



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

OPTIMALIZACE PROVOZU TURBODMYCHADLA PRO SNÍŽENÍ TEPLOTNÍ NESTABILITY VE VÝFUKOVÉM POTRUBÍ

OPTIMIZATION OF TURBOCHARGER OPERATION TO REDUCE THERMAL INSTABILITY IN THE EXHAUST

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Vít Kraicinger

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Michael Böhm

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Vít Kraicinger
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Michael Böhm
Akademický rok:	2021/22

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:

Optimalizace provozu turbodmychadla pro snížení teplotní nestability ve výfukovém potrubí

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce zaměřená na simulace spalovacího motoru a následnou optimalizaci práce turbodmychadla ke snížení teplotních pulzací ve výfukovém potrubí.

Cíle diplomové práce:

Po teoretické stránce rozebrat chování přeplňovaného zážehového motoru a vlivy na teplotu výfukových plynů.

Vytvořit simulační model v prostředí GT–Suite, který bude predikovat a eliminovat teplotní pulzace ve výfukovém potrubí díky úpravám práce turbodmychadla.

Realizace regulace turbodmychadla pomocí elektricky ovládaného wastegate WG a natáčení lopatek VTG.

Srovnání těchto variant z hlediska efektivity a ekonomie provozu.

Seznam doporučené literatury:

STONE R. Introduction to internal combustion engines. 3rd edition. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. 641 s. ISBN 0768004950.

HEISLER H. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

KÖHLER E. Verbrennungsmotoren: Motormechnik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. 3. verb. Aufl. Braunschweig [u.a.]: Vieweg, 2002. 548 s. ISBN 3-528-23108-4.

HEYWOOD J. Internal Combustion Engine Fundamentals 2E. Published online 2018:1056. <https://www.accessengineeringlibrary.com/browse/internal-combustion-engine-fundamentals-second-edition>.

MACIÁN V, LUJÁN JM, BERMÚDEZ V, GUARDIOLA C. Exhaust pressure pulsation observation from turbocharger instantaneous speed measurement. Meas Sci Technol. 2004;15(6):1185-1194. doi:10.1088/0957-0233/15/6/020

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá snížením teplotní nestability výfukových plynů za pomoci optimalizovaného provozu turbodmychadla pro provoz katalyzátoru v optimální teplotním rozsahu. V úvodu práce jsou vysvětleny jednotlivé vlivy na teploty výfukových plynů a vliv této teploty na škodlivé emise. Dále je v práci popsána funkce i jednotlivé části turbodmychadla, a především typy používaných regulací. Pro simulace a samotnou optimalizaci je vybrána pohonná jednotka 1,5 TSI EA211-EVO od výrobce Volkswagen. Dále práce obsahuje samotnou tvorbu dvou modelů s odlišnou regulací turbodmychadla (WG, VNT), jejich následná optimalizace pro přiblížení reálné otáčkové charakteristice a úprava pro možnost simulací tranzientních jevů. V závěru práce je provedena zmíněná optimalizace provozu turbodmychadla na emisním WLTP cyklu a následné porovnání snížení nestability výfukových teplot.

KLÍČOVÁ SLOVA

Turbodmychadlo, 1,5 TSI, regulace turbodmychadla, teplota výfukových plynů, emise, obtokový ventil (WG), variabilní natáčení lopatek (VNT)

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the reduction of instability of exhaust gas temperatures with the help of optimized turbocharger operation, for the operation of the catalyst in the optimal temperature range. The introduction describes the individual effects on exhaust gas temperatures and the effect of this temperature on emissions. Furthermore, the work describes the turbocharger's function and individual parts, especially the types of regulations used. The 1.5 TSI EA211-EVO drive unit from Volkswagen is selected for the simulations and the optimization itself. Furthermore, the work contains the creation of two models with different turbocharger control (WG, VNT), and their subsequent optimization to approximate the real speed characteristics and adjustment for the possibility of simulations of transient phenomena. At the end of the work, the mentioned optimization of turbocharger operation on the emission WLTP cycle and the subsequent comparison of the reduction of exhaust temperature instability is performed.

KEYWORDS

Turbocharger, 1.5 TSI, turbocharger regulation, exhaust temperature, emissions, wastegate (WG), variable nozzle turbine (VNT)

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KRAICINGER, Vít. *Optimalizace provozu turbodmyhadla pro snížení teplotní nestability ve výfukovém potrubí*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139753>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Michael Böhm.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 20. května 2022

.....

Vít Kraicinger

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu diplomové práce Ing. Michaelu Böhmovi za odborné vedení, ochotu a velmi přínosné rady. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přítelkyni za jejich podporu a trpělivost během průběhu celého studia.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Cykly zážehových spalovacích motorů	12
1.1 Parametry spalovacího prostoru.....	13
1.2 Ottův cyklus.....	15
1.3 Millerův cyklus.....	17
1.4 Porovnání Ottova a Millerova cyklu.....	18
2 Přepřňování spalovacích motorů	20
2.1 Princip fungování turbodmychadla.....	21
2.2 Popis turbodmychadla.....	22
2.2.1 Turbínová část	23
2.2.2 Kompresorová část	25
2.2.3 Ložisková část	28
2.3 Regulace turbodmychadla.....	29
2.3.1 Blow-off ventil	29
2.3.2 Wastegate ventil	30
2.3.3 Změna šířky statoru (VGT)	31
2.3.4 Změna geometrie natočením lopatek (VNT).....	31
2.4 Mechanika tekutin v kompresoru a turbíně	33
2.4.1 Komprese.....	33
2.4.2 Expanze	34
2.4.3 Charakteristika radiálního kompresoru	34
2.4.4 Charakteristika radiální turbíny.....	36
3 Teplota výfukových plynů.....	37
3.1 Parametry ovlivňující teplotu výfukových plynů	37
3.2 Vliv teploty výfukových plynů na emisní systém	41
3.3 Vliv teploty výfukových plynů na turbodmychadlo	48
4 Popis zkoumaného motoru	50
5 Software GT-SUITE.....	52
6 Model v programu GT – SUITE	53
6.1 Model s obtokovým ventilem (WG).....	53
6.1.1 Časování sacích a výfukových ventilů	55
6.1.2 Turbína	56
6.1.3 Regulace turbodmychadla	57
6.2 Model s VNT	58
6.2.1 Časování sacích a výfukových ventilů	58
6.2.2 Turbína	59
6.2.3 Regulace turbodmychadla	60
6.3 Kompresor	60
6.4 Mezichladič.....	61
6.5 Hoření	62
6.6 Přestup tepla.....	62
6.7 Tření.....	62

7	Analýza modelů a jejich porovnání.....	63
7.1	Otáčková charakteristika s WG.....	63
7.2	Otáčková charakteristika s VNT.....	64
7.3	Teplotní pulzace WG.....	64
7.4	Teplotní pulzace VNT.....	65
8	Úprava modelů pro tranzientní jevy.....	67
8.1	Úprava motoru.....	67
8.2	Model převodovky.....	68
8.3	Model vozidla.....	68
8.4	Model řidiče.....	69
8.5	Řídicí jednotky.....	69
9	Výsledky a analýza tranzientních jevů.....	71
9.1	Model ve verzi s obtokovým ventilem.....	71
9.2	Optimalizace modelu WG.....	73
9.2.1	Optimalizace regulace turbodmychadla.....	73
9.2.2	Optimalizace regulace vstřikovačů.....	74
9.3	Model ve verzi s variabilními lopatkami.....	78
9.4	Optimalizace modelu VNT.....	79
9.4.1	Optimalizace regulace turbodmychadla.....	79
9.4.2	Optimalizace regulace vstřikovačů.....	80
	Závěr.....	83
	Použité informační zdroje.....	84
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	89
	Seznam příloh.....	93

ÚVOD

V dnešní době je obrovským tématem v automobilovém průmyslu životní prostředí a emise produkované vozidly během jejich provozu. Jedním z nejrozšířenějších zařízení, které snižuje škodlivé emise a je nejčastěji využíváno je třícestný katalyzátor. Dokáže pracovat s velmi vysokou účinností, konkrétně až kolem 98 %. Tato účinnost je ovšem dosahována za velmi omezených podmínek, mezi které patří směšovací poměr λ a teplota výfukových plynů, kterou se tato práce zabývá. Je důležité, aby během provozu spalovacího motoru nedocházelo k příliš velkým teplotním pulzacím a překračování dolní teplotní hranice účinnosti katalyzátoru.

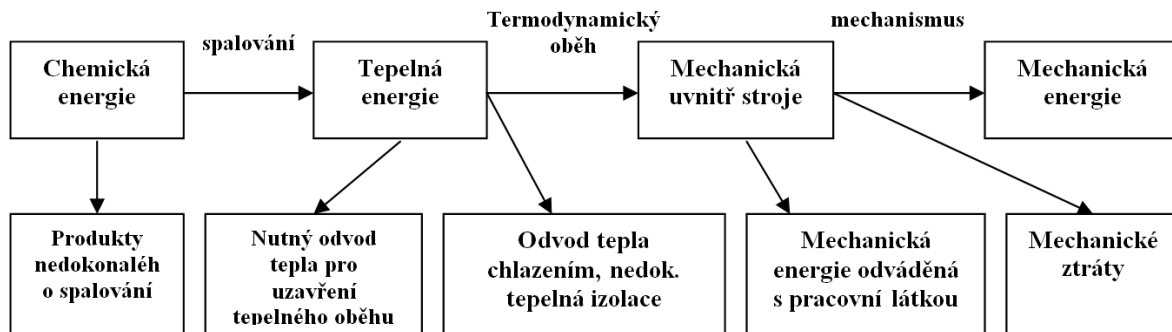
Zároveň se u zážehových motorů velmi rozšířil Millerův cyklus, který má větší expanzní poměr než kompresní. Díky tomu je možné navrhnout motory s vyšším kompresním poměrem, což následně vede k větší termické účinnosti a nižším emisím. Dříve byl Millerův cyklus realizován pomocí speciálního klikového mechanismu, tohle řešení se ukázalo být velmi složité a nákladné. Dnes se tedy především realizuje pomocí časování ventilů, kdy je možné sací ventil otevřít předčasně, anebo pozdně. S tímto překrytím ventilů ovšem dochází k samotnému snížení výkonu a je téměř vždy vyžadováno přeplňování.

Regulace turbodmychadla probíhá především v závislosti na požadovaném plnicím tlaku v sacím potrubí. S takovou regulací je možné dosáhnout velmi plynulé momentové křivky a vysokého výkonu ve velkých zatížení. V nízkých a částečných zatížení není tak velký požadavek na vysoký výkon motoru. Je zde prostor pro změnu regulace turbodmychadla a docílit, tak snížení teplotní nestability, aniž by došlo k ovlivnění otáčkové charakteristiky motoru při plném zatížení.

Cílem práce je vytvořit dva modely zmíněného motoru s odlišným typem regulace turbodmychadla (WG, VNT) v prostředí GT-SUITE. Oba modely je potřeba optimalizovat, aby co nejvíce odpovídaly parametrům a chováním reálného motoru. Dále je nutné upravit modely pro umožnění predikce a eliminace teplotních pulzací ve výfukovém potrubí. Následné porovnání obou typů regulací, jejich vliv a samotné optimalizace na snížení teplotní pulzace.

1 CYKLY ZÁŽEHOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

Spalovací motory pracují na principu tepelných strojů. Tepelný stroj získává teplo z paliva pomocí chemické reakce. Značná část tohoto tepla se promění v mechanickou práci stroje a část tepla odejde s produkty nedokonalého spalování. Zbylé teplo se odvede do chlazení pro uzavření tepelného oběhu. Během přeměny tepelné energie na mechanickou dochází k výrazným mechanickým i energetickým ztrátám. Energetické ztráty jsou zapříčiněny především nedokonalým spalováním paliva a mechanické ztráty způsobuje mechanická část stroje např. tření (Obr. 1) [1].



Obr. 1 Schéma přeměny tepelné energie na mechanickou energii [2]

Celý proces přeměny tepla na mechanickou práci se odehrává v termodynamických cyklech, které se periodicky opakují. Pro svojí funkci používá pracovní látku, která se v průběhu cyklu (spalování) mění a následně je zajištěna její výměna za novou pracovní látku. Pracovní cyklus se skládá z několika po sobě jdoucích termodynamických dějů. Během těchto dějů dojde k přeměně tepelné energie na práci, výměně náplně a k následnému vrácení na začátek cyklu [1].

Přímé cykly slouží k získávání práce (spalovací motory), které probíhají v p-V diagramu ve směru hodinových ručiček. Nepřímé cykly probíhají ve opačném směru a práci spotřebovávají (lednice) [1]. Cykly spalovacích motorů můžeme porovnávat graficky pomocí diagramů. Základním diagramem pro srovnání cyklů spalovacích motorů je diagram závislosti průběhu tlaku na objemu motoru. Plocha ohraničená jednotlivými křivkami dějů v p-V diagramu znázorňuje práci A_0 vykonanou během jednoho cyklu [1].

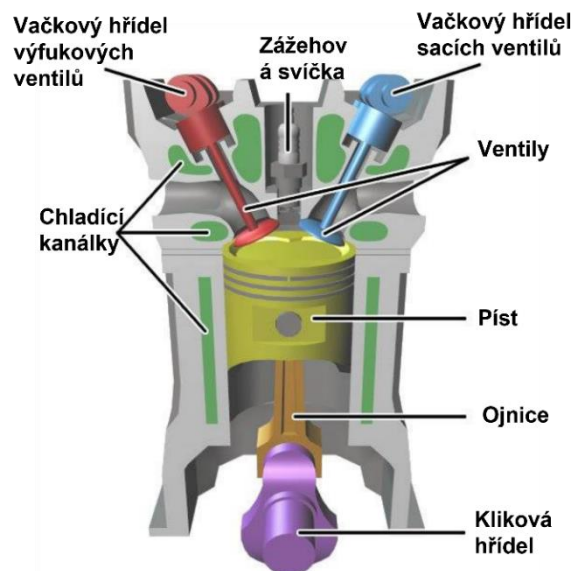
Práci cyklu je možné spočítat integrací tlaku podle objemu podél křivky ohraničující plochu (1) [2]:

$$A_0 = \int p \cdot dV, \quad (1)$$

kde: A_0 je práce cyklu, p je tlak.

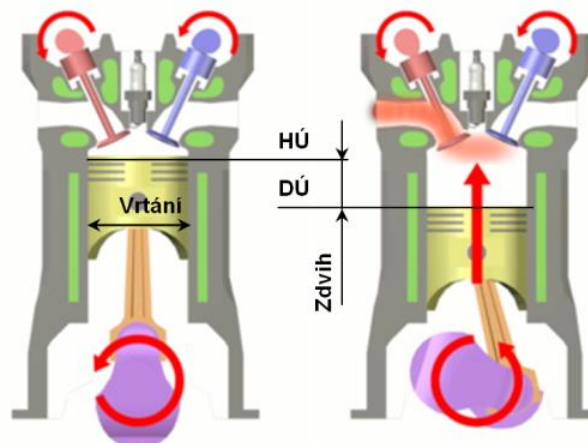
1.1 PARAMETRY SPALOVACÍHO PROSTORU

Ve spalovacím prostoru dochází k celému termodynamickému cyklu, který zajišťuje několik hlavních součástí. Na píst působí tlak plynů, který vzniká zapálením (pomocí svíčky nebo tlaku vstřikovačů) pracovní látky a jejím následným hořením během spalování. Přes ojnicí čep, ojnici a klikový hřídel dochází k přeměně lineárního pohybu pístu na pohyb rotující. Spalovací prostor tvoří společně s pístem, válcem a hlavou motoru i výfukové a sací ventily, které slouží především k výměně pracovní látky (směsi vzduchu a paliva). Chladicí kanálky kolem spalovacího prostoru slouží k regulaci chladicí kapaliny, která odvádí přebytečné teplo ze spalovacího prostoru a uzavírá cyklus (Obr. 2) [3].



Obr. 2 Schéma spalovacího prostoru a klikového mechanismu [4]

Ve spalovacím motoru se píst během čtyřdobého cyklu neustále pohybuje mezi horní (HÚ) a dolní úvrátí (DÚ). Hlavními parametry spalovacího prostoru jsou vrtání, které je rovno průměru spalovacího prostoru D a zdvih válce (Z), který určuje vzdálenost mezi horní a dolní úvrátí. Kompresní objem spalovacího motoru je objem zaplňující místo nad pístem, který se nachází v horní úvrátí. Zdvihový objem vyjadřuje rozdíl objemu v horní a dolní úvrátí (Obr. 3) [5].



Obr. 3 Popis parametrů spalovacího prostoru [5]

Pomocí těchto základních parametrů spalovacího prostoru je možné vypočítat kompresní poměr, který vyjadřuje poměr mezi objemem obsazeným vzduchem v dolní úvrati (maximálním objemem) a objemem obsazeným vzduchem v horní úvrati (minimálním objemem) (2) [5]:

$$\varepsilon = \frac{V_z + V_K}{V_K}, \quad (2)$$

kde: ε je kompresní poměr, V_z je zdvihový objem válce, V_k je kompresní objem válce.

Zdvihový objem válce je určen rovnicí 3 [5]:

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z, \quad (3)$$

kde: D je průměr vrtání válce, Z je zdvih.

Ze zdvihového objemu a vykonané práce jedním cyklem se určí střední teoretický tlak pracovního oběhu (4). Střední teoretický tlak je pomyslný konstantní tlak působící na píst, který na dráze jednoho zdvihu vykoná stejnou práci, jako skutečný spalovací motor během jednoho cyklu (dráha čtyř zdvihů) [5]:

$$p_{ts} = \frac{A_0}{V_z}, \quad (4)$$

kde: p_{ts} je střední teoretický tlak.

Výkon čtyřdobého spalovacího motoru je možné vypočítat rovnicí 5. Ve čtyřdobém spalovacím motoru je každá druhá otáčka pracovní, to je vyjádřeno dělením rovnice dvěma [5]:

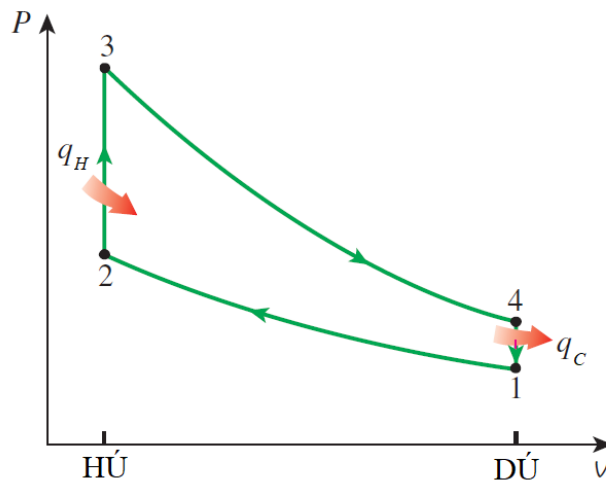
$$P = \frac{A_0 \cdot n}{2} = \frac{p_{ts} \cdot V_z \cdot n}{2} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M_k, \quad (5)$$

kde: P je výkon jednoho válce motoru, n jsou otáčky, M_k točivý moment motoru.

Z rovnice 5 je patrné, že výkon motoru je závislí na otáčkách a točivém momentu. Tyto parametry společně tvoří otáčkou charakteristiku, která patří mezi jedny z nejdůležitějších charakteristik samotného motoru [5].

1.2 OTTŮV CYKLUS

Ottův cyklus je idealizovaný cyklus pro čtyřdobé zážehové spalovací motory, skládající se ze sání, komprese, expanze a výfuku. Píst motoru se během cyklu pohybuje mezi dolní a horní úvrati.



Obr. 4 p-V diagram ideálního Ottova cyklu [1]

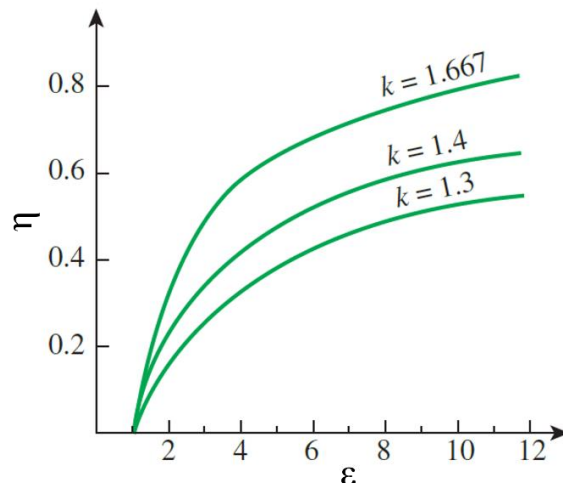
Ottův cyklus se skládá z adiabatické komprese (1-2), během které narůstá tlak i teplota ve spalovacím prostoru a naopak se snižuje objem. Následuje izochorický přívod tepla (2-3), kde tlak i teplota stále narůstají za konstantního objemu. Po přivedení tepla dojde k adiabatické expanzi (3-4) při které tlak i teplota klesají a dochází k nárůstu objemu. Posledním dějem cyklu je izochorický odvod tepla (4-1). Celý cyklus se dále opakuje [1].

Termickou účinnost Ottova cyklu lze určit z rovnice 6 [1]:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}, \quad (6)$$

kde: η_t je termická účinnost, ε je kompresní poměr, κ je Poissonova konstanta.

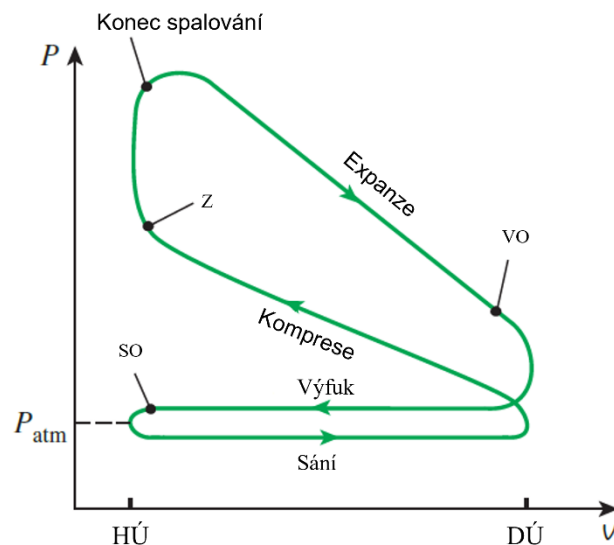
Z předchozí rovnice je patrné, že termická účinnost Ottova cyklu roste s rostoucím kompresním poměrem a Poissonovou konstantou pracovní látky. Zvyšování kompresního poměru je běžně využíváno ke zvýšení účinnosti motoru. Během toho dojde i ke zvýšení tlaků a teplot ve spalovacím prostoru. Tyto dva fakty jsou brány jako určitá omezení ve snaze o vyšší účinnost. Při vysokých tlacích jsou vyšší nároky na materiály všech součástí. Vysoké teploty ve spalovacím prostoru způsobují samovznícení pracovní látky před samotným zažehnutím svíčky. Dochází k detonačnímu hoření, které je nežádoucí a poškozuje motor. Odolnost vůči samovznícení lze zvýšit lepším časováním ventilů nebo vyšším oktánovým číslem benzínu (přidáním aditiv) [1].



Obr. 5 Závislost termické účinnosti Ottova cyklu na kompresním poměru a Poissonově konstantě [1]

Obr. 5 znázorňuje závislost termické účinnosti na kompresním poměru a Poissonově konstantě. Zvyšování účinnosti pomocí druhého parametru je poměrně komplikované. Se zvětšujícími se molekulami pracovní látky klesá Poissonova konstanta. Ideální jednoatomová molekula vodíku se pohybuje kolem 1,667. Reálná hodnota za pokojové teploty je tato uváděna 1,4. Účinnost na obrázku je výrazně vyšší než účinnost reálných spalovacích motorů (téměř dvojnásobná). Je to dáno velkým zjednodušením, kde neuvažujeme žádná tření a v reálném spalovacím motoru jsou v pracovní látce větší molekuly jako jsou uhlovodíky, které také snižují účinnost. Zároveň s rostoucí teplotou klesá Poissonova konstanta, proto je u reálného motoru ještě nižší [1].

U reálných cyklů se vyskytuje mnoho odchylek od idealizovaných cyklů spalovacích motorů. Všechny tyto odchylky způsobují nižší účinnost u skutečných motorů. Plocha skutečného cyklu je přibližně rovna 80 % plochy odpovídajícího Ottova cyklu. V ideální Ottově cyklu není zahrnuto samotná výměna náplně válce. Na Obr. 6 je znázorněn výfuk, který probíhá s mírně větším tlakem než atmosférickým (přetlakem), zatímco sání probíhá s nižší tlakem než atmosférickým (podtlakem). Je patrné, že výměna pracovní látky koná zápornou práci a snižuje celkovou účinnost celého pracovního cyklu. K přeměně této záporné práce a užitkovou se využívá přeplňování, blíže uvedeno v dalších kapitolách [1].



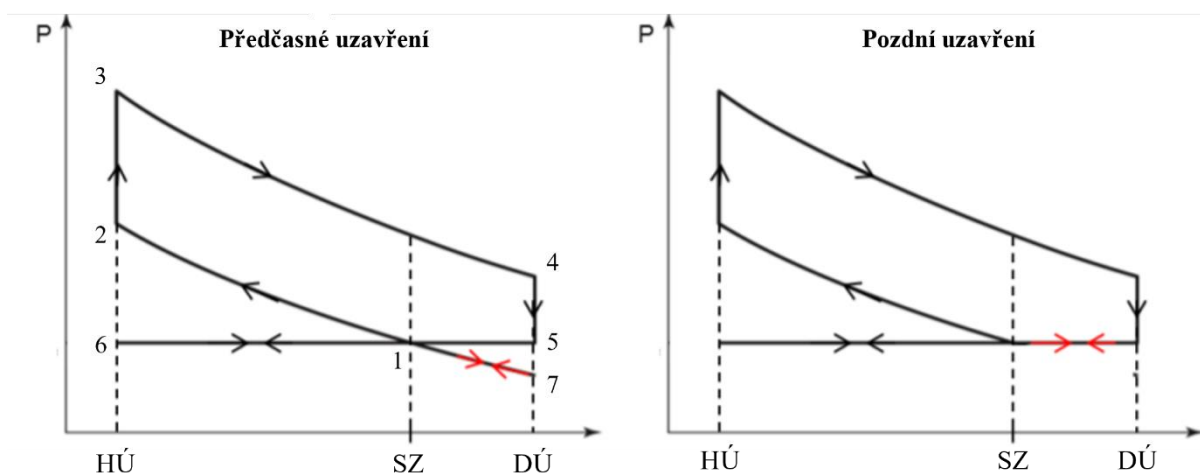
Obr. 6 p-V diagram reálného cyklu zážehového spalovacího motoru [1]

1.3 MILLERŮV CYKLUS

Požadavky na moderní motory a samotné emisní normy vydávané Evropskou unií jsou každým rokem výrazně přísnější. To dovedlo téměř všechny výrobce pohonných jednotek k tak zvanému Downsizingu. Jedná se o snižování objemu válců a celkově objemu motorů. Často se již setkáváme i se snižováním počtu válců a namísto obvyklých čtyřválců se objevují tříválcové motory. Tohle snižování objemu i počtu válců vede ke snížení celkových emisí a zároveň ke snížení spotřeby paliva [6].

U těchto nízko objemových motorů se velkou mírou rozvinulo používání Millerova cyklu. Ottův cyklus je charakteristický stejným kompresním i expanzním poměrem. Naopak Millerův cyklus pracuje s vyšším expanzním poměrem než s kompresním [6]. Tohoto efektu bylo využíváno už v dřívější době, kde byly vymyšleny speciální konstrukce klikového mechanismu, které toto zajišťovaly. Ukázalo se, že tyto mechanismy jsou poměrně komplikované a velmi často měly velké třecí ztráty. V dnešní době se k dosažení Millerova cyklu využívá časování ventilů, kdy je možné sací ventil uzavřít před dolní úvratí během sání (Millerův cyklus) nebo za dolní úvratí (Atkinsonův cyklus) [6].

V Millerově cyklu Obr. 7, když se píst pohybuje při sacím zdvihu dolů k dolní úvratí, tlak ve válci se pohybuje konstantě po křivce (6-1). Během předčasného uzavření sacího ventilu se uzavře v bodě 1 a tlak ve válci klesá. Během kompresního zdvihu tlak ve válci roste a dostává se z bodu 7 přes 1 do bodu 2. Čistá práce vykonaná podél dvou drah 1-7 a 7-1 se vyruší, díky čemuž je výsledný efektivní kompresní poměr menší než expanzní poměr [6]. Během Atkinsonova cyklu je sací ventil uzavřen až za dolní úvratí pístu a tím dojde k částečnému vytlačení pracovní látky zpět do sacího potrubí. Díky tomuto je opět expanzní poměr větší než poměr kompresní [6].



Obr. 7 p-V diagram Millerova a Atkinsonova cyklu [6]

Snížení kompresního poměru vzhledem k expanznímu poměru, znamená snížení potřebné práce k vlastní kompresi a teoreticky větší účinnosti. Zároveň dochází ke snížení tlaku a teploty ve válci, které umožní zvýšení kompresního poměru. Jak už bylo zmíněno zvýšení kompresního poměru vede ke zvýšení termické účinnosti, ale zároveň k větší náchylnosti k detonačnímu hoření [6]. Díky snížení teploty se Millerův cyklus ukázal být výrazně méně náchylný na tohle spalování. Zároveň při předčasném uzavření sacího ventilu dochází i ke snížení měrné efektivní spotřeby a samotných emisí [6].

Při snížení tlaku ve spalovacím prostoru dochází ke snížení výstupního efektivního výkonu. Z tohoto důvodu je velmi vhodné motor s takovýmto cyklem přeplňovat [6]. Takovýto motor kombinuje výhody Millerova cyklu v nízkém zatížení, kde má velmi malou měrnou efektivní spotřebu a nižší emise než běžný Ottův cyklus. Zároveň díky přeplňování nedochází k výrazným ztrátám výkonu [6].

Teoretická účinnost Millerova cyklu není už pouze závislá na kompresním poměru a Poissonově konstantě, ale také na expanzním poměru. Vztah 7 znázorňuje danou účinnost, která ještě závisí na přivedeném teple. δ představuje poměr tlaku na začátku a konci přivedeného tepla [7]:

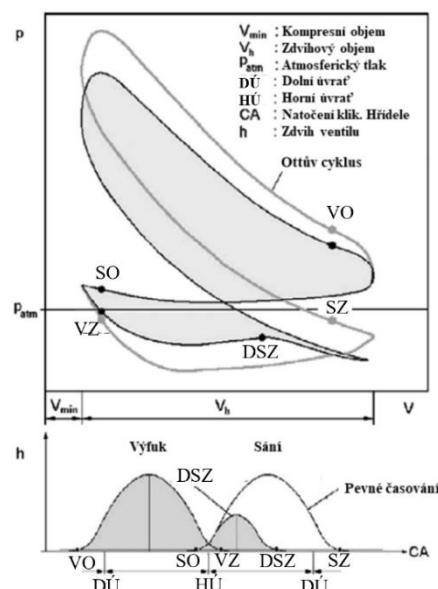
$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{(\kappa - 1) \cdot \frac{\varepsilon_e}{\varepsilon} + \delta \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_e}\right)^{(\kappa-1)} - \kappa}{\delta - 1}, \quad (7)$$

kde: ε_e je expanzní poměr, δ je poměr tlaku.

1.4 POROVNÁNÍ OTTOVA A MILLEROVA CYKLU

Na Obr. 8 je Ottův cyklus vyobrazen šedou křivkou bez vyplněné pracovní plochy. Černou křivkou v p-V diagramu a s vyplněnou pracovní plochou je pak Millerův cyklus. Jedna z hlavních výhod Millerova cyklu je snížení čerpacích ztrát, které je docíleno předčasným uzavřením sacího ventilu [7]. V p-V diagramu je vidět výrazně menší plocha nízkotlaké fáze (oblast sání-výfuk) Millerova cyklu. To způsobuje, že pro samotnou výměnu pracovní látky je spotřebovaná menší část energie a zároveň je menší část energie potřebná pro stlačení náplně. Dále je vidět, že při stejném zatížení motoru se zmenší i plocha vysokotlaké fáze (oblast komprese-expanze), díky tomu je použito menší množství paliva i vzduchu při spalovacím procesu a je snížena měrná efektivní spotřeba. Díky tomuto jevu zároveň dochází k výraznému snížení výkonu Millerova cyklu oproti Ottově [7].

Millerův cyklus je především výhodný u přechodových jevů, tedy kdy automobil zrychluje nebo naopak brzdí. Velkou výhodou má také při částečném zatížení, kdy není zcela sešlápnutý plynový pedál (jízda ve městě, v koloně).



