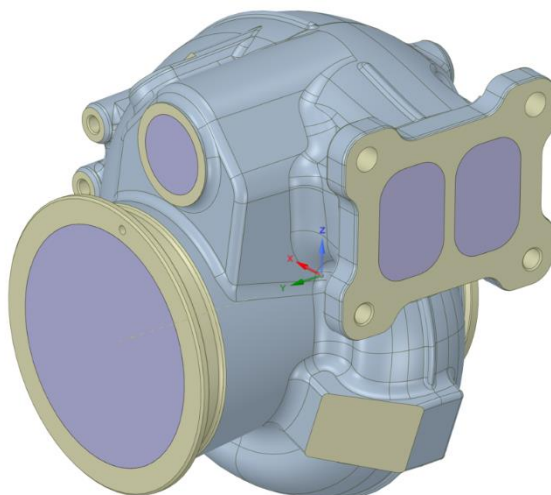


Obr. 36 3D model zvoleného turbodmychadla, z interní databáze Garrett Motion.

5.2 DISKRETIZOVANÝ MODEL PRO PROSTŘEDÍ GT-ISE

Pro 1-D simulaci prostupu tepla je nutné převést 3D model s danou geometrií na sérii elementů vhodných pro 1-D řešič. V případě turbínové skříně to znamená řešit zvlášť hmotný objem samotné skříně a vnitřní objem, kudy proudí výfukové plyny. Objem turbínové skříně je dále řešen jako materiál, kterým proudí tepelná energie, objem výfukových plynů je pak dále řešen jako konvektivní zdroj tepla.

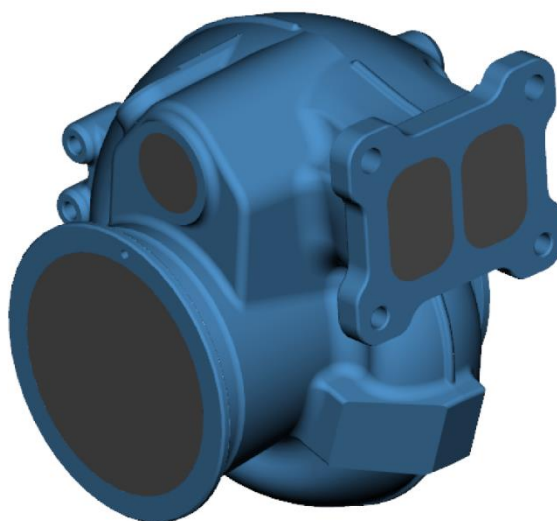
K určení vnitřního objemu je použit preprocesor GT-Spaceclaim. Jedná se o jednoduchý 3D modelář využíváný jak pro programy společnosti Gamma Technologies, tak pro Ansys. Je zde možné od základu vytvořit nový 3D model, ale také upravovat soubory v téměř všech formátech využívaných pro 3D modely nebo jen opravit chyby v nepřesných modelech, například po 3D skenování. V tomto preprocesoru byl určen vnitřní průtočný objem turbínové skříně, model byl poté ve formátu sdoc exportován pro software GEM3D.



Obr. 37 Turbínová skříň se zaslepeným vnitřním objemem v prostředí GT-Spaceclaim.

5.2.1 DISKRETIZACE 3D MODELU TURBÍNOVÉ SKŘIŇE

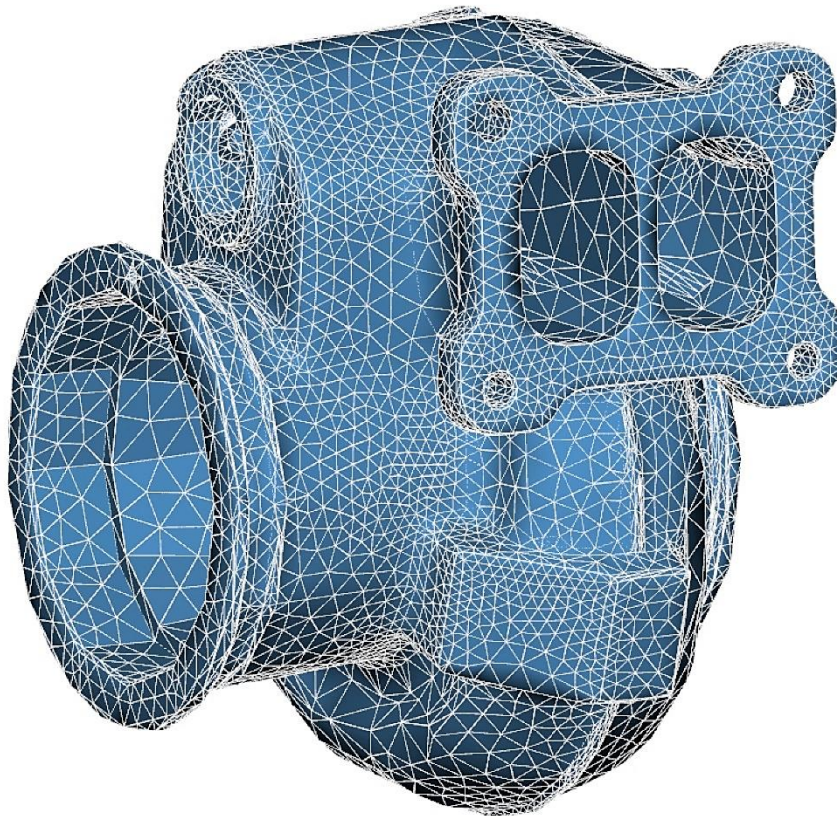
GEM3D je grafický preprocesor společnosti Gamma Technologies pro diskretizaci 3D modelů na 1-D komponenty pro následné využití v prostředí GT-ISE. Může být využit jak pro konverzi importované geometrie, tak pro tvorbu jednoduchých komponent jako trubek, skořepin nebo tzv. *flowsplitů*, spojů či rozdělení trubek ve tvaru písmene Y. Preprocesor je možné využít pro přípravu modelů pro predikci výkonu motoru, akustických problémů, průtoku kompresory nebo výfukovými systémy.



Obr. 38 Turbínová skříň s oddělenými průtočnými objemy po importu do GEM3D.

Příprava termodynamického modelu turbínové skříně vyžaduje převedení geometrie modelu na termální hmotu (*General Finite Element*), přičemž si uživatel volí mezi komponenty pro simulaci proudění (*flow*), přenosu tepla nebo komponenty mechanické (*mechanical*). Následovalo vygenerování sítě (*mesh*) skládající se ze čtyřbokých prvků, tzv. tetraedronů. Prostup tepla je řešen pomocí metody konečných prvků.

Při generování sítě je uživatelem zadáván rozsah velikosti prvků, o rozmístění hrubší či jemnější sítě v rámci konkrétních částí modelu rozhoduje software. Uživatel má poté o vytvořené síti velmi podrobné informace včetně počtu a konkrétních souřadnic jednotlivých uzlů. Na základě citlivostní analýzy sítě (kapitola 5.3) byl pro tento model turbínové skříně zvolen rozsah velikostí prvků 3–15 mm.



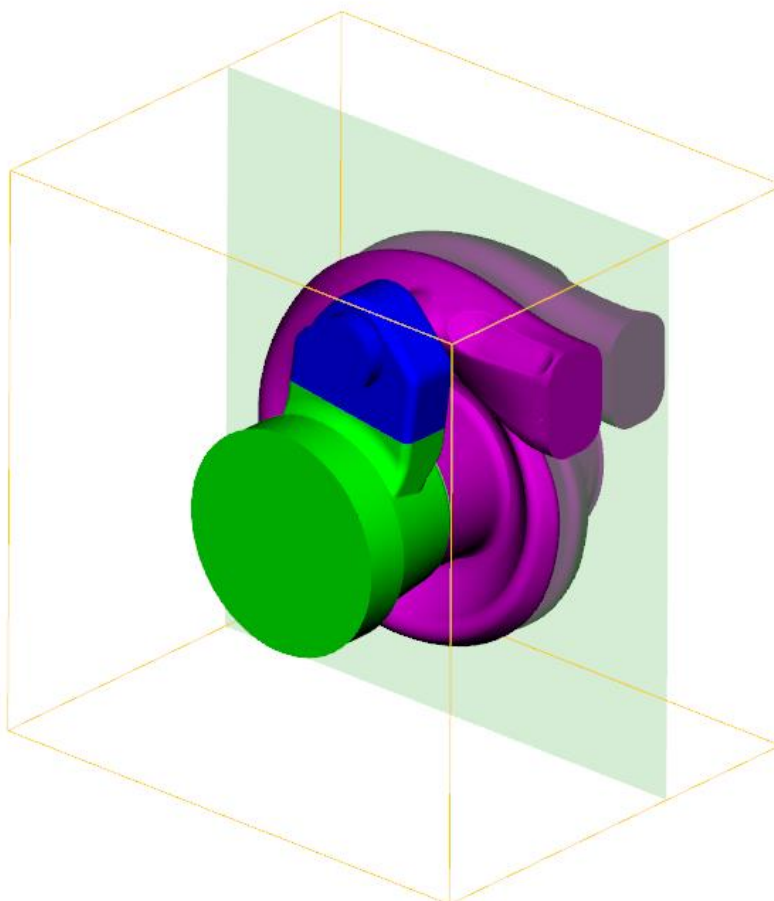
Obr. 39 3D model turbínové skříně po převedení na síť pro metodu konečných prvků.

5.2.2 DISKRETIZACE PRŮTOČNÝCH OBJEMŮ TURBÍNOVÉ SKŘÍNĚ

Po vygenerování sítě bylo potřeba diskretizovat vnitřní průtočné objemy pro výfukové plyny jako zdroj tepla. Celý vnitřní objem skříně byl rozdělen na několik elementů, které bude následně možné zjednodušit do podoby elementů pro GT-ISE.

Vnitřní objem skříně byl rozdělen na čtyři části. Protože se jedná o typ skříně *twin-scroll*, byly od sebe řezem kolmým na osu turbodmychadla odděleny voluty, následujícím rovnoběžným řezem byl oddělen prostor *outletu* spolu s prostorem pro ovládání obtokového ventilu. Ten byl poté od *outletu* oddělen řezem rovnoběžným s osou turbodmychadla. Tyto roviny řezu je možné ovládat buď pozicováním pomocí kurzoru myši nebo zadáním jednotlivých souřadnic.

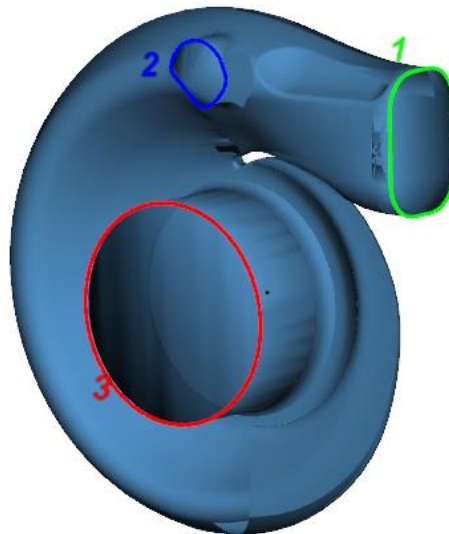
Stálo za zvážení, zda zvlášť oddělovat vstupní sekce jednotlivých volut napojující se tečně na rozváděcí spirálu. Za předpokladu, že by byly odděleny řezem kolmým na osu proudění spalin, délka oddělených trubek by přibližně odpovídala jejich průměru. Tento poměr je obecně považován za hranici, kdy má pro výsledek simulace smysl tyto části oddělovat a diskretizovat samostatně. Zde byly rovné části volut po konzultaci ve společnosti Garrett Motion ponechány jako jejich součást v rámci zjednodušení modelu proudění spalin.



Obr. 40 Vnitřní průtočný objem turbínové skříně během dělení na jednotlivé objemy pro diskretizaci.

Po rozdělení byly jednotlivé objemy konvertovány na 1D elementy. Zde byly zvoleny komponenty pro simulaci proudění. Uživatel má na výběr z několika typů elementů, například trubky, *flowsplit* nebo skořepina. Pro prvky složitějšího tvaru je vhodné zde zvolit univerzální *flowsplit*.

Podle geometrie každé z oddělených částí jsou voleny hranice objemu, tzv. *porty*. Jejich počet a umístění je automaticky navrhován softwarem, uživatel má ale možnost tyto parametry měnit. V dále využívaném modelu jsou jako tyto hranice zvoleny vstupy do jednotlivých volut skříně a výstupy z nich vedoucí na turbínové kolo, u regulované voluty také výstup do komory obtokového ventilu. U této komory je poté zvolen také výstup vedoucí směrem k *outletu*. V poslední části je jako vstup do tzv. *outletu* zvolen kanál vedoucí plyny směrem od turbínového kola, přívod spalin proudících z komory obtokového ventilu a místo spoje turbínové skříně s výfukovou soustavou vozidla.

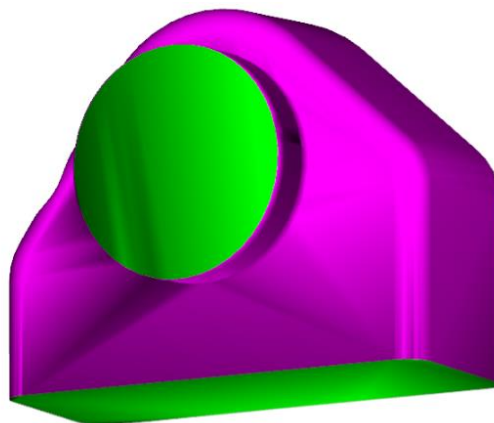


Obr. 41 Vnitřní průtočný objem jedné z volut turbodmychadla při výběru hranic pro proudění spalin do dalších objemů.

5.2.3 SPOJE PRO PŘESTUP TEPLA PRO TVORBU KOMPLETNÍHO MODELU

Síť turbínové skříně a jednotlivé prvky pro proudění spalin bylo dále potřeba propojit podle typu přenosu tepla, který mezi nimi nastává.

Mezi materiálem turbínové skříně a proudícími plyny dochází ke konvektivnímu přenosu tepla. GEM3D umožňuje vytvoření tzv. *ConvectionConnection*, tedy spojení, pro které lze vybrat dva prvky, mezi kterými dochází k přenosu tepla, a povrch, na kterém tento děj probíhá. Těmito spoji pro konvekci je třeba s modelem turbínové skříně postupně propojit všechny *flowsplity* pro proudění výfukových plynů.

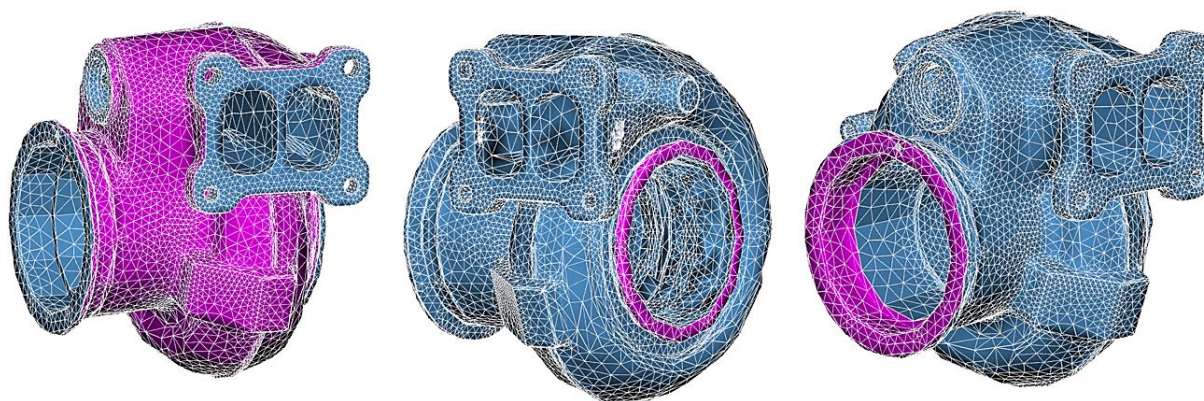


Obr. 42 Povrch vnitřního objemu komory obtokového ventilu vybraný jako spoj pro konvekci.

Spoj *ConvectionConnection* slouží pro zadání přenosu tepla mezi dvěma prvky. Pokud se druhý nebo další potřebný prvek v modelu nevyskytuje, lze využít tzv. *FE ThermalPort*. U tohoto typu spoje je s přesností na 1 prvek sítě označen povrch, přes který bude následně docházet k přenosu tepla. Tvorba těchto *portů* funguje na základě uživatelského výběru jednotlivých prvků či jejich skupin na povrchu tělesa s možností volby citlivosti výběru. Tato volba je

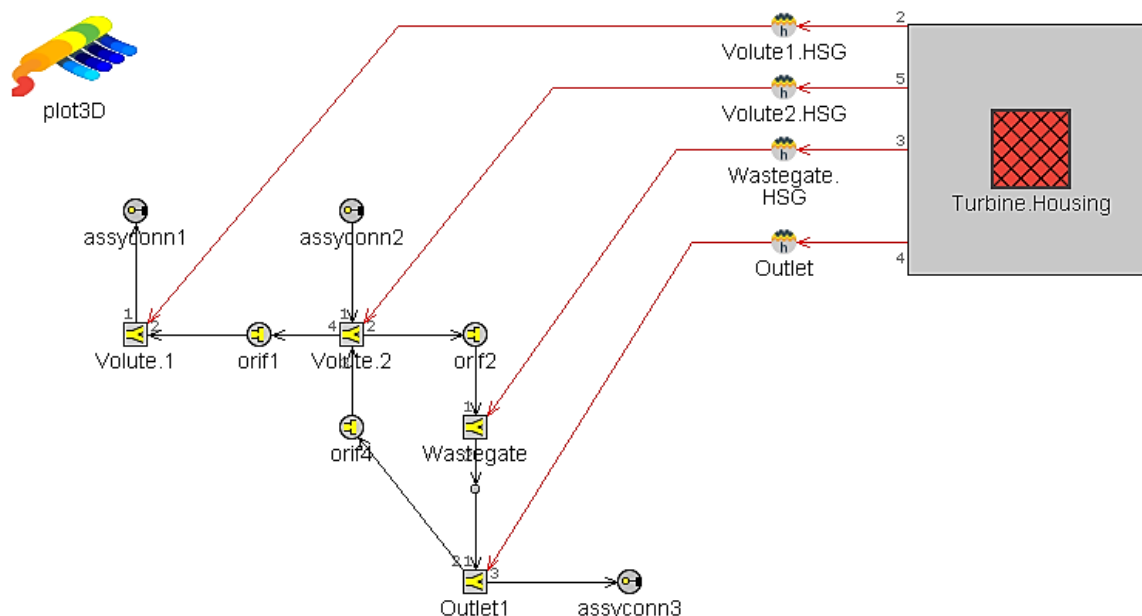
prováděna změnou hodnoty vzájemného úhlu svíraného stěnami dvou prvků sítě, které tvoří povrch tělesa. Při nejnižších mírách citlivosti jsou prvky vybírány po jednom, při volbě vhodné hodnoty je možné vybírat velké části povrchu tělesa naráz.

V tomto konkrétním modelu je vytvořen zvlášť jeden *port* pro vyzařování tepla do motorového prostoru a poté další *ports* pro přírubu výstupu z turbíny a spoje s centrální skříní turbodmychadla. Tyto *ports* jsou dále využity pro radiační, kondukční i konvektivní přenos tepelné energie.



Obr. 43 Síť turbínové skříně se zobrazeným povrchovým portem pro přenos tepla do okolního prostoru, pro přenos tepla na přírubu centrální skříně turbodmychadla a pro přenos tepla na přírubu výfukového potrubí vozidla.

Posledním krokem diskretizace je export modelu pro prostředí GT-ISE, tedy ve formátu gsub, který se v GT-ISE následně chová jako podsestava. V preprocesoru probíhá po vyžádání plně automaticky, je pouze třeba vzájemně uspořádat komponenty vygenerovaného modelu.

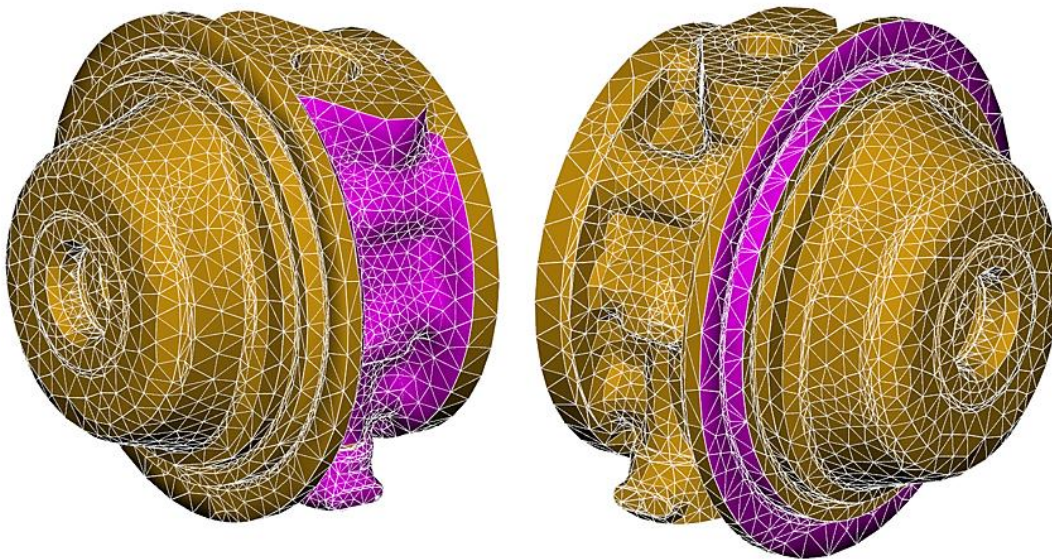


Obr. 44 Model turbínové skříně vygenerovaný preprocesorem GEM3D po uspořádání.

V levé horní části modelu je viditelný odkaz na šablonu pro 3D animace modelu. Uprostřed se nachází čtyři uspořádané *flowsplity* získané diskretizací jednotlivých částí vnitřního objemu turbínové skříně, komora obtokového ventilu je k objemu voluty připojena a zbývající prvky jsou vzájemně propojeny pomocí tzv. *orifice*, tedy ventilů. Počet možných spojů každého prvku v mapě automaticky odpovídá počtu *portů* zvolených při diskretizaci. Dále jsou u částí vnitřního objemu patrné prvky nazvané *assycon*. Jedná se o prvky sloužící k připojení modelu k vyšší sestavě.

V pravé horní části se nachází objem turbínové skříně reprezentovaný dříve vygenerovanou sítí. Model je pomocí odpovídajících v preprocesoru připravených prvků *ConvectionConnection* spojen s jednotlivými objemy pro průtok plynu. Je patrné, že *Thermal FE Party* vytvořené na povrchu skříně zde momentálně nejsou viditelné.

Kvůli možnosti přenosu tepla do okolních částí turbodmychadla a výfukového potrubí byla diskretizována také centrální skříň a jednoduchý model pro znázornění výfukového potrubí. Jedná se pouze o 3D modely součástí, průtočné objemy zde nejsou řešeny. Postup pro diskretizaci byl shodný s výše popsaným postupem pro diskretizaci turbínové skříně včetně velikosti elementů sítě. Byly vytvořeny *FE Thermal Party* na přírubách, které jsou v kontaktu s turbínovou skříní a také na površích pro přestup tepla do okolního prostředí.

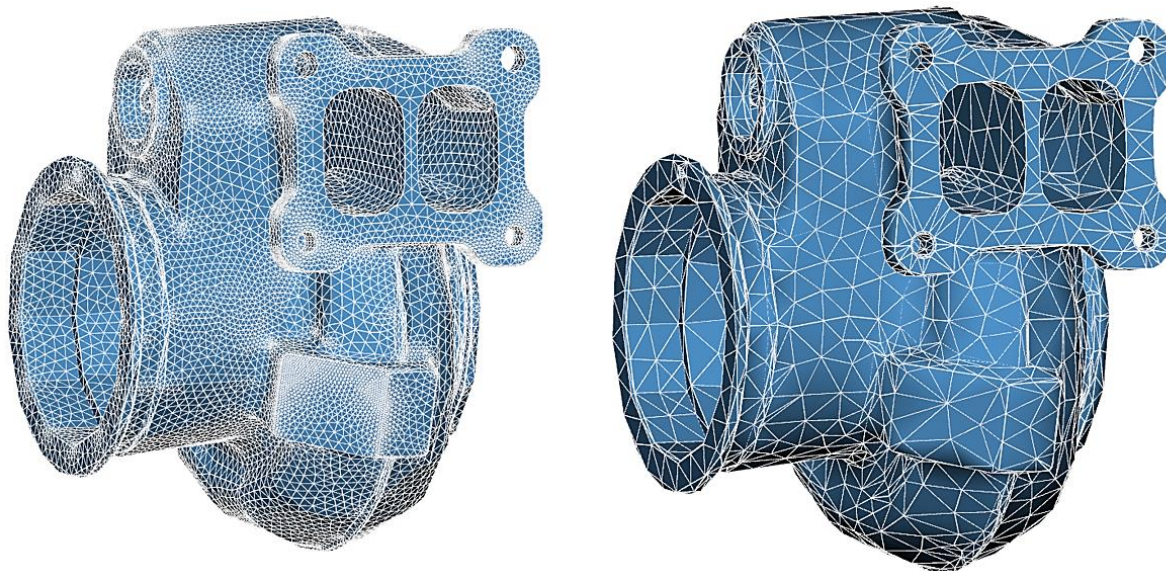


Obr. 45 Sít modelu centrální skříně turbodmychadla se zobrazením portů pro přestup tepla do okolí a pro přestup tepla kontaktní plochou s turbínovou skříní.

5.3 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA SÍTĚ

Pro volbu intervalu velikosti jednotlivých prvků generované sítě modelu byla provedena citlivostní analýza. Postup diskretizace modelu turbínové skříně byl pro všechny případy analýzy proveden identicky s rozdílem pouze ve velikostech prvků sítě. Výpočet proběhl na zjednodušeném 1D modelu, který zanedbává konvektivní přenos tepla mezi povrchem turbínové skříně a okolím a přenos tepla vedením přes přírubu centrální skříně a přírubu výfukového potrubí. Klapka obtokového ventilu byla v uzavřené pozici. Hodnoty okrajových podmínek jako teploty, hmotnostního průtoku, tlaku, teploty okolí apod. byly pro všechny případy analýzy shodné.

U jednotlivých modelů s vygenerovanou sítí jsou patrné velké rozdíly v rozměrech prvků, jejich počtu i případných nepřesnostech ve tvaru modelu. U modelů s výrazně jemnější sítí je znát také významný pokles odezvy softwaru, tento jev ovšem nebyl nijak měřen.



Obr. 46 Srovnání sítě modelu turbínové skříně o velikostním rozsahu 1-5 mm a 10-20 mm.

Pro analýzu bylo zvoleno šest velikostních rozsahů sítě od 1-5 mm do 5-25 mm. Testována byla jak měnící se samotná velikost jednotlivých prvků, tak měnící se rozpětí velikostního intervalu. Modely byly následně srovnány podle výstupní teploty výfukových plynů za turbínovou skříní, která je měřena v prvku typu *flowsplit*, průměrné teploty materiálu skříně, která je měřena v prvku typu *ThermalFiniteElement*, a délky trvání výpočtu. Výsledky zpracovává následující tabulka:

Velikost prvků [mm]	Počet prvků	Výpočetní čas [min]	Teplota spalin za skříní [K]	Teplota materiálu skříně [K]
1-5	291768	39:54:00	408,635	542,108
1-15	195642	35:04:00	408,599	541,845
3-15	79355	27:24:00	408,636	542,386
5-10	50581	27:33:00	408,589	541,787
5-25	46251	26:43:00	408,648	542,606
10-20	22376	25:10:00	408,618	542,314

Tab. 2 Srovnání jednotlivých velikostních rozsahů sítě modelu.

Z výše uvedené tabulky jsou patrné minimální rozdíly mezi vypočtenými hodnotami teplot a také významnější rozdíly ve výpočetních časech. Rozdíl mezi nejnižší a nejvyšší teplotou spalin za skříní je menší než 0,001 %, mezi nejnižší a nejvyšší teplotou materiálu skříně je rozdíl menší než 0,002 %. Rozdíl mezi nejkratším a nejdelším výpočetním časem činí přibližně 37 %.

Z citlivostní analýzy softwarově generované sítě vyplývá, že zvolený rozsah velikosti prvků má minimální vliv na výsledné vypočtené teploty u obou typů v modelu využitých prvků, zato významně ovlivňuje výpočetní čas simulace.

6 SESTAVENÍ FYZIKÁLNÍHO MODELU TURBÍNOVÉ SKŘÍNĚ

Po diskretizaci modelu turbínové skříně následovalo sestavení modelu pro simulaci výstupní teploty spalin, které disponuje v čase proměnnou polohou klapky obtokového ventilu, hmotnostním průtokem a teplotou výfukových plynů.

Jako první varianta se nabízelo sestavení odpovídajícího modelu motoru s definovanou geometrií válce, sacího i výfukového potrubí, řídicí jednotkou ovládanými vstřikovači a obtokovým ventilem na základě jednoho z příkladů v knihovně GT-Suite. Celé turbodmychadlo by zde bylo vloženo jako podsestava a jednotlivé veličiny pro simulaci by následně byly řízeny otáčkami a zatížením motoru. Tato varianta nebyla nakonec zvolena pro komplikovanost a podrobnost nastavení mnoha parametrů v porovnání s přínosem, který by teplotné simulaci turbínové skříně přinesla oproti jednodušším modelům.

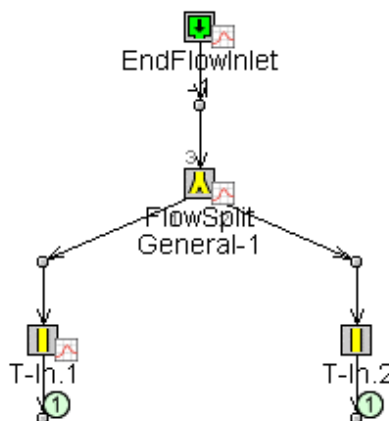
Další možností bylo využití tzv. virtuálního *gas standu* využívaného inženýry společnosti Garrett Motion pro modely turbodmychadel. Podobně jako u modelu spalovacího motoru se ale jednalo o stále relativně složité řešení bez přidané hodnoty.

Ve finálním modelu se tedy nachází jen pro danou funkci upravený model turbínové skříně, šablona prostředí sloužící jako zdroj a výstup plynu, teplotní prvky popisující okolí a adaptéry na vstupní a výstupní přírubby skříně. Jedná se o jednoduchý efektivní model s relativně krátkými výpočetními časy, což umožňuje mnoho iterací výpočtů s měnícími se parametry.

Model byl sestavován za průběžných konzultací s inženýry ve společnosti Garrett Motion a uplatňuje tedy zvyklosti a zkušenosti ze simulací turbodmychadel na virtuálních *gas standech*.

6.1 ZDROJ VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

Jako zdroj výfukových plynů je použita šablona *EndFlowInlet*, pomocí které jsou šablonou pro v čase proměnné veličiny (*Profile Transient Template*) definovány hmotnostní průtok do turbíny a teplota proudících spalin. Je zde také zadáno složení výfukových plynů frakcemi dusíku, kyslíku, vodní páry a oxidu uhličitého, které na výsledky simulace prostupu tepla ovšem nemá zásadní vliv.



Obr. 47 Šablona *EndFlowInlet* a adaptér pro proudění výfukových plynů do turbodmychadla v sestaveném modelu v prostředí GT-ISE.

Z výše uvedeného obrázku je patrné, že je v tomto modelu zdroj výfukových plynů spojen přímo s adaptérem na vstupní přírubě turbínové skříně, a to i přes to, že právě ve sběrném

potrubí výfukových plynů dochází k obvykle nezanedbatelným tepelným ztrátám. V popisovaném modelu není sběrné potrubí zahrnuto, protože model dále pro definici okrajových podmínek využívá sadu dat z motorové zkušebny v laboratoři společnosti Garrett Motion, kde je měřena právě teplota na vstupu do turbínové skříně, a nikoliv na výstupu z kanálek u výfukových ventilů.

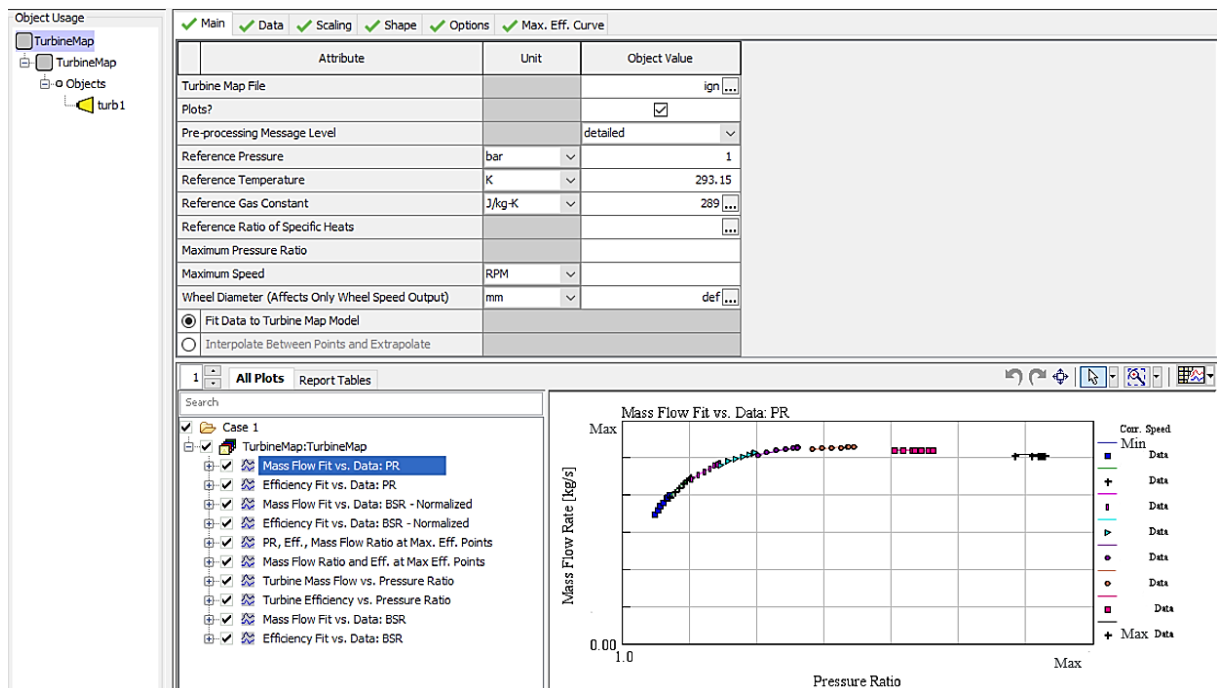
Zmiňovaný adaptér je tvořen šablonou *flowsplit* a dvěma trubkami, jeho rozměry odpovídají adaptérům využívaným v laboratoři společnosti Garrett Motion, materiál odpovídá materiálu zvolenému i pro turbínovou skříň. Volné přípoje jsou určeny pro *flowsplity* sloužící jako vnitřní průtočný objem jednotlivých volut turbínové skříně.

6.2 ROTOROVÁ SOUSTAVA TURBODMYCHADLA

Turbínové kolo a jeho pracovní parametry jsou v modelu definovány šablonou *Turbine*. Vlastnosti oběžného kola a jeho spolupráce s turbínovou skříňí jsou zadány pomocí tzv. turbínové mapy. Ta je zadána pomocí sady dat obsahující hmotnostní průtok, tlakový poměr a účinnost v závislosti na otáčkách turbíny. Data se zadávají do šablony *TurbineMap* v korigovaném tvaru.