Obr. 8 Porovnání p-V diagramu Ottova a Millerova cyklu [8]

Výhody:

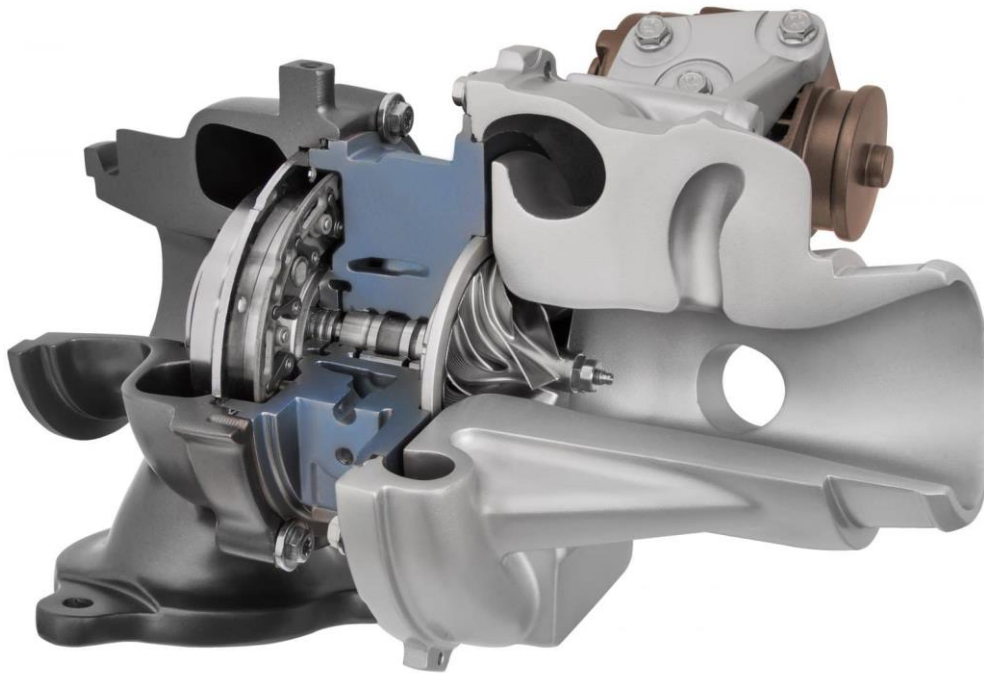
- Snížení teploty spalování a výfukových plynů
- Nižší obsah škodlivin ve výfukových plynech (nižší emise)
- Nižší náchylnost na detonační hoření → možnost vyššího kompresního poměru → vyšší termická účinnost
- Nižší měrná efektivní spotřeba
- Velmi vhodné pro přepřínování, popřípadě kombinaci s elektromotorem (hybridní pohon).

Nevýhody:

- Nižší výkon motoru.

2 PŘEPLŇOVÁNÍ SPALOVACÍCH MOTORŮ

Se stále se zvyšujícími nároky na nižší emise u spalovacích motorů v Evropě, jsou automobilky nuceny zvyšovat účinnost a efektivitu motorů. Z tohoto důvodu se rozvinul trend tzv. downsizingu (nízko objemové motory a zmenšování počtu válců). Při menším počtu válců či nižším objemu jsou sníženy třecí i setrvačné ztráty. Zároveň je snížena hmotnost agregátu, která vede k nižším jízdám odporům během provozu vozidla, a tudíž i k nižší spotřebě a emisím. U moderních zážehových motorů je často využíván princip Millerova cyklu, který v podstatě vyžaduje přeplňování.



Obr. 9 Turbodmychadlo Garrett Motion s variabilní geometrií, vhodné pro motory 0,9 l -3,0 l [9]

Hlavním principem přeplňování je co největší zvýšení množství nasávané pracovní látky (vzduch, směs vzduchu a paliva). Čím větší množství směsi je dodáno do spalovacího prostoru, tím větší je jeho výkon, který se odvíjí od středního efektivního tlaku. Zvýšení množství náplně je dosaženo stlačením nasávaného vzduchu a zvýšením jeho hustoty. Přeplňování kromě zvyšování výkonu také pomáhá k dokonalejšímu prohoření směsi v částečném zatížení, a tudíž snížení emisí. Dokonalé spalování je dosaženo při zachování tzv. stechiometrického poměru, který udává, že ke spálení 1 kg benzínu je potřeba 14,7 kg vzduchu. Při vyšším zatížení je do motoru nasávané velké množství vzduchu, které vede k většímu množství paliva a vyššímu výkonu [10].

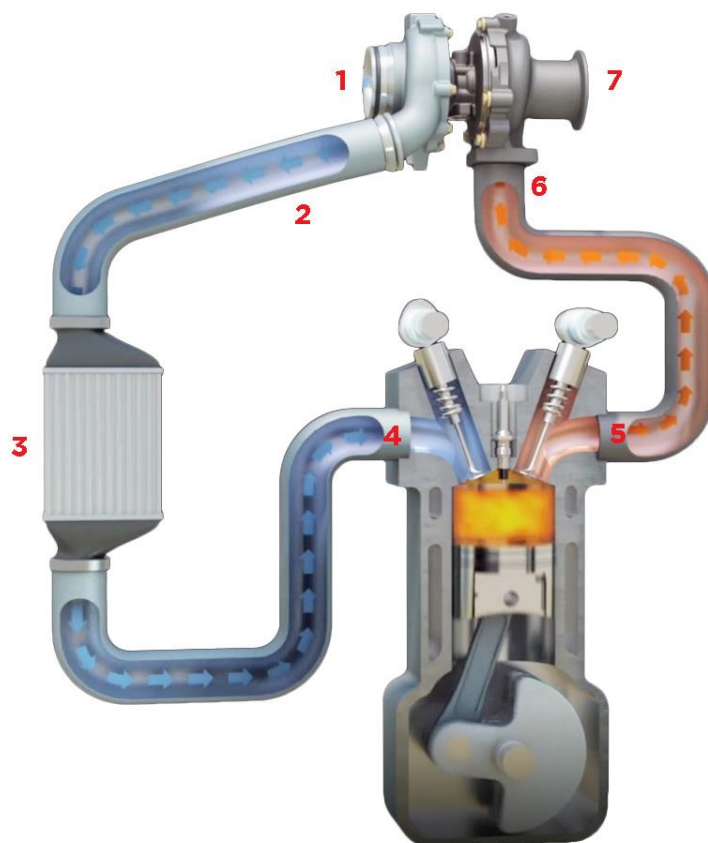
Pro přeplňování spalovacích motorů je možné využít několik technologií, které se dělí do několika základních skupin. Tato diplomová práce se bude zabývat pouze prvním typem [11]:

- **Turbodmychadla:** k přeplňování dochází pomocí kompresorového kola, které je poháněno turbínovým kolem a využívá energii výfukových plynů
- **Mechanické přeplňování:** kompresor je připojen přímo ke klikové hřídeli (pomocí řemene), čímž odebírá výkon motoru
- **Kombinované přeplňování:** spojení turbodmychadla s mechanickým přeplňováním

2.1 PRINCIP FUNGOVÁNÍ TURBODMYCHADLA

Jak již bylo zmíněno hlavním důvodem přidání turbodmychadla a celého přeplňovacího okruhu je zvýšení množství pracovní látky, především vzduchu ve válci. Pomocí turbodmychadla je možné s menším přeplňovaným motorem dosáhnout stejného výkonu jako u většího nepřepřňovaného motoru. Okruh sání s přeplňováním je vidět na Obr. 10 a skládá se z těchto hlavních částí [12]:

1. Vstup do kompresoru
2. Výstup z kompresoru
3. Mezichladič stlačeného vzduchu (intercooler)
4. Sací kanál s ventilem
5. Výfukový kanál s ventilem
6. Vstup do turbíny
7. Výstup z turbíny

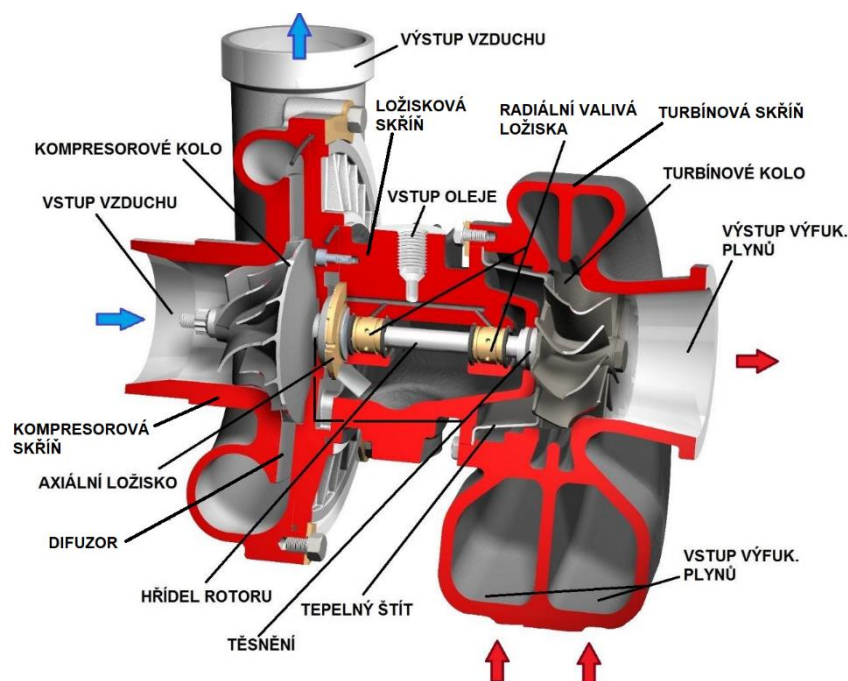


Obr. 10 Systém přeplňování s turbodmychadlem a mezichladičem vzduchu [12]

Během sání prochází vzduch nejdříve přes vzduchový filtr, který odstraní velkou část nečistot. Následně přes kompresorový vstup proudí vzduch do kompresorové skříně. Zde rotující kompresorové kolo stlačuje vzduch, a tím zvětšuje jeho hustotu, ale zároveň i teplotu. Právě kvůli vysoké teplotě stlačeného vzduchu se u moderních motorů v přeplňovacím systému nachází mezichladič (intercooler), který ochlazuje vzduch proudící do motoru za účelem dalšího zvýšení hustoty a zvýšení odolnosti proti detonačnímu hoření (klepání). Základní mezichladiče bývají chlazené vzduchem, modernější a účinnější mezichladiče vzduchu jsou chlazené vodou. Následně stlačený vzduch přes sací potrubí a sací ventil vstupuje do válců motoru [10]. Díky stlačení vzduchu a zvýšení jeho množství ve spalovacím prostoru se přidá více paliva a při zachování stechiometrického poměru dojde ke zvýšení výkonu. Po spálení směsi ve válci vznikají výfukové plyny o vysoké teplotě, které během výfukového zdvihu přes ventil proudí do výfukového potrubí. Následně tyto plyny o vysoké teplotě a energii pokračují do turbínové skříně. Uvnitř se nachází rotující turbínové kolo, které je na společné hřídeli s kompresorovým kolem. Turbína má za úkol odebrat část energie výfukových plynů, která je následně použita na roztáčení kompresorového kola a stlačení vzduchu. Na motoru vytváří turbína protitlak, který docílí poklesu tlaku a teploty (expanze) mezi vstupem a výstupem turbíny a následně využívá energii potřebnou k pohonu kompresoru [10].

2.2 POPIS TURBODMYCHADLA

Turbodmychadlo je velmi komplexní lopatkový stroj, který byl vynalezen již někdy na začátku 20. století. Jeho základní funkce se během let příliš nezměnila. Hlavní vývoj turbodmychadel se odehrál především v metalurgických oblastech a možnostech výroby. Ze začátku musela být kompresorová i turbínová kola poměrně zjednodušená kvůli technologiím výroby. Původní turbodmychadla byla velmi velká a umožňovaly dosahovat pouze 10 000 – 30 000 otáček za minutu [13]. S moderními technologiemi je možné vyrábět tvarově složitá kola, které jsou aerodynamicky velmi efektivní. V současnosti dosahují rotory rychlosti až 300 000 otáček za minutu. Je tedy kladen velký důraz na kvalitu výroby, geometrické a povrchové tolerance [13].



Obr. 11 Řez turbodmychadla a popis jeho základních součástí [15]

Turbodmychadlo se skládá ze dvou základních částí, a to rotoru a statoru. Obr. 11 znázorňuje řez s podrobnějším popisem těchto částí. Rotor se skládá z kompresorového a turbínového kola, které jsou uloženy na společném hřídeli. Hřídel rotoru je uložena zpravidla pomocí kluzných nebo valivých radiální ložiscích ve střední statorové části (ložiskové skříni). Na koncích ložiskové skříně jsou přidělány kompresorové a turbínové skříně, prostor mezi skříněmi je utěsněn, aby nedocházelo k úniku maziva do sací nebo výfukové části turbodmychadla [13]. Turbínové kolo a turbínová skříň bývají zpravidla tepelně odstíněny pomocí tepelného štítu, aby nedocházelo k velkému tepelnému namáhání ložiskové části [13].

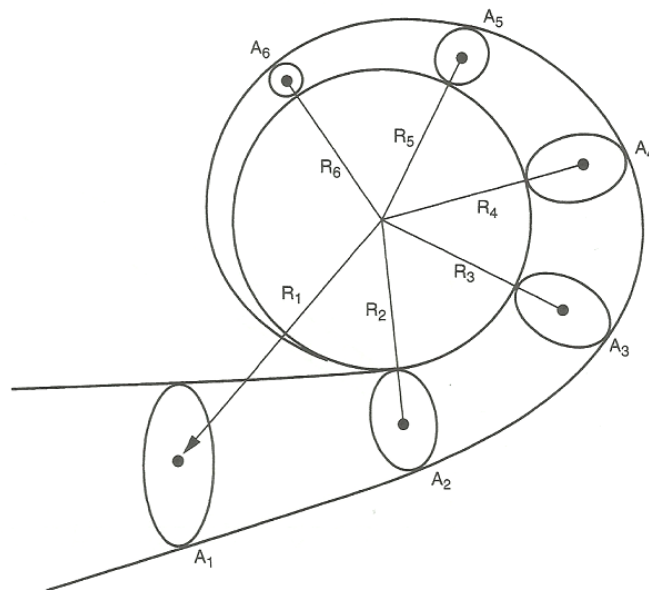
2.2.1 TURBÍNOVÁ ČÁST

V mnoha ohledech je turbínová část velmi důležitá, jak již bylo řečeno, přeměňuje kinetickou energii výfukových plynů na pohon kompresoru. Turbínová část se skládá ze dvou hlavních dílů, turbínového kola (zpravidla s hřídelí) a turbínové skříně tzv. housingu.



Obr. 12 Otevřená skříň (vlevo), dělená skříň (vpravo) [16]

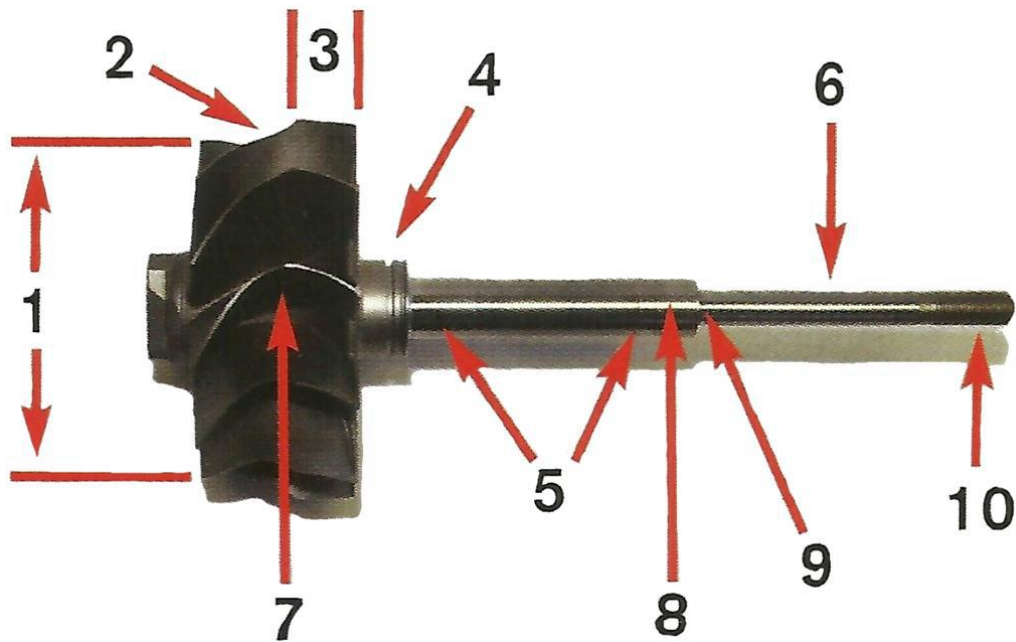
Turbínová skříň sbírá výfukové plyny z výfukových svodů a usměřuje jejich proud do tvaru spirály s konstantně se zmenšující velikostí. Spaliny jsou naváděny tangenciálně na lopatky turbínového kola, aby bylo dosaženo co největší účinnosti. Po předání energie do turbíny spaliny opouští turbínovou skříň v axiálním směru [13]. Nejčastěji se dělí na dva typy, a to otevřenou a dělenou Obr. 12. Dělená skříň umožňuje lepší využití energie pulzu výfukových plynů, které se dostávají až ke špičce kola, čímž přenáší vyšší energii do turbíny. Naopak otevřená skříň méně omezuje průtok výfukových plynů a je efektivnější, ale zároveň nepřenáší pulzní energii. Dělená skříň je nejlépe využita u nízko otáčkových motorů, ale s vyšším požadavkem na špičkový točivý moment (vznětové motory). Zatímco druhý typ skříně má větší využití u vysoko otáčkových motorů, kde proudění výfukových plynů je stabilnější [13].



Obr. 13 Schématické zobrazení A/R poměru [13]

Pro správnou funkci turbodmychadla je velmi důležitý samotný tvar a velikost turbínové skříně. Při návrhu těchto parametrů se řídí tzv A/R poměrem, který vyjadřuje vztah mezi průtočnou plochou a vzdáleností mezi středem této plochy a středem hřídele. Tento poměr je konstantní po celém průřezu spirálovým tvarem skříně [13]. Čím menší bude průřez A, tím rychleji budou plyny proudit a zvyšovat otáčky turbíny. Naopak při velkém poloměru R bude síla výfukových plynů působících na lopatky oběžného kola větší a kolu tak předají vyšší točivý moment. Zmíněný poměr a tvar skříně má velký vliv na samotnou charakteristiku rotorové části [13].

Běžně v praxi se jako turbínové kolo označuje oběžné kolo turbíny společně s hřídelí. Turbínové kolo bývá s hřídelí pevně spojeno (pomocí svařování), zatímco kompresorové kolo je upevněno maticí. Rotorová hřídel je v místech uložení ložisek indukčně kalená pro snížení opotřebení [13]. Hřídel je vyráběná s přesností na mikrometry, velmi nízkou drsností povrchu a nízkým házením. V automobilové průmyslu se nejčastěji používají radiální turbínové kola, ale jsou i případy využití axiálních turbínových kol (velké stacionární, lodní motory) [14]. Běžně jsou turbínová kola tvarovaná velmi složitě a lopatky kola jsou modelovaná v co nejideálnější aerodynamickém tvaru. Kvůli složitosti tvaru jsou dnes nejčastěji vyráběna pomocí metody vytavitelného vosku. Inconel a GMR235 jsou nejběžněji používané materiály pro výrobu turbín. Jedná se o vysoce žárupevné superslitiny s příměsí niklu a chromu, které odolávají extrémním teplotám výfukových plynů dosahujících teplot přes 1000 °C [13].



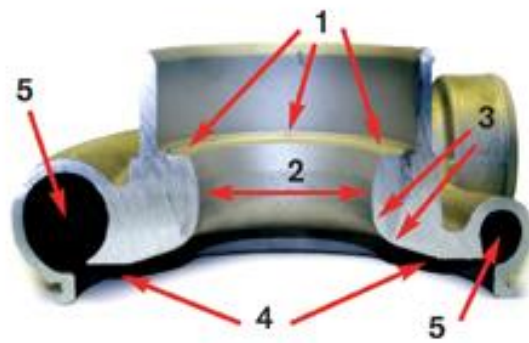
Obr. 14 Popis jednotlivých částí turbínového kola turbodmychadla [17]

Na Obr. 14 je zobrazen detailní popis turbínového kola. Menší průměr lopatkového kola u turbíny je průměr exduktoru neboli výstupní průměr výfukových plynů (1). Turbínové kolo se dále skládá z těchto částí: (2) znázornění kontury lopatek pro usměrnění proudu spalin, (3) označuje průměr nebo šířku induktoru neboli vstupního průměru, (4) drážky pro pístní nebo těsnící kroužky, (5) indukčně kalené plochy pro ložiska, (6) čep pro turbínové kolo, (7) turbínové kolo, (8) rotorová hřídel, (9) osazení, (10) válcovaný závit pro upevnění kompresorového kola [17].

Velikost turbínového kola má velký vliv na provozní otáčky turbodmychadla a moment setrvačnosti rotoru. Zároveň má vliv na prodlevu nástupu výkonu po sešlápnutí plynového pedálu tzv. turbo lag. Jedná se o jednu z největších a nejtěžších součástí samotného rotoru, proto má takový vliv na výše zmíněné body. Menší turbínové kolo má mnohem vyšší provozní otáčky a lepší nástup tlaku. Velkou nevýhodou u malých turbín je zpětný tlak vracející se do spalovací komory, který se vytváří při vyšší otáčkách, než jsou pracovní, které dodávají maximální plnicí tlak. Tento efekt je dnes řešený pomocí regulace, kterou se zabývá kapitola 2.3 [14].

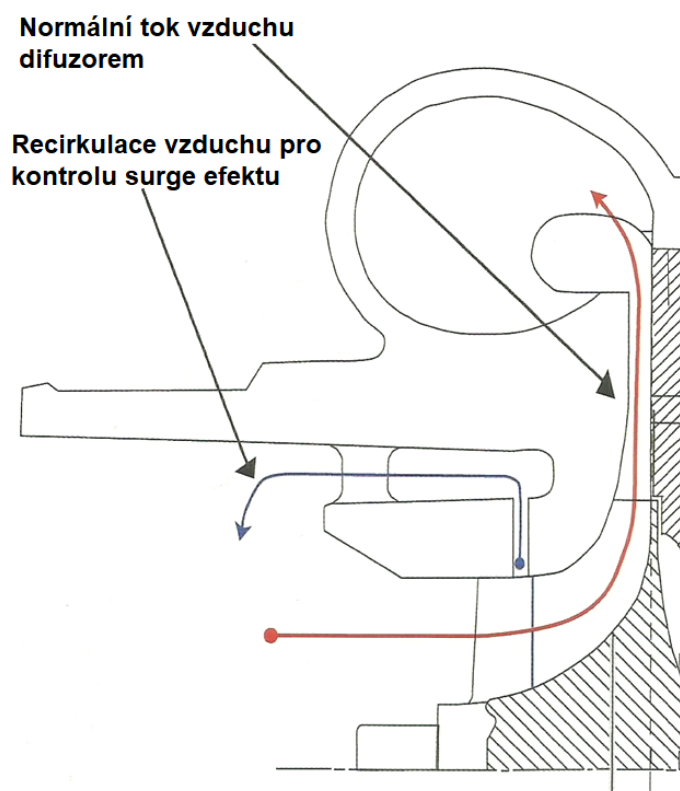
2.2.2 KOMPRESOROVÁ ČÁST

Stejně jako turbínová část se i kompresorová část dělí na dvě základní části, a to kompresorové kolo a kompresorový kryt. Nicméně v rámci těchto komponent jsou zakomponované kritické designové prvky, jako je například difusor zakomponovaný v krytu kompresoru viz. Obr. 11 [11]. Kvůli tomu, že kompresor pracuje s mnohem nižšími teplotami, než turbínová část je kompresorový kryt nejčastěji vyrobený z hliníkové slitiny a má tedy výrazně nižší hmotnost než turbínová skříň. Při návrhu velikosti kompresorové části rozhodují především, v jakém otáčkovém spektru se využije maximální přetlak kompresoru [17].



Obr. 15 Poloviční řez krytem kompresoru a jeho popis [17]

Na Obr. 15 je znázorněn řez kompresorovým krytem pro lepší popis jeho částí a samotné funkce. Vzduch do kompresorové části proudí vstupem kompresoru (1), kde se často využívá hrdlové trysky k lepšímu a hladšímu přechodu vzduchu do kola. Průměr induktoru (2) tvoří omezující část průtoku kompresoru. Obrys kompresorového krytu (3) odpovídá obrysu kompresorového kola, kde vůle se pohybuje okolo 0,2–0,3 mm. V tomto případě čelo difuzoru (4) tvoří jednu stranu rovnoběžného stěnového difuzoru a ložisková část nebo těsnící deska tvoří druhou stěnu (difuzor často bývá i celý v kompresorovém krytu Obr. 11). Spirální část (5) shromažďuje vzduch, který opouští kompresorové kolo. Plocha průřezu spirály se zvětšuje směrem k výtlačku z kompresoru, což napomáhá k ustálení vysokorychlostního proudu vzduchu [17].

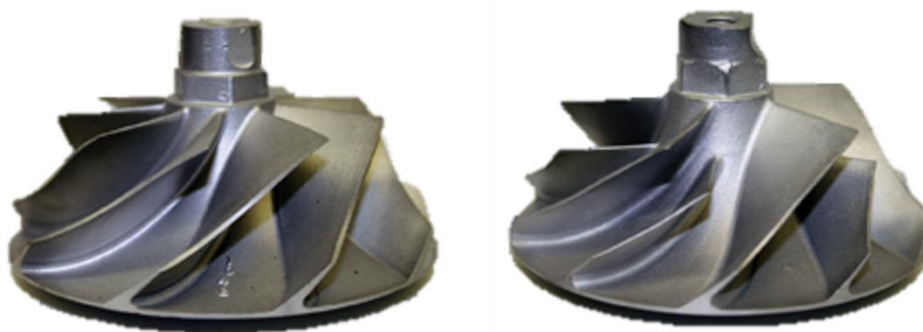


Obr. 16 Schématický řez kompresorovým krytem pro detailní pohled na difuzor a recirkulační kanálek [17]

Difuzorová část kompresoru je jedna z nejkritičtějších částí konstrukce kompresorového krytu Obr. 16. Jedná se o optimalizovanou cestu pro stlačený vzduch, když proudí z kompresorového kola do spirály krytu. Funkcí difuzoru je ustálit turbulentní vysokorychlostní proud vzduchu opouštějící kompresorové kolo na statický tlak. Difuzor musí mít velmi malý průměr a velkou plochu, aby měl vliv na vysoce turbulentní proud vzduchu. To je důvod, proč je vnější rozměr kompresoru mnohem větší než vnější průměr kompresorového kola. V automobilové průmyslu se nejčastěji používají difuzory s rovnoběžnými stěnami, ale u stacionárních motorů se vyskytují i lopatkové difuzory [17].

Recirkulace vzduchu přes induktor probíhá pomocí prstencové drážky v krytu kompresoru viz. Obr. 16. Umožňuje to přívod vzduchu z kola kompresoru zpět do vstupu do kompresoru. Toto odvzdušnění pomáhá stabilizovat proud vzduchu během toho, když kompresor pracuje v blízkosti surge bodu (detailní popis viz. kapitola 2.4.3). Proud v duchu může být poněkud trhaný a přehřátý, což způsobuje špatný chod motoru. Odvzdušnění induktoru pomáhá rozšířit proudění blízko surge bodu a stabilizovat proudění vzduchu pro hladší chod motoru. Tento mechanismus se ovšem jeví jako ztrátový. Vzduch, který je z přetlaku vypouštěn zpět do vstupu je již stlačený a dodává větší teplo do samotného kompresoru. Toto přidané teplo snižuje adiabatickou účinnost kompresoru [17].

Kompresorové kolo nasává vzduch v axiálním směru a následně jej stlačuje a vypouští ve směru radiálním do difuzoru. Nejčastěji se v dnešní době vyrábějí ze slitin hliníku, což poskytuje poměrně nízkou hmotnost, a tedy i nízký moment setrvačnosti oproti turbínovým kolům. Velikost kompresorového kola závisí především na provozním úseku otáček, kde požadujeme maximální přetlak. Díky tomu, že je vyroben z lehkých slitin, jeho velikost nemá až tak velký vliv na turbolag a treshhold [17].



Obr. 17 Kompresorové kolo s plnými lopatkami (vlevo) a dělenými (částečnými) lopatkami (vpravo) [17]

Typ kompresorového kola s plnými lopatkami se v automobilové průmyslu vyskytuje jen zřídka. I když má tento typ kola větší účinnost a dosahuje vyššího přetlaku jeho použitelnost je ovšem v omezeném spektru otáček. Při vysokých otáčkách rotoru není schopné nasávat dostatečné množství vzduchu. Nejběžněji se dnes v automobilovém průmyslu používají kompresorová kola s dělenými lopatkami a zakřivením dozadu v blízkosti stěny. Dělené lopatky mezi plnými umožňují nasávat velké množství vzduchu i při vysokých otáčkách. Zpětné zakřivení lopatek proti směru otáčení v blízkosti maximálního průměru kola (stěny kola) zvyšuje účinnost. Díky tomuto zakřivení dochází ke zpomalení proudění ještě před tím, než vstoupí do samotného difuzoru [17].

2.2.3 LOŽISKOVÁ ČÁST

Ložisková skříň je nejčastěji vyrobena z tvárné litiny a spojuje kompresorovou a turbínovou část dohromady. Další funkcí této součásti je především uložení společného hřídele rotoru v ložiscích, které musí vydržet velký namáhání z důvodu vysokých otáček běžně se pohybujících okolo $200\,000\text{ min}^{-1}$ a samotné mazání či chlazení systému [14]. Ve skříni jsou vyrobeny kanálky, drážky pro správný rozvod maziva a vzduchové kapsy zamezující přestupu tepla z turbínové části do oleje a zároveň vzduchové kapsy pomáhají ochlazovat olej. Skříň musí být také dobře utěsněna, aby se spaliny, popřípadě stlačený vzduch, nedostal do ložiskové skříně, kde by následně mohlo dojít až k přetlakování klikové skříně motoru. Nejčastěji se používají pístní těsnící kroužky, které odolají vysokým teplotám [17].



Obr. 18 Bronzová radiální kluzná ložiska (vlevo) a vložka s kuličkovými ložisky od společnosti Garrett Motion [12]

Jak už bylo zmíněno ložiska musí zvládat velmi vysoké otáčky, a i když je celý rotor dobře vyvážený dochází k určitému kmitání a házení [12]. Nejčastěji se používá kombinace dvou radiální bronzových kluzných ložisek a jednoho axiálního ložiska. Obě radiální ložiska jsou tzv. plovoucí, právě z důvodu zmíněného kmitání [17].

V moderních motorech se ovšem začalo více používat tzv. vložka (kazeta) s kuličkovými ložisky. Jedná se o systém s jednou objímkou, který obsahuje sadu kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem na obou koncích, což znamená absenci samostatného axiálního ložiska [12]. Kuličková ložiska vykazují výrazně nižší tření, a tudíž i vyšší účinnost. Odezva samotného turbodmychadla se s tímto typem ložisek také výrazně zlepšuje. Zároveň sada kuličkových ložisek nevyžaduje tak vysoký průtok a množství oleje jako ložiska kluzná [17].

Nicméně ztráty v ložiscích, a především oleji používaném k mazání ložisek jsou stále velmi vysoké. Tyto ztráty jsou vysoké především v nízkých otáčkách, kdy je dostupné pouze malé množství spalin pro pohon turbíny. Zároveň když dojde při velmi vysokých teplotách oleje k vypnutí motoru, může dojít k připečení oleje na hřídel a ložiska, tomuto jevu výrobci zabráňují zapnutou olejovou pumpou na určitý čas i po vypnutí motoru. Nejmodernější výzkumy ukazují budoucnost ve vzduchových ložiscích pro turbodmychadla, které nevyžadují olej k mazání, ale využívají vzduch. Tento typ ložisek má výrazně nižší tření než kuličková, nicméně stále probíhá jeho vývoj a ložiska jsou vysoce nákladná a nevyskytují se běžně v automobilech [13].

2.3 REGULACE TURBODMYCHADLA

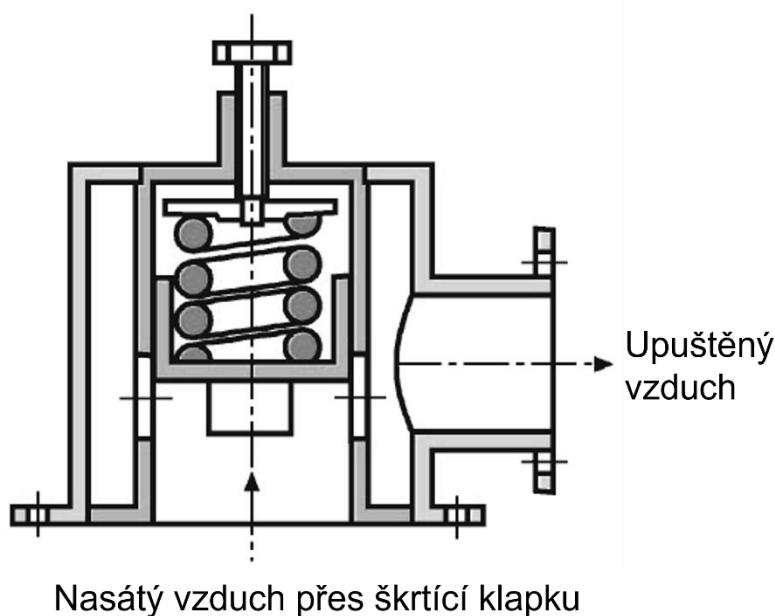
Tlak, kterým bude turbodmychadlo přeplňovat spalovací motor je přímo závislé na otáčkách rotoru. Bez použití jakékoliv regulace by tlak na kompresorové části byl řízen čistě tlakem a rychlostí výfukových plynů, které roztáčí turbínu. To by způsobovalo velmi výrazný turbolag a motor by měl velmi pomalou reakci na sešlápnutí plynového pedálu [10]. Regulací turbíny turbodmychadla lze dosáhnout vysokého točivého momentu již v nízkých otáčkách motoru, což výrazně zlepšuje pružnost motoru a zvyšuje zrychlení. Zároveň se využívá při vysokých otáčkách a limitních hodnotách turbodmychadla [18].

Regulace turbodmychadel se dá rozdělit do dvou základních skupin [10]:

- **Turbodmychadla s pevnou geometrií:** blow-off ventil, wastegate ventil
- **Turbodmychadla s variabilní geometrií:** VGT, VNT.