Zde použitá sada dat pochází z *gas standu* v testovací laboratoři společnosti Garrett Motion. Jedná se tedy o ustálené body (*steady-state*), které jsou jen mírně ovlivněny tepelným přestupem.

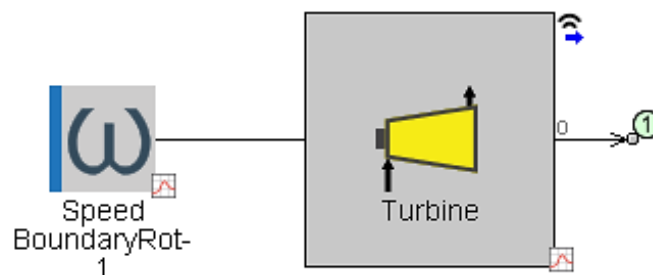
Jelikož vybrané turbodmychadlo disponuje *twin-scroll* turbínovou skříňí, využívá se při simulacích výkonu motoru obvykle jedna turbínová mapa zvlášť pro každou volutu, zde pro teplotní simulaci je využita jedna mapa pro celou turbínovou skříň. Toto, jak bylo konzultováno ve společnosti Garrett Motion, zkresluje výsledky proudění, vliv na přestup tepla ovšem minimální.



Obr. 48 Nastavení šablony *TurbineMap* pro definici turbínového kola.

Na obrázku výše je nastavení šablony *TurbineMap*. Jsou zde uvedeny některé referenční hodnoty veličin a okrajové podmínky turbíny. V pravé spodní části obrázku je znázorněná preprocesovaná turbínová mapa, kdy horizontální osa grafu reprezentuje tlakový poměr na turbíně a vertikální osa značí hmotnostní průtok turbínou. Jednotlivé barevné symboly uvedené v legendě na pravé straně znázorňují jednotlivé hodnoty korigovaných otáček turbínového kola. Některé konkrétní hodnoty zde není možné zveřejnit.

Celá kompresorová část turbodmychadla je v modelu nahrazena šablonou *SpeedBoundaryRot*. Jedná se o prvek sloužící jako okrajová podmínka úhlové rychlosti v případech, kdy není nutné nebo z nějakého důvodu možné využít prvky *Shaft* nebo *Inertia* a řešit kompletní kompresorové kolo.

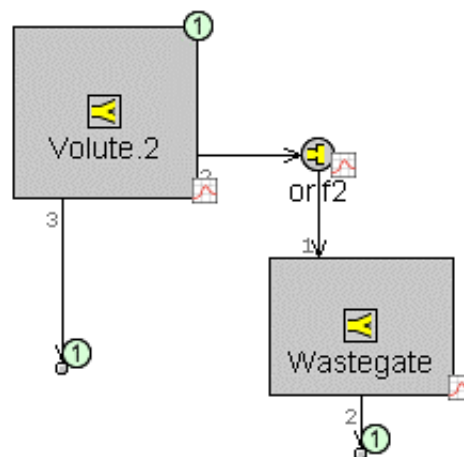


Obr. 49 Šablony *SpeedBoundaryRot* a *Turbine* reprezentující v modelu rotorovou soustavu turbodmychadla.

Na obrázku výše jsou znázorněny šablony reprezentující rotorovou soustavu turbodmychadla. Volný spoj slouží k připojení *flowsplitu* reprezentujícího outlet z turbínové skříně. Symbol signálu vně pravého horního rohu šablony *Turbine* upozorňuje na využití dat z této šablony v některém z dalších prvků modelu.

6.3 REGULACE POMOCÍ OBTOKOVÉHO VENTILU

Obtokový ventil je tvořen pomocí *orifice* mezi regulovanou volutou a komorou obtokového ventilu. Tento stav odpovídá skutečné geometrii skříně.



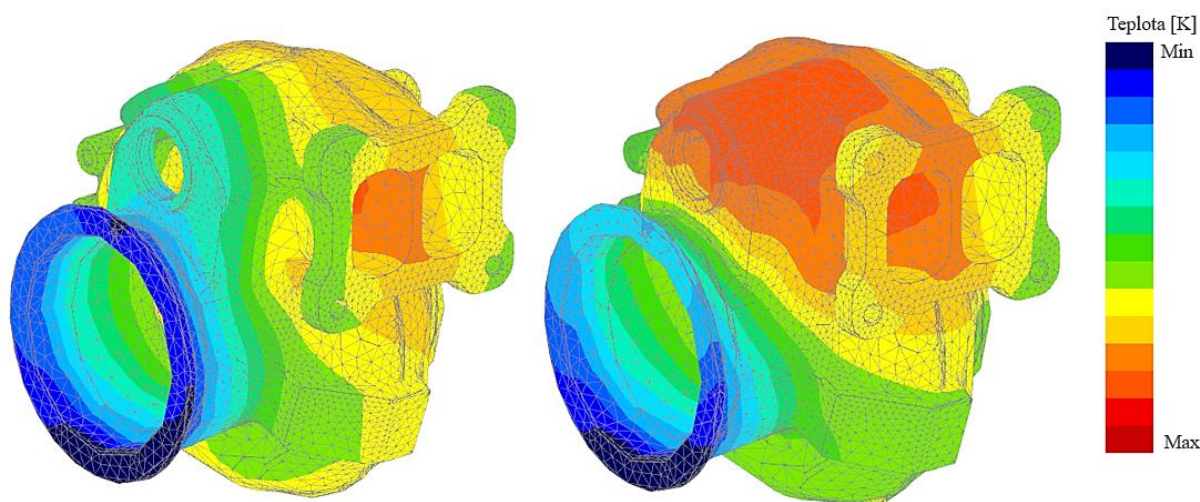
Obr. 50 Prvky typu *flowsplit* a *orifice* reprezentující v modelu obtokový ventil.

Na obrázku jsou viditelné diskretizované průtočné objemy regulované voluty turbínové skříně a komory obtokového ventilu ve formě *flowsplitů*. Voluta je s komorou obtokového ventilu spojena pomocí prvku *orifice*, tedy ventilu se zanedbanými rozměry kanálu pro proudění média. Viditelné volné spoje slouží pro připojení prvku pro volutu na turbínové kolo a prvku pro komoru obtokového ventilu na výstup z turbodmychadla.

Řízení obtokového ventilu probíhá přímo v nastavení samotného prvku *orifice*, kdy jsou parametry obtokového ventilu definovány průměrem otvoru a koeficientem průtoku. Tento průtokový koeficient udává schopnost tekutiny protékat kanálem. Po konzultaci ve společnosti Garrett Motion byla jeho hodnota stanovena jako interval 0-0.7, přičemž nulová hodnota koeficientu značí uzavřený ventil, hodnota 0.7 značí maximálně otevřený ventil.

Aktuální hodnota průtokového koeficientu během tranzientní simulace je v sestaveném modelu řízena v závislosti na aktuálním průtoku spalin turbínovou skříní a vychází z dat z motorové zkušebny testovací laboratoře společnosti Garrett Motion. Je řízena pomocí šablony *RLTDependenceXY*, která umožňuje vytvoření závislé proměnné na některé ze zvolených veličin daného prvku. Tato závislost je poté zadána pomocí tabulkových hodnot pro referenční a závislou veličinu. Jedná se o zjednodušení oproti skutečnému stavu, kdy je průtok turbínovou skříní regulován pomocí pneumatického ventilu napojeného přímo na kompresorovou skříně turbodmychadla.

Na následujícím obrázku je znázorněno srovnání rozložení teplotních polí v modelu turbínové skříně pro plně uzavřený a plně otevřený obtokový ventil. Srovnání bylo provedeno pro zatím nekalibrované hodnoty některých veličin v modelu, hodnoty jednotlivých koeficientů i okrajových podmínek byly pro oba výpočty identické, barevně oddělená teplotní pole mají pro oba modely stejnou stupnici hodnot. Viditelný rozdíl teplot v okolí komory obtokového ventilu odpovídá přibližně 9% maximální teploty modelu. Konkrétní hodnoty není možné zveřejnit.

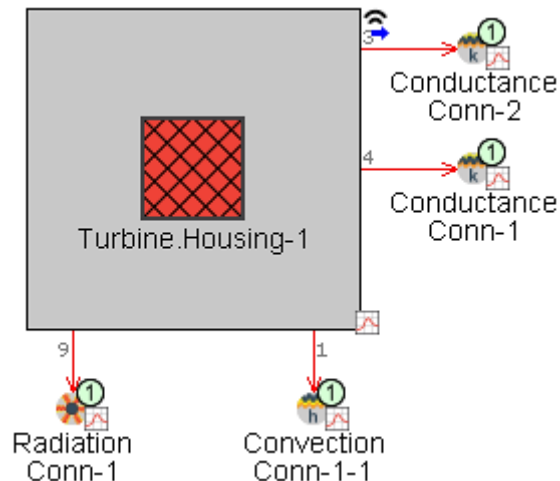


Obr. 51 Srovnání rozložení teplotních polí v modelu turbínové skříně pro plně uzavřenou (vlevo) a plně otevřenou (vpravo) klapku obtokového ventilu.

6.4 OKOLÍ TURBÍNOVÉ SKŘÍNĚ A POPIS JEDNOTLIVÝCH TEPELNÝCH TOKŮ

Tepelné toky směrem z turbínové skříně do dalších částí turbodmychadla a okolního prostředí již byly popsány v teoretické části práce. V kapitole 5.2.3 byly znázorněny prvky *ConvectionConnection* pro nucenou konvekci mezi spaliny a materiálem turbínové skříně reprezentovaným prvkem typu *ThermalFiniteElement*.

Stejným způsobem a za použití podobných prvků jako u konvektivního přenosu tepla mezi spaliny a skříní jsou zde řešeny hlavní tepelné ztráty skříně.



Obr. 52 Prvek *ThermalFiniteElement* znázorňující materiál turbínové skříně s přípoji pro řešení jednotlivých typů přenosu tepla.

Teplo vyzařované povrchem turbínové skříně do okolí je řešeno pomocí prvku *RadiationConnection*, přes který je díky prvku *FE ThermalPort* (kapitola 5.3.2) propojen s okolním prostředím reprezentovaným šablonou *Temperature*. Tento prvek je v modelu pojmenován *Ambient*. Jedná se o zjednodušené řešení, které uvažuje jednu konstantní teplotu pro celé okolí turbínové skříně. U komplexnějších modelů, např. u virtuálního turbodmychadla, může být vhodné využít těchto prostředí více a např. tedy oddělit stranu turbodmychadla směřující k bloku motoru. Toto je potřeba zohlednit už při diskretizaci modelu, kdy je třeba pro každé prostředí vytvořit jeden samostatný *port*.

Volná konvekce do okolí, která doprovází přenos tepla radiací, je řešena pomocí šablony *ConvectionConnection*, využívá duplikovaný povrchový *port* využitý pro radiaci a je stejně tak napojena na prvek znázorňující okolní prostředí *Ambient*.

Vedení tepla do centrální skříně turbodmychadla a počátku výfukového potrubí je řešeno jejich diskretizovanými modely, které jsou převedeny na prvky typu *ThermalFiniteElement* stejně jako turbínová skříně. Obdobně mají vytvořeny také povrchové *porty* pro přenos tepla na kontaktních plochách a povrchu pro ochlazování do okolí turbodmychadla. K turbínové skříní jsou připojeny pomocí prvku *ConductionConnection*, spojeny jsou *porty* reprezentující odpovídající si příruby. Konduktivita materiálu je určena podle materiálu využitého v modelu pro všechny 3D prvky, jedná se o *CarbonSteel* z knihovny GT-ISE. Závislost konduktivity na aktuální teplotě prvku turbínové skříně je řešena opět pomocí šablony *RLTDependenceXY*. Oba 3D prvky jsou poté stejně jako turbínová skříně spojeny s prvkem *Ambient*, tudíž je z nich teplo odváděno do okolního prostředí.

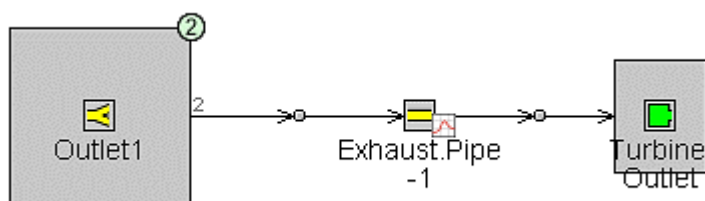
Už v této fázi tvorby modelu je pravděpodobné, že u řešení toku tepla do okolních součástí turbodmychadla bude docházet k vyšším odchylkám od reálných případů. Toto je způsobeno tím, že aktuální model zohledňuje pouze tok tepla povrchem přírub, které jsou ve vzájemném kontaktu. Toto bude významněji nastávat v případě centrální skříně, do které je velké množství tepla přenášeno způsobů mezi plochami, které nejsou v přímém kontaktu, např. materiálem kolečka nebo sousedními plochami, které nejsou ve vzájemném kontaktu [47].

Alternativou k tomuto řešení přestupu tepla do okolních součástí může být využití okrajové podmínky tepelného toku směrem z prvku *ThermalFiniteElement*, pomocí šablony *HeatFlux*. U tohoto prvku je v GT-ISE potřeba zadat pouze hodnotu tepelného toku, případně její časovou závislost. Pokud tato hodnota není známá, může být zjištěna experimentálně nebo kalibrována. V případě, že by byla využita konstantní hodnota této okrajové podmínky, např. průměrná hodnota za dobu trvání předchozího cyklu výpočtu, je potřeba u tranzientní simulace počítat s chybou u průběhu teploty daného 3D prvku, neboť k odvodu tepla bude docházet od počátku simulace, tedy i v čase, kdy může mít prvek stejnou nebo stále ještě velmi podobnou teplotu jako okolí. Výhodou tohoto řešení je další zjednodušení modelu, který nevyužívá dalších 3D prvků a tudíž potenciál rychlejšího výpočtu.

6.5 VÝFUKOVÉ POTRUBÍ

Na výstupu z turbínové skříně je připojena jednoduchá trubka nazvaná *ExhaustPipe*, která znázorňuje počátek výfukového potrubí vozidla a vstup do SCR katalyzátoru. V modelu její vstup slouží jako místo měření výstupní teploty výfukových plynů a teploty její stěny.

Proudění výfukových plynů do okolního prostředí je následně řešeno pomocí šablony *EndEnvironment*. Je zde definován tlak, teplota a typ, případně složení média, kdy je v tomto modelu volen vzduch.



Obr. 53 Prvky reprezentující výstup z turbínové skříně a proudění spalin do okolního prostředí.

6.6 FINÁLNÍ MODEL

U finálního modelu nenastávaly závažné problémy s konvergencí výsledných hodnot, podobně tomu bylo u turbodmychadla na *gas standu*. U složitějšího motoru už častěji docházelo jak k selhávání celé simulace, tak k nerealistickým výstupům. V samotné návodě k výpočtům motoru i společnost Gamma Technologies udává, že turbodmychadlem přepřínované motory bez přesné znalosti všech parametrů obvykle vyžadují ke konvergenci mezi 75 a 150 simulačními cykly [44].

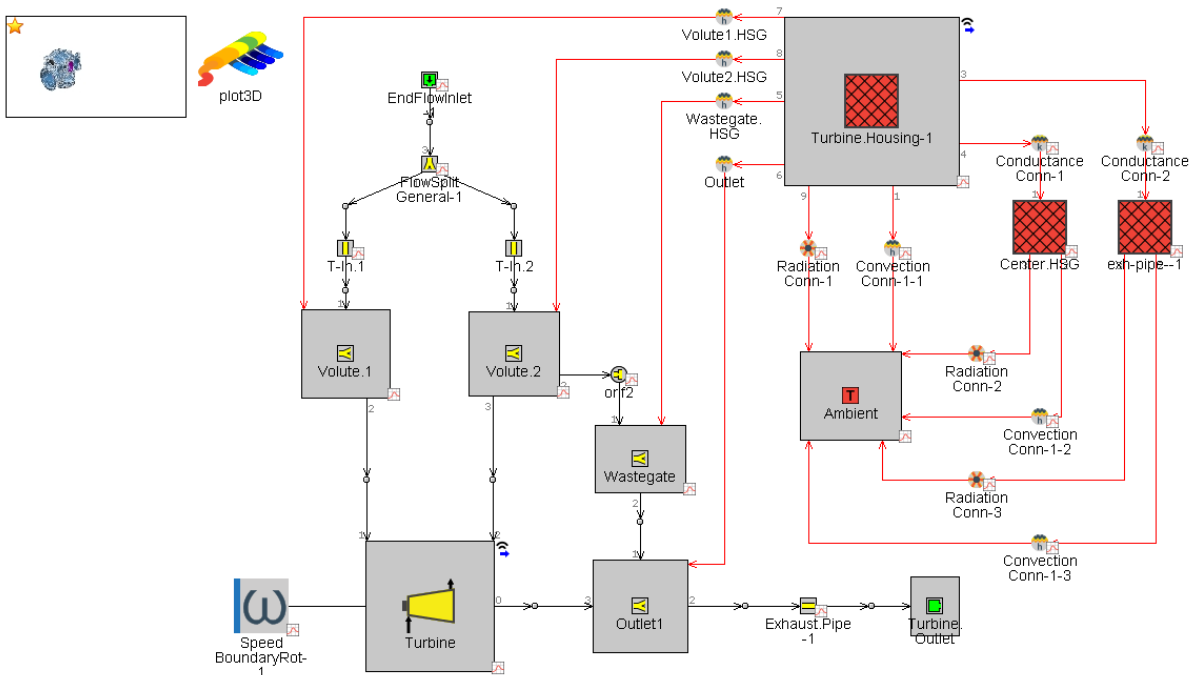
Vzhledem k povaze sestaveného modelu jsou hodnoty nastavovaných veličin velmi snadno parametrizovatelné, což dále usnadňuje přípravu sérií výpočtů např. pro několik různých hodnot té samé okrajové podmínky, koeficientu, či materiálu. Parametr je nejprve potřeba vytvořit v kartě daného prvku, poté už je nastavován v záložce *Case Setup*.

Následující obrázek znázorňuje okrajové a počáteční podmínky parametrizované v sestaveném modelu. Jedná se až na teploty okolí o hrubě odhadované či zaokrouhlované hodnoty před kalibrací. Sloupec na levé straně uvádí zadaný název parametru, dále doprava je uvedena jeho jednotka, řešená veličina a uživatelem zadávaná hodnota. Krom konkrétních číselných hodnot je možné sem zadávat také tabulky závislosti dvou veličin či závislosti veličiny na čase pro tranzientní simulace.

Parameter	Unit	Description	Case 1
Case On/Off		Check Box to Turn Case On	<input checked="" type="checkbox"/>
Case Label		Unique Text for Plot Legends	
TurboRPM	RPM	Imposed Speed	60000
MassFlow	kg/s	Mass Flow Rate (or air scfm)	0.2
InitTemperature	K	Temperature	293.15
InitPressure	bar	Pressure (Absolute)	1
ExGasTemperature	K	Temperature	600
ConvectionCoeff	W/(m ² ·K)	Convective Heat Transfer Coefficient	5
Conductance	W/(m ² ·K)	Thermal Conductance Per Unit Area (...)	0.1
AmbiTemperature	K	Temperature	293.15

Obr. 54 Záložka *Case Setup* v prostředí *GT-ISE*.

Následující obrázek znázorňuje mapu kompletního 1D modelu včetně ikony diskretizovaného 3D modelu a odkazu na 3D animace proudění v prostředí *GT-ISE*.



Obr. 55 Kompletní model pro simulaci teploty výfukových plynů v prostředí *GT-ISE*.

7 KALIBRACE OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Motivací pro monitorování a případnou optimalizaci teploty výfukových plynů za turbodmychadlem je účinnost selektivně katalytické redukce využívané pro redukci oxidů dusíku ve spalínách. Teploty vhodné pro průběh reakce byly uvedeny v kapitole 3.3.4.

Jako cílová hodnota pro kalibraci tedy byla stanovena teplota výfukových plynů na výstupu z turbínové skříně o hodnotě 523.15 K.

Model bude dále využívat velmi přesná data z motorové zkušebny společnosti Garrett Motion, která mu poskytuje sadu okrajových podmínek pro konkrétní body využitelné v simulaci jízdního cyklu. Z veličin, které budou dále využity se jedná o teplotu výfukových plynů na vstupu do turbínové skříně, hmotnostní průtok spalin a otáčky rotorové soustavy v daném bodě. Z tohoto důvodu není tak přínosné kalibrovat hodnoty výše zmiňovaných veličin a pro kalibraci tedy byly zvoleny parametry, které ani podle literatury nemají jednu stálou konkrétní hodnotu, tedy emisivita materiálu turbínové skříně, koeficient pro nucenou konvekci mezi spalinami a adaptérem na vstupu do skříně a koeficient pro volnou konvekci mezi povrchem skříně a okolím.

Kalibrace probíhala na modelu popsaném v předchozí kapitole za *steady-state* podmínek.

7.1 PRVNÍ HRUBÝ KROK

Počáteční krok kalibrace byl proveden pro rozsah teploty výfukových plynů na vstupu do turbíny od 450 do 700 K s krokem 50 K. pro emisivitu materiálu turbínové skříně bylo zvoleno rozpětí 0.6–0.9 [48], pro koeficient pro volnou konvekci 5–20 $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ [19] a pro koeficient pro nucenou konvekci 25–50 $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ [19].

Pro výpočet jednotlivých bodů kalibrace byl využit nástroj *Design of Experiments* přímo v prostředí GT-ISE, který automaticky generuje všechny kombinace hodnot zvolených koeficientů. V tomto kroku byl interval pro každý koeficient rozdělen do čtyř hodnot. Pro každou teplotu bylo tedy vypočteno 64 bodů, celkem se tedy jednalo o 384 výsledků.

Výpočty v prvním kroku potvrdily nízký vliv kalibrovaných koeficientů na výstupní teplotu výfukových plynů. Cílové hodnotě se v rámci 10 % chyby přiblížily vypočtené hodnoty pro vstupní teploty 500 a 550 K. Jednotlivé vypočtené teploty výfukových plynů pro každou ze vstupních teplot se lišily maximálně o 0.8 %.

U tohoto kroku byla zkoumána také vypočtená hodnota průměrné teploty turbínové skříně. Zde se výsledky pro každou ze vstupních teplot výfukových plynů oproti maximální teplotě lišily nejvíce o 7 %. Tento rozdíl oproti odchylce u předchozí teploty je dán využitím koeficientů v modelu. Zatímco pro výpočet výstupní teploty spalin je využíván pouze koeficient pro nucenou konvekci, výpočet výsledné teploty turbínové skříně je ovlivněn všemi třemi faktory.

7.2 DRUHÝ KROK S PŘESNĚJŠÍMI HODNOTAMI

Pro druhý krok kalibrace byl interval teplot zúžen na 500–650 K, kalibrace ovšem proběhla s teplotním krokem 25 K. Oproti předchozímu kroku byl počet hodnot pro každý kalibrovaný koeficient navýšen na pět při zachování krajních hodnot intervalů.

V tomto kroku tedy bylo vypočteno 875 hodnot výstupní teploty výfukových plynů. Opět byl využit nástroj *Design of Experiments*. Tento výpočet byl proveden pro celý soubor dat současně, přičemž byly postupně řešeny jednotlivé případy z *Case Setup* pro každý teplotní krok. Doba trvání výpočtu lehce přesáhla 15 hodin a 30 min.

Parameter	Unit	Description	Min	Max	# of Levels
Emissivity (DOE)	fraction	Emissivity	0.6	0.9	5
ExternalConvCoeff (DOE)	W/(m ² ·K)	External Convection Coefficient	25.0	50.0	5
FreeConvCoeff (DOE)	W/(m ² ·K)	Convective Heat Transfer Coefficient	5.0	20.0	5

Obr. 56 Tabulka pro zadávání kalibrovaných parametrů v *Design of Experiments* v prostředí GT-ISE.

V tomto kalibračním kroku se při snížení povolené chyby na 5% cílové teplotě přiblížily hodnoty pro vstupní teploty 525 a 550 K. Rozdíl ve vypočtených hodnotách pro každou z počátečních teplot je opět 0.8 %.

7.3 TŘETÍ KROK

Na základě předchozího kroku byl interval řešených teplot opět zúžen na 510–560 K s krokem 20 K. Protože zpřesnění hodnot kalibrovaných veličin v předchozím kroku nepřineslo významný benefit, byl tento krok proveden vždy pro 3 hodnoty při zachování intervalu kalibrovaných hodnot.

Povolená odchylka od cílové teploty byla pro tento krok zpřísněna na 2 %. Do tohoto intervalu spadá 21 z 27 vypočtených hodnot pro teplotu 540 K. Největší rozdíl ve vypočtených teplotách byl oproti nejvyšší vypočtené teplotě nejvýše 0.7 %.

7.4 ČTVRTÝ FINÁLNÍ KROK

Poslední krok kalibrace byl proveden pro vstupní teplotu spalin 540 K. Z předcházejícího kroku vyšla jako nejvhodnější pro dosažení cílové teploty na výstupu z turbínové skříně teplota 535 K, přičemž se výsledné vypočtené hodnoty cílové teplotě v rámci zvolené chybovosti blížily pouze ze strany nižších hodnot. Navýšení kalibrační teploty umožnilo rovnoměrnější rozložení vypočtených hodnot v rámci tzv. tolerančního pole kolem cílové teploty.

S přihlédnutím k následujícím typům simulace, která bude v rámci testovacího cyklu obsahovat několik stání na volnoběh a obecně bude probíhat pro nízká zatížení, byly na straně maxima zkráceny intervaly kalibrovaných veličin. Výpočet tedy proběhl pro emisivitu v intervalu 0.6–0.8, pro koeficient pro volnou konvekci v intervalu 5–15 Wm⁻²K⁻¹ a pro koeficient pro nucenou konvekci v intervalu 25–40 Wm⁻²K⁻¹. Tato úprava opět umožní o něco přesnější určení kalibrovaných koeficientů. Intervaly koeficientů byly řešeny pro 4 hodnoty, proběhlo tedy 64 výpočtů.

Rozdíl mezi nejnižší a nejvyšší vypočtenou hodnotou výstupní teploty spalin byl 0.5 % oproti nejvyšší hodnotě. Mezi nejnižší a nejvyšší vypočtenou hodnotou průměrné teploty turbínové skříně byl rozdíl 4 %. Maximální chyba oproti cílové hodnotě teploty spalin na výstupu ze skříně byla 0.03 %.

Z 64 vypočtených hodnot byl rozdíl mezi nejbližší vypočtenou hodnotou a cílovou hodnotou menší než 0.001 % cílové hodnoty. Hodnoty kalibrovaných koeficientů budou dále využity

v následující tranzientní simulaci. Kalibrovaná hodnota emisivity je 0.8, koeficientu pro volnou konvekci $11.7 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ a koeficientu pro nucenou konvekci $35 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

7.5 ŘEŠENÍ VNĚJŠÍCH A POČÁTEČNÍCH TEPLOT

Za účelem vyšetření vlivu teploty okolí byla dále provedena série tří výpočtů s identickým nastavením krom parametru vnější teploty. Jeho hodnota byla postupně 253.15, 273.15 a 293.15 K. Jak lze očekávat, výstupní teplota výfukových plynů i průměrná teplota turbínové skříně se snižující se teplotou klesají, u teploty spalin se ovšem jedná o rozdíl 0.01 % oproti výstupní teplotě spalin při nejvyšší teplotě okolí, u teploty skříně se nejnižší teplota od té nejvyšší liší o 0.1 %. Tento vliv bude dále v modelu zanedbán.

Podobně byl vliv vyšetřen také vliv počáteční teploty jednotlivých prvků systému. Výpočet proběhl pro počáteční teplotu 293.15, 333.15 a 373.15 K. Protože se v této kalibraci jedná o výpočty ustálených stavů, teplota spalin na výstupu ze skříně, ani průměrná teplota samotné skříně se neliší. Pro tranzientní výpočty ale tento parametr není zanedbatelný a je potřeba vliv jeho hodnoty u následných simulací uvažovat.

Jelikož bude výsledná simulace tranzientního typu, okrajové podmínky popisované v kapitole 2.2.1 pro vedení tepla a konvektivní přenos tepla čili Dirichletova podmínka udávající rozložení teplot na povrchu tělesa v čase, Neumannova podmínka udávající hustotu tepelného toku v čase a Newtonova podmínka udávající hodnoty součinitelů přestupu tepla v čase nemohou být považovány za konstantní.

8 SIMULACE VÝSTUPNÍ TEPLoty SPALIN PRO BODY JÍZDNÍHO CYKLU VOZIDLA

Následující kapitola diplomové práce bude řešit finální tranzientní simulaci výstupní teploty výfukových plynů za turbínovou skříní. Bude využit v dřívějších kapitolách popsáný model a reálná data z motorové zkušebny v laboratoři společnosti Garrett Motion. Z tohoto důvodu není možné zveřejnit výsledné číselné hodnoty.

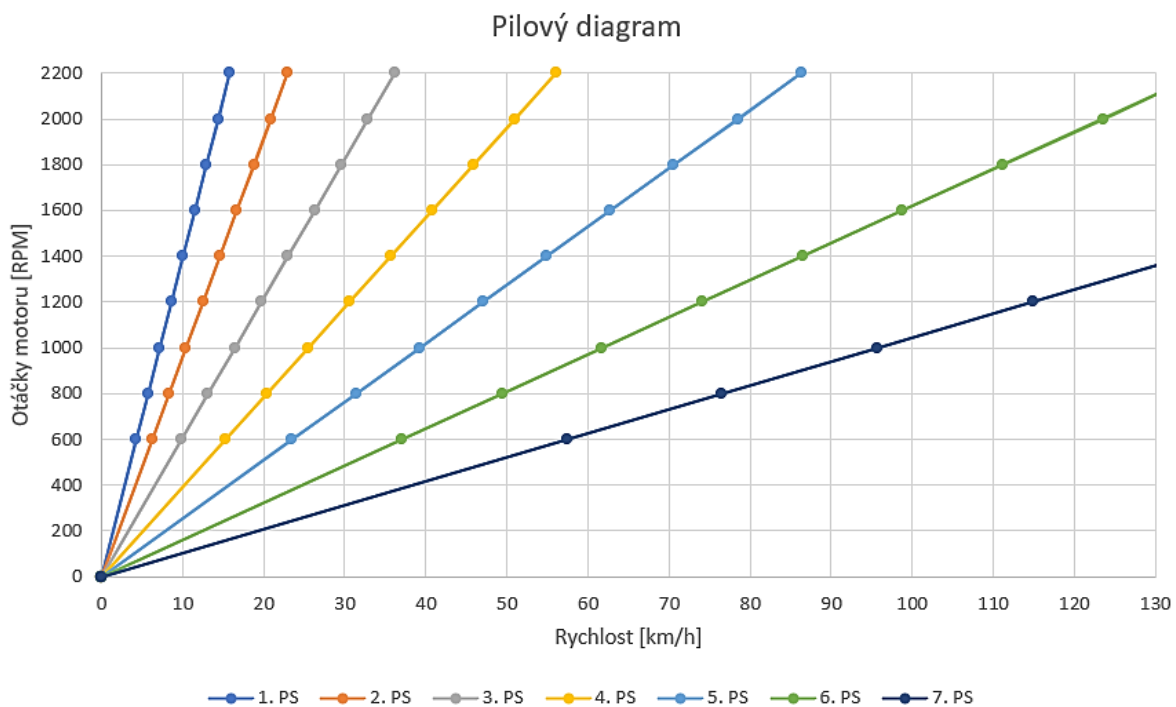
8.1 ZVOLENÉ PARAMETRY SIMULACE A TESTOVACÍ JÍZDNÍ CYKLUS

Jízdní cyklus simulovaný v této kapitole vzhledem k zadání práce vychází z NEDC cyklu, byl však podle potřeby lehce upraven a zjednodušen pro potřeby sestaveného modelu.

Simulace předpokládá vozidlo se studeným motorem a všemi komponenty v teplotě okolí, která byla stanovena na 293.15 K.

Kvůli zadání testovacích procedur vozidel v rychlosti pohybu a čase bylo třeba tyto body převést na veličiny odpovídající vstupům do turbodmychadla, tedy hmotnostní průtok, teplotu, polohu klapky obtokového ventilu a otáčky turbodmychadla. Hodnoty těchto veličin v jednotlivých bodech a zatíženích byly získány z již zmiňovaného testu na motorové zkušebně v testovací laboratoři společnosti Garrett Motion.

Na základě otáček motoru [34], převodových poměrů [49] a stálého převodu [50] byl vypočten pilový diagram daného vozidla pro lepší odečítání aktuálních otáček motoru v závislosti na aktuální rychlosti vozidla. Pro zjednodušení jsou využity pouze vysoko rozsahové převody, protože je předpokládána jízda bez nákladu a v nízkých oblastech zatížení.



Obr. 57 Pilový diagram vysoko rozsahových převodových stupňů. Vypočteno, vychází z: [34], [49], [50].

Simulace předpokládá start s motorem o teplotě okolí, pozice klapky obtokového ventilu se ale od počátku mění, tzn. nepočítá s obtokovým ventilem otevřeným během jízdy se studeným motorem na pokyn řídicí jednotky, což by urychlilo dosažení správných teplot pro funkci SCR katalyzátoru na výstupu z turbodmychadla, tzv. *catalyst light-off*.

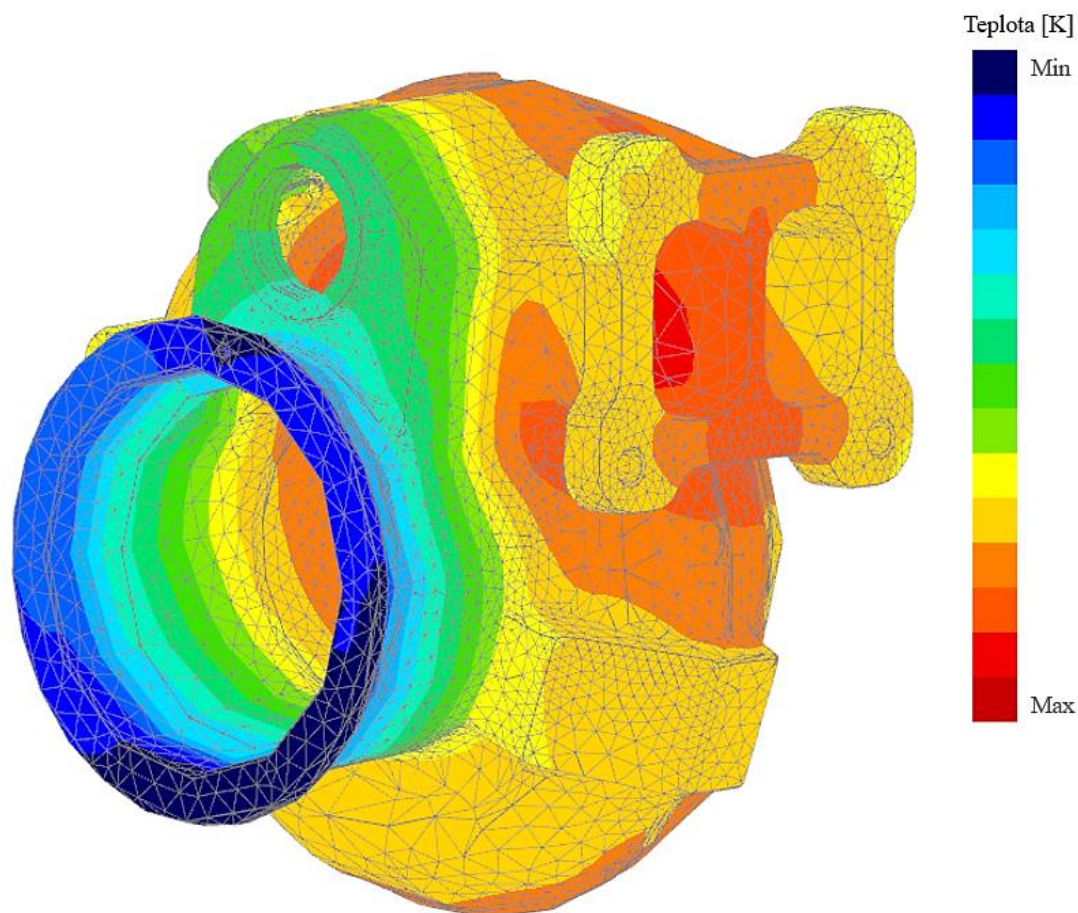
Jízdní cyklus UDC udává také, kdy řadit jaké převodové poměry, a počítá se 2 sekundami na přeřazení. Tyto cykly jsou původně určeny především pro osobní vozidla s jinak navrhovanou převodovkou. Z tohoto důvodu jsou v simulaci upraveny změny převodových stupňů tak, aby jízda probíhala v oblasti maxima točivého momentu. Doba přeřazování byla zanedbána.