2.3.1 BLOW-OFF VENTIL

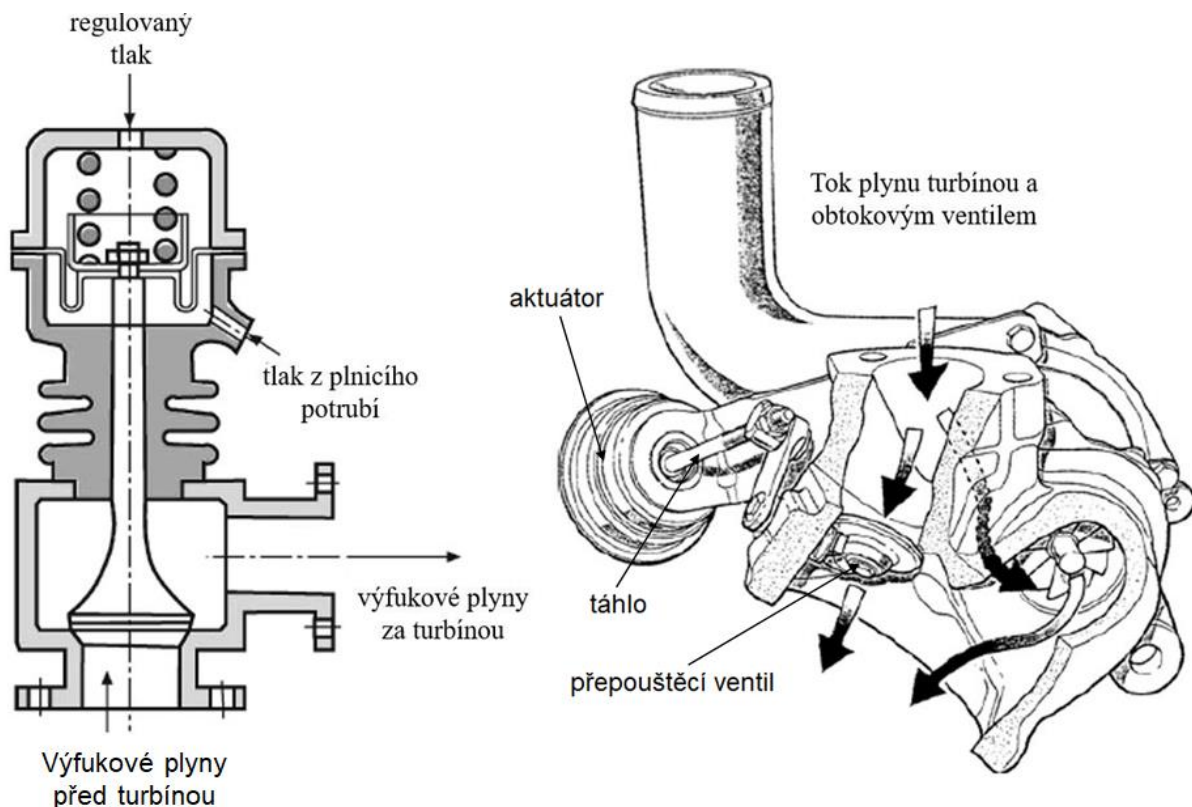
Jedním ze způsobů regulace tlaku turbodmychadla je blow-off ventil v sacím systému motoru. Jedná se o nejjednodušší způsob regulace plnicího tlaku na požadovaný tlak. Pro dnešní systém tvorby směsi a řízení motoru, které měří množství nasávaného vzduchu je téměř nevyužitelný [10]. Ventil je nejčastěji připojen mezi kompresorovým výstupem a škrtkící klapku motoru, v případě mezichladiče je umístěn za ním. Při rychlém uzavření škrtkící klapky dochází k rychlému snížení proudění vzduchu, které následně způsobuje nestabilitu proudění a kolísání tlaku. V tomto okamžiku dojde k překonání přepětí pružiny v blow-off ventilu a k následnému otevření otvoru do atmosféry, kam je přebytečný tlak odpuštěn. Jedná se o velmi neefektivní způsob regulace, protože se zbytečně plýtvá výkonem motoru na vypouštění přebytečného tlaku, způsobeného vysokým vstupním tlakem výfukových plynů [12].



Obr. 19 Jednoduchý pojistný blow-off ventil na sací straně [10]

2.3.2 WASTEGATE VENTIL

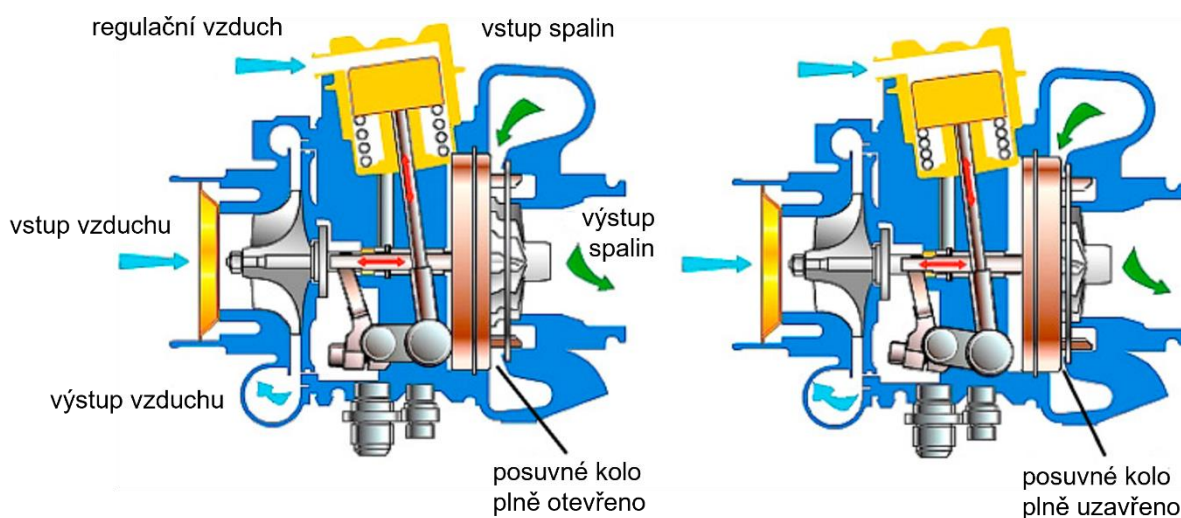
Jeden z nejvíce rozšířených systémů regulace plnicího tlaku je wastegate (WG) neboli obtokový ventil. Jedná se o regulační systém, který je umístěn na turbínové části a může být interní nebo externí. V dnešní době se u komerčních vozidel téměř vždy používá jen první případ, který je integrován přímo do turbodmychadla nacházející se v blízkosti turbíny a je navržen jeho výrobcem pro nejlepší efektivitu [10]. V kombinaci s touto regulací se velmi často objevují velmi malé turbíny, které umožňují maximální moment a plnicí tlak již při nízkých otáčkách. Zároveň s menší turbínou nedochází k tak velkému zpoždění reakce na plyn. Při zvyšování otáček motoru, a tedy i množství a rychlosti výfukových plynů, dosáhne plnicí tlak na straně kompresoru určené mezní hodnoty, dojde k aktivaci aktuátoru. Táhlo aktuátoru následně otevře obtokový ventil a část spalin je vedena mimo lopatky turbínového kola přímo do výfukového potrubí [12]. U výrazně menších turbín je velká nutnost regulace, protože bez ní by docházelo k velkým zpětným tlakům do spalovacího prostoru. Aktuátory ventilu mohou být pouze s pružinou, které jsou velmi jednoduché a nijak neřídí výkon turbodmychadla, pouze odpouštějí tlak ve vysokých otáčkách. Mnohem používanější jsou aktuátory hydraulické, které umožňují pomocí PID regulátoru a řídicí jednotky pouze částečné otevření ventilu a tím do určité míry řízení tlaku dle zatížení motoru. Dále se rozšiřuje používání čistě elektronických aktuátorů, které ovládají klapku ventilu, a řídí tak plnicí tlak [18].



Obr. 20 Schématické zobrazení externího obtokového ventilu (vlevo) a interního obtokového ventilu (vpravo) [10]

2.3.3 ZMĚNA ŠÍŘKY STATORU (VGT)

Jedná se o již více pokročilý systém regulace plnicího tlaku pomocí změny šířky statoru turbíny. V turbínové skříni se kromě turbínového kola nachází také lopatky statoru rozmístěné pravidelně kolem turbíny na rozváděcím kole. Při tomto principu regulace nedochází ke změně průtoku a množství spalin kolem turbíny, ale ke změně jejich rychlosti. Regulace probíhá pomocí axiálního pohybu rozváděcího kola s lopatkami a následnému zasouvání do prstence, který má v sobě drážky tvaru lopatek [18]. Při plně zavřeném posuvném kole je minimální průtočný průřez, a tudíž dochází k maximálním rychlostem výfukových plynů, maximálním otáčkám rotoru a maximálnímu plnicímu tlaku. Při plně otevřeném posuvném kole je tomu naopak. U větších turbodmychadel je obvykle zasouvání lopatek ovládáno pomocí tlaku z brzdového systému vozidla. Typ mechanismu je mnohem účinnější než předchozí typy, ale zároveň je systém výrazně komplikovanější [19].



Obr. 21 Regulace plnicího tlaku pomocí změny šířky statoru (VGT) [19]

2.3.4 ZMĚNA GEOMETRIE NATOČENÍM LOPATEK (VNT)

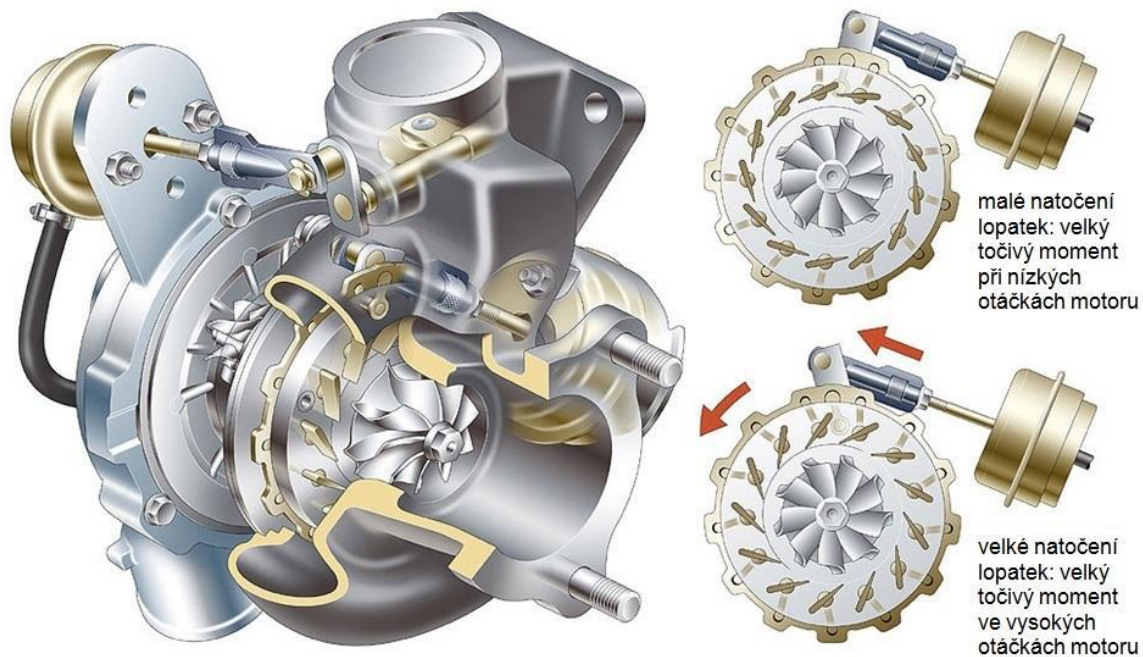
Stejně jako u předchozí regulace se jedná o aktivní typ regulování plnicího tlaku. Regulaci plnicího tlaku je možné provádět v celém otáčkovém spektru motoru [10]. Během regulace opět nedochází ke změně množství proudících výfukových plynů na turbínu, ale ke změně průtoku, a tedy i rychlosti spalin. Průtočná plocha se mění díky naklápění lopatek mechanismu [18].

Malé natočení rozváděcích lopatek

Během malého natočení rozváděcích lopatek je průtočný průřez, kterým proudí výfukové plyny malý. Při proudění výfukových plynů zúženým průřezem dochází k jejich zvýšení rychlosti. Díky tomu je rychlost dopadajících spalin na lopatky turbínového kola vysoká, a tudíž předávají velké množství energie a rychlost turbíny je také vysoká a zvyšuje se plnicí tlak i v nízkých otáčkách [10]. Při malém natočení rozváděcích lopatek je zároveň proud spalin usměřován především na konce lopatek turbínového kola, které tak působí na velkém rameni a turbína dosahuje většího momentu. To umožňuje získávat vysoký točivý moment již v nízkém spektru otáček [18].

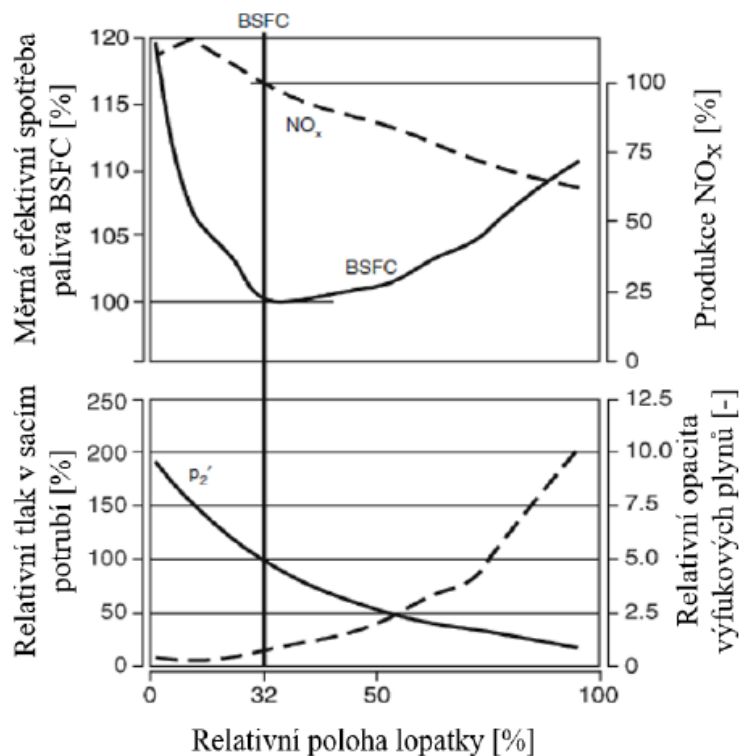
Velké natočení rozváděcích lopatek

Se zvětšujícím se množstvím výfukových plynů proudících na turbínové kolo dochází k většímu natočení rozváděcích lopatek, čímž se zvětší průtočný průřez na turbínu. Díky tomu začíná klesat rychlost již před vstupem na lopatky turbínového kola a tím není rotor tolik roztáčen [18]. Zároveň je proud spalin usměrněn více na střed turbínového kola, čímž se zmenší rameno, na kterém působí na lopatky turbíny, a tím se zmenší i točivý moment turbíny. Rozváděcí lopatky musí zároveň umožnit takový průtočný průřez, aby nedošlo k poškození rotoru při vysokých otáčkách motoru [19].



Obr. 22 Regulace plnicího tlaku natočením lopatek (VNT) [20]

Regulace pomocí natočení lopatek má nejen velký vliv na samotný výkon a pružnost zrychlení motoru, ale také na spotřebu paliva a emise. Na Obr. 23 je zobrazena závislost natočení lopatek na měrné efektivní spotřebě a produkci emisí oxidu dusíku. Z obrázku je patrné, že při odchylce z optimálního nastavení vede ke zvyšování spotřeby i emisí. Při větším natočení dochází ke snížení množství dodaného vzduchu a pomalejšímu spalování, což vede ke zvýšení tepelných ztrát a zvýšení produkce pevných částic. Při příliš nízkém natočení dochází ke ztrátám vlivem negativních gradientů proplachovacího tlaku [10].

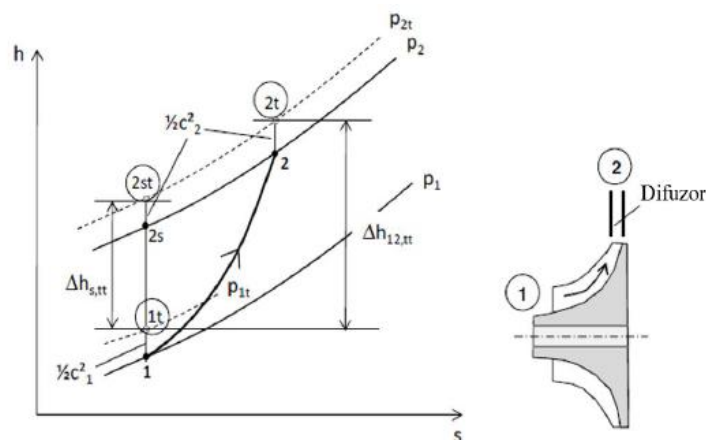


Obr. 23 Závislost měrné efektivní spotřeby a emisí oxidu dusíku na natočení rozváděcích lopatek [10]

2.4 MECHANIKA TEKUTIN V KOMPRESORU A TURBÍNĚ

2.4.1 KOMPRESSE

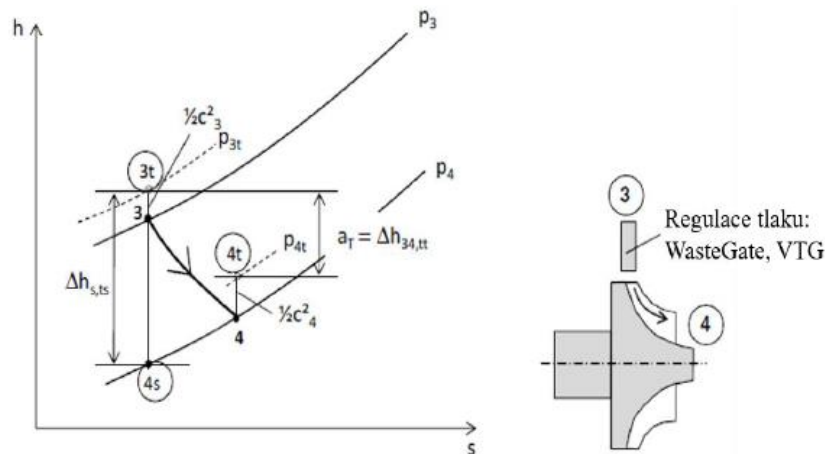
U rychlostních průtokových kompresorů dochází ke zvyšování tlaku nasávaného vzduchu v několika fázích, které probíhají téměř současně. Na turbínové straně přivedením vnější mechanické energie dojde k roztočení turbíny a kompresoru ležících na společném hřídeli, tím je vzduchu na kompresorové straně předána kinetická energie a dojde k jeho urychlování. Následně se tato energie mění na energii tlakovou. Změna je docílena postupným zpomalováním nasátého vzduchu ve speciálně vytvarovaných lopátkách kompresorového kola a následném difuzoru. Celý proces komprese probíhá mezi bodem 1 a 2 a je zobrazen na Obr. 24 [10].



Obr. 24 Popis průběhu komprese v h-s diagramu [21]

2.4.2 EXPANZE

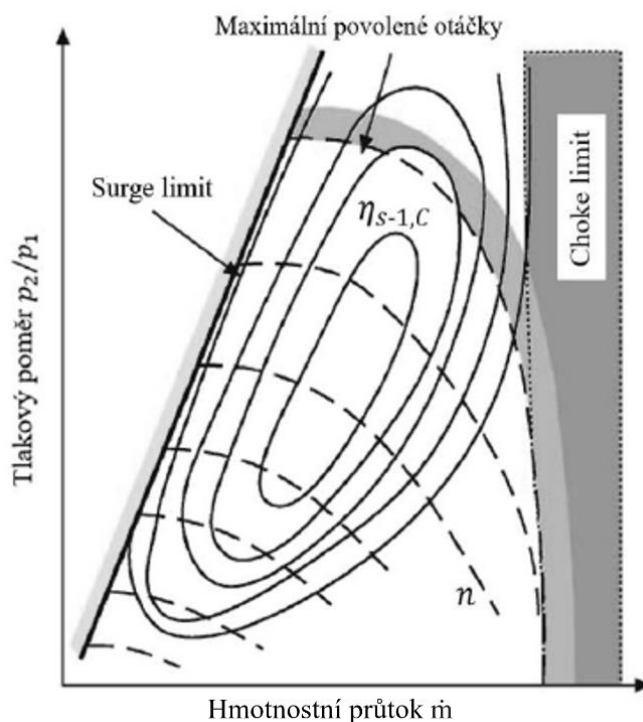
Na turbínové straně turbodmyhadla dochází k expanzi, díky které dochází k přeměně energie. K zisku technické práce dochází podobně jako u komprese v několika procesech probíhajících téměř současně. Pomocí správně vytvarovaných lopatek turbíny a správnému rozvodu spalin v turbínové skříni dochází k částečné přeměně tlakové energie spalin na energii kinetickou. Následně je tato i zbytková tlaková energie přeměněna na mechanickou práci, pomocí správného usměrnění proudu a snižování tlaku. Proces expanze v turbínové části je popsán na Obr. 25 a změny probíhají mezi bodem 3 a 4 [10].



Obr. 25 Popis průběhu expanze v h-s diagramu [21]

2.4.3 CHARAKTERISTIKA RADIÁLNÍHO KOMPRESORU

Jak již bylo zmíněno, nárůst tlaku u radiálního kompresoru je silně závislý na samotném tvaru lopatek a poměrem mezi vstupní a výstupním průměrem kola. Dalšími charakteristikami turbodmyhadla je tlakový poměr a hmotnostní průtok. Tlakový poměr udává poměr mezi absolutní výstupním tlakem z kompresoru a absolutním vstupním tlakem do kompresoru. Tento poměr nám ve stručnosti určuje, jak velký přetlak může být dodán. Hmotnostní průtok určuje hmotnost vzduchu, která proudí kompresorem za určitou jednotku času. Při udání těchto parametrů do grafu získáme tzv. charakteristiku (mapu) kompresoru Obr. 26. V tomto diagramu je možné popsat několik důležitých oblastí, jako jsou surge limit, choke limit maximální povolené otáčky a oblast účinnosti [10].



Obr. 26 Charakteristická mapa kompresoru turbodmychadla [10]

Surge limit

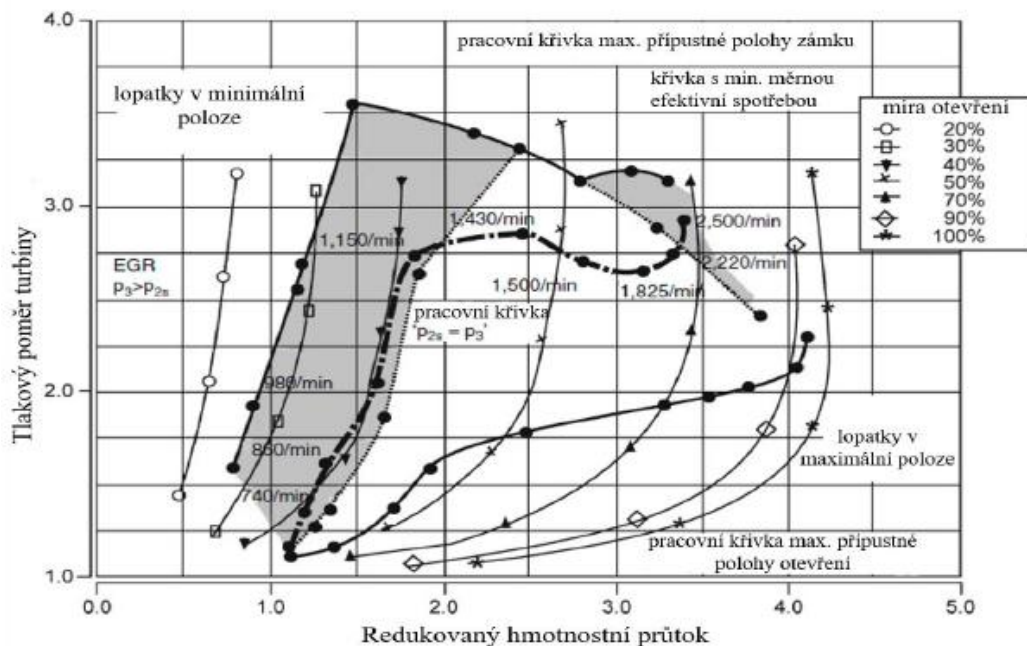
Jedná se o levou hranici kompresorové charakteristiky. Provoz turbodmychadla nalevo od této křivky představuje oblast nestabilního proudění. Provoz v této oblasti je cítit mírné chvění a kolísání tlaku kompresoru, které může vést až k jeho samotnému selhání [10]. Surge limit se nejčastěji vyskytuje ve dvou základních situacích. Při samotném zatížení motoru a požadavku na tlak, což může znamenat, že kompresor je příliš velký a nezvládá nasávat dostatečné množství vzduchu. Další situaci je více běžná a nastává při velmi rychlém uzavření škrtkové klapky. Dojde k uzavření sacího potrubí a k velkému snížení průtoku, jenže turbo je stále roztočené a kompresor dodává vysoký tlak. Těmto situacím se dá předejít prepouštěcím kanálkem v krytu kompresoru viz Obr. 16 nebo řízenou regulací turbíny, kdy dojde k jejímu zpomalení [22].

Choke limit

Choke limit tvoří pravou hranici kompresorové mapy. Jedná se o nejužší oblast vstupu kompresoru, kde nasávaný vzduch dosahuje rychlosti zvuku. Hmotnostní průtok již nelze zvyšovat ani zvýšením otáček kompresoru. Proto všechny křivky konstantních otáček směřují k jedné maximální hodnotě průtoku při tlakovém poměru 1 [10]. Firma Garrett Motion tento bod definuje tam, kde účinnost klesne pod 58 %. Provoz kompresoru v této oblasti tedy znamená, že turbodmychadlo nedodává požadovaný tlak do sacího potrubí, ale pouze ním nasávaný vzduch velmi rychle proudí. Pokud je požadavek na provoz turbodmychadla za tímto limitem, je nutné zvolit větší kompresorové kolo [22].

2.4.4 CHARAKTERISTIKA RADIÁLNÍ TURBÍNY

Je důležité si uvědomit, že turbína má poměrně odlišné okrajové podmínky než kompresor. Hmotnostní průtok turbínou je předem určený spalovacím motorem. Důležité je taky to, že tlak za turbínou se blíží okolnímu tlaku bez omezení průtoku. Dále je v závislosti na zatížení a otáčkách motoru teplota výfukových plynů, která přímo ovlivňuje průtok turbínou a její chod. Obdobně jako u charakteristiky kompresoru se vykresluje tzv. mapa turbíny. Graf je opět tvořen z poměru tlaků na vstupu a výstupu turbíny a hmotnostního průtoku, nicméně se většinou jedná o hmotnostní průtok redukovaný. To je průtok, který musí turbína zpracovat při daných tlakových a teplotních podmínkách. Na Obr. 27 je znázorněna mapa turbíny s variabilní geometrií, která se přibližuje kompresorové mapě [10].



Obr. 27 Charakteristická mapa turbíny turbodmychadla s variabilní geometrií [10]

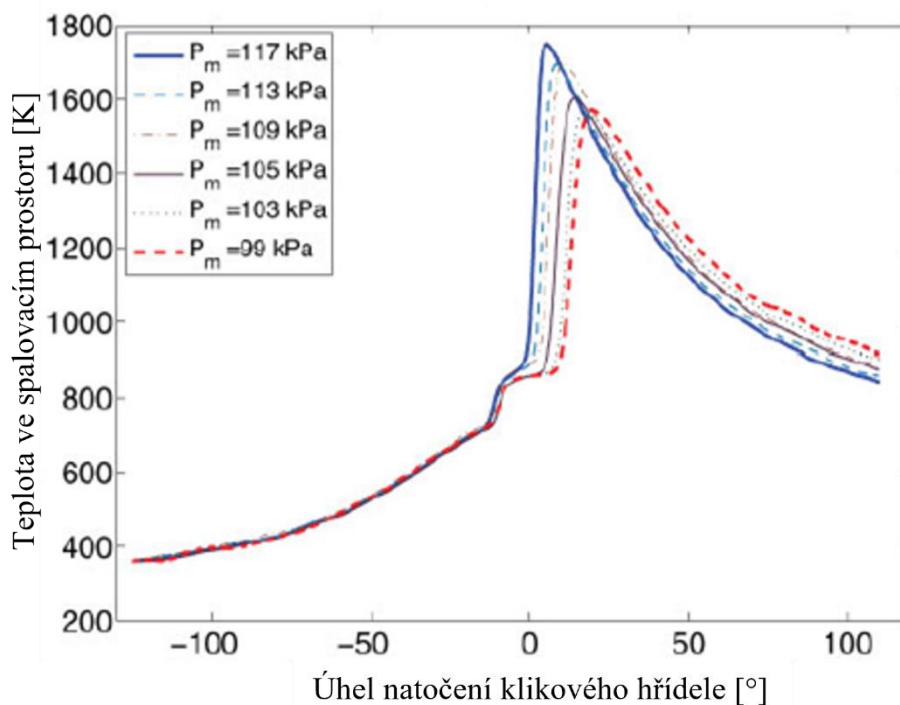
3 TEPLOTA VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

Teplota výfukových plynů je velmi důležitý parametr pro správnou funkci spalovacího motoru, a to nejen kvůli volbě materiálu. Teplota se musí řešit s ohledem na výběr materiálu spalovacího prostoru, výfukových svodů, turbínové skříně nebo turbíny turbodmychadla, nicméně má velký vliv na funkci samotného turbodmychadla, popřípadě emisních systémů. Je tedy žádoucí tuhle teplotu držet v určité pracovní oblasti a snažit se docílit co největší stability a nízké pulzace teploty. Teplota výfukových plynů je úzce svázána se samotným spalovacím procesem a závisí na několika parametrech, jako je plnicí tlak, oktanové číslo, teplota chladicí kapaliny a nasávaného vzduchu, zatížení a otáčky motoru atd [23].

3.1 PARAMETRY OVLIVŇUJÍCÍ TEPLOTU VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

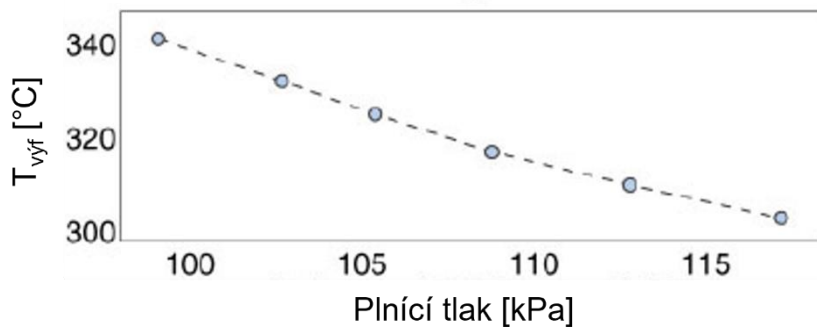
Plnicí tlak

Zvyšující se plnicí tlak způsobí dřívější a kratší zapálení směsi v blízkosti horní úvrati, které vede k vyšším teplotním špičkám, ale menším teplotám v expanzní fázi [23]. U motorů s přirozeným sáním nedochází k tak velkým změnám plnicího tlaku v závislosti na zatížení, zatímco u přeplňovaných motorů je rozdíl už znatelný a nezanedbatelný [24].



Obr. 28 Graf závislosti teploty ve spalovacím prostoru na plnicím tlaku [23]

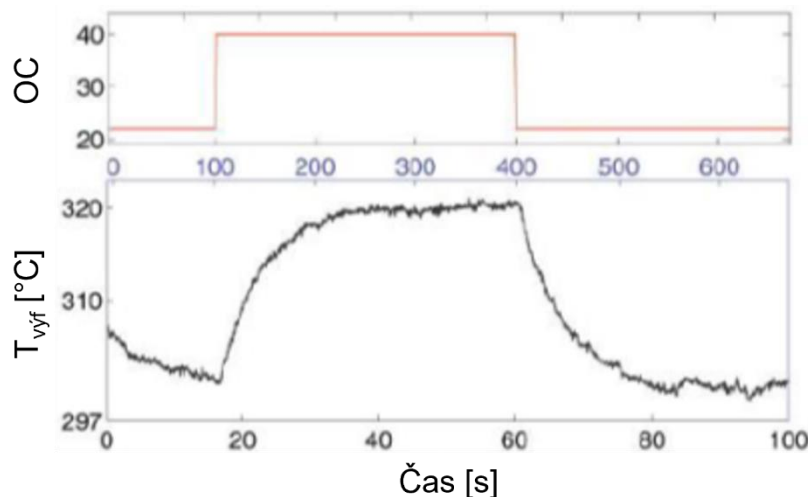
Díky dřívějšímu zapálení směsi neodchází tak velké množství energie a tepla do výfukových plynů. Zde tedy dochází ke snižování teploty výfukových plynů při zvyšování plnicího tlaku ve spalovacím prostoru [23].



Obr. 29 Graf závislosti teploty výfukových plynů na plnicím tlaku [23]

Oktanové číslo

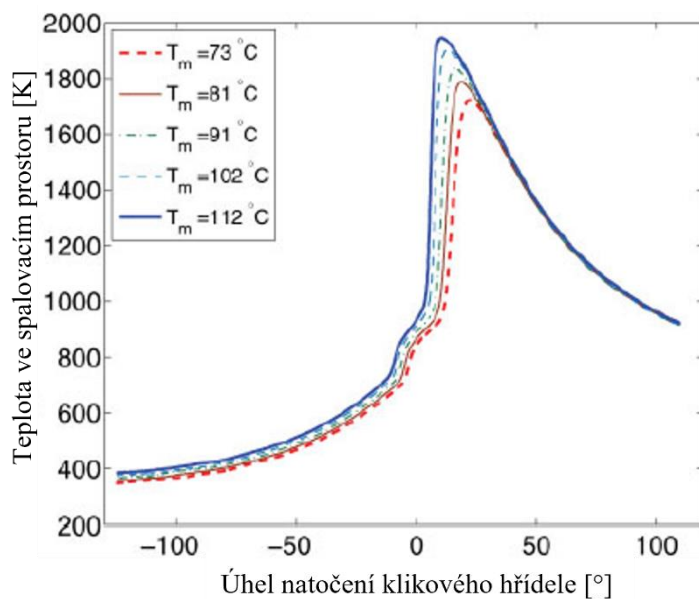
Oktanové číslo určující kvalitu paliva vyjadřuje odolnost paliva proti samovznícení (detonačnímu hoření). Čím vyšší oktanové číslo je tím vyšší je tato odolnost. Kvalita paliva má také vliv na samotnou teplotu výfukových plynů [24]. S rostoucím oktanovým číslem roste i doba hoření paliva ve spalovacím prostoru a je možné pozdější zapálení směsi. K uvolňování tepla dochází tedy i během expanzní fáze díky čemuž se dostane velká část energie do výfukových plynů a jejich teplota tak roste [23].



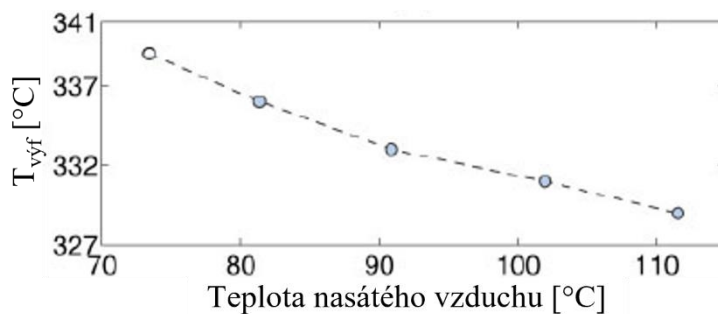
Obr. 30 Graf závislosti teploty výfukových plynů na oktanovém čísle [23]

Teplota nasávaného vzduchu

Podobně jako u plnicí tlaku dochází při zvyšování teploty nasávaného vzduchu ke zvyšování špičkových teplot a celkové teploty během spalovacího cyklu. Zvýšení teploty ve spalovacím prostoru má vliv na časování zážehu a dochází ke snižování teploty výfukových plynů. Vliv teploty nasávaného vzduchu je výrazně nižší oproti vlivu plnicího tlaku [23].



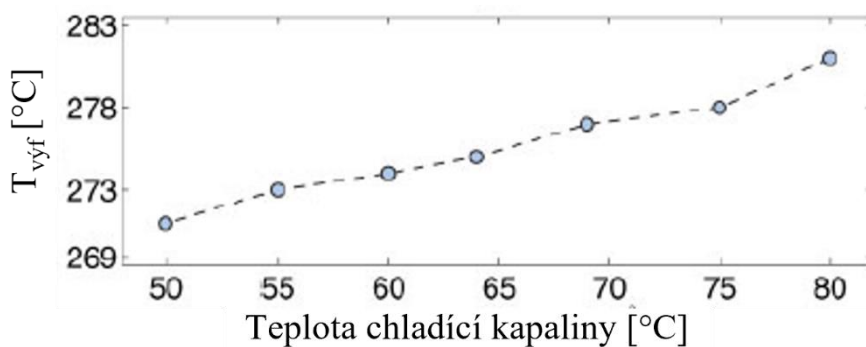
Obr. 31 Graf závislosti teploty ve spalovacím prostoru na teplotě nasávaného vzduchu [23]



Obr. 32 Graf závislosti teploty výfukových plynů na teplotě nasávaného vzduchu [23]

Teplota chladicí kapaliny

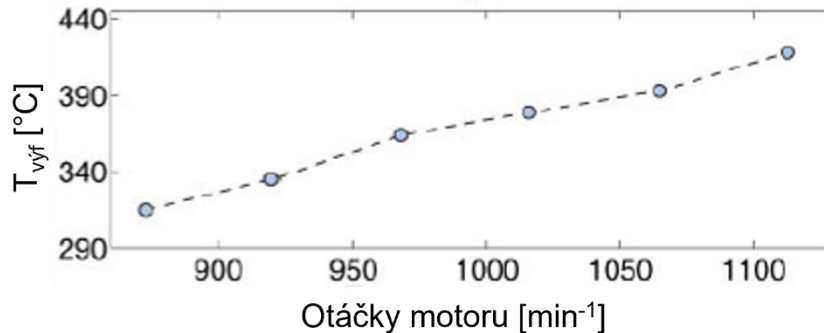
Při zvyšující se teplotě chladicí kapaliny a přibližování se provozním teplotám dochází ke snížení tepelných ztrát během spalování, které vede ke zvyšování teploty výfukových plynů [23].



Obr. 33 Graf závislosti teploty výfukových plynů na teplotě chladicí kapaliny [23]

Zatížení a otáčky motoru

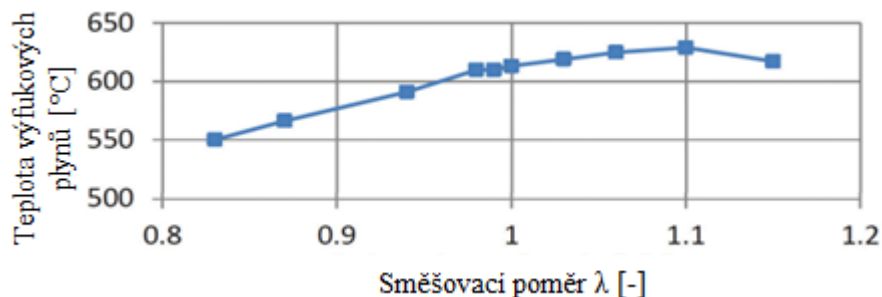
Velký vliv na teploty výfukových plynů má především zatížení a samotné otáčky motoru. Na Obr. 34 je vidět, že se zvyšujícími se otáčkami teplota výfukových plynů razantně roste [23]. Při vyšších otáčkách dochází k menším tepelným ztrátám a dochází k pozdějšímu zapálení směsi. Již malé změny otáček mají vysoký vliv na změnu teploty výfukových plynů [24].



Obr. 34 Graf závislosti teploty výfukových plynů na otáčkách motoru [23]

Směšovací poměr

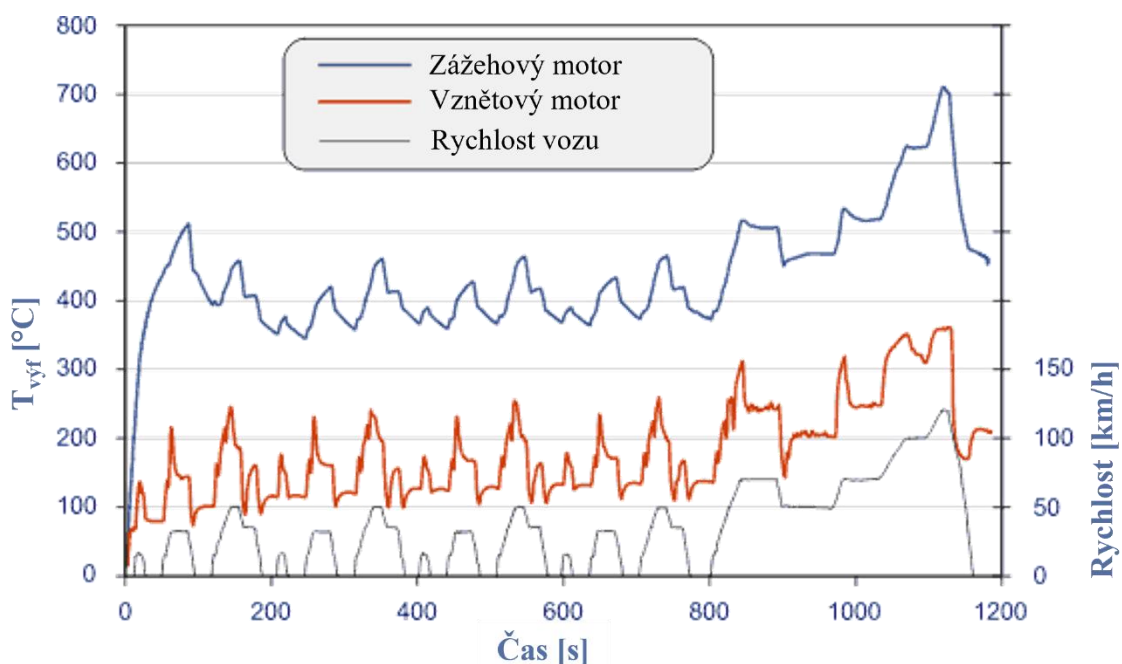
Směšovací poměr určuje poměr mezi palivem a nasátým vzduchem ke spálení. U zážehových motorů je pro ideální spálení 1 kg benzínu potřeba 14,7 kg vzduchu. Jedná se o ideální poměr 1:14,7 který je velmi často označován jako $\lambda = 1$ a nazývá se stechiometrickým poměrem [23]. Při běžné provozu se poměr směsi koriguje pomocí lambda sondy. Může docházet k tomu, že motoru pracuje s chudou směsí ($\lambda > 1$) nebo naopak bohatou směsí ($\lambda < 1$) [25].



Obr. 35 Závislost teploty výfukových plynů na směšovacím poměru λ [25]

Tento poměr ovlivňuje několik důležitých parametrů, jako jsou výkon, spotřeba, emise, ale i teploty, a především teploty výfukových plynů [23]. Při provozu v bohaté směsi, kdy je ve spalovacím prostoru více benzínu než při stechiometrickém poměru, dochází vlivem nedostatku kyslíku ke špatnému prohoření, a tím snižování teploty výfukových plynů. Zároveň větší množství paliva ochlazuje samotný spalovací prostor, čímž se teplota také snižuje. Nicméně při provozu v mírně bohaté směsi $\lambda = 0,9 - 0,95$ se dosahuje vyššího výkonu motoru. V opačném případě, kdy λ roste a pohybujeme se v chudé směsi, roste i teplota výfukových plynů přibližně po hodnotu $\lambda = 1,1$ kde teplota dosáhne maxima. Následně je směs už příliš chudá a nedostatkem paliva a horšího spalování teplota opět klesá [25].

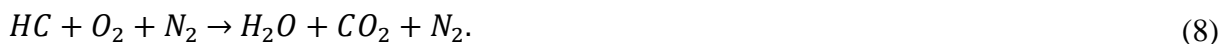
Z výše uvedených provozních závislostí vyplývá, že během provozu teplota výfukových plynů mění svoji teplotu. Tyto teplotní pulzace jsou vzhledem k emisním systémům nežádoucí a vznikají i za konstantního zatížení a konstantních otáček [23]. Vznikají především díky samotné konstrukci spalovacího motoru, kdy jsou výfukové plyny z několika válců vedeny svody do jednoho výfukového potrubí. Spaliny jsou z každého válce odváděny v jiný okamžik, což následně způsobuje nestálý tok spalin ve výfukovém potrubí a dochází k teplotním pulzacím. Během přechodových stavů jsou tyto pulzace výrazně větší [26].



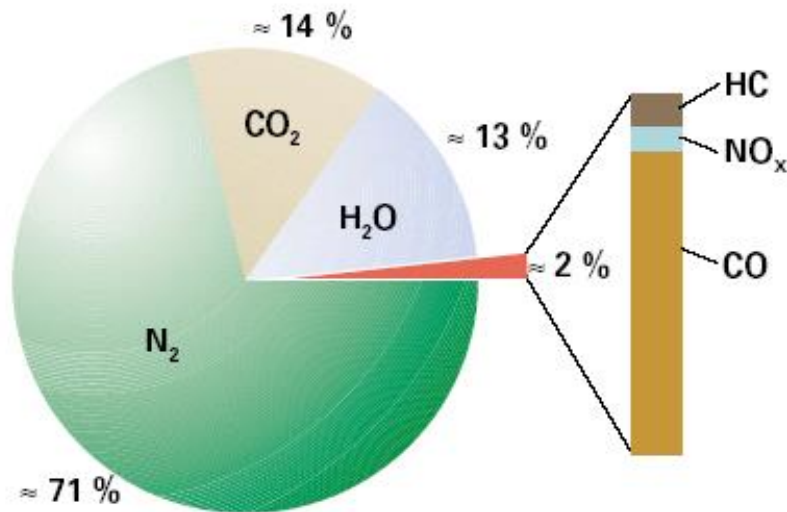
Obr. 36 Teplotní pulzace výfukových plynů během přechodových stavů [27]

3.2 VLIV TEPLoty VÝFUKOVÝCH PLYNŮ NA EMISNÍ SYSTÉM

Během průběhu spalování uhlovodíkových paliv společně s kyslíkem dochází k oxidaci a tvoří se výfukové plyny (emise). Při dokonalém spalování vznikají důsledkem oxidace pouze voda v plynném stavu (H_2O) a oxid uhličitý (CO_2), který není zdraví nebezpečný [25]. Ideální oxidace je popsána rovnicí 8 [28]:

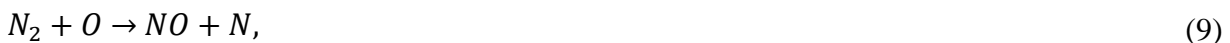


V reálném provozu je spalování ovlivněno mnoha faktory, jako je samotná konstrukce spalovacího prostoru, teploty spalování, spalovací tlaky, doba vstříku, zážehu atd. Během spalování je téměř nemožné docílit dokonalé oxidace, díky čemu výfukové plyny obsahují určité množství uhlovodíků (HC), oxidu uhelnatého (CO), oxidy dusíku označované jako NO_x [28]. Tyto látky na rozdíl od oxidu uhličitého nejsou produktem dokonalého spalování a jsou zdraví škodlivé [29].

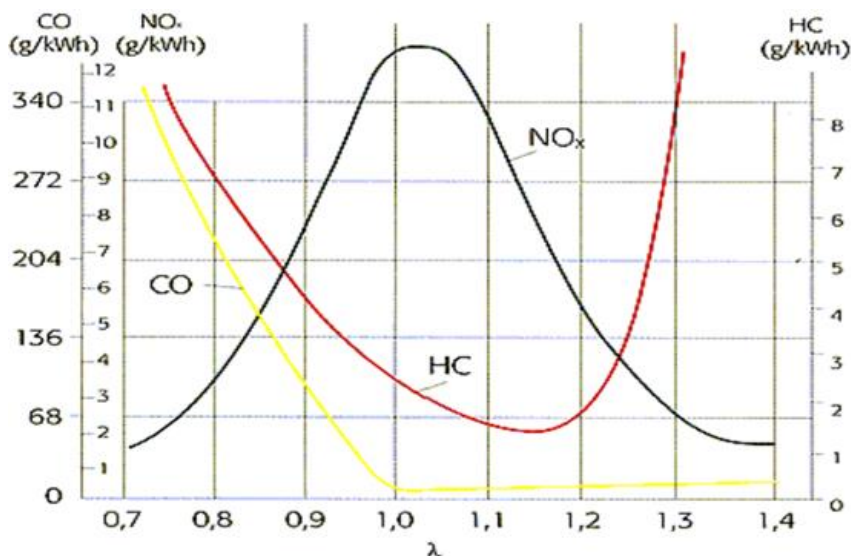


Obr. 37 Složení výfukových plynů zážehového motoru [30]

Oxidy dusíku (NO_x) jsou tvořeny skupinou oxidu dusnatého (NO), oxidu dusičitého (NO₂) a oxidu dusného (N₂O). Tyto oxidy vznikají především za vysokých teplot a tlaků [25]. Při větším množství kyslíku dochází k oxidaci NO na NO₂ [28]:



Na tvorbu emisí a podílu znečišťujících složek ve výfukových plynech má velký vliv směšovací poměr λ , který popisuje Obr. 38. Při provozu motoru v oblasti bohaté směsi ($\lambda > 1$) dochází k neúplnému spálení uhlovodíků (benzínu) a tím se dostávají do výfukových plynů. Velmi často vznikají na chladnějších stěnách válce, jejich nejmenší obsah se nachází v oblasti chudé směsi ($\lambda = 1,1-1,2$). Na grafu je vidět, že v oblasti bohaté směsi je velký výskyt obsahu oxidu uhelnatého, který vzniká především kvůli malému množství kyslíku během spalování. Jedná se o jedovatý a poměrně nebezpečný plyn. Největší obsah oxidů dusíku (NO_x) se nachází v mírně chudé směsi ($\lambda = 1,05-1,1$) velmi blízko stechiometrickému poměru. Je tedy vidět, že i z hlediska emisí je velmi vhodný bod provozu motoru v oblasti $\lambda = 1$ [30].



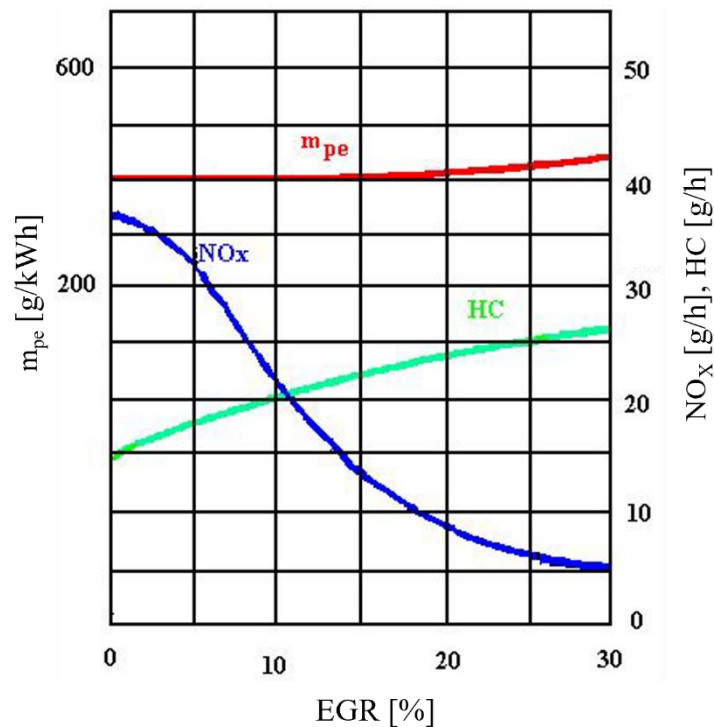
Obr. 38 Závislost škodlivých látek CO, NO_x a HC na směšovací poměru λ [30]

Moderní automobily musí obsahovat rozsáhlé emisní systémy, které jsou schopny snižovat velké množství zdraví škodlivých plynů obsažených ve výfukových plynech [25]. Mezi nejběžněji používané emisní systémy patří například trojcestný katalyzátor nebo recirkulace výfukových plynů (EGR ventil) [30].

V dnešní době jsou čím dál přísnější emisní normy týkající se především CO₂. Tento plyn sice není zdraví škodlivý, ale jedná se o skleníkový plyn, který velmi zvyšuje ekologickou zátěž. Vzhledem k tomu, že se jedná o produkt dokonalého spalování není úplně nejjednodušší tuto látku odstranit ze spalování [25]. Jedním z možných řešení je snižování spotřeby paliva neboli zvyšování účinnosti motoru, což povede k přímému snížení emisí CO₂ produkovaných zážehovým motorem [30].

Recirkulace výfukových plynů

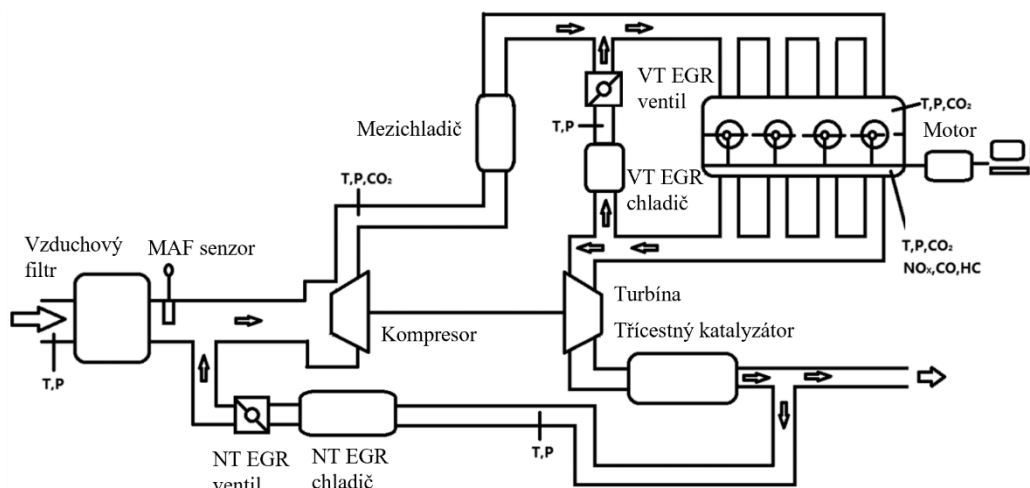
Recirkulace výfukových plynů se nejčastěji označuje zkratkou EGR (Exhaust Gas Recirculation). Hlavním principem tohoto emisního systému je částečné vracení výfukových plynů zpět do spalovacího prostoru. Výfukové plyny mají malý obsah kyslíku a jsou považovány za inertní plyn. Ve spalovacím prostoru přejímají teplo a tím snižují maximální teplotu hoření, a tudíž zvyšují teplotu výfukových plynů. Důsledkem nižšího množství kyslíku a nižší teploty ve spalovacím prostoru dochází ke snížení produkce oxidů dusíku NO_x [30].



Obr. 39 Vliv podílu EGR recirkulace na měrnou efektivní spotřebu a emise NO_x a HC [30]

Vnitřní recirkulace funguje na principu překrytí sacího a výfukového ventilu při výměně náplně válce. Ve výfukové fázi, kdy se píst pohybuje směrem k horní úvrati dojde k předčasnému otevření sacího ventilu a část výfukových plynů se dostane do sacího potrubí. V následné sací fázi při pohybu pístu zpět do dolní úvrati dojde k nasátí nové směsi obsahující výfukové plyny. Při sací fázi zároveň zůstává stále otevřený výfukový ventil a tím se nasaje větší množství výfukových plynů. Zmíněný princip recirkulace se využívá převážně u zážehových motorů [30].

Vnější recirkulace umožňuje přepouštění výfukových plynů do sání pomocí EGR ventilu, který je nejčastěji ovládaný pod tlakem v sání nebo elektronicky. Vnější recirkulace se dělí na vysokotlakou a nízkotlakou podle umístění EGR ventilu. V případě vysokotlaké recirkulace dochází k odebírání výfukových plynů pomocí EGR ventilu ještě před turbínou turbodmychadla a přes EGR chladič jsou vedeny přímo do sacího potrubí kde se mísí s již stlačeným vzduchem. U nízkotlaké regulace jsou spaliny odebírány za katalyzátorem a nadále jsou vedeny před kompresor turbodmychadla, kde se mísí s čistým vzduchem a jsou následně stlačeny a ochlazeny přes intercooler [31]. Množství recirkulovaných výfukových plynů se označuje EGR %. Produkcí emisí NO_x tímto systémem je možné snížit až o 50–60 %. Nevýhodou je, že při příliš vysoké recirkulaci dochází ke snížení účinnosti spalování a zvýšení spotřeby a uhlovodíků HC ve výfukových plynech. Použití zmíněného EGR chladiče vede ke snížení těchto nevýhod, navíc při recirkulaci 10–15 % nedochází ke zvýšení spotřeby [30].



Obr. 40 Schématické zobrazení vysokotlakého a nízkotlakého EGR systému [31]

Výzkum [31] popisuje výhody nízkotlaké a vysokotlaké regulace:

- U plného zatížení a nízkých otáčkách systém snižuje tendenci ke klepání (detonačnímu spalování), a tím umožňuje optimalizovat úhel předstihu zážehu které vede ke snížení spotřeby paliva
- U plného zatížení a vysokých otáčkách systém především snižuje teplotu spalování prostřednictvím tepelné kapacity výfukových plynů které vede optimalizaci směšovacího poměru λ a ke snížení spotřeby
- U částečného zatížení systém umožňuje lepší předstih zážehu a optimalizaci spalování, které vede ke snížení spotřeby. Zde má větší vliv nízkotlaká část.

Katalyzátor

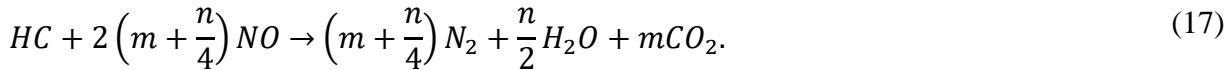
Katalyzátor je látka, která způsobuje nebo urychluje chemickou reakci, aniž by se sama měnila nebo spotřebovávala. U automobilů katalyzátor označuje zařízení, které způsobuje nebo urychluje přeměnu zdraví škodlivých látek CO, HC a NO_x na neškodné látky [30].

U zážehových motorů se především používá třícestný katalyzátor, který se tak označuje právě kvůli likvidaci všech tří hlavních skupin škodlivých látek. Třícestný katalyzátor se nejčastěji skládá z plechového krytu, tepelného štítu a keramického těla. Vnitřní část katalyzátor má tvar velmi podobný včelím plástvím, které zaručují i při malých rozměrech velkou reakční plochu. Na těchto plochách jsou nanášeny vzácné drahé kovy jako je platina a rhodium, které způsobují nebo urychlují dané reakce [32]. V třícestném katalyzátoru dochází ke dvěma chemickým reakcím, které jsou oxidace a redukce [30].

Při oxidaci je oxid uhelnatý CO přeměňován na oxid uhličitý CO₂ a zároveň uhlovodíky HC oxidují na vodu H₂O a oxid uhličitý CO₂, princip oxidace popisují rovnice [33]:



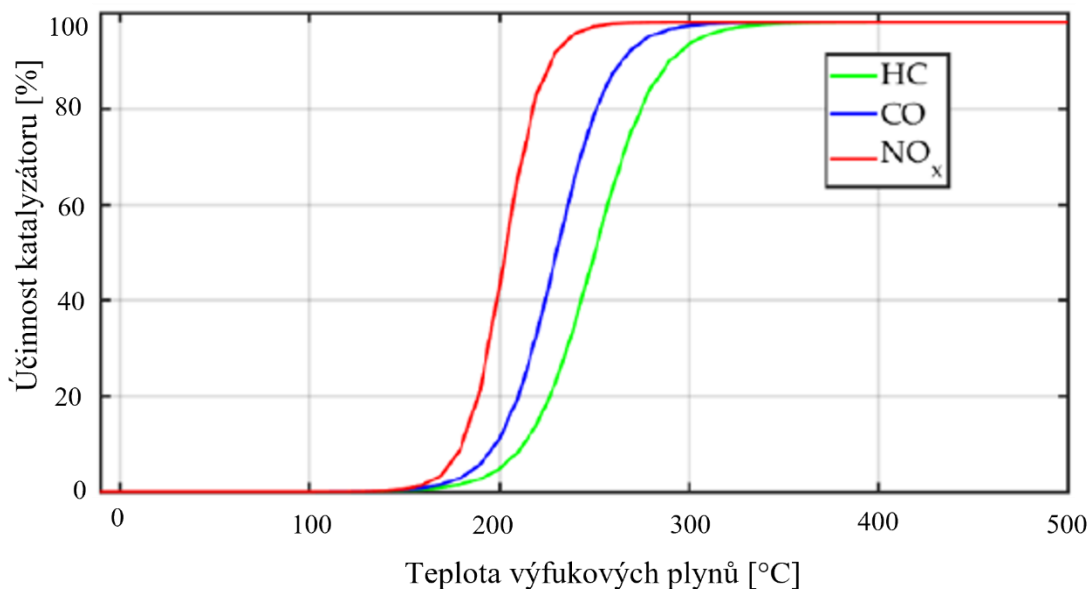
Při redukci se redukuje (odebírá) kyslík z oxidů dusíku NO_x a mění se na dusík N_2 a oxid uhličitý CO_2 , proces je popsán rovnicemi níže [33][30]:



Účinnost třicestného katalyzátoru pro snížení všech tří zdraví škodlivých skupin je za optimálního provozu velmi vysoká a pohybuje se okolo 95–98 %. Na funkci katalyzátoru, a především jeho účinnost mají vliv především:

- Teploty výfukových plynů
- Směšovací poměr λ .

Na Obr. 41 je znázorněna závislost účinnosti třicestného katalyzátoru na teplotě výfukových plynů. Pracovní oblast katalyzátoru závisí především na materiálech použitých při jeho konstrukci a na samotné konstrukci. Rozsah se většinou pohybuje okolo 300–650 °C. Horní hranice je prakticky závislá na použitých materiálech a je určena v bezpečné oblasti kdy nedochází k destrukci katalyzátoru. Při překročení horní hranice by mohlo docházet k tavení samotných materiálů katalyzátoru. Spodní hranice teplotního rozsahu určuje oblast výrazné změny účinnosti katalyzátoru. Při provozu katalyzátor pod spodní hranicí je katalyzátor prakticky neúčinný [34].

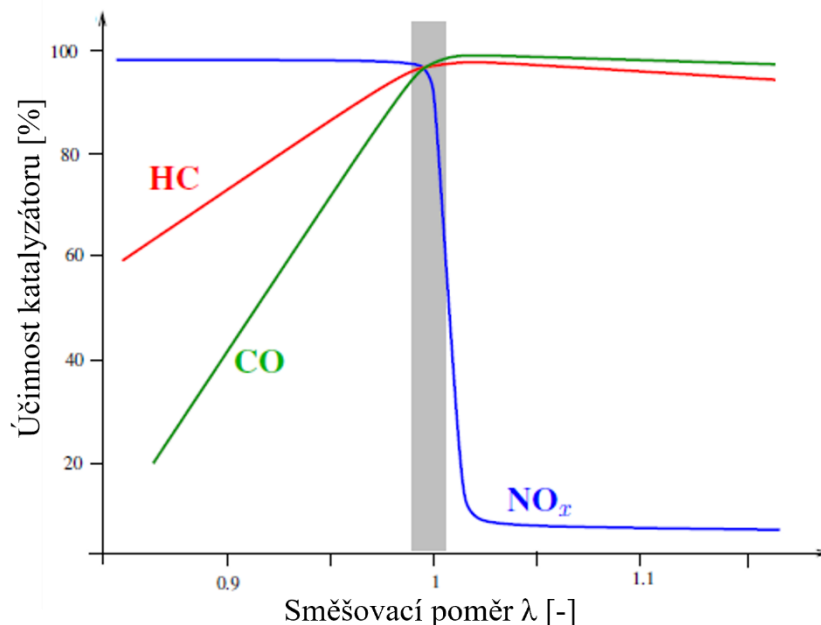


Obr. 41 Závislost účinnosti katalyzátoru na teplotě výfukových plynů [35]

Je tedy jasné, že provozovat katalyzátor v nízkých teplotách je velice nežádoucí. Z toho důvodu je nejkritičtějším bodem studený start, kdy motor není ohřátý na provozní teploty a emisní systém je prakticky nefunkční [37]. Jedním z hlavních cílů moderních emisních systému je co nejrychlejší zahřátí spalovacího motoru a samotného katalyzátoru na provozní teploty a následné udržování optimální teploty během provozu. Pro co nejrychlejší zahřátí se často využívá změna časování předstihu zážehu nebo ventilů. Při pozdějším zážehu dochází k prohoření směsi během expanzní fázi a částečně i ve výfukové fázi a samotném výfuku, tím dojde ke zvýšení teploty výfukových plynů a zvýšení teploty katalyzátoru [25]. Jsou také vyvíjeny systémy předeřevu pomocí elektrických topných těles. Nevýhodou je, že pokud dojde ke spuštění těchto systémů zároveň při nastartování motorů, je katalyzátor opět provozován pod dolní hranicí optimálních teplot. Pro maximální účinnost katalyzátoru od momentu nastartování by bylo nutné tyto systémy spouštět několik minut před samotným nastartováním [36].

Dalším kritickým místem je samotné udržení optimální teploty. Během teplotních pulzací výfukových plynů při přechodových stavech a částečných zatížení dochází k poklesům teploty katalyzátoru. U moderních motorů je tedy nutná samotná regulace teploty výfukových plynů pro co nejlepší splnění emisních norem [37].

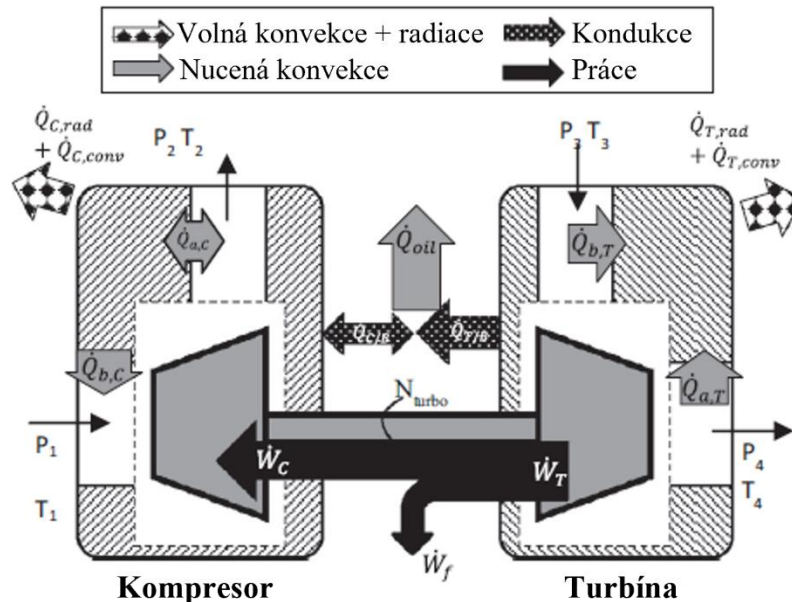
Účinnost třicestného katalyzátoru je také velmi závislá na směšovací poměru λ , tato závislost je zobrazena na Obr. 42 [30]. Aby docházelo ke správnému snížení všech tří zdraví škodlivých složek a správně proběhla oxidace i redukce, musí být složení směsi co nejbližší stechiometrickému poměru $\lambda = 1$ [33]. Při takovém poměru obsahují výfukové plyny dostatečné množství kyslíku pro oxidaci a zároveň potřebné množství oxidu uhelnatého a uhlovodíků pro redukci oxidu dusnatého. Již při velmi malých odchylkách dochází k velkým nárůstům škodlivých emisí. Pracovní oblast nejvyšší účinnosti se pohybuje v oblasti $\lambda = 0,99-1,01$ [34]. Pro správné zachování tohoto poměru se používá lambda sonda umístěná před katalyzátorem, která měří množství kyslíku ve výfukových plynech. Následně je poslán signál řídicí jednotce, která určuje množství dodaného paliva, čímž řídí tento poměr [38].