Na základě [34] byla stanovena hodnota otáček motoru pro stání s vyřazeným rychlostním stupněm a hodnota počátku horního omezovače otáček.

Na základě výpočtu hodnot průměrného zrychlení při jednotlivých akceleracích při UDC, kdy lze obecně stanovit, že s každá další akcelerace je pomalejší než ta předchozí, jsou konkrétní hodnoty vybrány z bodů již zmiňovaného motorového testu v zatížení od 50 % do 30 %.

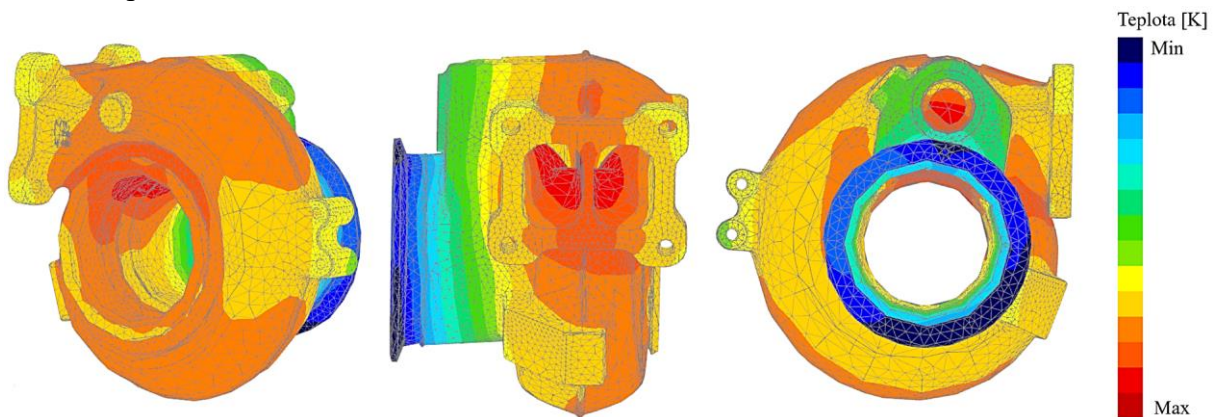
8.2 VÝSLEDKY SIMULACE

Následující obrázek znázorňuje rozložení teplotních polí na turbínové skříni po simulaci testovacího cyklu NEDC. Není možné zveřejnit konkrétní hodnoty, teplota nejchladnějších polí odpovídá přibližně 85 % teploty nejteplejších polí.



Obr. 58 Rozložení teplotních polí na turbínové skříni po simulaci NEDC cyklu.

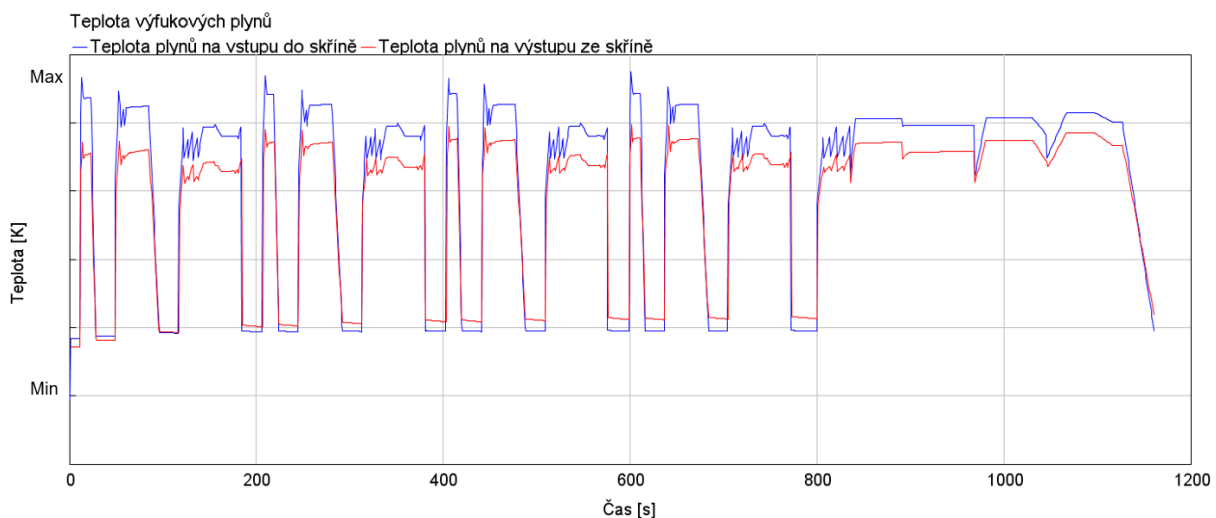
Následují další pohledy pro upřesnění rozložení teplotních polí v modelu turbínové skříně. Z obrázků je patrné, že nejteplejšími částmi turbínové skříně jsou stěna oddělující voluty od sebe a právě vnitřní povrch volut orientovaný směrem k turbínovému kolečku. Naopak nejchladnější částí skříně je kanál odvádějící spaliny od kolečka do výfukového potrubí. Také si lze všimnout, že teplotní pole korespondují se směrem proudění výfukových plynů a také poklesu teplot u nálitků a dalších vystupujících částí. Velmi dobře je vidět i nerealisticky nízká teplota příruby na vstupu do skříně. Ta je způsobena zanedbáním přenosu tepla směrem od sběrného potrubí do skříně.



Obr. 59 Rozložení teplotních polí na turbínové skříně po simulaci NEDC cyklu.

Následující graf znázorňuje srovnání průběhů teploty výfukových plynů před vstupem do turbínové skříně (modrá linka) a na výstupu z ní (červená linka) v čase. U tohoto ani u následujících grafů není možné zveřejnit číselné hodnoty.

Z grafu je velmi dobře patrný průběh testovacího cyklu, kdy při jeho čtyřikrát opakované městské části vozidlo dlouho stojí s vyřazeným rychlostním stupněm. Toto se projeví významným poklesem teploty výfukových plynů, který je téměř stejně zřetelný i na výstupu ze skříně. Je také možné si všimnout postupně se zvyšující teploty spalin vystupujících z turbínové skříně ve chvílích stání vozidla. Na počátku cyklu jsou tyto teploty podle očekávání nižší než vstupní, s postupným zahříváním turbínové skříně ale klesá teplotní rozdíl skříně a spalin, kterým je tudíž odebráno méně tepla. Akcelerace v průběhu testovacího cyklu se opakovaně projevuje velmi rychlým nárůstem teploty spalin.

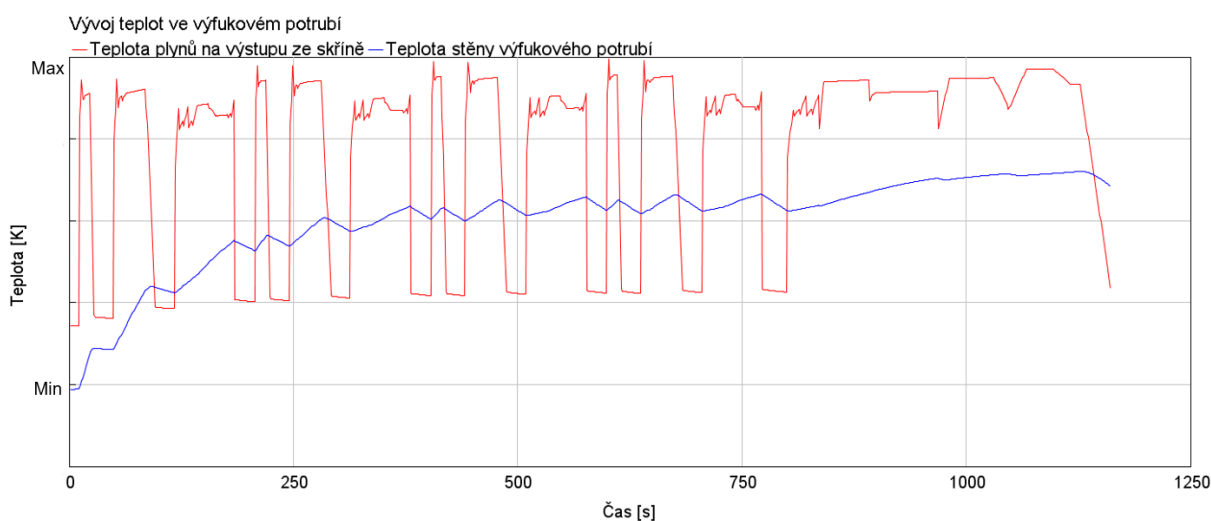


Obr. 60 Graf teplot spalin na vstupu a výstupu turbínové skříně v závislosti na čase simulace.

Rozdíl teploty spalin na vstupu a výstupu z turbínové skříně pro jedoucí vozidlo ustálenou rychlostí během první iterace městské části cyklu je přibližně 9 %. Pro čtvrtou iteraci městského cyklu tento rozdíl v tom samém bodě cyklu činí 7 %. Rozdíl vstupní a výstupní teploty spalin pro mimoměstský cyklus a situace, kdy vozidlo stojí bez zařazeného rychlostního stupně odpovídá 4 % hodnoty vstupní teploty.

Rozdíl vypočtených průměrných teplot výfukových plynů na vstupu a výstupu ze skříně činí přibližně 30 K.

Další graf znázorňuje průběh teploty stěny výfukového potrubí v čase během NEDC cyklu, pro přehlednější orientaci v průběhu testovacího cyklu je zde znázorněn také průběh výstupní teploty spalin, který je identický s předcházejícím grafem.



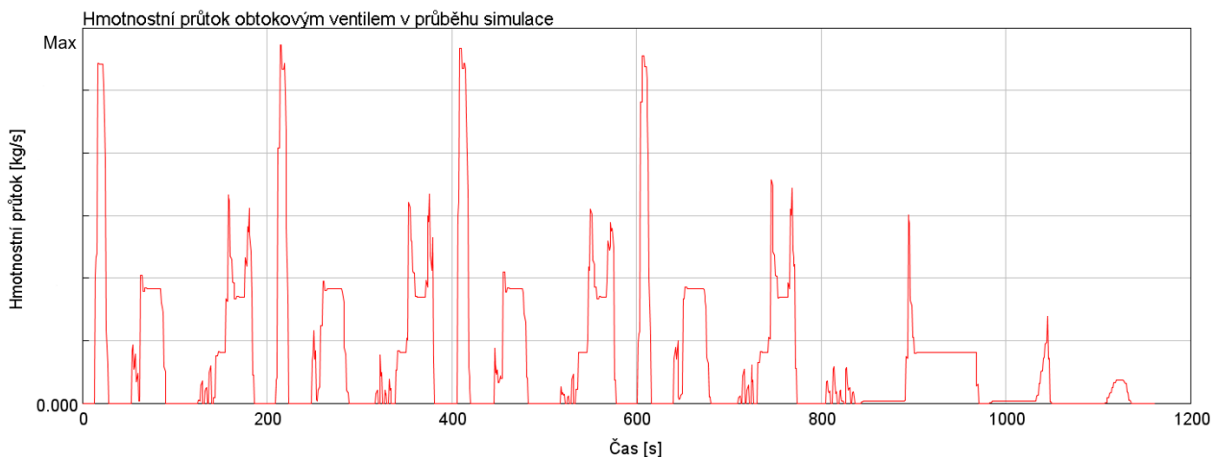
Obr. 61 Graf závislosti teploty stěny výfukového potrubí a teploty spalin na výstupu z turbínové skříně v průběhu NEDC cyklu.

Výše uvedený graf znázorňuje teplotu stěny výfukového potrubí, která v případě simulovaného modelu reprezentuje stěnu, případně vnitřní strukturu, SCR katalyzátoru. Tato teplota je simulována pro určení tzv. *catalyst light-off* teploty.

Díky zobrazenému průběhu výstupní teploty spalin je patrné, že teplota stěny na prudké změny teplot spalin reaguje mnohem pozvolněji a výfukové potrubí se postupně zahřívá. Přibližně od druhé poloviny druhého městského cyklu už teplota stěny výfukového potrubí roste relativně pomalu a také se pohybuje v hraniční oblasti pro správnou funkci SCR katalyzátoru. Ta je bezpečně zajištěna až v průběhu mimoměstské části cyklu.

Potíže při dosahování optimálních teplot pro funkci SCR katalyzátoru mohou být vysvětleny tím, že se jedná o část cyklu s častým stáním vozidla bez zařazeného rychlostního stupně, které cyklus navíc začíná se studeným motorem a také tím, že při akceleraci jsou využívány body motorového testu se zatížením nejvýše 50 %. Funkce obtokového ventilu také není zahřívání katalyzátoru nijak přizpůsobena. Potenciální eliminace tohoto problému bude řešena v jedné části následující kapitoly práce.

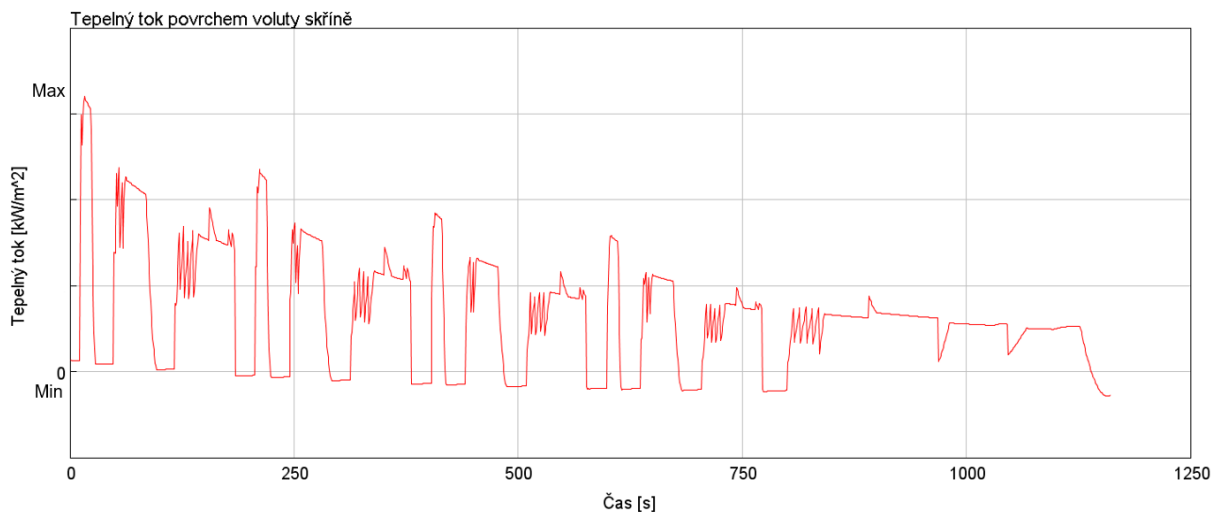
Následující graf znázorňuje průtok spalin obtokovým ventilem.



Obr. 62 Graf závislosti průtoku spalin obtokovým ventilem na čase simulace NEDC cyklu.

Stejně jako u předchozích grafů je v tomto případě velmi dobře patrné opakování městských částí NEDC cyklu. Obtokový ventil v modelu byl nastaven tak, aby i při zde využitých nižších zatíženích docházelo k jeho plnému otevření. Je možné si všimnout také nízkých hodnot hmotnostního průtoku pro mimoměstskou část cyklu, kde vozidlo jede delší dobu v nižších otáčkách na vyšší převodový stupeň a turbodmychadlo tudíž není potřeba tolik regulovat.

Poslední graf znázorňuje průběh hodnot tepelného toku povrchem jedné z volut turbínové skříně v průběhu NEDC cyklu.



Obr. 63 Graf závislosti tepelného toku povrchem voluty turbínové skříně v průběhu NEDC cyklu.

Z výše uvedeného grafu je patrný vliv vzrůstající teploty turbínové skříně v průběhu testovacího cyklu. S rostoucí teplotou obtékaného materiálu skříně klesá teplotní rozdíl mezi ní a spalinami, což potvrzuje klesající trend hodnoty hmotnostního toku pro městskou část NEDC cyklu, která se opakuje beze změny. Je třeba poukázat také na fakt, že hodnota tepelného toku ve chvílích, kdy vozidlo stojí s vyřazeným rychlostním stupněm, postupně klesá až do záporných hodnot. Tehdy dochází k situacím, kdy je teplota povrchu voluty skříně a jejího bezprostředního okolí vyšší než teplota proudících výfukových plynů, kterým je v tyto momenty teplo skříně předáváno.

9 TEPLOTNÍ ZTRÁTY MODELU

Tato kapitola diplomové práce se bude zabývat teplotními ztrátami v simulovaném modelu a jejich případnými možnostmi eliminace.

9.1 POPIS TEPLOTNÍCH ZTRÁT SIMULOVANÉHO MODELU

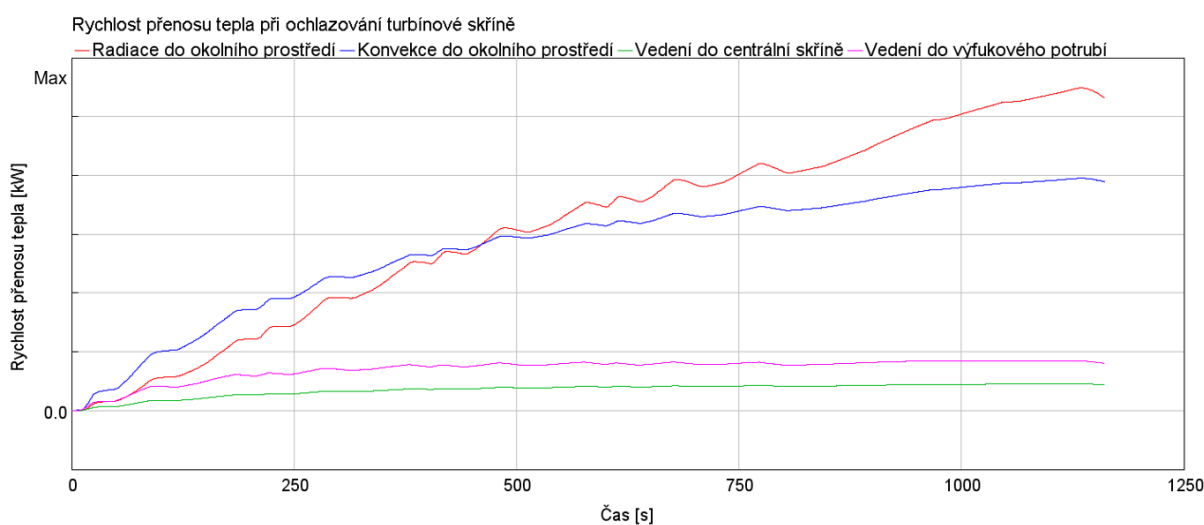
Ohřev turbínové skříně a zbylých částí turbodmychadla je projevem teplotních ztrát proudících výfukových plynů. Pro simulovaný model turbínové skříně tvoří 86 % celkového tepla přeneseného konvektivními spoji jednotlivých *flowsplitů* s materiálem skříně teplo, které je skříní předáno skrz povrch volut, kterými proudí spaliny směrem k turbínovému kolu. Téměř všechno zbývající teplo je skříní předáno skrz povrch výstupní části směřující k výfukovému potrubí, hodnota tepla předaného povrchem komory obtokového ventilu je tak nízká, že je možné ji zanedbat, nejedná se ani o 1 % celkově přeneseného tepla.

Přenos tepla i tepelné toky skrz konvektivní spoje vystupují ve výsledcích simulace se záporným znaménkem. Toto je dáno tím, že směr tepelného toku je totiž opačný oproti teplotnímu gradientu (2. zákon termodynamiky) [18].

Výsledný součet hodnot simulovaného tepla odevzdaného do okolí turbínovou skříní je přibližně o 17 % vyšší než součet hodnot simulovaného tepla, které skříní bylo odevzdáno výfukovými plyny. Toto určitě neodpovídá reálným případům a rozdíl může být způsoben možnou chybou v modelu či ve výpočtu, nebo také skutečností, že model zanedbává teplo přenášené sběrným potrubím výfukových plynů jak konvektivně přes vstupní přírubu turbínové skříně, tak ohřevem vzduchu v bezprostředním okolí.

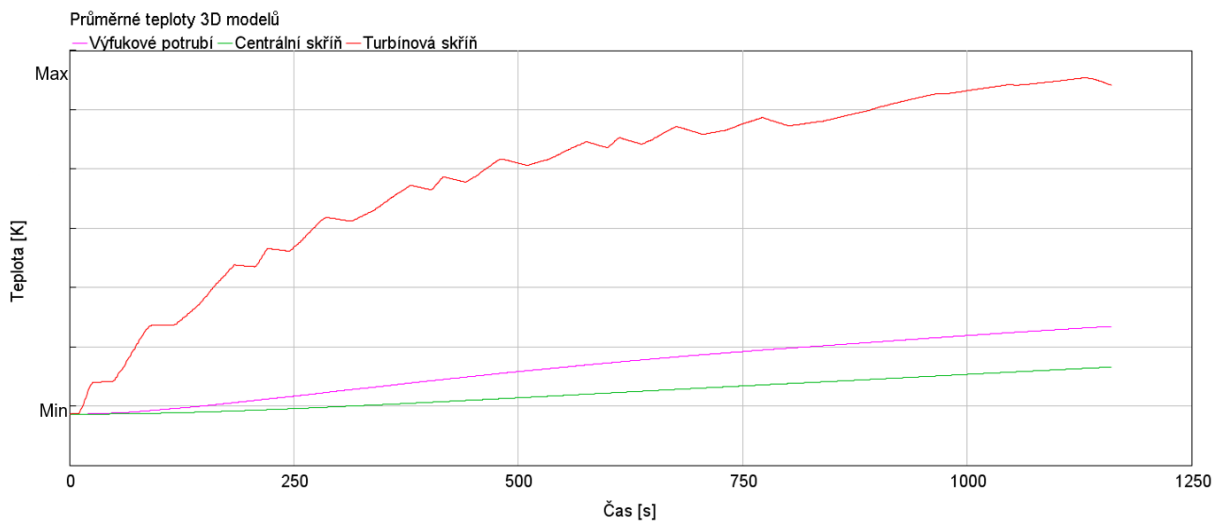
Z tepla, které na základě provedené simulace odevzdává turbínová skříní svému okolí, tvoří 51 % teplo vyzářené povrchem skříně, 37 % tepla je do okolního prostředí odvedeno volnou konvekcí. Teplo předané vedením přírubě výfukového potrubí tvoří 8 % a teplo odevzdané centrální skříní tvoří přibližně 4 %.

Následující graf zobrazuje vývoj hodnot tepla odevzdávaného turbínovou skříní v čase.



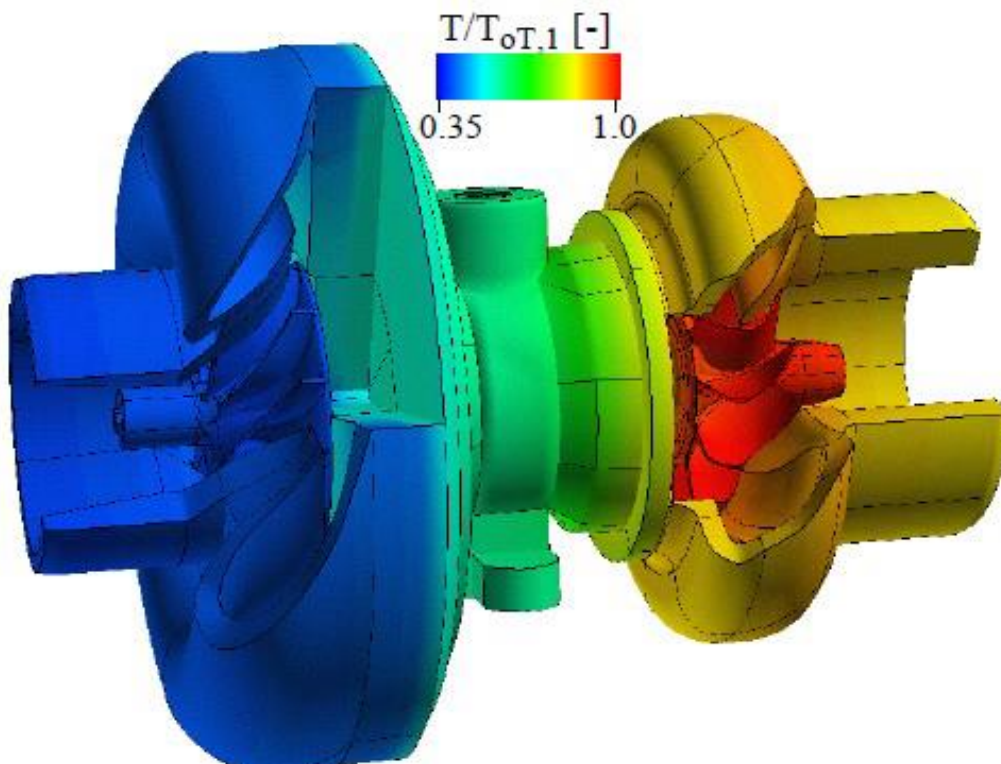
Obr. 64 Graf závislosti rychlosti přenosu tepla na čase pro jednotlivé způsoby ochlazování turbínové skříně.

Pro doplnění předcházejícího grafu následuje graf časového vývoje teplot jednotlivých 3D modelů využitých v simulaci.



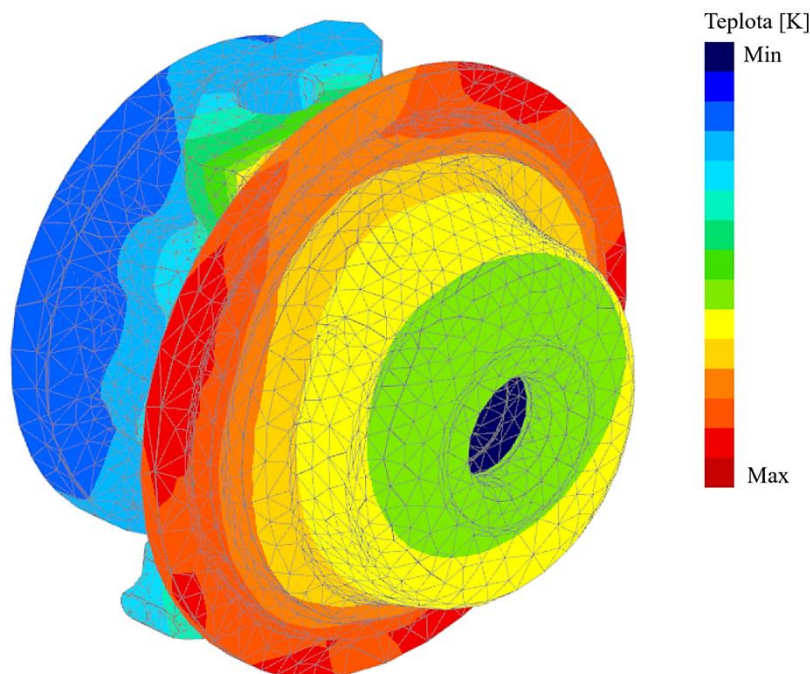
Obr. 65 Graf závislosti teplot 3D modelů využitých v simulaci na čase.

Množství tepla předaného centrální skříní neodpovídá skutečnému stavu. Přenos tepla mezi turbínovou a centrální skříní je v simulovaném modelu řešen pouze vedením skrz jejich dosedací přírubu (Obr. 45). V reálném turbodmychadle je velké množství tepla plyny předáváno turbínovému kolu, skrz které je poté teplo vedeno ve směru centrální skříně a z ní následně předáváno oleji a chladicí kapalině [21].



Obr. 66 Rozložení teplotních polí v modelu turbodmychadla [21].

Následující obrázek znázorňuje rozložení teplotních polí na modelu centrální skříně turbodmychadla po simulaci NEDC cyklu. Centrální skříň byla ohřívána pouze vedením tepla skrz kontaktní přírubu s turbínovou skříní. Průměrná teplota modelu centrální skříně na základě simulace dosáhla 58 % průměrné teploty modelu turbínové skříně. Minimální teplota na modelu centrální skříně dosahuje 96 % maximální teploty tohoto modelu.



Obr. 65 Rozložení teplotních polí na modelu centrální skříně turbodmychadla na základě provedené simulace.

9.2 MOŽNOSTI ELIMINACE TEPLOTNÍCH ZTRÁT

Existuje řada možností, jak částečně eliminovat tepelné ztráty turbodmychadla a zefektivnit tak zahřívání za nimi uložených katalyzátorů.

Bez využití systémů předehřívajících turbodmychadlo či katalyzátor, které by zmenšovaly teplotní rozdíl mezi materiálem skříně a proudícími spalinami, je možné snižovat hodnoty konvektivního přenosu tepla jen obtížně. Je možné se zaměřit na hodnotu součinitele přestupu tepla α a pro turbínovou skříň zvolit materiál, který v rámci splnění zbytku požadavků (např. pevnost, nebo obrobiteľnosť) disponuje co nejnižší vyšší tepelnou kapacitou c a co nejvyšší hodnotou součinitele tepelné vodivosti λ . Tento materiál poté bude potřebovat vyšší množství energie ke změně své teploty a teplo bude následně hůře vedeno k povrchu, ze kterého může být dále vyzářováno.

Vedení tepla mezi jednotlivými komponenty systému je teoreticky možné snižovat za použití těsnění z materiálu s vyššími tepelnými odpory.

Ke snižování množství tepla vyzářeného povrchem turbínové skříně jsou v praxi využívány tvarové izolace z hliníku či slitiny Inconelu [51], (v testovacích laboratořích se lze setkat také s izolačními prvky z minerální vaty), jejichž vnitřní povrchy disponují vysokou odrazivostí a velká část tepla vyzářeného turbínovou skříní je poté odražena zpět k jejímu povrchu. Z termodynamického hlediska tak bude výhodná turbínová skříň s poměrně tenkými stěnami a obecně tvořena malým množstvím materiálu, jejíž povrch bude izolován. Toto řešení ovšem

není vhodné pro nesplnění pevnostních či technologických nároků, které jsou na skříň kladeny. Příkladem může být tzv. *containment band*, tedy pás zesíleného materiálu po obvodu turbínové skříňe umístěný do trajektorie šrapnelu pro případ rozpadu turbínového kola nebo nedostatečná tuhost a nevhodná hodnota vlastní frekvence skříňe. Tento typ řešení není ani pro svou nákladnost vhodný pro sériovou výrobu a bývá využit především u sportovních aplikací.

V době blížící se emisní normy EURO 7 přicházejí výrobci také se systémem předehřevu katalyzátoru, který umožní účinný průběh reakcí už ve chvílích, kdy by se katalyzátor jen pomocí výfukových plynů nestačil dostatečně zahřát, nebo v situacích, kdy teplota spalin není pro provoz dostatečná, např. hustý městský provoz [52].

Alternativou k tomuto řešení je softwarové nastavení vyšších otáček motoru při stání vozidla s vyřazeným rychlostním stupněm nebo řízení obtokového ventilu, který po určitou dobu po studeném startu zůstane zcela otevřený, a i za cenu dočasně nižší využitelnosti turbodmychadla přepustí větší množství horkých spalin ze vstupu do turbínové skříňe přímo do výfukového potrubí. U typu turbodmychadla, které bylo pro simulaci využito, tento postup ovšem není možný, protože tento systém vyžaduje ovládání obtokového ventilu pomocí elektrického aktuátoru komunikujícího s řídicí jednotkou vozidla. Řešené turbodmychadlo je vybaveno obtokovým ventilem s ovládáním pneumatickým.

9.3 OPTIMALIZACE DOSAHOVÁNÍ TEPLoty CATALYST LIGHT-OFF

Při kalibraci koeficientů pro přenos tepla mezi jednotlivými komponentami modelu byla jako cílová teplota stanovena teplota 523.15 K. Z grafu vývoje teploty stěny výfukového potrubí v průběhu simulace je poté patrné, že se teplota stěny pohybuje okolo této teploty, v městském provozu ji ale dlouhodobě nepřekročí.

9.3.1 DESIGN OPTIMIZER V PROSTŘEDÍ GT-SUITE

Pro model simulovaný v předešlé kapitole byla provedena jedna iterace optimalizace za využití nástroje Integrated Design Optimizer v prostředí GT-ISE. Jako optimalizovaná hodnota byla zvolena teplota stěny výfukového potrubí s cílem ji maximalizovat. Jako řešené faktory byly zvoleny kalibrované koeficienty shodné jako v kapitole 7 této práce, byly jim nastaveny také stejné rozsahy hodnot. Jako další faktor pro optimalizaci byl přidán průměr průtočné plochy pro vstup do komory obtokového ventilu z voluty turbínové skříňe. Rozsah pro jeho optimalizovanou hodnotu byl nastaven jako 15-25 mm, oproti v simulaci využitým 20 mm odpovídajícím skutečnému stavu na turbínové skříni.

<input checked="" type="checkbox"/> Main <input checked="" type="checkbox"/> Factors <input checked="" type="checkbox"/> Constraints					
Attribute	1	2	3	4	
Factor	Emissivity ...	ExternalConv... ...	FreeConvCoeff ...	WGdia ...	
<input type="radio"/> Range	50				
<input checked="" type="radio"/> Lower Limit	0.6 ...	25 ...	5 ...	15 ...	
<input checked="" type="radio"/> Upper Limit	0.9 ...	50 ...	20 ...	25 ...	
Resolution (% of Range)	10 ...	10 ...	10 ...	10 ...	
Integers Only	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	

Obr. 66 Nastavení faktorů pro optimalizaci teploty stěny výfukového potrubí v nástroji Design Optimizer v prostředí GT-ISE.

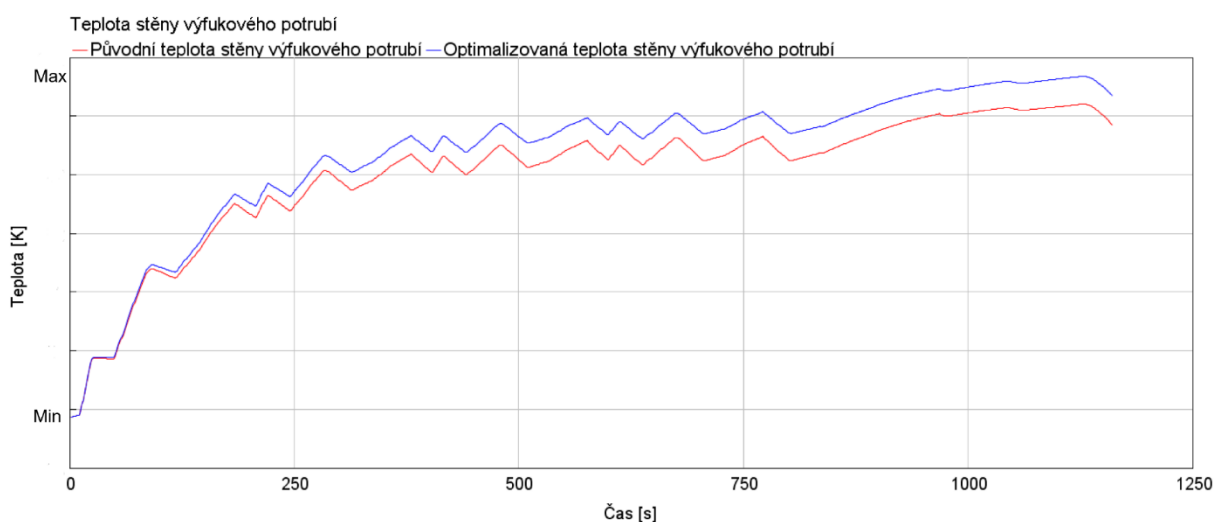
Pro maximální možnou teplotu stěny výfukového potrubí z nástroje Design Optimizer podle očekávání vyšly nejnižší možné hodnoty koeficientů pro konvekci a emisivita a maximální možný průměr průtočného průřezu pro obtokový ventil. Pro případné využití podobně upraveného obtokového ventilu by bylo nutné ověřit, zda je možné tyto změny provést a splnit při tom zbytek konstrukčních požadavků pro oblast obtokového ventilu.