Obr. 42 Závislost účinnosti katalyzátoru na směšovací poměru s vyznačenou účinností 95-98 % [39]

3.3 VLIV TEPLoty VÝFUKOVÝCH PLYNŮ NA TURBODMYCHADLO

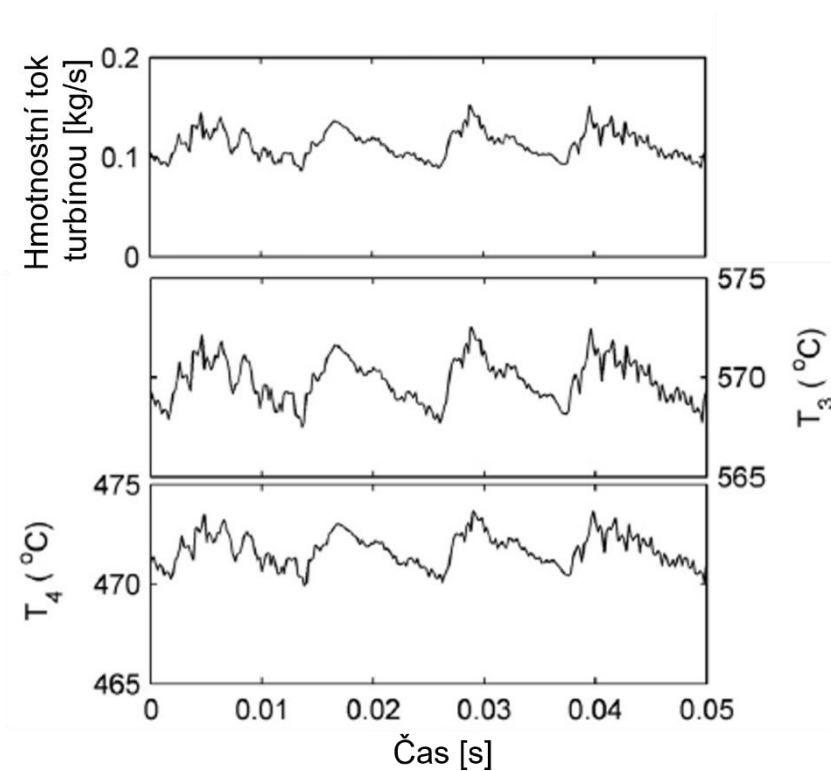
Teploty výfukových plynů mají velký vliv na turbodmychadlo. Jedná se především o přestup tepla mezi spaliny a samotným turbodmychadlem, který musí být zahrnutý již při samotné konstrukci. Přenos tepla má velký vliv především na účinnost samotného turbodmychadla a je popsán na Obr. 43 [40].



Obr. 43 Schéma přestupu tepla turbodmychadlem [40]

Část tepla výfukových plynů je převedena na mechanickou práci turbíny (W_T), ze které je část přenesena na práci kompresoru (W_C) a část zmařena v tření (W_f). Velká část tepla přestoupí do samotné turbínové a ložiskové skříně pomocí nucené konvekce ($Q_{a,T}, Q_{b,T}$). Dále teplo přestupuje do oleje i chladicí kapaliny (Q_{oil}). Následně teplo přestupuje i do samotného kompresorového kola a kompresorové skříně ($Q_{a,C}, Q_{b,C}$). Tento efekt je velmi nežádoucí, protože vede ke zvýšení teploty nasávaného vzduchu, a tudíž ke snížení účinnosti kompresoru a celého turbodmychadla. Následně teplot přestupuje volnou konvekcí a radiací do okolí z kompresorového ($Q_{C,rad}, Q_{C,conv}$), respektive turbínového housingu ($Q_{T,rad}, Q_{T,conv}$) [40]. Tepelný tok turbodmychadlem tedy přímo ovlivňuje účinnost kompresoru. Z toho důvodu se u moderních turbodmychadel využívají tepelné štíty a chlazení, které tento přestup omezují. Zvýšený přestup energie nastává především v nízkých otáčkách [41].

Samotná teplotní pulzace výfukových plynů nemá přímý vliv na funkci turbodmychadla. S teplotními pulzacemi se většinou vyskytují i tlakové pulzace, které mají výraznější vliv na funkci turbodmychadla. Tyto teplotní pulzace se nadále vyskytují i za turbínou a postupují dále do výfukového potrubí [42]. Na Obr. 44 je znázorněna teplotní pulzace na vstupu (T_3) a výstupu (T_4) turbíny a samotný hmotnostní tok spalin. Velikost přestupu tepla i teplotních pulzací se dá ovlivnit samotnou regulací turbodmychadla pomocí WG nebo VGT [40].



Obr. 44 Teplotní pulzace na vstupu, výstupu a hmotnostní tok turbíny [40]

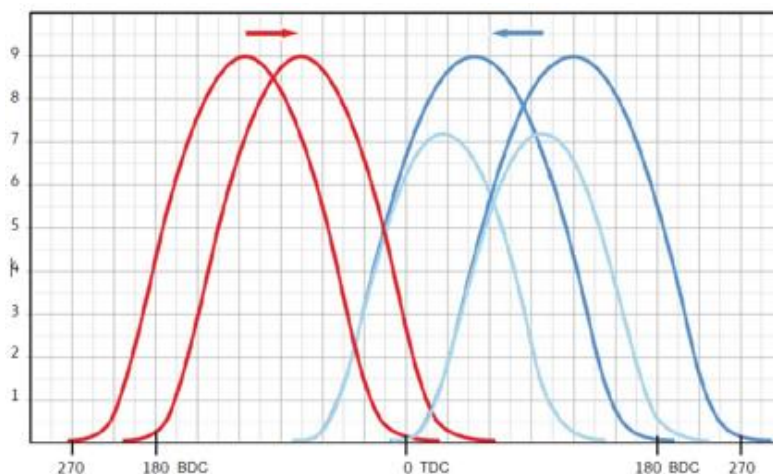
4 POPIS ZKOUMANÉHO MOTORU

Motor, na kterém jsou simulace prováděny nese označení 1,5 TSI EA211 – EVO, který spadá pod koncern Volkswagen. Motor se vyrábí ve dvou výkonových kategoriích, a to 96 kW a 110 kW. Práce se zabývá vyšší výkonovou verzí, proto se dále bude popisovat pouze tato verze motoru. Blok motoru je typu open-deck a je vyroben ze slitiny hliníku, přičemž stěny válců jsou potaženy procesem APS (plazmový sprej). Motor disponuje 4 ventilevou technikou, kde na každém válci jsou 2 sací a 2 výfukové ventily, proto jsou zde rozvody typu DOHC. V hlavě válců se nachází integrované výfukové potrubí, na které je následně napojena turbína turbodmychadla. Motor dále disponuje novou technologií ACT, která umožňuje deaktivaci válců. Tato deaktivace probíhá u dvou prostředních válců, ale především v nízkém a částečném zatížení. Pomocí této technologie dochází ke snížení spotřeby a tím i ke snížení emisí, především CO₂ [43].



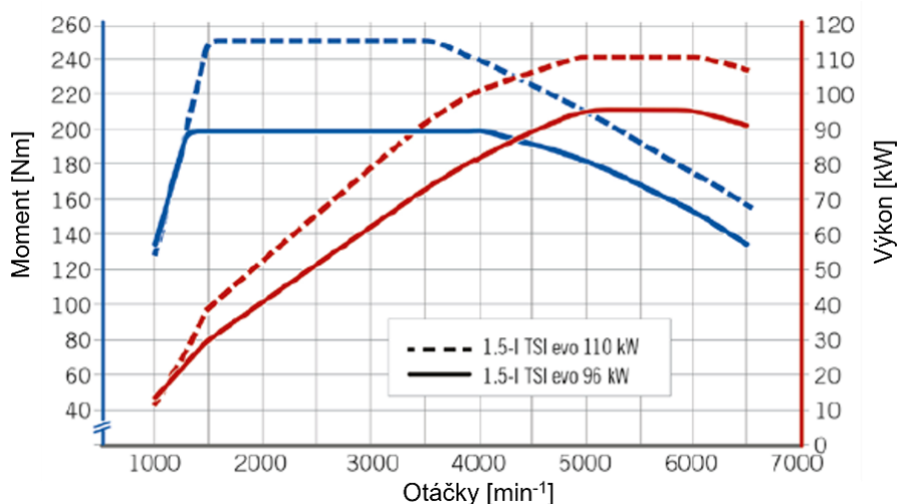
Obr. 45 Rozložení motoru 1,5 TSI EA211 – EVO [43]

Motor disponuje variabilním časováním ventilů, kde výrobce udává možnost posunutí otevření sacího ventilu až o 70° a výfukového o 40°. Díky tomu bylo možné naladit časování ventilů v nízkém a částečném zatížení s poměrně velkým překrytím (Obr. 46). Toto překrytí umožňuje provoz motoru v nízkém a částečném zatížení na principu Millerova cyklu, které vede ke snížení spotřeby a emisí [43].



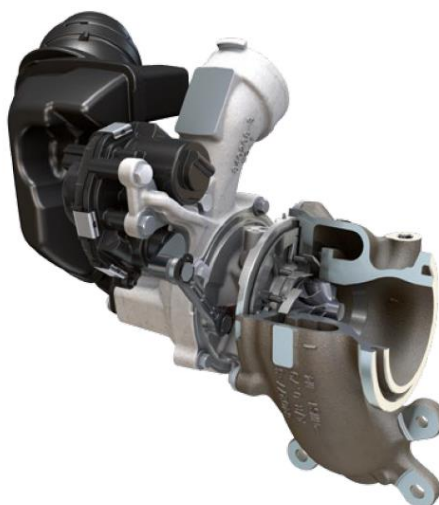
Obr. 46 Variabilní časování motoru 1,5 TSI verze se 110 kW [44]

U nové generace motoru byl také zvýšen geometrický kompresní poměr, kde u 96 kW verze je 12,5:1 a u 110 kW verze 10,5:1. Pomocí překrytí ventilů došlo ke snížení maximálních kompresních teplot a snížení teplotního namáhání spalovacího prostoru a pístu. Byla zvýšena účinnost plnění za účelem zlepšení hoření a snížení sklonu k detonačnímu hoření především při vysokých zatížení. Nové optimalizované turbodmychadlo výrazně zvyšuje hustotu plněného vzduchu, které vede ke zvýšení účinnosti. Díky těmto a dalším úpravám motor vykazuje níže uvedené momentové a výkonové charakteristiky (Obr. 47) [43].



Obr. 47 Otáčková charakteristika motoru 1,5 TSI EA211 – EVO [43]

Pro novou generaci motoru bylo navrženo nové optimalizované turbodmychadlo, které pro verzi s 96 kW je regulováno pomocí variabilních lopatek (VNT) a verze se 110 kW je regulována pomocí obtokového ventilu (WG). Byla provedena optimalizace turbínového i kompresorového kola, díky které lze dosáhnout vysokého točivého momentu již od 1500 min⁻¹. Zároveň byl snížen moment setrvačnosti rotorové části turbodmychadla díky menšímu průměru turbínového kola. Dále také došlo v kombinaci s vodou chlazenou ložiskovou skříní ke snížení tření. Díky těmto úpravám je motor mnohem více pružný již při nízkých otáčkách a bylo dosaženo navýšení točivého momentu při 1500 min⁻¹ o 35 % oproti předchozí generaci [43].



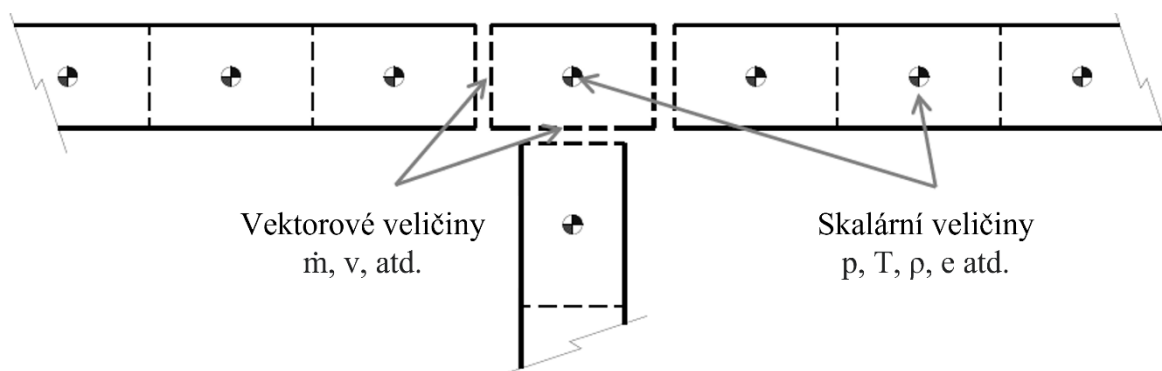
Obr. 48 Turbodmychadlo s regulací variabilními lopatkami motoru 1,5 TSI EA211 – EVO [43]

5 SOFTWARE GT-SUITE

GT-SUITE, který zahrnuje knihovnu motorových prvků GT-Power, je inženýrský nástroj od společnosti Gamma Technology pro simulaci spalovacích motorů, elektromotorů, převodovek a celých vozidel. GT-Power je 1-D simulační program, který je vhodný pro ustálené, ale i přechodné, respektive tranzientní jevy. Software využívá jednorozměrnou dynamiku plynů k reprezentaci samotného proudění, přestupu tepla či tření. Samotný software se skládá ze tří částí preprocessoru, řešiče a postprocesoru. Díky softwaru je možné simulovat téměř jakýkoliv jízdní stav s velkou přesností [46].

V preprocesoru se pomocí jednotlivých bloků (válců, potrubí, ventily atd.), které jsou dostupné z knihoven, vytváří samotný model. Následně jsou jednotlivé bloky mezi sebou propojeny a je nutné zde zadat jednotlivé geometrické a termomechanické parametry. Dále jsou potřeba zadat výchozí hodnoty teplot a tlaků okolního prostředí, časování ventilů atd. Software disponuje dvěma optimalizačními moduly, DOE a Design Optimizer. Tyto moduly umožňují spuštění několika testovacích případů, ze kterých vyhodnotí ten nejvíce vyhovující dle zadaných parametrů a okrajových podmínek [46].

Řešič (Solver) následně rozdělí (diskretizuje) celý systém na malé objemy, které jsou spojeny jednotlivými hranicemi (metoda konečných objemů) Obr. 49. Tyto objemy jsou následně numericky řešeny pomocí vnitřních algoritmů, které obsahují 3 základní rovnice, rovnice kontinuity (zákon zachování hmotnosti), energetickou rovnici (zákon zachování energie) a rovnici hybnosti (zákon zachování hybnosti). Skalární proměnné veličiny jako jsou tlak, teplota, hustota, vnitřní energie atd. jsou počítány pro jednotlivé objemy. Zatímco pro každou hranici jsou počítány vektorové proměnné veličiny jako je hmotnostní tok, rychlost atd. Pro výpočet se využívají implicitní nebo explicitní metody, kde explicitní jsou výrazně časově i výpočtově náročnější, ale za to jsou přesnější. Pro simulaci teplotních pulzací (velmi rychlý jev) se využívají explicitní metody. Řešení vychází ze systému v čase t_0 a je počítáno pro čas t_1 , kde časový krok musí být dostatečně malý, aby bylo řešení validní. To se opakuje, dokud nedojde k ustálení parametrů, kde v programu se zadává, kolik cyklů má řešič pro daný zátěžný stav vykonat a množství po sobě jdoucích konvergujících cyklů pro ukončení výpočtu [46].



Obr. 49 Schématické zobrazení diskretizovaného potrubí v softwaru GT-SUITE [46]

6 MODEL V PROGRAMU GT – SUITE

Následující kapitola popisuje tvorbu samotného modelu motoru 1,5 TSI EA211 – EVO v prostředí programu GT-SUITE. Bylo vytvořeno dvě varianty modelu jedna s regulací turbodmychadla pomocí obtokového ventilu (WG) a druhá s regulací variabilního natáčení lopatek turbíny (VNT). Reálné verze motoru s regulací WG dosahují výkonu 110 kW a verze s VNT regulací dosahuje výkonu 96 kW. Pro možné porovnání důsledku jednotlivých regulací byly oba modely vytvořeny pro výkon 110 kW se stejnými základními parametry.

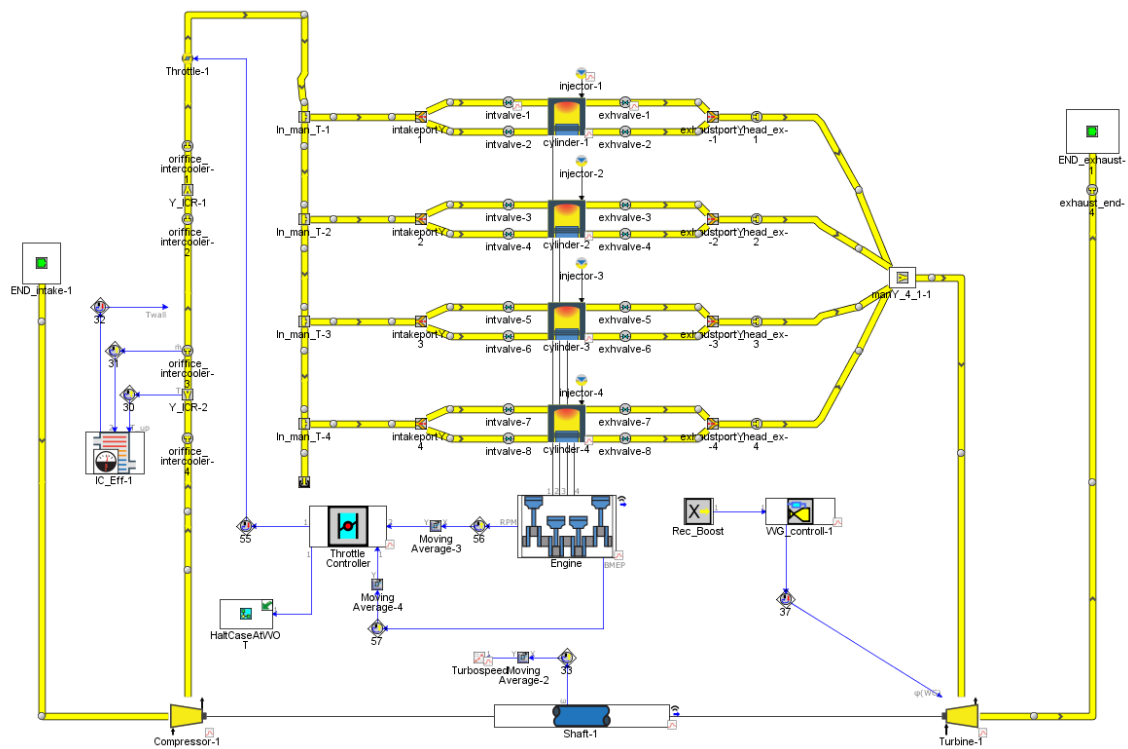
V Tab. 1 jsou uvedeny základní parametry geometrie spalovacího prostoru a samotného motoru, které byly použity pro vytváření obou modelů.

Tab. 1 Základní vstupní parametry motoru 1,5 TSI EA211 – EVO 110 kW [43]

Počet válců [-]	4
Rozložení válců [-]	Řadové
Počet ventilů na válec [-]	4
Zdvihový objem [cm ³]	1498
Vrtání [mm]	74,5
Zdvih [mm]	85,9
Poměr zdvih/vrtání [-]	1,15
Kompresní poměr [-]	10,5:1
Zdvih sacího ventilu [mm]	9
Zdvih výfukového ventilu [mm]	9
Délka ojnice [mm]	162
Průměr sacího ventilu [mm]	25,5
Průměr výfukového ventilu [mm]	21

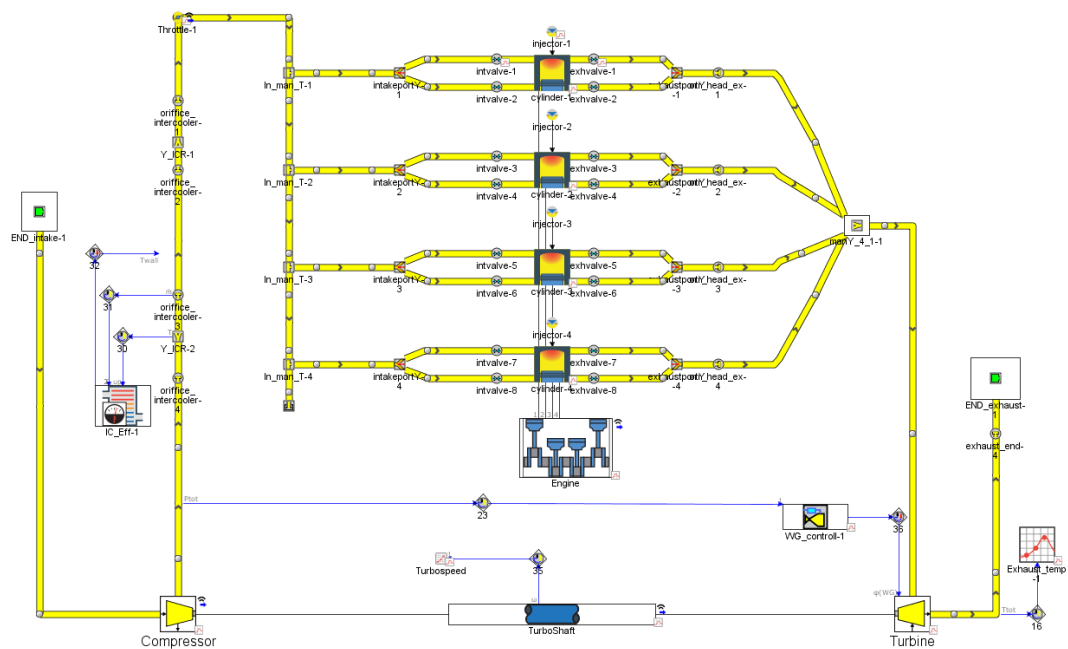
6.1 MODEL S OBTOKOVÝM VENTILEM (WG)

Model motoru s obtokovým ventilem vychází z dat poskytnutými vedoucím práce, který vychází ze vzorového modelu v prostředí GT-SUITE (Obr. 50). Nicméně velké množství parametrů, jako jsou délky potrubí, časování ventilů, hoření atd. musely být upraveny a optimalizovány tak, aby co nejvíce odpovídaly reálnému motoru s reálnými daty, které jsou dohledatelné.



Obr. 50 Výchozí model motoru 1,5 TSI EA211 – EVO s obtokovým ventilem

Na Obr. 51 je vidět zmíněný model s obtokovým ventilem. Jak již bylo zmíněno model vychází ze vzorového modelu v prostředí GT-SUITE, ze kterého bylo několik prvků odstraněno a samotný model byl zjednodušen. Byly odstraněny především části na výfukové straně, jako je katalyzátor a tlumič výfuku. Na straně sání byl pak odstraněn airbox a vzduchový filtr. Zjednodušení bylo provedeno především kvůli snížení výpočtové náročnosti a urychlení výpočtů. Nicméně tato zjednodušení by neměla mít příliš velký vliv na samotné výsledky simulace teploty výfukových plynů. Dále byla také z původního modelu odebrána PID regulace škrtící klapky, která v novějších verzích programu GT-SUITE není potřeba a je v podstatě zbytečná. Škrtící klapka, svojí změnou úhlu natočení, mění zatížení motoru, kterého je nadále využíváno k optimalizaci modelu a pro vlastní simulace. Byla upravena i samotná regulace turbodmychadla a řízení celého motoru. Regulace i celý motor byl řízen pomocí středního efektivního tlaku, který ovšem nebyl snímán na motoru, ale byl brán z tabulky v „CASE“, kde uživatel mohl zadat jakoukoliv hodnotu a řízení příliš neodpovídalo realitě. Model motoru je nyní řízen především veličinami měřenými přímo na motoru, jako jsou otáčky a zatížení, respektive úhel otevření škrtící klapky.



Obr. 51 Optimalizovaná verze modelu motoru 1,5 TSI EA211 – EVO s obtokovým ventilem (WG)

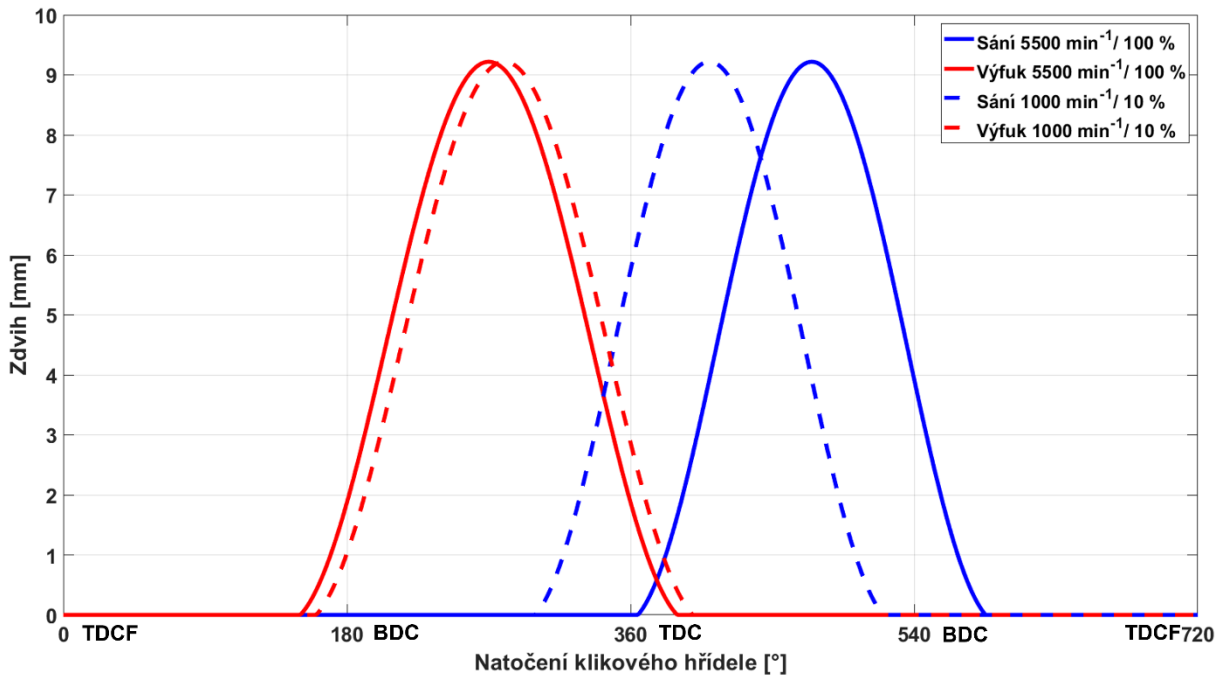
6.1.1 ČASOVÁNÍ SACÍCH A VÝFUKOVÝCH VENTILŮ

Jak již bylo zmíněno motor 1,5 TSI EA211 – EVO disponuje natáčením vačkových hřídelí, a tedy variabilním časováním sacího i výfukového ventilu. Z Obr. 46 je patrné, že v nízkém zatížení a nízkých otáčkách je potřeba docílit poměrně velkého překrytí. Za těchto podmínek motor pracuje na principu Millerova cyklu, což by mělo vést ke snížení spotřeby. Zatímco ve vyšších otáčkách a zatíženích motor pracuje na klasickém principu Ottova cyklu. Z grafu časování ventilů bylo možné získat výchozí parametry, jako je maximální zdvih obou ventilů a úhel natočení klikového hřídele pro otevření obou ventilů.

Tab. 2 Porovnání původního a optimalizovaného rozsahu variabilního časování

Model	Ventil	Natočení klikového hřídele [°]
Původní časování	Sací	310–340
	Výfukový	160–180
Optimalizované časování	Sací	300–370
	Výfukový	120–160

Pro prvotní model byly zadány hodnoty otevření obou ventilů přímo dle dostupného grafu. Následně probíhala optimalizace pomocí nástroje „Design Optimizer“. Bylo potřeba optimalizovat jak sacích, tak i výfukových ventilů pro jednotlivé otáčky s krokem 500 min^{-1} a jednotlivá zatížení, respektive natočení škrtkové klapky s krokem 10 % respektive 9° . Další okrajovou podmínkou optimalizace byl rozsah variability otevření ventilů, který uvádí výrobce pro sací ventil 70° a pro výfukový ventil 40° . Optimalizace byla zaměřena na získání stejné otáčkové charakteristiky jako udává výrobce. Po provedení optimalizace byla získána tabulka jednotlivých otevření sacích i výfukových ventilů v závislosti na otáčkách a zatížení motoru. Dle Obr. 52 je vidět, že bylo dosaženo velmi podobných výsledků časování, jako uvádí výrobce na Obr. 46. Především bylo dosaženo vysokého překrytí v nízkém zatížení a nízkých otáčkách, zatímco ve vyšších zatížení a otáčkách bylo zachováno nižší překrytí.



Obr. 52 Optimalizované variabilní časování sacího a výfukového ventilu pro verzi s WG

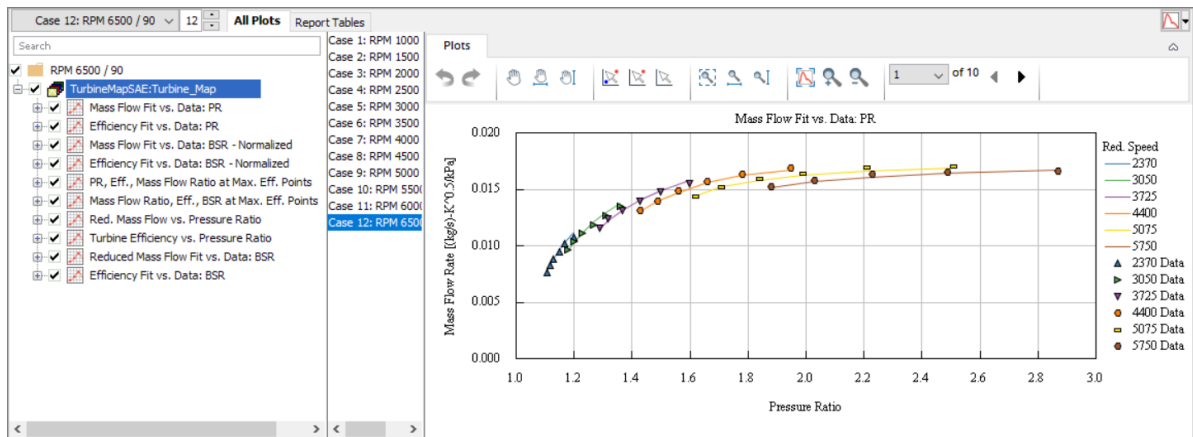
6.1.2 TURBÍNA

Pro provoz turbíny s obtokovým ventilem je potřebná pouze jedna mapa turbíny, respektive více map, protože se všechny parametry nezanašší do jedné mapy, jako je tomu u kompresoru. Mezi základní parametry turbíny patří hodnota průměru turbínového kola, maximální redukované otáčky a maximální tlakový poměr. Tyto a samotné nastavení turbíny je vidět na Obr. 53 a vychází z dat poskytnutých výrobcem turbodmychadla.

Attribute	Unit	Object Value
Turbine Map File		ign ...
Plots?		<input checked="" type="checkbox"/>
Pre-processing Message Level		detailed
Reference Gas Constant	J/kg-K	def (=289) ...
Reference Ratio of Specific Heats		def (=1.35) ...
Maximum Pressure Ratio		3.4
Maximum Speed (Reduced)	RPM/K ^{0.5}	6200
External SAE File Name		ign ...
Wheel Diameter (Affects Only Wheel Speed Output)	mm	36.5 ...

Obr. 53 Vlastní nastavení turbíny ve verzi s obtokovým ventilem

Samotná turbínová mapa turbodmychadla s obtokovým ventilem obsahuje reálná naměřená data, která byla poskytnuta výrobcem turbodmychadla Obr. 54. Tato mapa obsahuje hodnoty a jejich závislosti redukovaných otáček, tlakových poměrů, redukovaných hmotnostních průtoků, a hlavně účinnosti turbíny.



Obr. 54 Turbinová mapa a její vlastní hodnoty ve verzi s obtokovým ventilem

Výpočet redukovaného hmotnostního průtoku a redukovaných otáček turbínového kola vyjadřují rovnice (18) a (19) [46]:

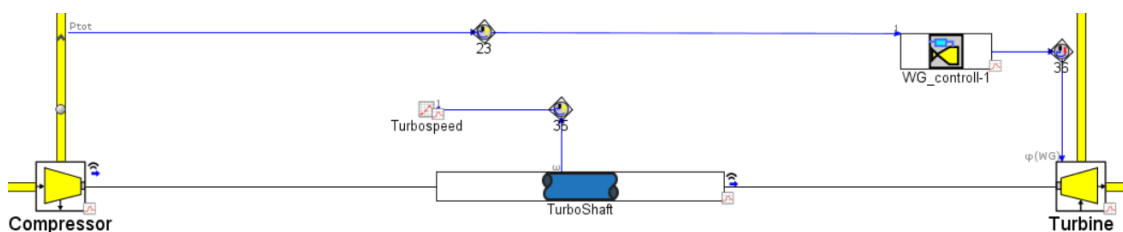
$$RPM_{red} = \frac{RPM_{akt}}{\sqrt{T_{inlet-total}}}, \quad (18)$$

$$\dot{m}_{red} = \frac{\dot{m}_{akt} * \sqrt{T_{inlet-total}}}{p_{inlet-total}}, \quad (19)$$

kde: RPM_{akt} jsou aktuální otáčky turbínového kola, $T_{inlet-total}$ je absolutní teplota na vstupu do turbíny, \dot{m}_{akt} je aktuální hmotnostní průtok turbínou a $p_{inlet-total}$ je absolutní tlak na vstupu do turbíny.