Design Optimizer podobně jako Design of Experiments řeší a porovnává výsledky jednotlivých *steady-state* bodů pro všechny kombinace hodnot zkoumaných faktorů.

Výsledná teplota vypočtená s využitím optimalizovaných hodnot zkoumaných parametrů je o 3.5 % vyšší než teplota vypočtená za využití vstupních hodnot daných parametrů.

9.3.2 POTVRZOVACÍ SIMULACE

Následující graf zobrazuje srovnání teploty výfukového potrubí ze simulace v kapitole 8 s optimalizovanou hodnotou této teploty.



Obr. 67 Graf srovnávající původně simulovanou a optimalizovanou teplotu stěny výfukového potrubí v závislosti na čase simulace.

Průměrná optimalizovaná teplota stěny výfukového potrubí vyšla ze simulace o 4.5 % vyšší než původní průměrná teplota stěny tohotéž potrubí.

10 VIRTUÁLNÍ TURBODMYCHADLO

Poslední kapitola diplomové práce se zabývá virtuálním turbodmychadlem. Zjednodušeně řečeno se jedná o model turbodmychadla, který řeší všechny v něm probíhající procesy a umožňuje široké množství predikcí jeho chování.

Popis modelu virtuálního turbodmychadla i jeho následný hrubý návrh byl proveden na základě konzultací ve společnosti Garrett Motion.

10.1 PRINCIP FUNKCE VIRTUÁLNÍHO TURBODMYCHADLA

Virtuální turbodmychadlo je multifyzikální výpočetní nástroj pro predikci chování turbodmychadel, který mimo mechanických ztrát uvažuje také např. vliv vibrací generovaných spalovacím motorem nebo celým vozidlem jak pro statické, tak pro tranzientní simulace. Výpočetní model kombinuje řešení pro dynamiku trojrozměrných elastických prvků (např. rotor, stator, těsnící kroužky a kluzná ložiska), interakce mezi těmito prvky skrze tenké vrstvy tekutin nebo problematiku dynamiky plynů pronikajících skrze těsnění a jejich silové působení na jednotlivé prvky. Virtuální turbodmychadlo je tedy model párující řešení pro strukturální dynamiku a stabilitu rotoru či pracovní cykly chladícího nebo mazacího okruhu vozidla [53].

Sestava virtuálního turbodmychadla v prostředí GT-ISE se podobně jako výše popsany model turbínové skříně skládá z diskretizovaných 3D modelů jeho jednotlivých komponent s vygenerovanou výpočetní sítí, z diskretizovaných průtočných objemů pro proudění kapalin a plynů, tepelných vztahů mezi nimi, šablon pro zadání parametrů turbínového a kompresorového kola, které jsou spojeny hřídelí, chladícího a mazacího okruhu a podrobněji popsaného okolí, které je rozděleno na několik různých prostředí, např. stranu směřující k motoru, případně blízká okolí velkých prvků turbodmychadla.

Reálné turbínové mapy jsou většinou měřené na *gas standech* po ustálených bodech (*steady-state*), ani tak ovšem není možné vliv přenosu tepla úplně zanedbat. Je vhodné reálné mapy z *gas standu* upravit tak, aby neobsahovaly přenos tepla, nebo použít tzv. CFD mapy čili mapy, které vliv přenosu tepla zahrnují.

K simulaci těchto sestav se ve společnosti Garrett Motion využívá virtuální *gas stand* s nastavitelnými vstupními veličinami a propracovaným systémem výpočtu jednotlivých složek účinnosti.

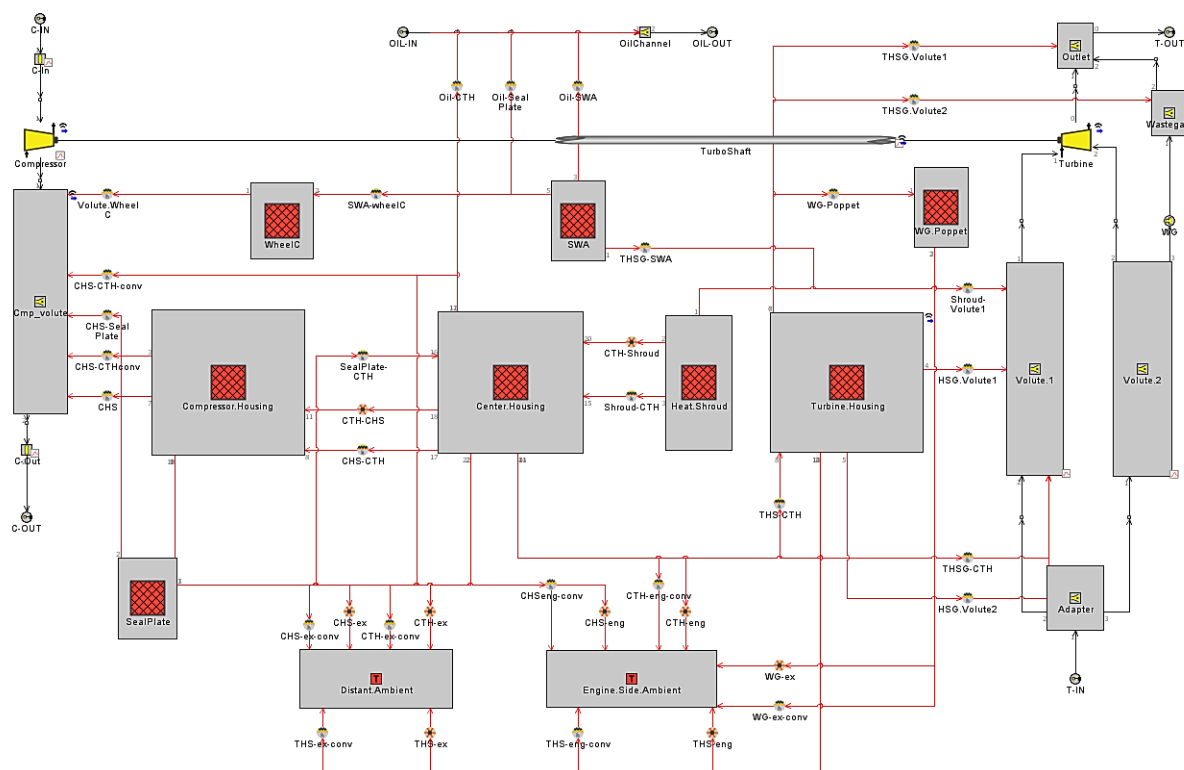
Hlavním cílem a motivací pro tvorbu virtuálního turbodmychadla je snaha vytvořit co nejpřesnější, teplotními a třecími ztrátami neovlivněný model, který je poté možné využít v dalším vývoji nebo pro validaci hardwarových testů. Se správně sestaveným virtuálním turbodmychadlem je možné predikovat vliv přenosu tepla i třecích ztrát v ložiscích i tehdy, pokud ještě nejsou vyrobeny žádné prototypy.

10.2 NÁVRH POSTUPU PRO INTEGRACI ŘEŠENÉHO MODELU DO SYSTÉMU VIRTUÁLNÍHO TURBODMYCHADLA

Pro sestavení modelu kompletního virtuálního turbodmychadla je třeba diskretizovat většinu jeho zbývajících komponent krom např. spojovacího materiálu a připravit jejich 3D modely, průtočné objemy i všechny *porty* pro přenos tepla.

Finální model turbodmychadla by měl zohledňovat veškeré formy přestupu tepla sestavou řešené pomocí jednotlivých spojovacích prvků analogicky jako v modelu turbínové skříně. Poté je potřeba nastavit regulační prvky a jejich řízení – v tomto případě pneumaticky ovládaný obtokový ventil – a mazací, případně i samostatný chladicí okruh. Dále následuje příprava pro výpočty ložisek.

Následující obrázek znázorňuje návrh virtuálního turbodmychadla využívajícího model turbínové skříně řešený v této práci. Jedná se o schématický návrh mapy v prostředí GT-ISE, který bývá jako podsestava simulován na modelu virtuálního *gas-standu*, ve kterém také dochází k nastavování počátečních a okrajových podmínek.



Obr. 70 Návrh na integraci modelu turbínové skříně do systému virtuálního turbodmychadla.

ZÁVĚR

Diplomová práce vznikla ve spolupráci se společností Garrett Advancing Motion, která poskytla veškerá vstupní data i zázemí pro její zpracování.

V práci byla provedena rešerše v oblasti konstrukce a termomechaniky turbodmychadel, dodatečné úpravy výfukových plynů a softwaru pro simulaci přestupu tepla. Na jejím základě byl poté v prostředí GT-ISE sestaven fyzikální model turbínové strany turbodmychadla pro tranzientní simulaci výstupní teploty spalin. Tento model vyšetřuje přenos tepla z výfukových plynů na materiál turbínové skříně a jeho následné ochlazování do sousedních částí turbodmychadla a jeho okolního prostředí.

Jako vstup pro tento model byl diskretizován 3D model vybrané turbínové skříně tak, aby byl umožněn jeho převod na 1D prvky. Diskretizovaný model řeší zvlášť materiál turbínové skříně a její průtočné objemy pro proudění spalin. Jednotlivé 1D prvky byly v modelu následně propojeny podle typu tepelného přenosu mezi nimi.

Definice turbínového kola okrajové podmínky byly definovány pomocí sady dat z *gas standu* a motorové zkušebny v laboratoři společnosti Garrett Motion, koeficienty pro přenos tepla byly s využitím nástroje Design of Experiments zkalibrovány pro cílovou teplotu *catalyst light-off*.

Pro simulaci výstupní teploty spalin byl zvolen NEDC cyklus. Vzhledem k povaze testovací procedury bylo třeba provést vhodný přepočítání jejího zadání tak, aby bylo možné použít pro simulaci data z motorové zkušebny. Na základě převodových poměrů a rozměru kol vozidla byl vytvořen tzv. pilový diagram pro přepočítání rychlosti vozidla na otáčky odpovídající daným bodům provozního cyklu.

Kvůli využití reálných motorových dat nebylo možné zveřejnit konkrétní číselné hodnoty, výsledky simulace jsou vyhodnocovány v procentech. Vyhodnocován byl rozdíl teplot výfukových plynů na vstupu a výstupu z turbínové skříně v čase, vývoj teploty stěny výfukového potrubí reprezentující těleso katalyzátoru, průtok spalin obtokovým ventilem v čase a tepelný tok skrz stěnu jednoho z diskretizovaných průtočných objemů do materiálu turbínové skříně. Výsledná teplota stěny turbínové skříně kolísá v těsné blízkosti oblasti dostatečné účinnosti katalyzátoru.

Následně bylo provedeno vyhodnocení tepelných ztrát spolu s jejich přibližným srovnáním s reálnými případy. Vzhledem k vývoji teploty stěny výfukového potrubí byla provedena také jedna iterace optimalizace této teploty s využitím nástroje Design Optimizer. Tato optimalizace přinesla zlepšení průměrné teploty stěny výfukového potrubí o 4.5 %. Jako poslední bod praktické části diplomové práce bylo sestaveno hrubé schéma pro model virtuálního turbodmychadla využívající simulovaný model turbínové skříně.

Výsledkem diplomové práce je stabilní a vysoce flexibilní 1D model turbínové skříně umožňující simulovat jak velké množství *steady-state* bodů pro zkoumání vlivu jednotlivých faktorů, tak déle trvající tranzientní problémy. Model je velmi snadno nastavitelný a jeho výhodou jsou v porovnání s 3D simulacemi nebo jinými 1D modely zahrnujícími celá vozidla velmi krátké výpočetní časy.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HOFMANN, Karel. *Alternativní pohony*. 2003 73 s. Dostupné z <http://www.ite.fine.vutbr.cz/opory/Alt.pohony.pdf>
- [2] GSCHIEDLE, Rolf a kol. *Příručka pro automechanika*. 2. upravené vydání. Praha: Sobotáles, 2002. 637 s. ISBN 80-85920-83-2.
- [3] HIERETH, Hermann, PRENNINGER, Peter. *Charging the internal combustion engine*. Wien: Springer-Verlag, 2007, 268 s. ISBN 978-3-211-33033-3.
- [4] Two Basic Compression Principles: Displacement Compression and Dynamic Compression. *atlascopco.com*. [online]. [cit. 2021-1-26]. Dostupné z: <https://www.atlascopco.com/en-us/compressors/wiki/compressed-air-articles/displacement-and-dynamic-compression>
- [5] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.
- [6] The Comprex: The Other Compressor. *Motortrend.com* [online]. California: Motortrend, 2007 [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.motortrend.com/news/0705-sccp-complex-compressor-supercharger/>
- [7] Turbo Tech 101 | Basic: Understanding the Parts of the Turbocharger. *garrettmotion.com*. [online]. [cit. 2022-2-3]. Dostupné z: https://www.garrettmotion.com/wp-content/uploads/2019/10/GAM_Turbo-Tech-101_BASIC.pdf
- [8] Over 65 years of turbo technology leadership. *Garrettmotion.com* [online]. California: Garrett Motion [cit. 2023-04-23]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/corporate/our-story/>
- [9] Audi celebrates 25 years of TDI diesel engines. *Autoweek.com* [online]. Autoweek, 2014 [cit. 2023-04-23]. Dostupné z: <https://www.autoweek.com/news/a1901221/audi-celebrates-25-years-tdi-diesel-engines/>
- [10] Turbocharger and its Major Types. *gomechanic.in*. [online]. [cit. 2022-2-3]. Dostupné z: <https://gomechanic.in/blog/turbocharger-and-its-major-types/>
- [11] BAINES, N. *Fundamentals of Turbocharging*. Vyd. 1., nezměn. Vermont: Concepts NREC, 2005, 264 s. ISBN 0-933283-14-8.
- [12] Installer Connect Level 1 Training Notes. *garrettmotion.com*. [online]. [cit. 2022-2-3]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/knowledge-center-category/turbo-replacement/installer-connect-level-1-training-notes/>
- [13] BELL, Corky. *Maximum boost: designing, testing, and installing turbocharger systems*. Cambridge, MA: Robert Bentley Automotive Publishers, c1997, vi, 250 p. ISBN 08-376-0160-6.

- [14] Installer Connect Level 2 Training Notes. *garrettmotion.com*. [online]. [cit. 2022-2-3]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/knowledge-center-category/turbo-replacement/installer-connect-level-2-training-notes/>
- [15] Turbo Tech 102 | Advanced: Understanding Air Flow. *garrettmotion.com*. [online]. [cit. 2022-2-3]. Dostupné z: https://www.garrettmotion.com/wp-content/uploads/2019/10/GAM_Turbo-Systems-102_Advanced.pdf
- [16] Variable geometry turbocharger (VGT) operating principle. *researchgate.net*. [online]. [cit. 2022-2-3]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Variable-geometry-turbocharger-VGT-operating-principle_fig1_335693031
- [17] FNELEY, Adam J., Apostolos PESIRIDIS a Amin MAHMOUDZADEH ANDAWARI. *Variable Geometry Turbocharger Technologies for Exhaust Energy Recovery and Boosting-A Review* [online]. Londýn, 2017 [cit. 2022-02-19]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032116311807>. A Review. Brunel University london
- [18] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 3. přepracované vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o., 2003, 288 s. ISBN 80-214-2409-5.
- [19] INCROPERA, Frank P. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6th ed. New York: John Wiley, 2007. ISBN 0-471-45728-0.
- [20] ŠTĚTINA, Josef. *Termomechanika: Přednáška 13 – Přenos tepla zářením*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2021. 48 s.
- [21] ROMAGNOLI, A., A. MANIVANNAN, S. RAJOO, M.S. CHIONG, A. FENELEY, A. PESIRIDIS a R.F. MARTINEZ-BOTAS. *A review of heat transfer in turbochargers. Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2017, 79, 1442-1460 [cit. 2022-01-26]. ISSN 13640321. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032117306172>
- [22] ŠTĚTINA, Josef. Emise výfukových plynů. *TERMOMECHANIKA ONLINE* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2023, [cit. 2023-05-07]. Dostupné z: https://docs.google.com/presentation/d/1Cy_Ez77V8zewjAORrESiX_xbk7vRbTH87b2h2KWfNVY/edit#slide=id.gef159955da_0_118
- [23] DOND, Dipak K. a Nitin P. GULHANE. *Effect of a turbocharger and EGR on the performance and emission characteristics of a CRDI small diesel engine. Heat Transfer* [online]. 2022, 24.11.2021, 51(1), 1237-1252 [cit. 2023-04-29]. ISSN 2688-4534. Dostupné z: doi:10.1002/htj22350
- [24] Turbocharging and its effect on our soundscape. *Designing Sound* [online]. 30.6.2014 [cit. 2023-04-29]. Dostupné z: <https://designingsound.org/2014/07/30/turbocharging-and-its-effect-on-our-soundscape/>
- [25] NOGA, Marcin. A three-way catalyst system for a five-stroke engine. *Czasopismo Techniczne* [online]. 2019, 3, 149-184 [cit. 2023-05-01]. ISSN 00114561. Dostupné z: doi:10.4467/2353737XCT.19.039.10213