6.1.3 REGULACE TURBODMYCHADLA

Pro regulaci obtokového ventilu je využit prvek „ControllerTurboWG“, který je možné vidět na Obr. 55. Řídicí prvek je přímo napojen na sací potrubí a zároveň na turbínu, kde ovládá zmíněný obtokový ventil. Prvek snímá reálnou hodnotu plnicího tlaku v sacím potrubí. Pro řízení regulace obtokového ventilu byla vybrána hodnota plnicího tlaku v sacím potrubí hned za kompresorovým kolem. Tento regulační člen tedy porovnává reálné hodnoty plnicího tlaku v sacím potrubím a požadované hodnoty plnicího tlaku zadané mapou. Tyto požadované hodnoty plnicího tlaku bylo opět nutné získat během optimalizace modelu na požadovaný točivý moment. Hodnoty byly zapsány do tabulky v závislosti na otáčkách motoru a jeho samotném zatížení, respektive natočení škrtkové klapky. Regulační člen tak ovládá úhel otevření obtokového ventilu v podstatě v závislosti na otáčkách a zatížení motoru, kdy jeho cílem je dosáhnout požadovaného plnicího tlaku, a tedy i točivého momentu samotného motoru.



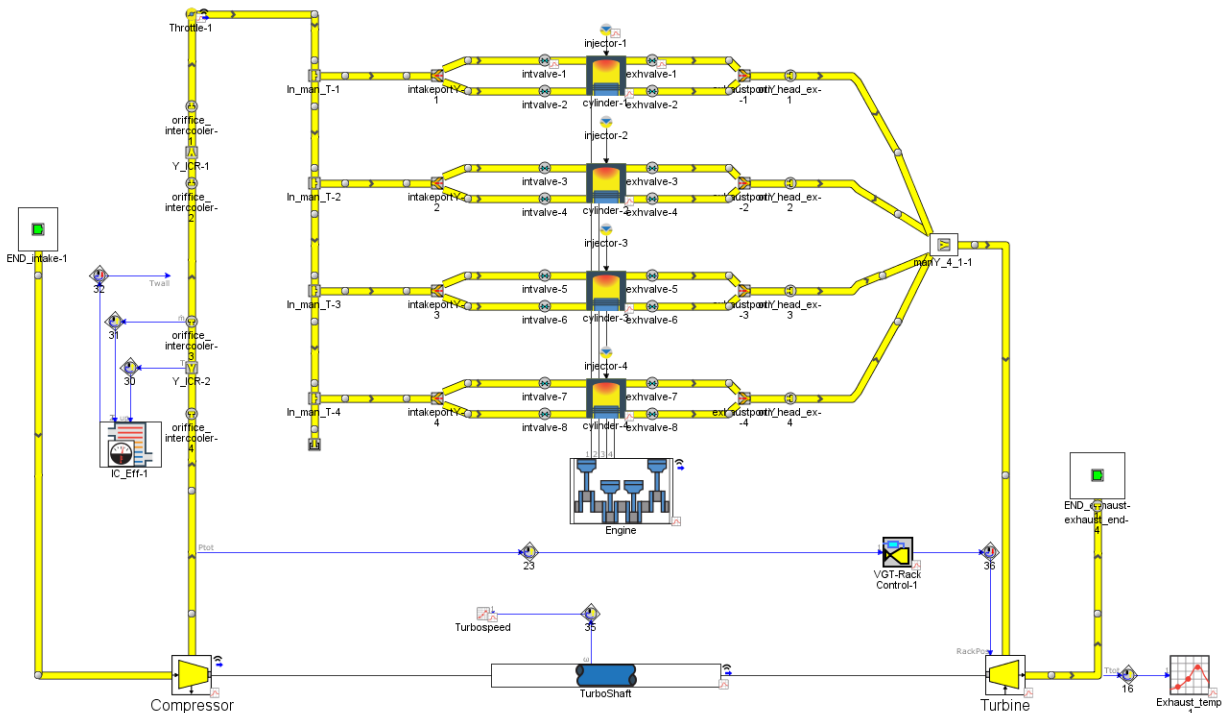
Obr. 55 Model regulace turbodmychadla ve verzi s obtokovým ventilem

Attribute	Object Value
First Wireless Signal or RLT (X)	avgrpm:Engine ...
Second Wireless Signal or RLT (Y)	throang:Throttle-1 ...
Dependence Object	Pressure ...
Plot of Output Versus Time	<input type="checkbox"/>

Obr. 56 Nastavení mapy plnicího tlaku regulačního prvku v závislosti na otáčkách a zatížení

6.2 MODEL S VNT

Druhý model motoru 1,5 TSI EA211 – EVO ve verzi s regulací variabilním natáčením lopatek turbodmychadla vychází již z vlastního upraveného modelu s obtokovým ventilem (Obr. 57). Nejprve byla upravena samotná regulace turbodmychadla na zmíněné VNT. Dále byla upravena samotná turbína, kde muselo být předěláno několik parametrů, a především turbínové mapy.

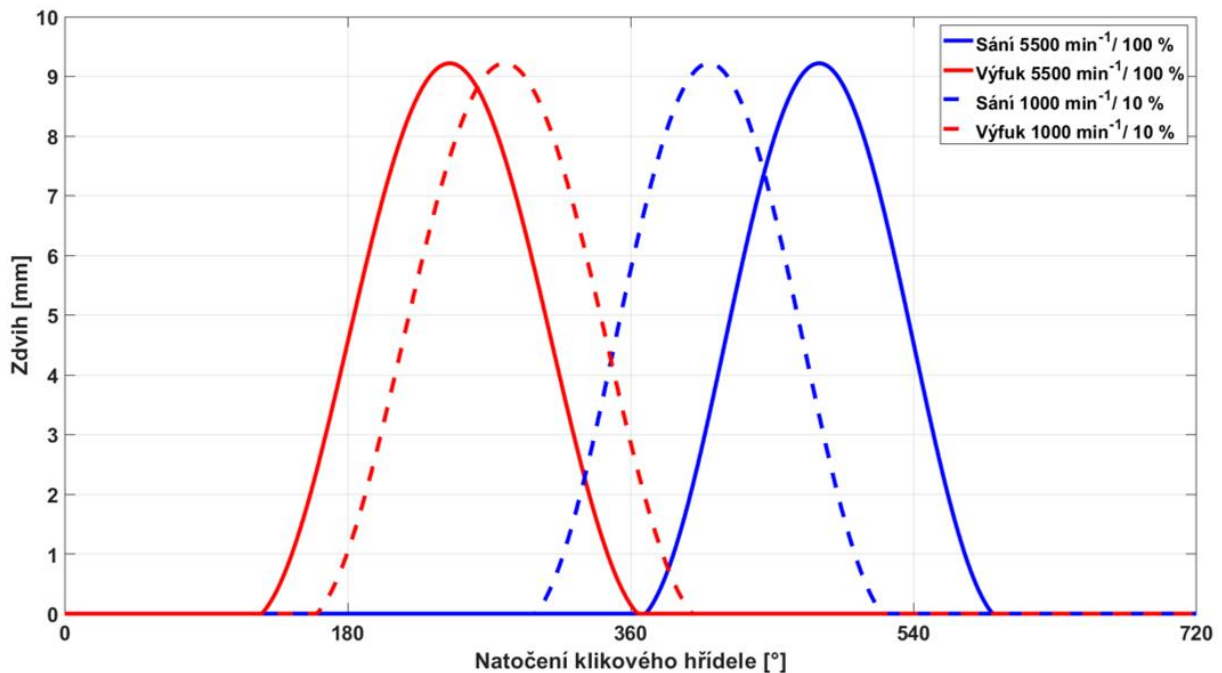


Obr. 57 Model motoru 1,5 TSI EA211 – EVO ve verzi s variabilním natáčením lopatek (VNT)

Ukázalo se, že při takové změně již neodpovídá otáčková charakteristika modelu té skutečné. Bylo tedy potřeba znovu provést optimalizace sacích i výfukových ventilů. Optimalizovaný byl také model hoření tak, aby se model co nejvíce přiblížil reálné otáčkové charakteristice motoru.

6.2.1 ČASOVÁNÍ SACÍCH A VÝFUKOVÝCH VENTILŮ

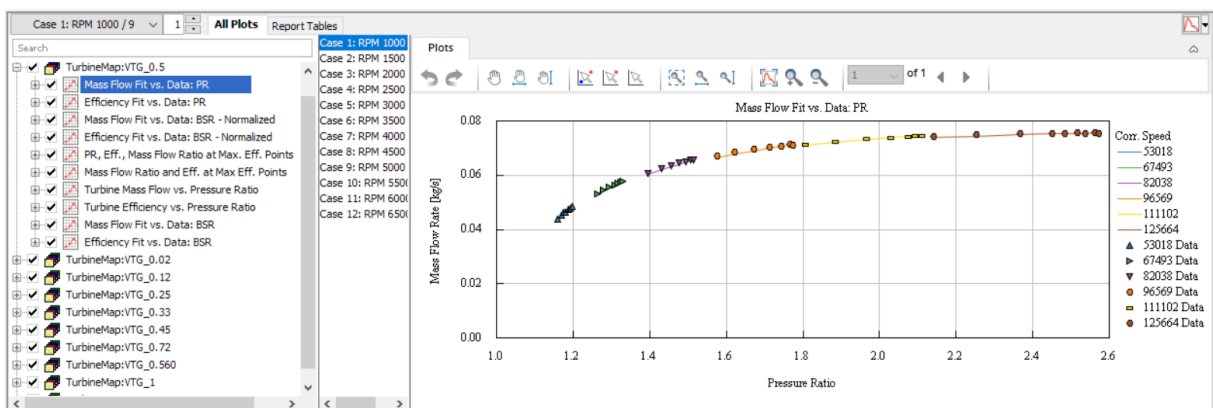
V úvodní části bylo již zmíněno, že bylo potřeba znovu optimalizovat časování sacích i výfukových ventilů. Rozsah úhlu otevření ventilů zůstal stejný a je uvedený v Tab. 2. Zůstal tedy stejný i maximální úhel pootočení vačkového hřídele, který umožňuje variabilní časování. Během optimalizace bylo docíleno menších úprav tabulky časování v závislosti na otáčkách a zatížení. Výsledný graf variabilního časování ventilů modelu s VNT pro krajní případy zatížení je možné vidět na Obr. 58.



Obr. 58 Optimalizované variabilní časování sacího a výfukového ventilu pro verzi s VNT

6.2.2 TURBÍNA

Stejně jako u předchozího modelu, byly parametry pro turbínu s VNT regulací poskytnuty výrobcem. Jak již bylo zmíněno pro regulaci turbodmychadla s variabilním natočením lopatek je potřeba větší množství map. Díky tomu turbodmychadlo vždy využívá celé množství výfukových plynů správným natočením lopatek. Pro jednotlivé úhly natočení lopatek jsou potřeba mapy s hodnotami účinnosti, otáčkami turbíny, hmotnostními průtoky a jednotlivými tlakovými poměry. Pro tento konkrétní případ je použito 9 turbínových map, jak je vidět na Obr. 59.



Obr. 59 Jednotlivé turbínové mapy a jejich vlastní hodnoty ve verzi s VNT

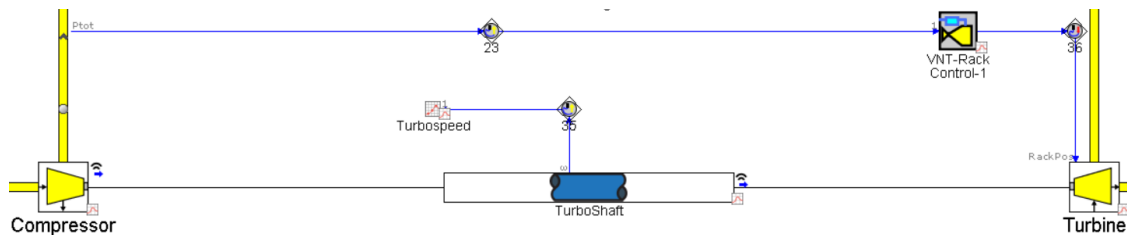
Každá mapa následně obsahuje jednotlivá zmíněná reálná data, ale také vlastní nastavení turbínového kola. Zde jsou zadány referenční tlaky a teploty spalin, průměr turbínového kola, maximální tlakový poměr a maximální otáčky. Na Obr. 60 jsou vidět hodnoty pro nejmenší natočení lopatek 2 %, u ostatních natočení se především odlišují hodnota maximálních otáček.

Attribute	Unit	Object Value
Turbine Map File		ign ...
Plots?		<input checked="" type="checkbox"/>
Pre-processing Message Level		detailed
Reference Pressure	Pa	101325
Reference Temperature	K	288
Reference Gas Constant	J/kg-K	def (=289) ...
Reference Ratio of Specific Heats		def (=1.35) ...
Maximum Pressure Ratio		4
Maximum Speed	RPM	125000
Wheel Diameter (Affects Only Wheel Speed Output)	mm	36.5 ...

Obr. 60 Vlastní nastavení turbíny ve verzi s VNT pro minimální natočení lopatek

6.2.3 REGULACE TURBODMYCHADLA

Pro regulaci turbodmychadla pomocí variabilního natáčení lopatek byl využit prvek „ControllerTurboRack“, který je vidět na Obr. 61. Stejně jako to bylo u regulace s obtokovým ventilem je prvek napojen přímo na sací potrubí, ve kterém snímá aktuální plnicí tlak a zároveň je připojen na turbínu kde ovládá lopatky. Regulační člen obsahuje mapu, respektive tabulku požadovaného plnicího tlaku, který byl získán během optimalizace modelu pro dosažení požadovaného točivého momentu. Hodnoty plnicí tlaku jsou opět v závislosti na otáčkách motoru a jeho samotném zatížení. Následně dochází k ovládní a natáčení lopatek o požadovaný úhel tak, aby byl dosažen požadovaný plnicí tlak.



Obr. 61 Model regulace turbodmychadla ve verzi s variabilním natáčením lopatek

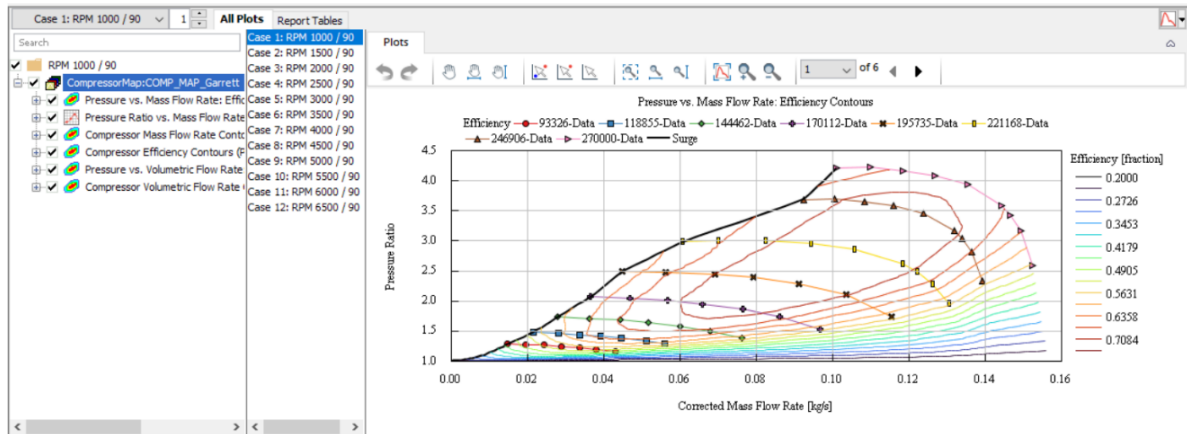
6.3 KOMPRESOR

V obou případech modelů je kompresorová část turbodmychadla stejná. Na Obr. 62 jsou vidět jednotlivé parametry turbínového kola. Jsou zde zadány především referenční hodnoty tlaku, teploty a plynové konstanty. Dále byl zadán typ radiálního kompresoru a samotný průměr kompresorového kola.

Attribute	Unit	Object Value
Compressor Type		radial
External SAE File Name		ign ...
Create Pre-Process Plots?		<input checked="" type="checkbox"/>
Pre-processing Message Level		simple
Reference Pressure	Pa	100000 ...
Reference Temperature	K	298 ...
Reference Gas Constant	J/kg-K	287 ...
Reference Ratio of Specific Heats		def (=1.4) ...
Wheel Diameter	mm	41 ...

Obr. 62 Vlastní nastavení kompresoru pro oba modely

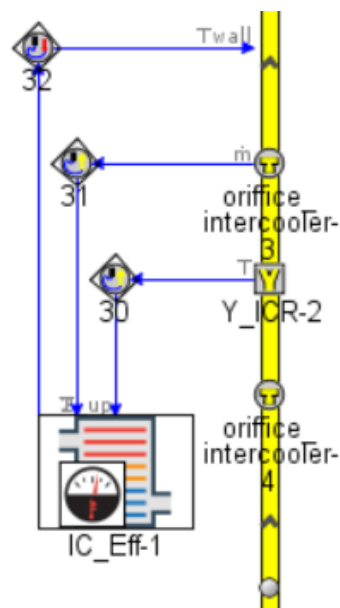
Dále bylo potřeba vložit data tlakových poměrů, hmotnostní průtoků a účinnosti kompresoru. Tyto data vytváří kompresorovou mapu, která je vidět na Obr. 63. Na rozdíl od turbínové mapy se zde zadávají všechny parametry do jedné mapy, která je tak výrazněji komplexnější. Data kompresorové mapy vychází z reálně naměřených dat z daného turbodmychadla poskytnutých výrobcem daného turbodmychadla.



Obr. 63 Kompresorová mapa turbodmychadla pro oba modely

6.4 MEZICHLADIČ

Vzhledem k tomu, že v modelu je použito turbodmychadlo, bylo nutné mít v modelu i mezichladič stlačeného vzduchu (intercooler). Mezichladič je umístěn mezi výstupem z kompresoru a škrťací klapkou, tohle uspořádání by mělo vést ke snížení teplot na škrťací klapce a senzorech [43]. Vzhledem k velkému nedostatku informací ohledně samotného mezichladiče vychází většina dat nastavení ze vzorových příkladů v prostředí GT-SUITE. Jeden z dohledatelných parametrů byla teplota, na kterou je stlačený vzduch ochlazován, dle [43] je vzduch ochlazen na teplotu o 15 K vyšší, než je okolní teplota.



Obr. 64 Umístění mezichladiče mezi kompresorem a škrťací klapkou

6.5 HOŘENÍ

V obou modelech byla použita pro model hoření základní šablona, která využívá Wiebeho funkci. Tato šablona popisuje rychlost spalování během spalovacího procesu v závislosti na natočení klikového hřídele pro zážehové motory [46]. Do této šablony bylo potřeba vyplnit údaje „AnchorAngle50%“ a „Duration“. První parametr šablony představuje počet stupňů úhlu, respektive dobu hoření směsi mezi horní úvratí a bodem hoření, kdy je 50 % paliva spáleno. Druhý parametr opět představuje dobu hoření směsi, ale mezi 10 a 90 % spálené směsi, kde hodnota se opět udává v počtu stupňů natočení klikového hřídele. Vzhledem k nedostatku reálných dat hoření motoru 1,5 TSI EA211 – EVO, byly na začátek použity data ze vzorových modelů. Následně proběhla opět optimalizace dat za účelem dosažení správné momentové charakteristiky.

6.6 PŘESTUP TEPLA

Přestup tepla vyznačuje tepelný tok mezi zapálenou směsí, stěnou válce a pístem. Pro výpočet byla použita šablona s Woschniho korelací, která je doporučena při nedostatečném množství naměřených dat v této oblasti. Šablona počítá jednotlivé koeficienty přestupu tepla především v době, kdy jsou ventily otevřené. Kde přestup tepla je výrazně zvýšen samotným průtokem přes sací ventily a také zpětným prouděním přes výfukové ventily [46].

6.7 TŘENÍ

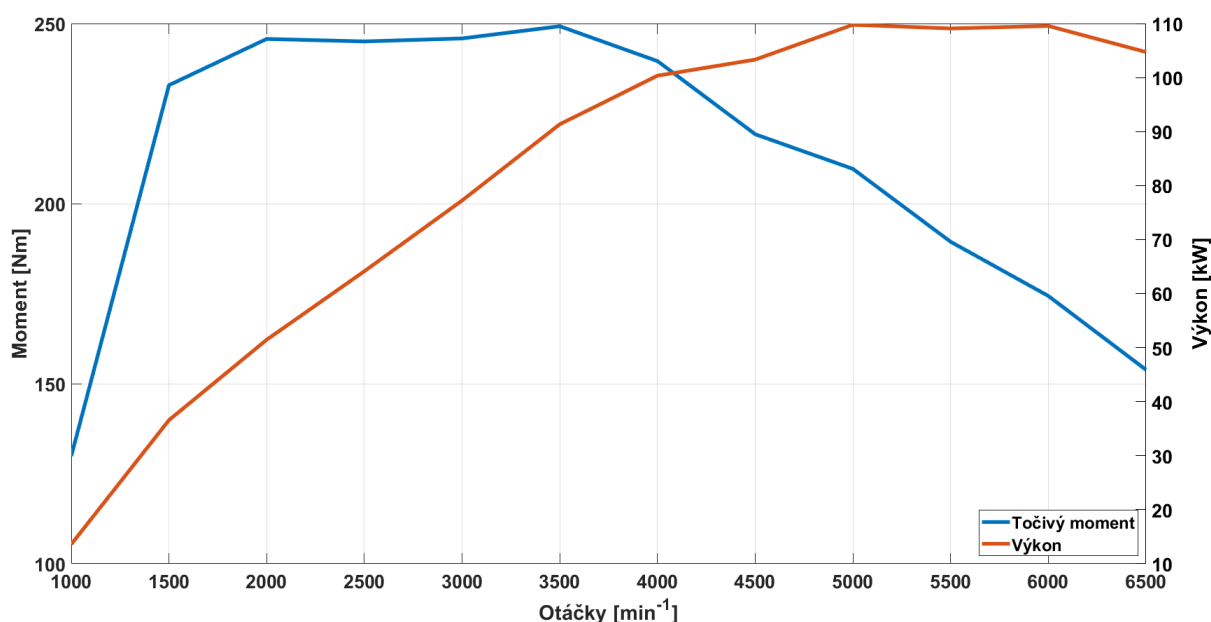
Pro výpočet tření a mechanických ztrát motoru je opět použita šablona z prostředí GT-SUITE, která využívá Chen-Flynnův model tření. Šablona počítá střední efektivní třecí tlak z maximálního tlaku ve válci, střední pístové rychlosti a několika dalších parametrů [46].

7 ANALÝZA MODELŮ A JEJICH POROVNÁNÍ

V této kapitole jsou rozebrány pouze důležité parametry pro tuto práci. Jak již bylo zmíněno oba modely byly optimalizovány dle dostupného točivého momentu. Je to jeden z mála parametrů, který je u takto nového motoru dostupný a dá se podle něj model naladit. Po samotné optimalizaci obou modelů bylo potřeba zkontrolovat jejich správné fungování a výsledky, kterých dosahují. Dále jsou zde ukázány teplotní pulzace výfukových plynů u obou verzí.

7.1 OTÁČKOVÁ CHARAKTERISTIKA S WG

V kapitole 4 je popsán reálný motor 1,5 TSI EA211 – EVO, který tyto modely popisují. Je zde uvedena reálná dostupná otáčková charakteristika zmíněného motoru. Jedná se o jeden z mála parametrů, který je dostupný. Motor je charakteristický velmi vysokým momentem již v nízkých otáčkách.

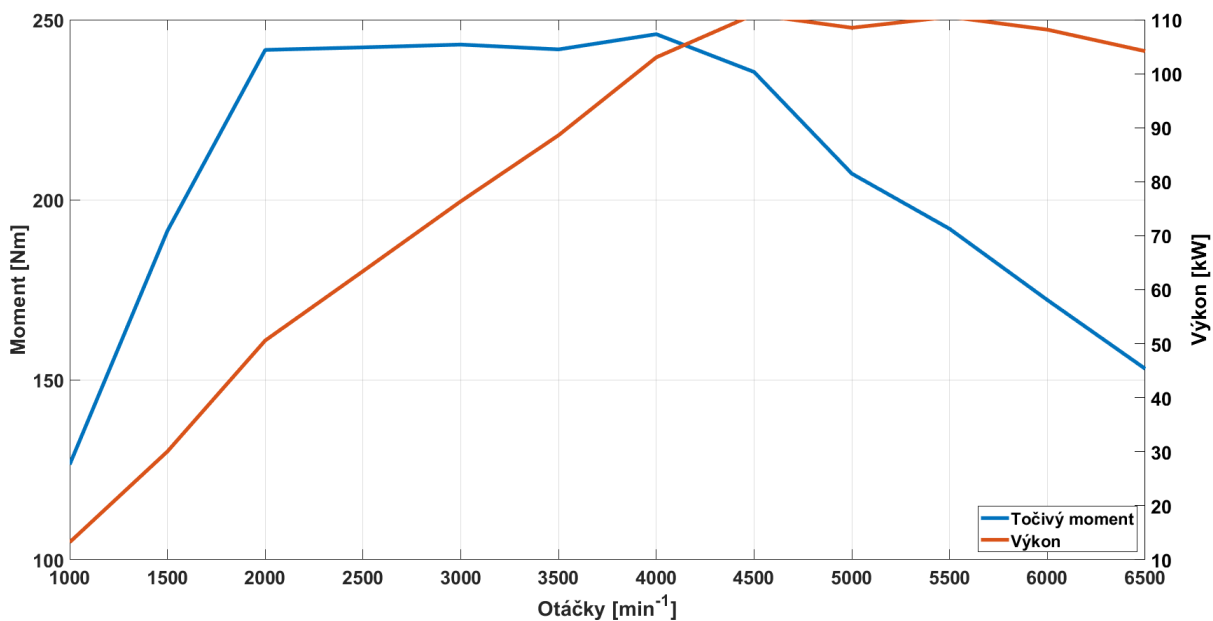


Obr. 65 Otáčková charakteristika modelu s regulací obtokovým ventilem

Na Obr. 65 je vidět výsledná otáčková charakteristika modelu s regulací turbodmychadla pomocí obtokového ventilu. Z grafu je patrné, že maximálního výkonu bylo dosaženo přesně při otáčkách 5000 min⁻¹ a jeho hodnota je 110 kW stejně jako uvádí výrobce. Momentovou křivku se také podařilo velmi dobře přiblížit realitě a již v nízkých otáčkách dosahuje relativně velkého točivého momentu. Konkrétně v otáčkách 1500 min⁻¹ dosahuje točivý moment přibližně 240 Nm, zatímco výrobce udává v těchto otáčkách již maximální moment 250 Nm. Je tedy vidět, že výkonová křivka simulovaného modelu je v podstatě stejná jako křivka udávaná výrobcem a momentová má jen velmi malé odlišnosti. Model je tedy správně odladěný a vhodný pro další používání.

7.2 OTÁČKOVÁ CHARAKTERISTIKA S VNT

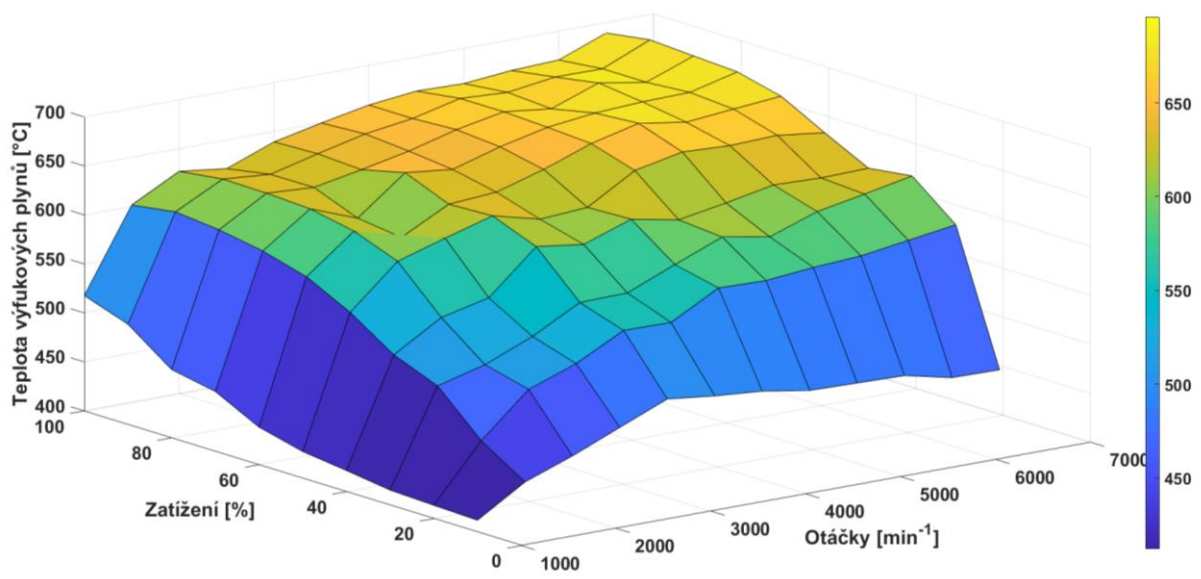
Stejně jako u modelu s regulací obtokovým ventilem, byl celý model optimalizován a odladěn na momentovou křivku motoru. Na Obr. 66 je vidět otáčková charakteristika druhého optimalizovaného modelu s regulací turbodmychadla pomocí natáčení lopatek. Druhý model se neshoduje otáčkami, při kterých je dosaženo maximálního výkonu. Zde je maximálního výkonu 110 kW dosaženo již při otáčkách 4500 min^{-1} . Dále je dosaženo výrazně nižšího točivého momentu při otáčkách 1500 min^{-1} , kde hodnota je přibližně 190 Nm. Jedním z důvodů nedosáhnutí stejných křivek u tohoto modelu, jako udává výrobce mohou být data a mapy turbíny s regulací VNT. Jedná se o reálně naměřená data turbodmychadla, které je nicméně použito u motoru ve verzi s 96 kW. Každopádně model dosahuje i tak velmi dobrých výsledků a tyto malé rozdíly by neměly mít příliš velký vliv na výsledky.



Obr. 66 Otáčková charakteristika modelu s regulací variabilním natáčením lopatek

7.3 TEPLTNÍ PULZACE WG

Po odladění a zkontrolování funkčnosti obou modelů bylo možné se zaměřit na výsledky teplot výfukových plynů. Bylo provedeno 10 ustálených simulací v oblasti otáček 1000 min^{-1} až 6500 min^{-1} . Pro všechny simulace bylo konstantní zatížení a byly měněny otáčky motoru. Zatížení, respektive natočení škrťací klapky motoru, se pohybovalo od 10 % až po 100 %, respektive 9° a po 90° .

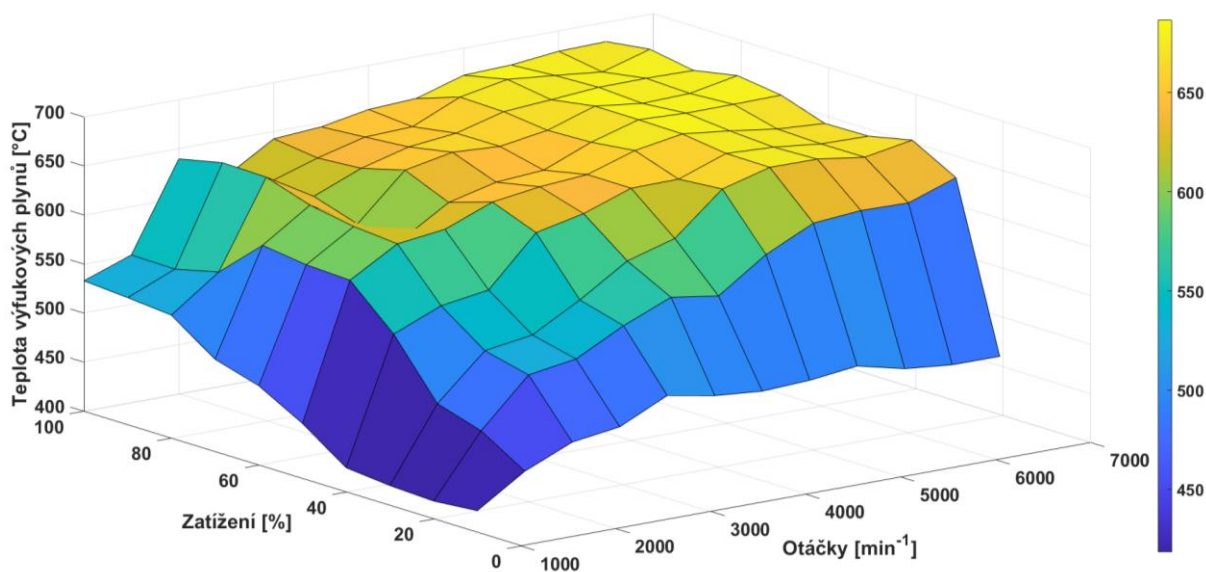


Obr. 67 Teploty výfukových plynů v ustáleném stavu ve verzi WG

Následně byly získány výsledky teplot výfukových plynů, které byly zpracovány do 3D grafu, respektive mapy teplot výfukových plynů za ustáleného stavu (Obr. 67). Z grafu se potvrzuje, že teplota výfukových plynů během provozu vysoce kolísá a dokáže se změnit o více jak 300 °C. Také se ukázalo, že právě parametry, jako jsou otáčky motoru a jeho samotné zatížení mají obrovský vliv na teplotu výfukových plynů. Při nízkých otáčkách a v nízkém zatížení se ukazuje, že teplota je jen mírně nad dolní hranicí účinnosti katalyzátoru. Při běžném provozu je motor nejvíce provozován právě v oblastech nízkého a částečného zatížení na které je potřeba se zaměřit.

7.4 TEPLOTNÍ PULZACE VNT

Stejně jako u prvního modelu bylo i u druhé verze provedeno 10 ustálených simulací v oblasti otáček 1000 min^{-1} až 6500 min^{-1} . Během simulací se opět měnilo zatížení motoru, respektive natočení škrtkové klapky z 10 % až na 100 %, respektive z 9 ° až na 90 °.

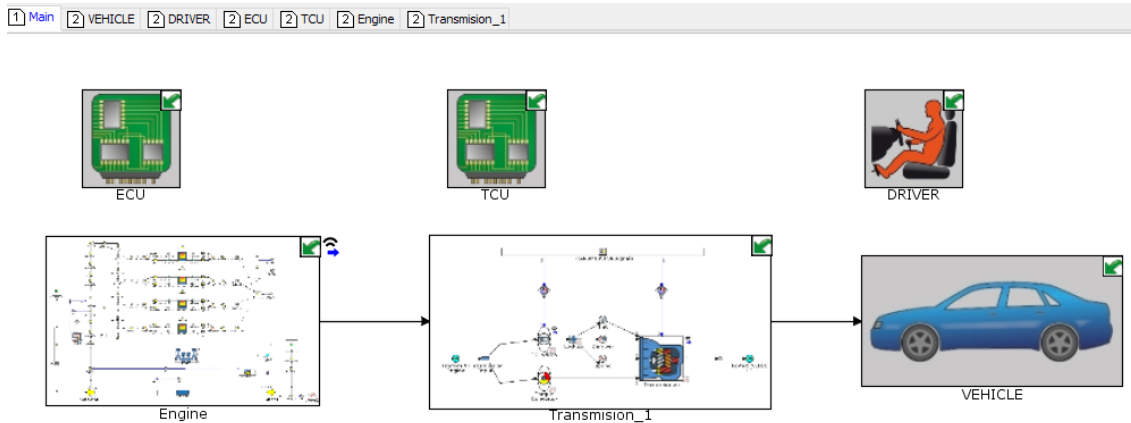


Obr. 68 Teploty výfukových plynů v ustáleném stavu ve verzi VNT

Z Obr. 68 je opět patrný velký vliv otáček a zatížení na teploty výfukových plynů. Při srovnání grafů je vidět, že model ve verzi s VNT dosahuje o něco vyšší maximálních teplot. Zároveň jsou tyto vyšší teploty ve větší oblasti než jen v maximálních otáčkách a maximálním zatížení. Dále je vidět, že i v nízkém zatížení se zvyšujícími se otáčkami je teplota o něco vyšší než u modelu s WG. Stejně tak je tomu i při nízkých otáčkách a zvyšujícím se zatížení.

8 ÚPRAVA MODELŮ PRO TRANZIENTNÍ JEVY

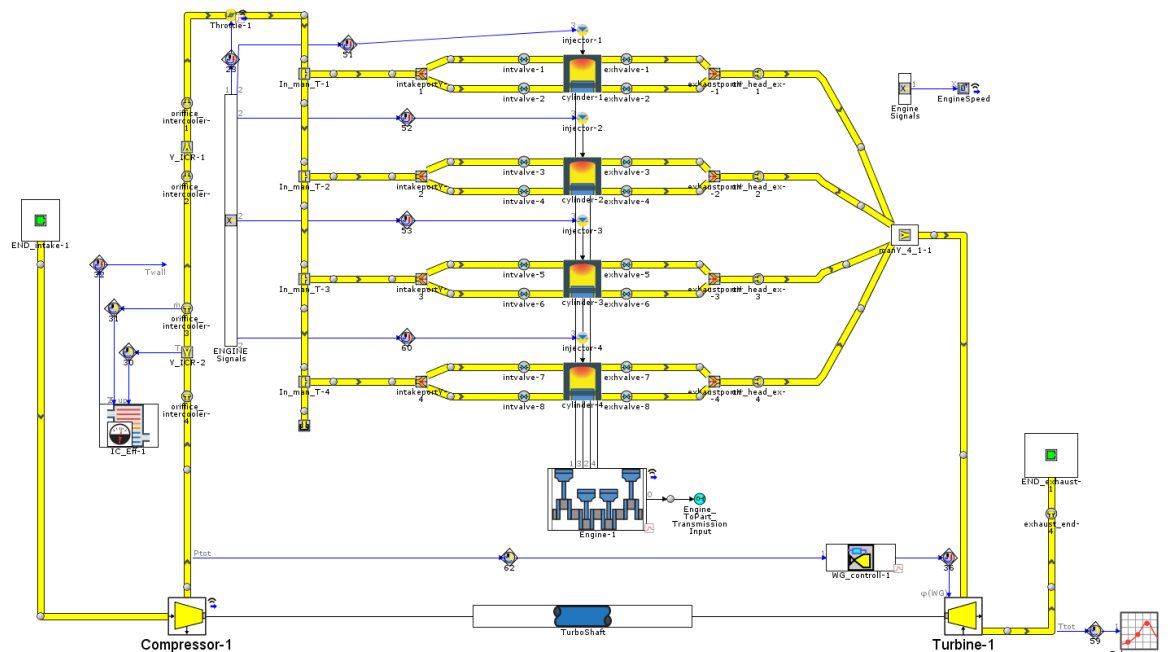
Pro simulování a měření tranzientních jevů bylo potřeba celý model upravit. Bylo nutné vytvořit zjednodušený model celého vozu a následně provést simulace. Tento model nyní obsahuje model vozidla, převodovky, motoru, řidiče, ale i dvě řídicí jednotky Obr. 69.



Obr. 69 Jednotlivé podsestavy tranzientního modelu

8.1 ÚPRAVA MOTORU

Model motoru musel být připojen klikovou hřídelí k modelu převodovky. Dále bylo potřeba upravit řízení motoru z otáčkového na zátěžný. Po této změně byly v prvku „Engine“ doplněny jednotlivé údaje o hmotnostech pístu a ojnice. Dále byly určeny odpovídající momenty setrvačnosti, kde většina údajů pochází z podobného modelu motoru pro hybridní Octavii.

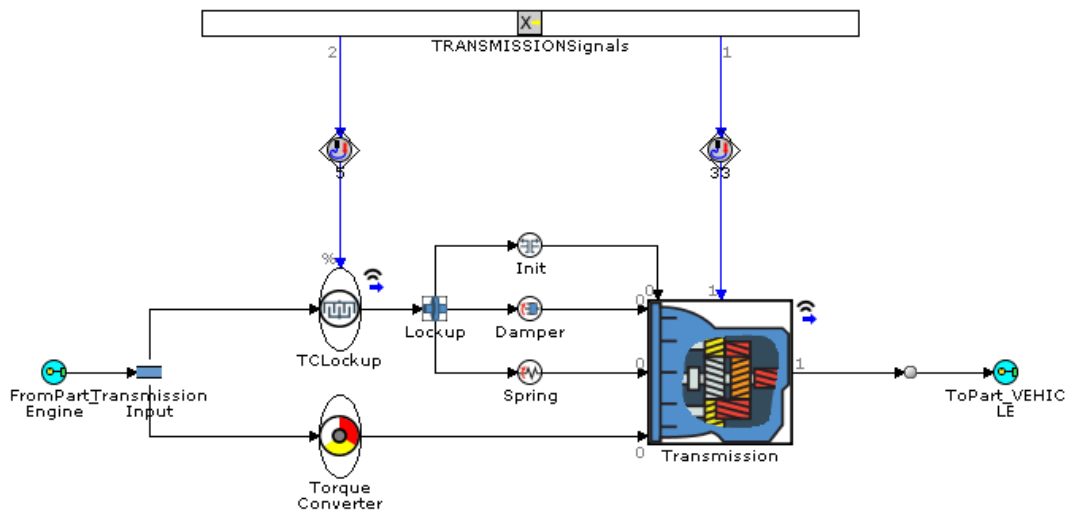


Obr. 70 Upravený model motoru ve verzi s WG

Dále byl do modelu přidán prvek „ReceiveSignal“, který získává data z řídicí jednotky. Tento prvek obsahuje hodnoty natočení škrtkové klapky, řízení vstřikovačů a polohu akceleračního pedálu. Prvek je dále propojen přímo se škrtkovou klapkou, kterou pomocí signálu z řídicí jednotky ovládá. Je také spojen se všemi vstřikovači, přes které je vytvořen omezovač otáček.

8.2 MODEL PŘEVODOVKY

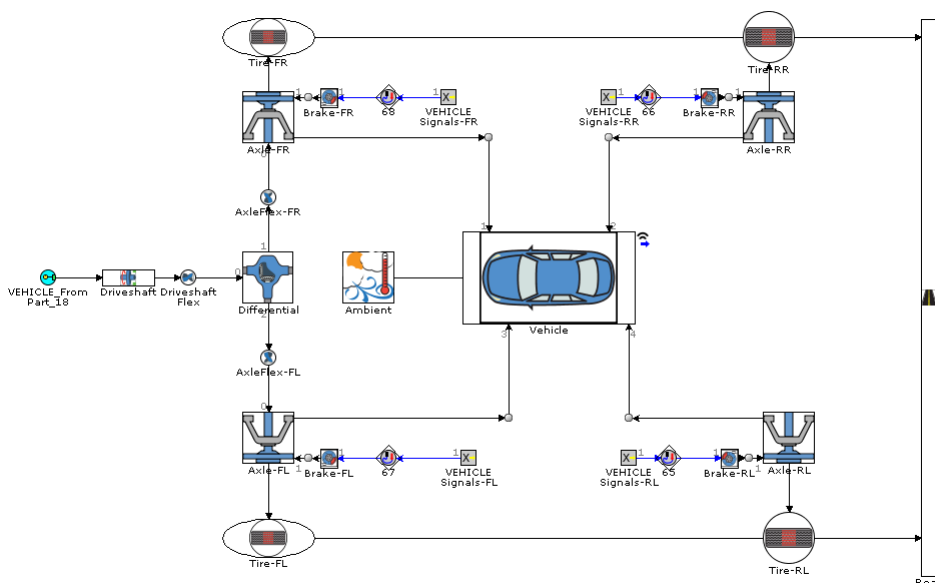
Model převodovky opět vychází ze vzorového příkladu v knihovně GT-SUITE. Bylo potřeba propojit vstupní hřídel převodovky s klikovou hřídelí motoru a výstupní hřídel se vstupní hřídelí do diferenciálu vozidla. V modelu převodovky byly změněny především převodové poměry, které jsou dostupné z [47]. V modelu se opět nachází prvek „ReceiveSignal“, do kterého jsou posílány data z řídicí jednotky převodovky.



Obr. 71 Model převodovky automobilu Škoda Octavia 1.5 TSI/110 kW ACT

8.3 MODEL VOZIDLA

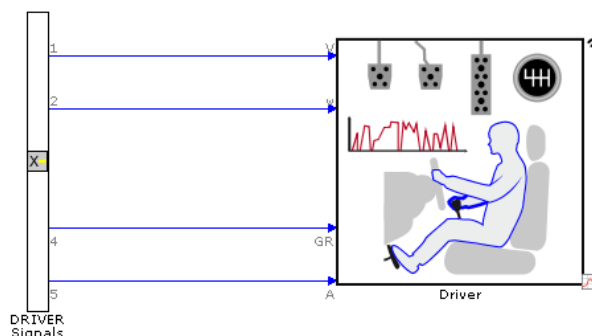
Model vozidla také vychází ze vzorového příkladu v knihovně GT-SUITE. Musel být připojen výstupní hřídel z převodovky na vstupní hřídel do diferenciálu. V samotném modelu vozidla bylo upraveno několik parametrů, jako je třeba výsledná hmotnost vozidla. Dále byly upraveny aerodynamické parametry, jako jsou čelní plocha vozidla nebo koeficient odporu vozidla. Upraveny byly i údaje o podvozku, především rozchod, rozvor a poloha těžiště vozidla údaje vychází z [47] a poskytnutého modelu.



Obr. 72 Model automobilu Škoda Octavia 1.5 TSI/110 kW ACT

8.4 MODEL ŘIDIČE

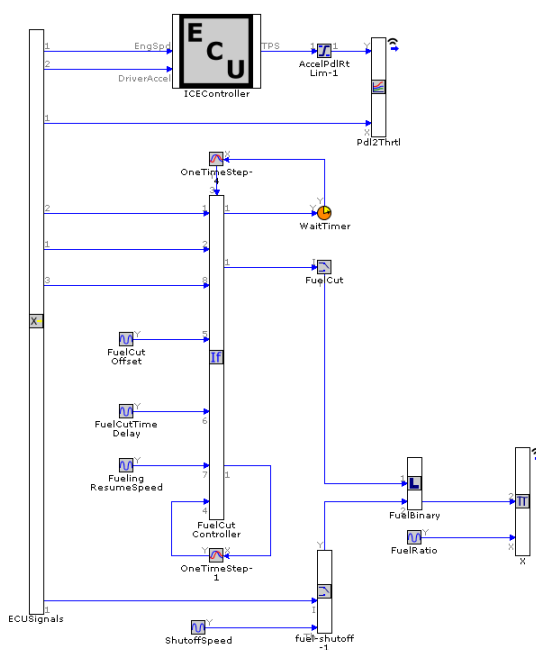
Model řidiče se skládá opět z prvku „ReceiveSignal“ a prvku „Driver“ Obr. 73. V prvním prvku jsou snímány hodnoty rychlosti vozidla, velikosti otáček a zařazený převodový rychlostní stupeň, popřípadě převodový poměr. Prvek řidiče je nastaven na dosažení cílové rychlosti, která je následně zadána v tabulce. Dále zde musela být dodána výkonnostní mapa motoru, respektive mapa středního efektivního tlaku. Tato mapa je v závislosti na otáčkách a zatížení motoru, respektive na poloze akceleračního pedálu. Dále jsou zde uvedeny informace o hmotnosti vozidla, momentech setrvačnosti a brzdná mapa, která je výchozí a nezměněna.



Obr. 73 Model řidiče

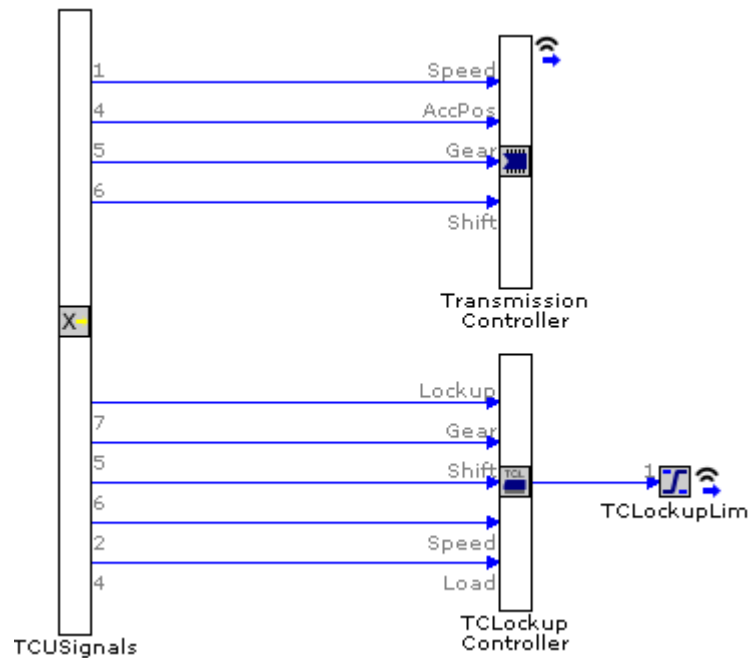
8.5 ŘÍDICÍ JEDNOTKY

Celý model obsahuje dvě řídicí jednotky, a to motorovou a převodovkovou jednotku. Motorová jednotka byla oproti původní jednotce mírně zjednodušena. Byla zde odebrána regulace obtokového ventilu, která je řízena přímo v podsestavě modelu motoru. První část řídicí jednotky motoru ovládá úhel otevření škrtkové klapky. Tato regulace probíhá v závislosti na otáčkách motoru a poloze akceleračního pedálu. Druhá funkce řídicí jednotky v modelu je realizace omezovače otáček. Pomocí několika booleovských operátorů je zajištěno zamezení vstřikování paliva při dosažení maximálních otáček 6500 min^{-1} .



Obr. 74 Zjednodušená motorová řídicí jednotka modelu

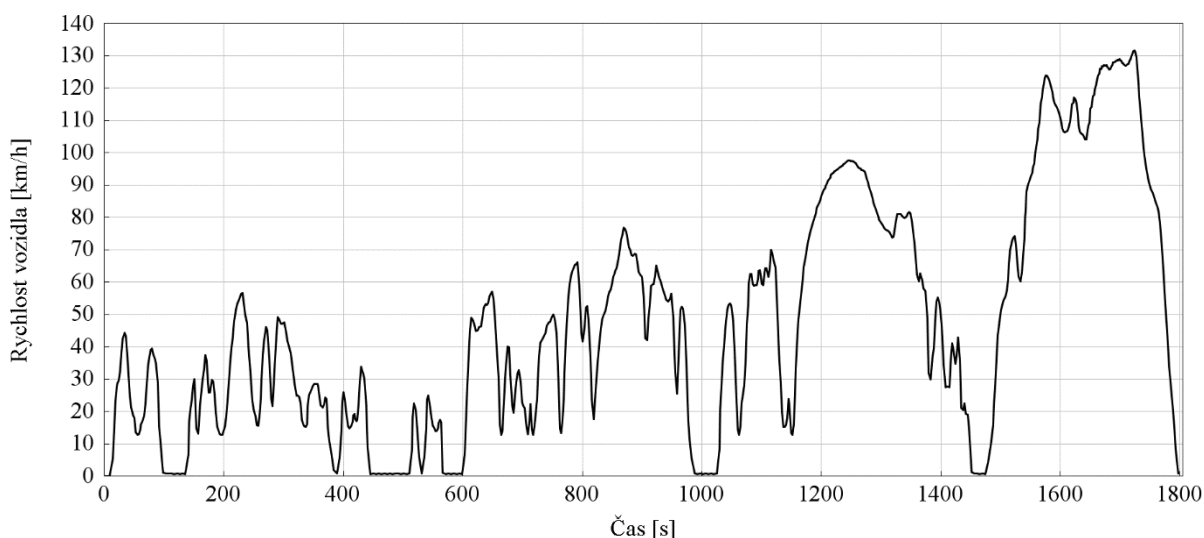
Řídicí jednotka převodovky vychází ze vzorového příkladu v GT-SUITE. Do jednotky vstupují data o rychlosti vozidla, poloze akceleračního pedálu, otáčkách motoru či informace o samotné převodovce. Jednotka obsahuje mapy přeřazení na vyšší rychlostní stupeň a podřazení na nižší rychlostní stupeň. Tyto data jsou závislé na rychlosti vozidla a poloze akceleračního pedálu.



Obr. 75 Zjednodušená řídicí jednotka modelu převodovky

9 VÝSLEDKY A ANALÝZA TRANZIENTNÍCH JEVŮ

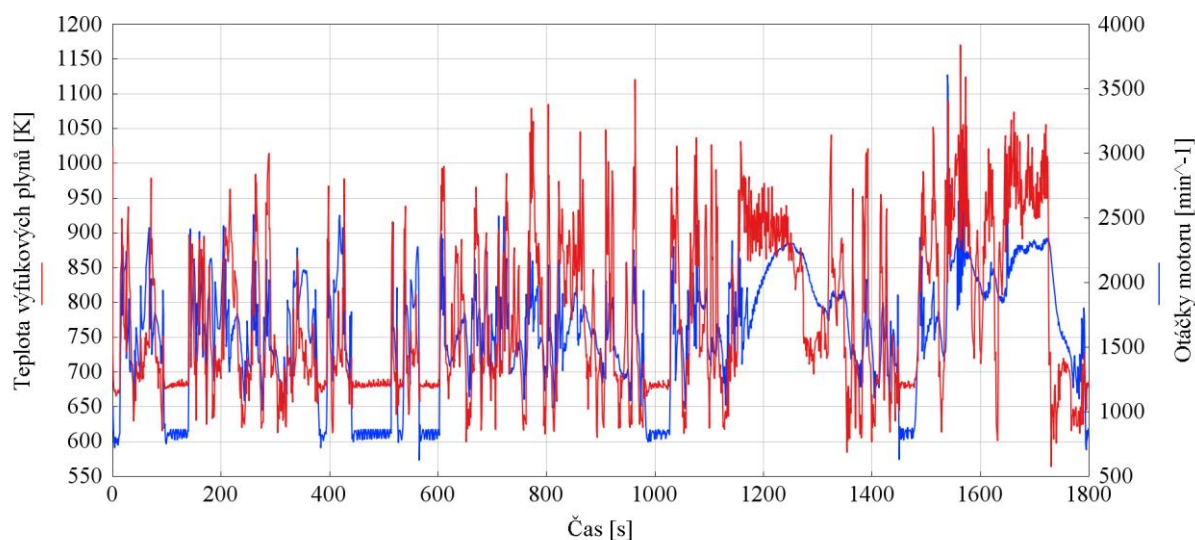
Pro získání dat o teplotě výfukových plynů byl vybrán celkový cyklus WLTP třídy b. Jedná se o cyklus, který obsahuje všechny 4 sekce. Jsou to sekce s nízkou rychlostí, střední, vysokou a extra vysokou. Během tohoto cyklu je simulován provoz po městě v nízkých a částečných zatížení, ale zároveň je zde dosaženo maximálních rychlostí 130 km/h, které simulují provoz na dálnici. Cyklus byl vybrán právě pro jeho široké pojetí běžného provozu automobilu. Celý cyklus trvá 1800 s a je tedy velmi náročný na výpočet u takto komplikovaného modelu.



Obr. 76 Zobrazení simulovaného WLTP cyklu

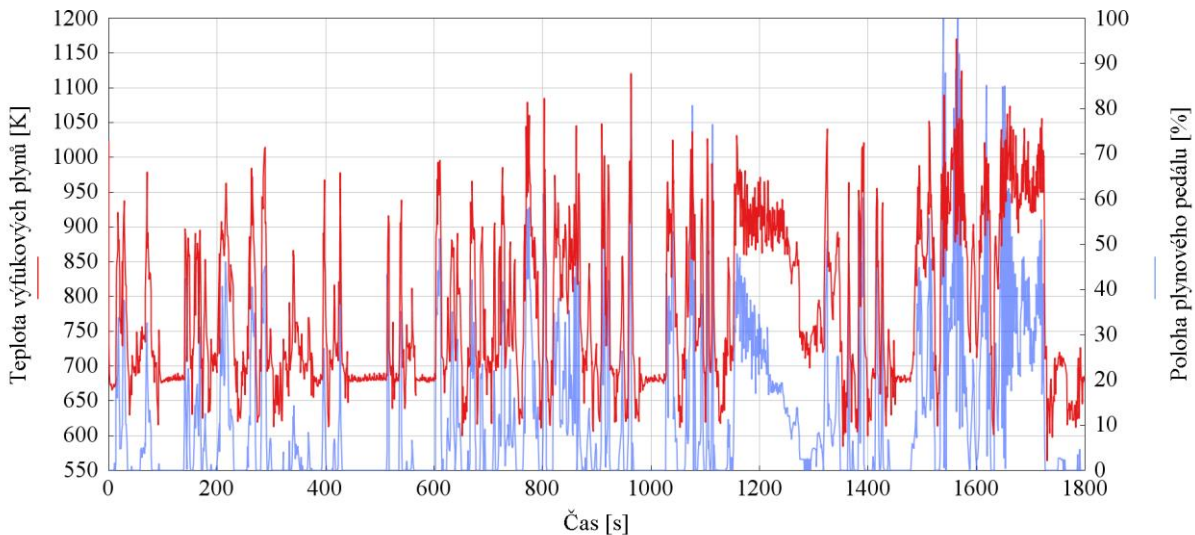
9.1 MODEL VE VERZI S OBTOKOVÝM VENTILEM

Na modelu byly měřeny teploty výfukových plynů a spotřeba vozidla. Do grafu byl přidán signál otevření obtokového ventil, který je vyjádřen průměrem obtokového ventilu, kde 24 mm je maximální průměr, respektive maximální otevření obtokového ventilu. Do grafu byla také zanesena poloha akceleračního pedálu, která zobrazuje zatížení.



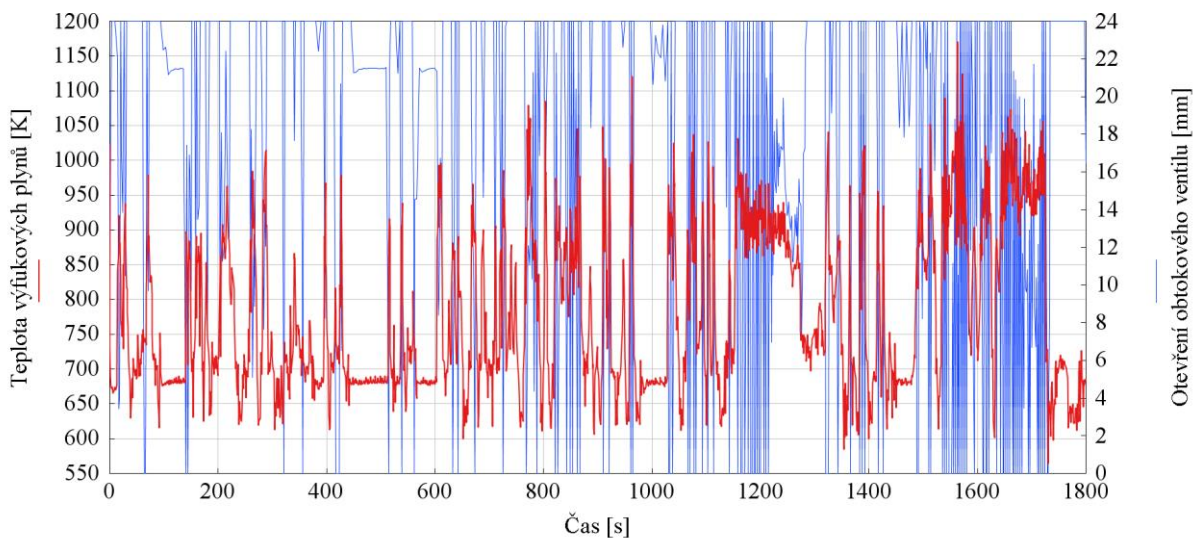
Obr. 77 Závislost teploty výfukových plynů na otáčkách motoru (WG)

Z Obr. 77 a Obr. 78 je na první pohled patrné, že teplota výfukových plynů v podstatě kopíruje otáčky a zatížení motoru. Je vidět, že teplota během samotného provozu velmi kolísá a pohybuje se mezi hodnotou 600 až 1000 K. Lze vidět, že v několika místech teplota výfukových plynů dokonce klesne pod 600 K a pohybuje se kolem spodní hranice účinnosti katalyzátoru. Takto nízká teplota je pro účinnost katalyzátoru nežádoucí.



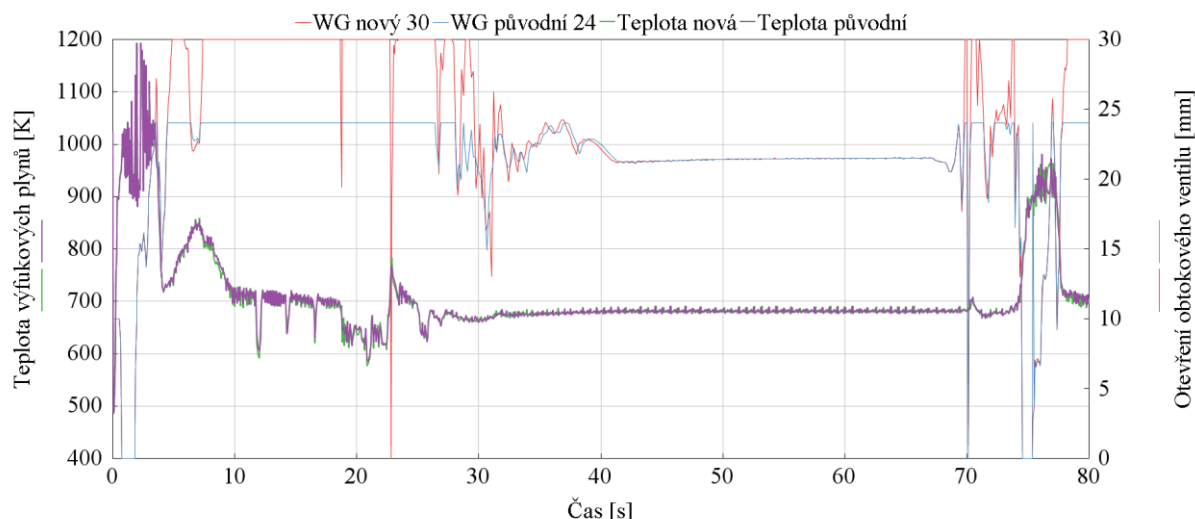
Obr. 78 Závislost teploty výfukových plynů na zatížení motoru (WG)

Na Obr. 79 je vidět zmíněná závislost teploty na otevření obtokového ventilu. Je zde vidět, že ve většině případů nízkých teplot je obtokový ventil plně otevřen. Vzhledem k tomu, že se jedná především o nízké a částečné zatížení, je to v pořádku. Nicméně jde o velmi omezující faktor při samotné optimalizaci, kdy už není možné ventil více otevřít a dosáhnout tak vyšší teploty výfukových plynů pomocí regulace WG.



Obr. 79 Závislost teploty výfukových plynů na otevření obtokového ventilu

Před samotnou optimalizací byl zkoumán vliv průměr WG, který realizuje otevření klapky. Při zvětšení průměru z 24 mm na 30 mm se ukázalo, že obtokový ventil se chová poměrně stejně a téměř ve všech případech nízké teploty je plně otevřen a nenabízí větší prostor pro optimalizaci. Zároveň bylo dokázáno, že samotné zvětšení průměru nemá až tak velký vliv na výsledné pulzace a nedošlo ke zvýšení teplot. Z těchto důvodů byl dále uvažován pouze model s průměrem ventilu 24 mm.



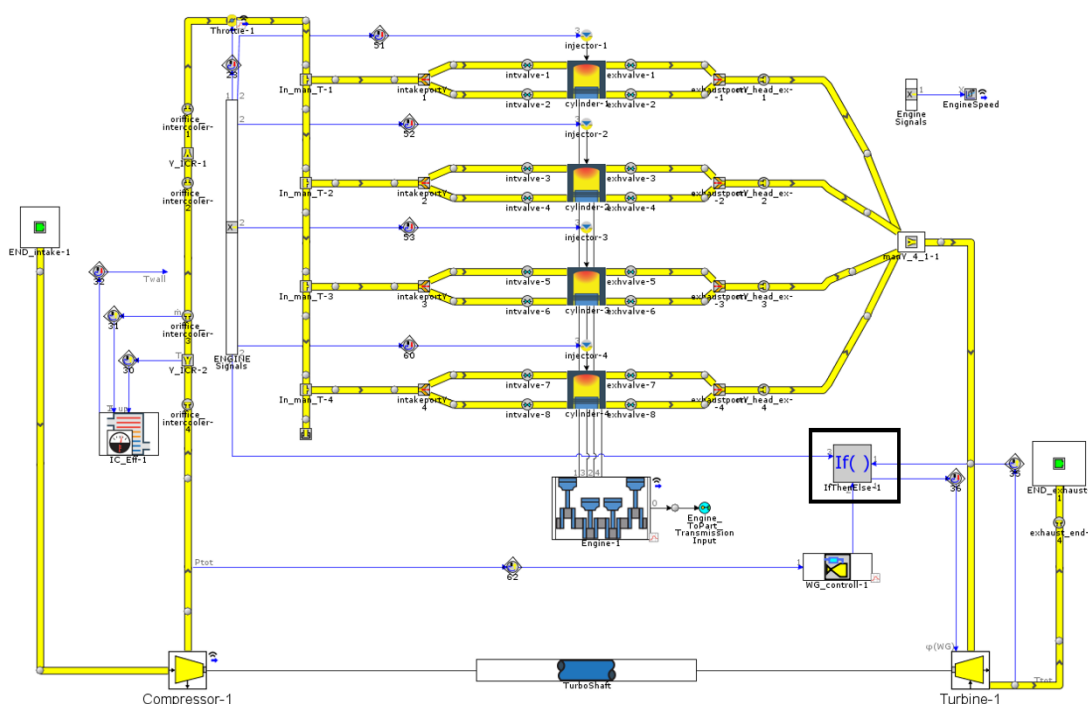
Obr. 80 Vliv průměru obtokového ventilu na teploty výfukových plynů

9.2 OPTIMALIZACE MODELU WG

Z předchozích grafů je vidět, že teplota klesá pod hranici 600 K především v 3. a 4. části cyklu (vysoká a extra vysoká rychlost). Pro snížení výpočetní náročnosti byl pro odladění samotné optimalizace vybrán menší úsek v těchto oblastech WLTP cyklu.

9.2.1 OPTIMALIZACE REGULACE TURBODMYCHADLA

Do modelu motoru byl přidán další řídicí člen, který je zvýrazněn v Obr. 81. Jako vstupní parametry do řídicího členu byly zvoleny teploty výfukových plynů, poloha plynového pedálu a parametr otevření obtokového ventilu dle plnicího tlaku. Výstupním signálem pak byl parametr otevření obtokového ventilu.