- [26] REIF, Konrad. *Diesel Engine Management*. Springer Vieweg. 2014. 381 s. ISBN: 978-3-658-03981-3.
- [27] MAJEWSKI, W. Addy. *SCR Selective Catalytic Reduction*. [online].[cit. 2022-5-10]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/cat_scr.php
- [28] Selective Catalyst Reduction (SCR) System – Regeneration before you need a replacement. *a1dpfcleaning.com.au*. [online].[cit. 2022-5-10]. Dostupné z: <https://a1dpfcleaning.com.au/selective-catalytic-reduction-scr-system-regeneration-before-you-need-a-replacement-sydney-nsw-australia/>
- [29] BORIBOONSOMSIN, Kanok, Thomas DURBIN, George SCORA, et al. *Real-world exhaust temperature profiles of on-road heavy-duty diesel vehicles equipped with selective catalytic reduction*. *Science of The Total Environment* [online]. 2018, 634, 909-921 [cit. 2022-05-10]. ISSN 00489697. Dostupné z: doi:10.1016/j.scitotenv.2018.03.362
- [30] Types of catalysts for SCR operations. *sviindustrial.com*. [online].[cit. 2022-5-10]. Dostupné z: <https://sviindustrial.com/2020/04/08/types-of-catalysts-for-scr-operations/>
- [31] Review on SCR catalysts by focusing impacts of sulfur on SCR performance. *Sukkur IBA Journal of Emerging Technologies* [online]. 2019, 2(1), 27-44 [cit. 2022-05-15]. ISSN 2617-3115. Dostupné z: doi:10.30537/sjet.v2i1.384
- [32] Busca G., Letti L., Ramis G., Berti F., *Chemical and mechanistic aspects of the selective catalytic reduction of NOx by ammonia over oxide catalysts: A review*, [online].[cit. 2022-5-10], Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S092633739800040X>
- [33] XIN, Qianfan. *Diesel engine system design*. Cambridge: Woodhead Publishing, 2011. Woodhead Publishing in mechanical engineering. ISBN 9781845697150.
- [34] DC13 085A. 368 kW (500 hp). *Scania Industrial Engines. Edition 09* © Scania CV AB, SE 151 87, Södertälje, Sweden. [online].[cit. 2022-5-10]. Dostupné z: https://www.scania.com/content/dam/scanianoe/market/master/products-and-services/engines/pdf/specs/industry/DC1385A_368kW_SCR.pdf
- [35] GEBISA, Amanuel, Girma GEBRESENBE, Rajendiran GOPAL a Ramesh BABU NALLAMOTHU. Driving Cycles for Estimating Vehicle Emission Levels and Energy Consumption. *Future Transportation* [online]. 2021, 2021(1), 615-638 [cit. 2023-05-15]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.3390/futuretransp1030033>
- [36] PAVLOVIC, J., B. CIUFFO, G. FONTARAS, V. VALVERDE a A. MAROTTA. How much difference in type-approval CO2 emissions from passenger cars in Europe can be expected from changing to the new test procedure (NEDC vs. WLTP)?. *Transportation Research Part A: Policy and Practice* [online]. 2018, 111, 136-147 [cit. 2022-05-20]. ISSN 09658564. Dostupné z: doi:10.1016/j.tra.2018.02.002
- [37] Comparison of NEDC, EPA and WLTP cycles. *ARENAEV* [online]. ARENAEV, 2023, 2022 [cit. 2023-05-15]. Dostupné z: https://www.arenaev.com/comparison_of_nedc_epa_and_wltp_cycles-news-419.php

- [38] GENG, Peilin, Le LIU, Yuwei WANG, Xionghui ZOU, F. YAN, M. LI, X. HOU a Y. LONG. Exhaust emission and fuel consumption characteristics of light duty under different driving cycles. *E3S Web of Conferences* [online]. 2021, 268 [cit. 2023-05-17]. ISSN 2267-1242. Dostupné z: doi:10.1051/e3sconf/202126801050
- [39] EU: HEAVY-DUTY: EMISSIONS. Transport Policy [online]. TransportPolicy.net, 2018 [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://www.transportpolicy.net/standard/eu-heavy-duty-emissions/>
- [40] ENGELJEHRINGER, Kurt. EMISSION: HEAVY DUTY AND OFF-ROAD: Emission Test Systems. In: AVL [online]. Graz: AVL List, 2023, 29.10.2014 [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://www.avl.com/documents/10138/1027860/AVL+Emission++Applications+++Heavy-Duty+and+Off-Road++2014-10-12.pdf/56c9a2c9-1174-4b45-8907-0214c20966fd>
- [41] ZHANG, Tishun. When to Use 1D Vs. 3D Simulation. *Soft in Way* [online]. Burlington: SoftInWay, 2023, 2021 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://blog.softinway.com/when-to-use-1d-vs-3d-simulation/>
- [42] GALINDO, J., A. TISEIRA, P. FAJARDO a R. NAVARRO. Coupling methodology of 1D finite difference and 3D finite volume CFD codes based on the Method of Characteristics. *Mathematical and Computer Modelling* [online]. 2011, 54(7-8), 1738-1746 [cit. 2023-05-14]. ISSN 08957177. Dostupné z: doi:10.1016/j.mcm.2010.11.078
- [43] NAKHUTIN, Max. Rozhodovací Matice: 7 kroků. *CloudFresh* [online]. Praha: Cloudfresh, 2023 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: https://cloudfresh.com/cs/blog/rozhodovaci-matice-7-kroku-k-rozhodnuti/?fbclid=IwAR3m8GaDX7qqNfzvTvDQ_gmTzzfhVP_prDoSQk9g6tWHgNG0SKDYfmXzl1A
- [44] GT-Suite: *Engine Performance Application Manual*. Gamma Technologies, 2019.
- [45] FOGLA, Navin, Michael BYBEE, Mohsen MIRZAEIAN, Federico MILLO a Syed WAHIDUZZAMAN. *Development of a K-k-ε Phenomenological Model to Predict In-Cylinder Turbulence*. *SAE International Journal of Engines* [online]. 2017, 10(2), 562-575 [cit. 2022-05-17]. ISSN 1946-3944. Dostupné z: doi:10.4271/2017-01-0542
- [46] ŽÁK, Zdeněk. *A 1-D Unsteady Model of a Twin Scroll Radial Centripetal Turbine for Turbocharging Optimization* [online]. Praha, 2018 [cit. 2023-05-15]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/handle/10467/75565>. Disertační práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Jan Macek.
- [47] BUKOVNIK, Sasa, Andreas DIEMATH, Günter OFFNER a Luboš SMOLÍK. Turbocharger dynamic analysis: Advanced design simulation in time domain using CFD predicted thermal boundary conditions. *Technische Mechanik* [online]. 2017, Duben 2017, 37(2-5), 409-421 [cit. 2023-05-22]. Dostupné z: doi:10.24352/UB.OVGU-2017-117
- [48] Emissivity - Metals. *Fluke: Process instruments* [online]. Fluke Process Instruments., 2023 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.flukeprocessinstruments.com/en->

us/service-and-support/knowledge-center/infrared-technology/emissivity-metals?fbclid=IwAR0-z7CvGzln0VUrcX2GwL-QPHbdszczVikOTRyE_Dnh3oNY67Rjlfduhmec

- [49] Scania R 410 LA6x22MNA. *scania.com* [online].[cit. 2022-5-18]. Dostupné z: <https://www.scania.com/content/dam/scanianoe/market/uk/brochures/truck/spec-sheets/r-series/spec-sheet-scania-r410la6x22mna.PDF>
- [50] Superior Axle Efficiency. *scania.com*. [online].[cit. 2022-5-18]. Dostupné z: <https://www.scania.com/content/dam/www/market/master/campaigns/super-exp/downloads/brochures/Scania-R756-Rear-axle.pdf>
- [51] GARRETT G30 & G35 SERIES .83 VBAND INLET INCONEL TURBINE HOUSING SHIELD. *turbosource.com*. [online].[cit. 2022-5-18]. Dostupné z: <https://turbosource.com/products/garrett-g35-1050-83-vband-inlet-inconel-turbine-housing-shield>
- [52] MÁRA, Ondřej. Elektricky vyhřívaný katalyzátor míří do výroby, pomůže splnit Euro 7. *Auto.cz: Nejlepší jízda na webu* [online]. Praha: Czech News Center, 2023, 18.3.2020 [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/elektricky-vyhrivany-katalyzator-miri-do-vyroby-pomuze-splnit-euro-7-133737>
- [53] NOVOTNÝ, Pavel, Jiří VACULA a Petr KUDLÁČEK. Virtual Turbocharger as a Tool for Reality Simulation. In: *Mechanisms and Machine Science, Proceedings of 14SDG Workshop 2021* [online]. Springer, 2021, s. 535-544 [cit. 2023-05-26]. ISBN 978-3-030-87382-0. Dostupné z: doi:10.1007/978-3-030-87383-7_57

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}}$	[-]	Poměr absorbovaného a celkového tepelného toku
$\frac{\dot{Q}_R}{\dot{Q}}$	[-]	Poměr odraženého a celkového tepelného toku
$\frac{\dot{Q}_T}{\dot{Q}}$	[-]	Poměr prostupujícího a celkového tepelného toku
\dot{m}_C	[kg.s ⁻¹]	Hmotnostní průtok plynu kompresorem
$\dot{m}_{C_{red}}$	[kg.s ⁻¹]	Redukovaný hmotnostní průtok plynu kompresorem
\dot{m}_T	[kg.s ⁻¹]	Hmotnostní průtok spalin turbínou
\dot{q}	[W.m ²]	Vektor měrného tepelného toku
E_0	[W.m ⁻²]	Stefan-Boltzmanův zákon
E_λ	[W.m ⁻³]	Spektrální hustota tepelného toku
\dot{Q}	[W]	Tepelný tok
T_∞	[K]	Teplota proudícího média
\vec{n}	[m]	Jednotkový vektor normály k izotermické ploše
$n_{C_{red}}$	[min ⁻¹ .K ^{-$\frac{1}{2}$}]	Redukované otáčky kompresoru
\dot{q}	[W.m ²]	Měrný tepelný tok
η_{TC}	[-]	Celková účinnost turbodmychadla
π_C	[-]	Tlakový poměr na kompresoru
σ_0	[W.m ⁻² .K ⁻⁴]	Stefan-Boltzmanova konstanta
ω_{TC}	[rad.s ⁻¹]	Úhlová rychlost turbodmychadla
A	[mm ²]	Plocha kolmého průřezu vstupu do rozváděcí spirály statoru
AdBlue		Redukční činidlo - močovina
c	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita
c	[m.s ⁻¹]	Rychlost šíření záření v prostředí
c ₀	[m.s ⁻¹]	Rychlost šíření záření ve vakuu
CLTC		China Light-Duty Vehicle Test Cycle – Čínský testovací cyklus osobních vozidel
c _{psp}	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita spalin za konstantního tlaku
c _{pvz}	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku
d	[mm]	Malý průměr lopatek oběžného kola
D	[mm]	Velký průměr lopatek oběžného kola
dE	[W.m ⁻²]	Element zářivosti

DOC		Diesel Oxidation Catalyst – oxidační katalyzátor
DPF		Diesel Particle Filter – filtr pevných částic
$d\lambda$	[m]	Element vlnové délky
E	[W.m ⁻²]	Hustota zářivého toku (zářivost)
EGR		Exhaust Gas Recirculation – Recirkulace výfukových plynů
EPA		US Environmental Protection Agency Cycle – Jízdní cyklus agentury pro ochranu životního prostředí Spojených Států
EUDC		Extra-Urban Driving Cycle – mimo-městský jízdní cyklus
FIA	[-]	Mezinárodní automobilová federace
GTR		Global Technical Regulation – Globální technická regulace
h_{01C}	[J.kg ⁻¹]	Měrná totální entalpie plynu před vstupem do kompresoru
h_{01T}	[J.kg ⁻¹]	Měrná totální entalpie spalin před vstupem do turbíny
h_{02C}	[J.kg ⁻¹]	Měrná totální entalpie plynu za kompresorem
h_{02T}	[J.kg ⁻¹]	Měrná totální entalpie spalin za turbínou
h_{2C_ad}	[J.kg ⁻¹]	Měrná totální entalpie plynu po adiabatické kompresi
h_{2T_ad}	[J.kg ⁻¹]	Měrná totální entalpie spalin po adiabatické expanzi
H_u	[MJ.kg ⁻¹]	Dolní výhřevnost paliva
CHRA		Center Housing and Rotating Assembly – centrální ložisková skříň
i	[-]	Počet válců motoru
I_{TC}	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti turbodmyhadla
L	[m]	Charakteristický rozměr
n	[-]	Index lomu
n	[min ⁻¹]	Otáčky motoru
NEDC		New European driving cycle – Evropský jízdní cyklus pro měření emisí
n_{TC}	[min ⁻¹]	Otáčky hřídele turbodmyhadla
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
p_{01C}	[Pa]	Totální tlak plynu vstupujícího do kompresoru
p_{02C}	[Pa]	Totální tlak plynu vystupujícího z kompresoru
P_e	[W]	Efektivní výkon motoru
p_e	[Pa]	Střední efektivní tlak
PEMS		Portable Emission Measurement System – Přenosný systém měření emisí
Pr	[-]	Prandtovo číslo
$Q_{BH,con}$	[W]	přirozená konvekce mezi CHRA a okolím

$Q_{BH,rad}$	[W]	radiace z CHRA do okolí
$Q_{C,conv}$	[W]	přirozená konvekce mezi kompresorovou skříní a stlačeným vzduchem
$Q_{C,rad}$	[W]	radiace mezi kompresorovou skříní a stlačeným vzduchem
$Q_{C\rightarrow air}$	[W]	nucená konvekce mezi stlačeným vzduchem a kompresorovou skříní
$Q_{o\rightarrow BH}$	[W]	nucená konvekce mezi olejem a CHRA
$Q_{S\rightarrow air}$	[W]	přenos tepla z kompresorového kolečka (hřídele) do vzduchu
$Q_{S\rightarrow oil}$	[W]	nucená konvekce mezi hřídelí a olejem
$Q_{T,conv}$	[W]	přirozená konvekce mezi turbínovou skříní a okolím
$Q_{T,rad}$	[W]	radiace z turbínové skříně do okolí
$Q_{T\rightarrow BH}$	[W]	nucená konvekce mezi výfukovými plyny a turbínovou skříní spolu s CHRA
$Q_{T\rightarrow S}$	[W]	přenos tepla při expanzi výfukových plynů na turbínové kolečko a hřídel
r	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Měrná plynová konstanta
R	[-]	Reflektance, poměrná odrazivost
R	[mm]	Vzdálenost těžiště plochy kolmého průřezu od osy rotoru
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
S	[m ²]	Plocha
SCR		Selective Catalytic Reduction – Selektivní katalytická redukce
t	[s]	Čas
T	[-]	Transmitance, poměrná průteplivost
T_{01C}	[K]	Totální teplota plynu před vstupem do kompresoru
T_{01T}	[K]	Totální teplota spalín před vstupem do turbíny
T_{02C}	[K]	Totální teplota plynu za kompresorem
T_{02C_ad}	[K]	Totální teplota plynu po adiabatické kompresi
T_{02T}	[K]	Totální teplota spalín za turbínou
T_{2T_ad}	[K]	Statická teplota spalín při adiabatické expanzi na tlak za turbínou
T_{pl}	[K]	Teplota plnicího média
Trim	[-]	Ořez oběžného kola
T_w	[K]	Teplota povrchu tělesa
u	[m.s ⁻¹]	Rychlost proudění média.
UDC		Urban Driving Cycle – městský jízdní cyklus
VGT	[-]	Variable Geometry Turbocharger
V_H	[cm ³]	Zdvihový objem jednoho válce
VNT	[-]	Variable Nozzle Technology

WHSC		World Harmonised Stationery Cycle – Světově harmonizovaný ustálený cyklus
WHTC		World Harmonized Transient Cycle – Světově harmonizovaný transientní cyklus
WLTP		Worldwide Light-Duty Vehicle Testing Procedure – Celosvětový proces měření emisí osobních automobilů a lehkých užitkových vozů
X	[m]	Charakteristický rozměr ve směru X
Y	[m]	Charakteristický rozměr ve směru Y
Z	[m]	Charakteristický rozměr ve směru Z
α	[m ² .s ⁻¹]	Lokální součinitel přestupu tepla
Δh_{0C}	[J.kg ⁻¹]	Změna měrné totální entalpie plynu při reálné kompresi
Δh_{0C_ad}	[J.kg ⁻¹]	Změna měrné totální entalpie plynu při adiabatické kompresi
Δh_{0T}	[J.kg ⁻¹]	Změna měrné totální entalpie spalín při reálné expanzi
Δh_{0T_ad}	[J.kg ⁻¹]	Změna měrné totální entalpie spalín při adiabatické expanzi
δT	[K]	Změna teploty
$\delta \tau$	[m ² .s ⁻¹]	Teplotní vodivost
$\delta \tau$	[s]	Změna času
ε	[-]	Emisivita šedého tělesa
η_C	[-]	Adiabatická účinnost kompresoru
η_i	[-]	Indikovaná účinnost motoru
η_{mTC}	[-]	Mechanická účinnost turbodmychadla
η_{pl}	[-]	Plnicí účinnost motoru
η_T	[-]	Adiabatická účinnost turbíny
λ	[-]	Součinitel přebytku vzduchu
λ	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	Tepelná vodivost média/Součinitel tepelné vodivosti
λ_{pr}	[-]	Proplachovací součinitel přebytku vzduchu
λ_Z	[-]	Součinitel přebytku vzduchu
λ_z	[-]	Spalovací součinitel přebytku vzduchu
ρ	[kg.m ⁻³]	Hustota tekutiny
ρ_{pl}	[kg.m ⁻³]	Hustota plnicího vzduchu
σ_t	[MJ.kg ⁻¹]	Teoretický směšovací poměr vzduchu a paliva
τ	[-]	Taktnost motoru
$gradT$	[K.m ⁻¹]	Teplotní gradient
ν	[m ² .s ⁻¹]	Kinematická viskozita