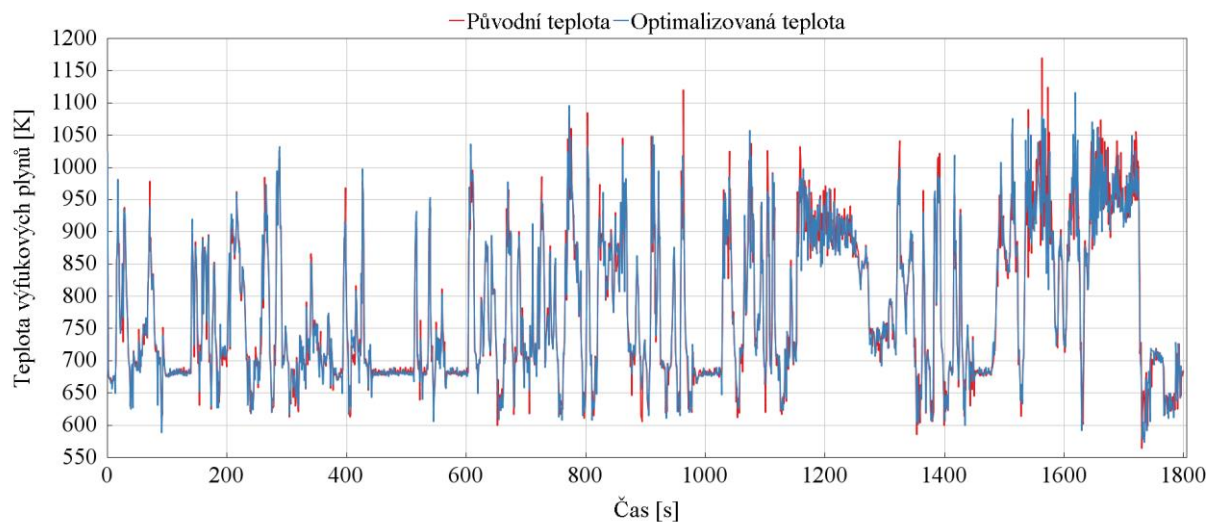
Obr. 81 Upravený model motoru s WG regulací pro optimalizaci výfukových teplot

Do řídicího prvku byly zapsány podmínky ovládání obtokového ventilu. První řádek popisuje volnoběžné otáčky, při kterých může být obtokový ventil plně otevřen. Následně je zde podmínka maximálního otevření obtokového ventilu při sešlápnutém pedálu a při snížení teploty výfukových plynů pod 650 K. Poslední řádek pak zajišťuje ovládání obtokového ventilu dle požadavku na plnicí tlak, a není tak nijak omezen výkon při plném zatížení, otáčková charakteristika zůstává nezměněna. Vzhledem k vlastní setrvačnosti plynů nedojde k okamžité změně teploty, a proto byla vybrána hranice vyšší než 600 K. Během dalších optimalizací byla otestována nejvíce vhodná hranice teploty, kde byly zvoleny tyto teploty 620 K, 650 K, 680 K a 700 K.

Attri...	Action Descriptions	Actions	Conditions	Output 1
1	Volnoběžné otáčky ...	If	AccPedal <= 0 ...	24 ...
2	Nízká teplota ...	Elseif	Teplota <= 650 && AccPedal > 0 ...	24 ...
3	...	Else	...	WG ...

Obr. 82 Zobrazení podmínek optimalizačního prvku (WG)

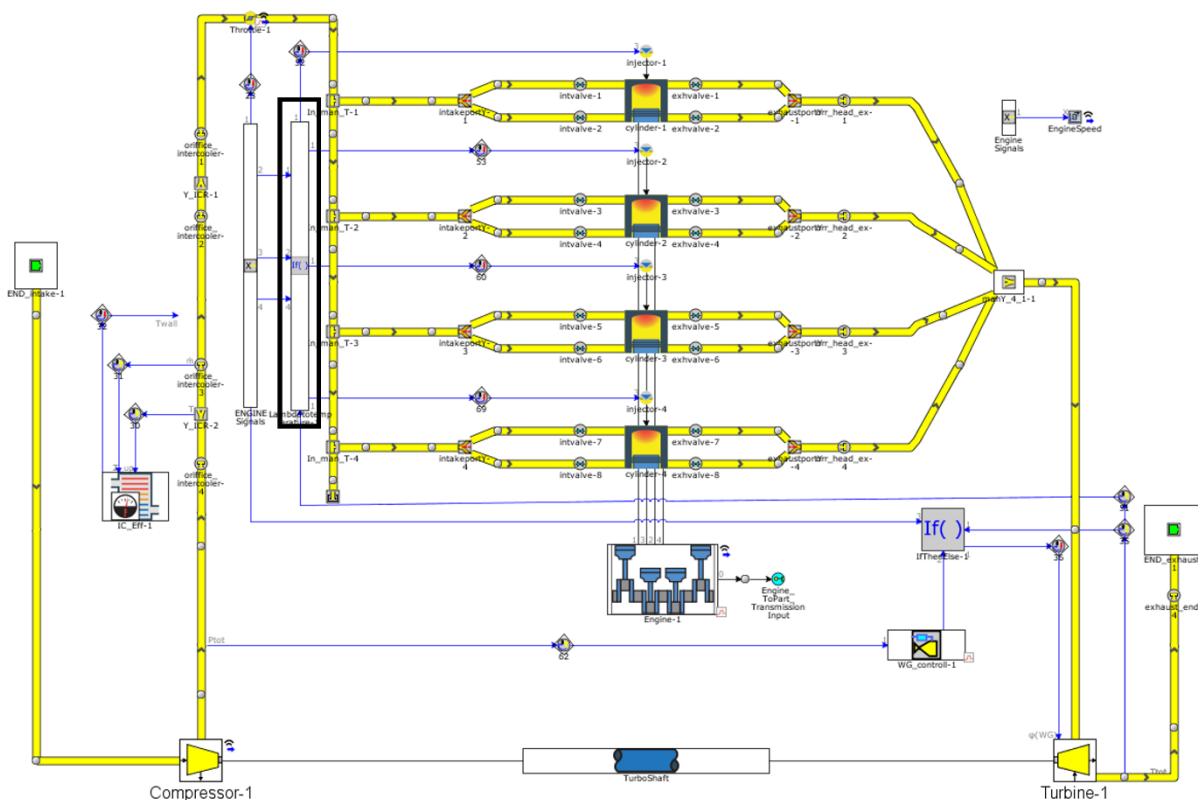
Následně dle grafů výfukových teplot, přiložených v příloze (P1, P2), byla určena jako nejvhodnější hranice 650 K. S takto vybranými okrajovými podmínkami byl simulován celý WLTP cyklus a rozdíl mezi původními a optimalizovanými teplotami výfukových plynů lze vidět na Obr. 83. V posledních částech cyklu došlo k patrnému zlepšení teplot klesajících pod hranici 600 K i k jejich eliminaci, či posunutí této hranice. Naopak v prvních částech cyklu došlo v některých místech k nepatrnému zhoršení a klesnutí teplot pod hranici 600 K.



Obr. 83 Porovnání původních a optimalizovaných teplot výfukových plynů (WG)

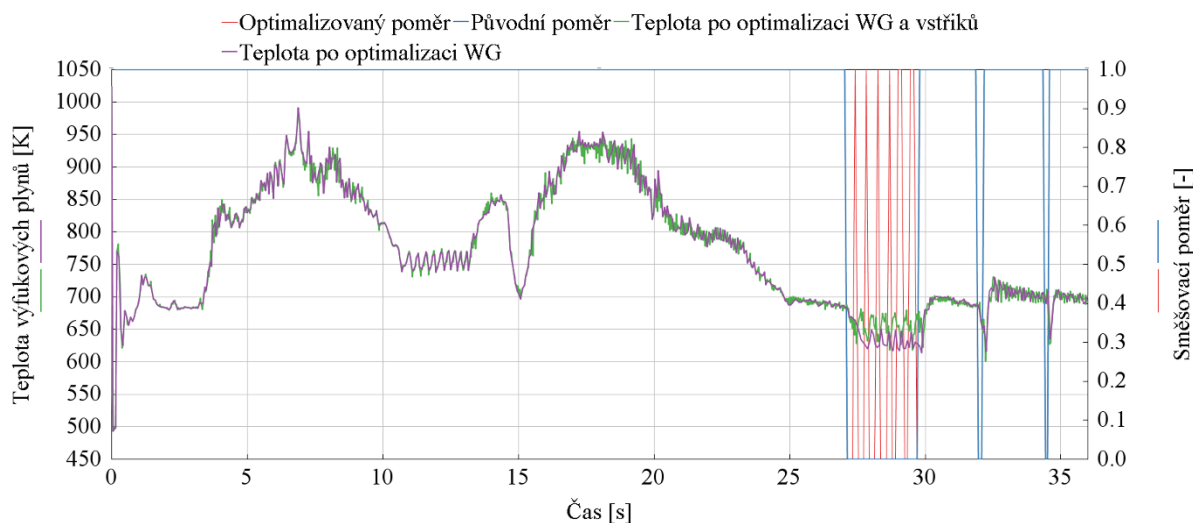
9.2.2 OPTIMALIZACE REGULACE VSTRÍKOVACŮ

Z výše zmíněných důvodů, byla provedena další optimalizace za pomoci regulace vstřikovačů, kde v místech nízké teploty výfukových plynů, a především nízkého zatížení, byl změněn směšovací poměr λ . Pomocí dalšího řídicího prvku, který je umístěn vedle prvku „ReceiveSignal“ (Obr. 84) bylo umožněno vstřikování paliva při velmi nízkých teplotách výfukových plynů i bez sešlápnutého plynového pedálu.



Obr. 84 Upravený model motoru s WG regulací pro optimalizaci teplot výfukových plynů pomocí vstřikovačů

Do řídicího prvku byly připojeny vstupní hodnoty jako je směšovací poměr λ , poloha plynového pedálu, teploty výfukových plynů a rychlost vozidla. V jednotce byla zapsána podmínka vstřikování paliva při poklesu teploty pod hranici 650 K a zároveň poklesnutí polohy plynového pedálu pod 10 %. S touto modifikací docházelo ke vstříknutí paliva a následnému rychlému ohřátí výfukových plynů. Byla tedy splněna podmínka a vstřík se ukončil, přičemž teplota opět rychle poklesla a cyklus se opakoval. To mělo za následek vytvoření poměrně nestabilního chování vstřikování a zároveň pulzaci teplot výfukových plynů Obr. 85 v čase 27–30 s.

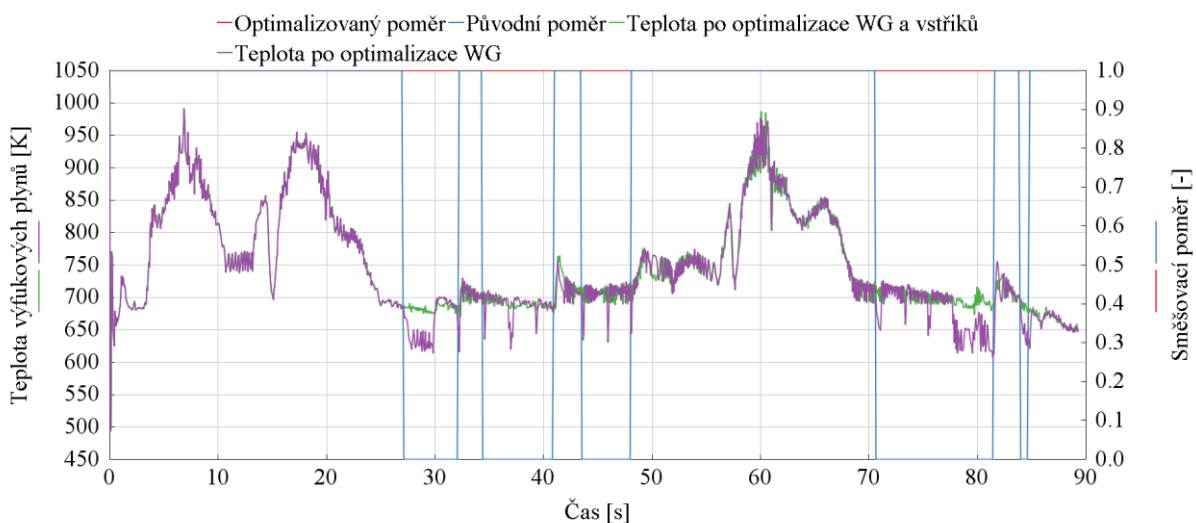


Obr. 85 Porovnání teplot výfukových plynů před a po optimalizaci vstřiků s nestabilním chováním

Attri...	Action Descriptions	Actions	Conditions	Output 1
1	Nizka teplota pri nizkem zatizeni ...	If	Teplota <= 650 && AccPedal < 10 ...	1 ...
2	Nizke zatizeni a voz v pohybu ...	Elseif	AccPedal < 0.5 && VehicleSpeed > 1 && FuelRatio <= 0 ...	1 ...
3	Optimalni teplota pri vysokem zatizeni ...	Else		FuelRatio ...

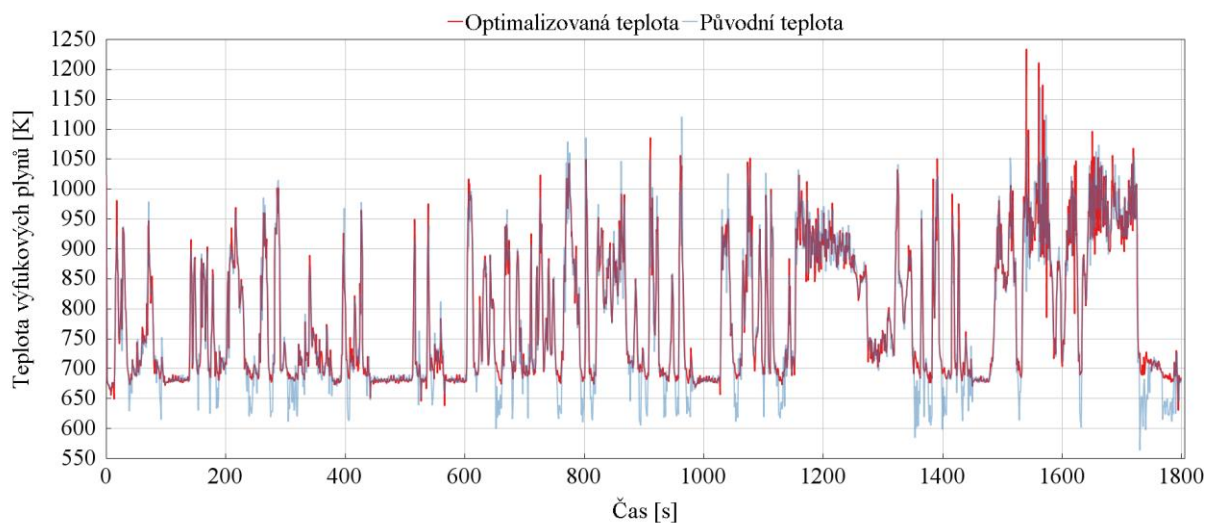
Obr. 86 Výsledné podmínky řídicího prvku pro druhou optimalizaci vstříků

Ze zmíněných důvodů byla do řídicího členu přidána další podmínka (Obr. 86), která zajišťovala stabilnější průběh a ustálení teploty výfukových plynů. Optimalizace byla opět provedena pouze na vybrané části cyklu pro snížení výpočetní náročnosti a rychlejšímu odladění. Na Obr. 87 jsou porovnány již optimalizované teploty výfukových plynů pomocí regulace turbodmychadla a teploty po optimalizaci regulace vstříkovačů. Z grafu je vidět výrazné zlepšení a ustálení teploty výfukových plynů na zmíněné části cyklu, především v oblastech 27–30 s a 78–82 s.



Obr. 87 Porovnání teplot výfukových plynů před a po druhé optimalizaci vstříkovačů (WG)

Následně byl simulován celý cyklus WLTP s optimalizační jednotkou řídicí otevření obtokového ventilu a s druhou optimalizační jednotkou regulující vstříkovače. Na Obr. 88 je srovnána teplota původního neoptimalizovaného modelu a teplota výsledného modelu s oběma optimalizačními jednotkami. Z grafu je dost patrná změna teplotní nestability, kde došlo k výraznému ustálení spodní hranice teploty výfukových plynů. Vše bylo provedeno v částečných, a především v nízkých zatíženích a tím pádem optimalizace nemá zásadní vliv na celkový výkon motoru. Díky optimalizaci pomocí vstříkovačů došlo nicméně k očekávanému nárůstu spotřeby vozu. Konkrétní hodnoty jsou popsány v Tab. 3 a jedná se o nárůst 13,9 % oproti původní spotřebě během celého WLTP cyklu.

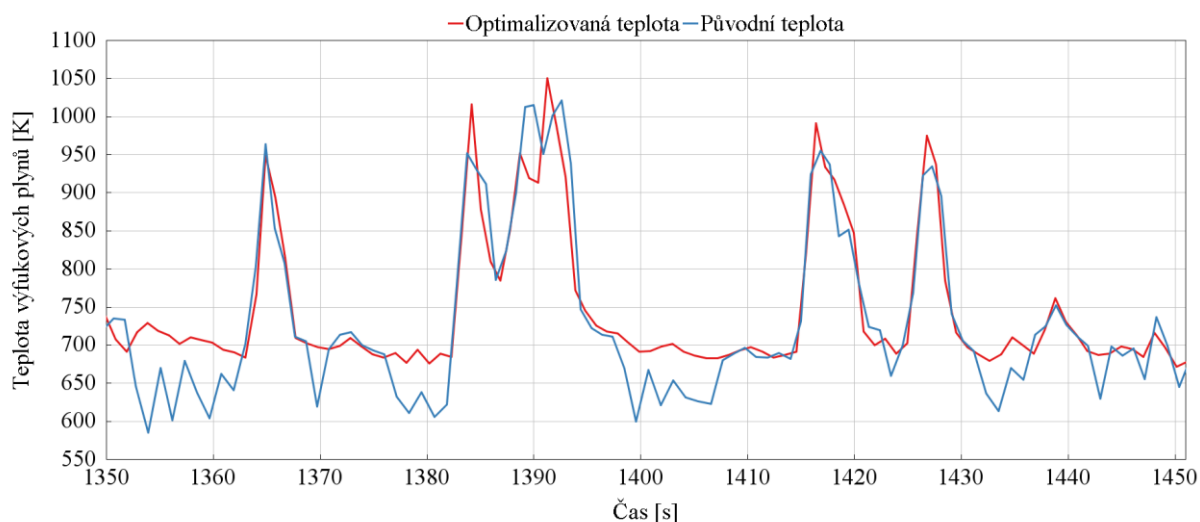


Obr. 88 Porovnání teplot výfukových plynů před a po výsledné optimalizaci celého cyklu (WG)

Tab. 3 Porovnání měrné efektivní spotřeby za celý WLTP cyklus (WG)

Model	Průměrná spotřeba za celý WLTP cyklus [g/kWh^{-1}]
Původní	345
Optimalizovaný	393

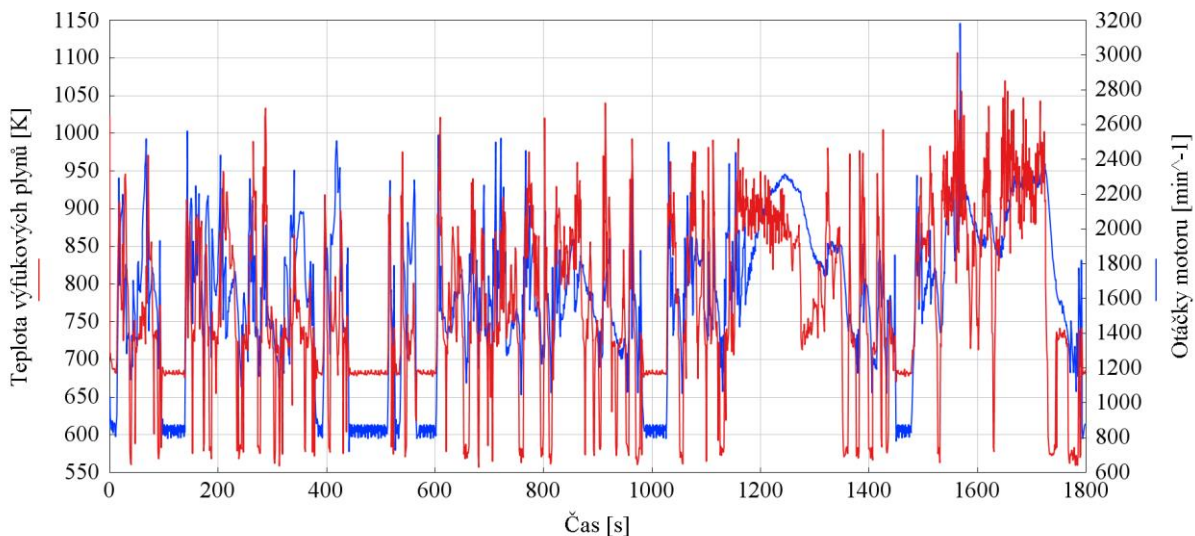
Na Obr. 89 je vidět přibližné porovnání původních a optimalizovaných teplot výfukových plynů. Konkrétně se jedná o část WLTP cyklu od 1350 s do 1450 s, kde modrá křivka zobrazuje teploty před optimalizací a červená teploty po optimalizaci. Na první pohled je patrné, že původní teploty jsou velmi často v blízkosti hranici 600 K, pod kterou i klesají. Po optimalizaci se povedlo eliminovat veškeré tyto teplotní pulzace a spodní hranice teploty výfukových plynů se posunula k teplotě okolo 680 K. Díky tomu bude zajištěn ideální provoz katalyzátoru v optimálním teplotním rozsahu, kde pracuje s nejvyšší účinností.



Obr. 89 Porovnání původních a optimalizovaných teplot výfukových plynů pro část WLTP cyklu (WG)

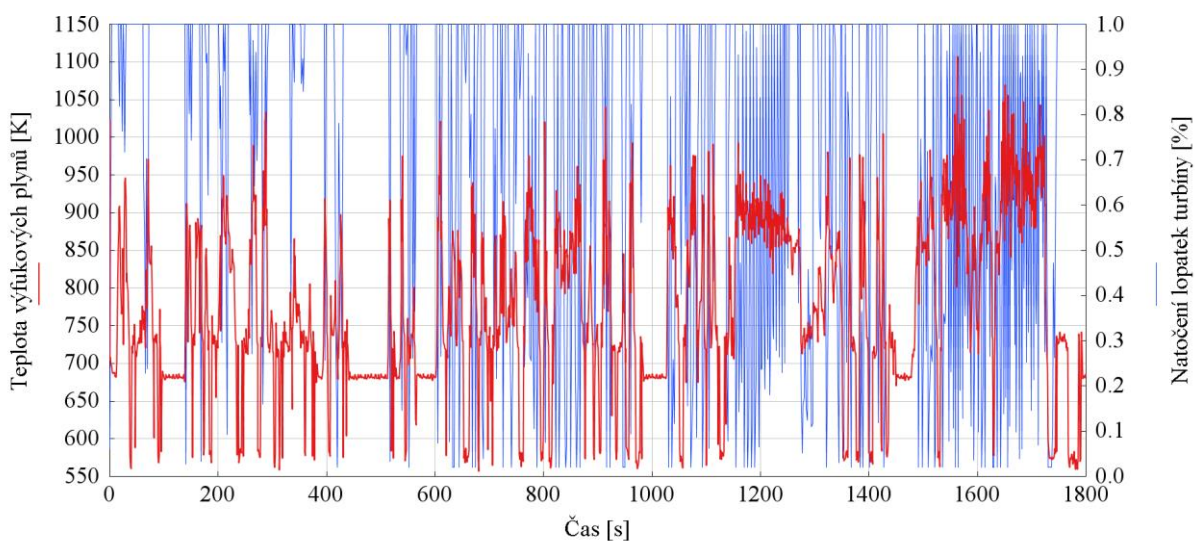
9.3 MODEL VE VERZI S VARIABILNÍMI LOPATKAMI

Na modelu ve verzi s VNT regulací byly opět měřeny především teploty výfukových plynů, kde se znovu potvrdila jasná závislost na otáčkách a zatížení motoru. Na první pohled je patrné, že teploty výfukových plynů se ve většině případů pohybují v nižším rozsahu a častěji překračují hranici teploty 600 K než v případě modelu s WG regulací. Tento jev je celkem očekávaný vzhledem k tomu, že v této verzi regulace proudí spaliny vždy přes turbínu turbodmychadla a odevzdávají zde svoji část energie a tepla. Zatímco u regulace s obtokovým ventilem je možné spaliny nechat proudit přímo do výfukového potrubí a tím mají vyšší teplotu.



Obr. 90 Závislost teploty výfukových plynů na otáčkách motoru (VNT)

Na Obr. 91 je vidět závislost teplot spalin na natočení variabilních lopatek turbíny. Stejně jako v předchozím případě i zde jsou ve většině případů při nízkých teplotách klapky plně otevřeny. Z grafu se ukazuje, že regulace výfukových teplot pomocí natáčení je velmi omezena a bude nejspíše náročnější a méně účinná než u obtokového ventilu.

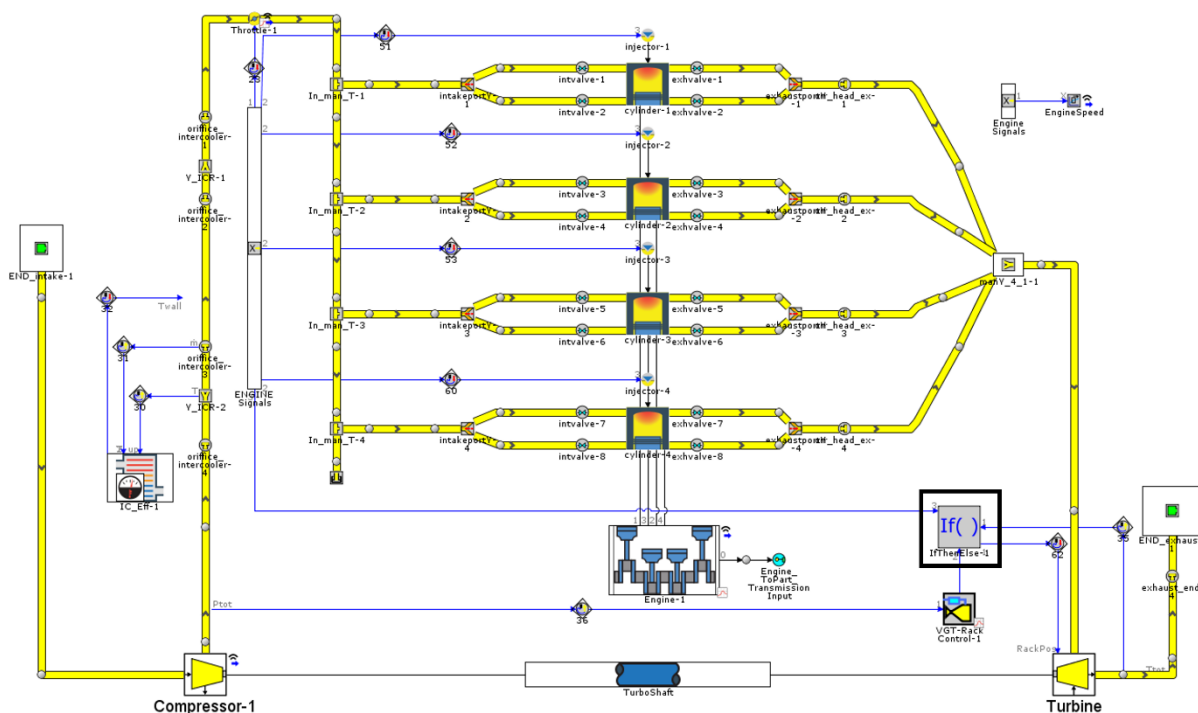


Obr. 91 Závislost teploty výfukových plynů na natočení lopatek

9.4 OPTIMALIZACE MODELU VNT

9.4.1 OPTIMALIZACE REGULACE TURBODMYCHADLA

Do modelu byl znovu přidán další řídicí člen, který je zvýrazněn na Obr. 92. Vstupní parametry byly stejné jako v předchozím případě, kde se jedná o teploty výfukových plynů, poloze akceleračního pedálu a natočení lopatek statoru řízených plnicím tlakem. Výstupním signálem je pak parametr natočení lopatek. Pro snížení výpočtové náročnosti byly prvotní optimalizace provedeny na stejné části cyklu WLTP jako u předchozí optimalizace.



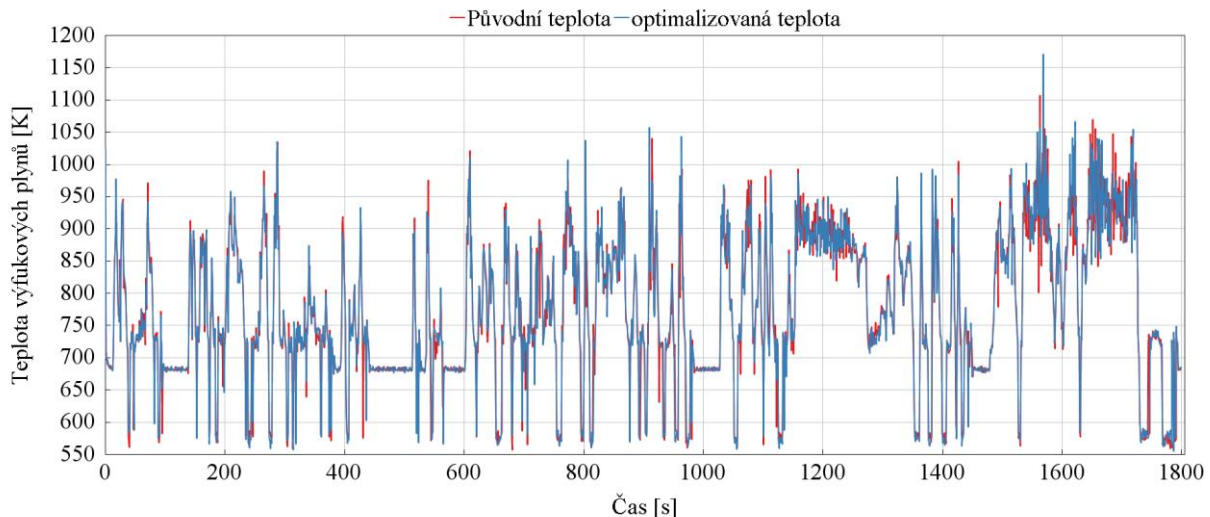
Obr. 92 Upravený model motoru s VNT regulací pro optimalizaci výfukových teplot

Na Obr. 93 jsou zobrazeny podmínky zapsané v řídicím členu pro ovládání natočení lopatek statoru turbíny. První řádek popisuje znovu volnoběžné otáčky, při kterých mohou být lopatky plně otevřené. Další podmínkou je maximální natočení lopatek při poklesu teploty pod 700 K a při sešlápnutém plynovém pedálu. Poslední řádek zajišťuje ovládání lopatek především při vysokém zatížení dle požadovaného plnicího tlaku. To znamená, že výkon při plném zatížení není téměř ovlivněn a otáčková charakteristika zůstává stejná. Pro simulace modelu s regulací VNT byly vybrány 3 okrajové podmínky teploty a to 650 K, 700 K a 750 K.

Attri...	Action Descriptions	Actions	Conditions	Output 1
1	Volnoběžné otáčky ...	If	AccPedal <= 0 ...	1 ...
2	Nízká teplota ...	Elseif	Teplota <= 700 && AccPedal > 0 ...	1 ...
3	...	Else	...	VNT ...

Obr. 93 Zobrazení podmínek optimalizačního prvku (VNT)

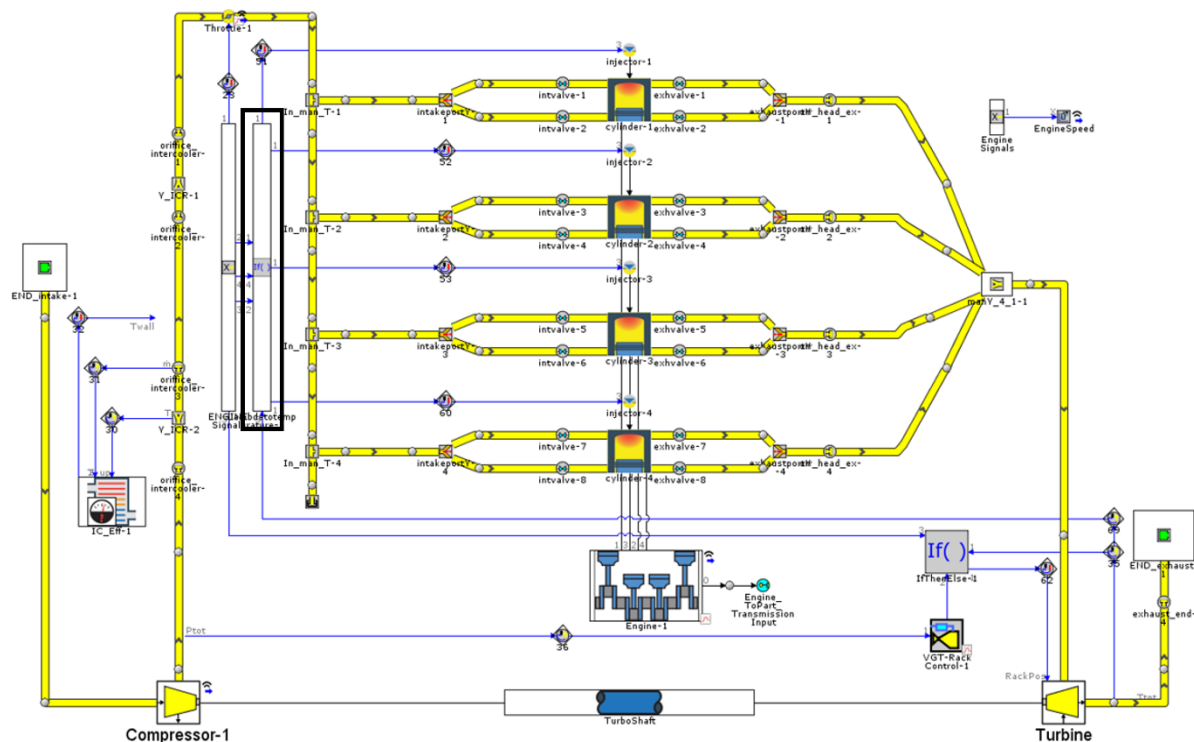
Ze všech tří grafů s různými okrajovými podmínkami přiloženými v příloze (P3) je patrné, že je zde velmi malý prostor pro optimalizaci teploty výfukových plynů pomocí natáčení lopatek statoru turbíny. Rozdíl je ve všech případech velmi nepatrný, ale i přesto je nejvýraznější u okrajové podmínky 700 K. Z tohoto důvodu byla vybrána tato teplota a byl s touto okrajovou podmínkou simulován celý WLTP cyklus. Rozdíl mezi původními a optimalizovanými teplotami výfukových plynů lze vidět na Obr. 94, kde červená křivka představuje původní teplotu a modrá křivka optimalizovanou teplotu. Jak již bylo zmíněno změna je opravdu velmi nepatrná, a i po optimalizaci velmi často teplota klesá pod hranici 600 K.



Obr. 94 Porovnání původních a optimalizovaných teplot výfukových plynů (VNT)

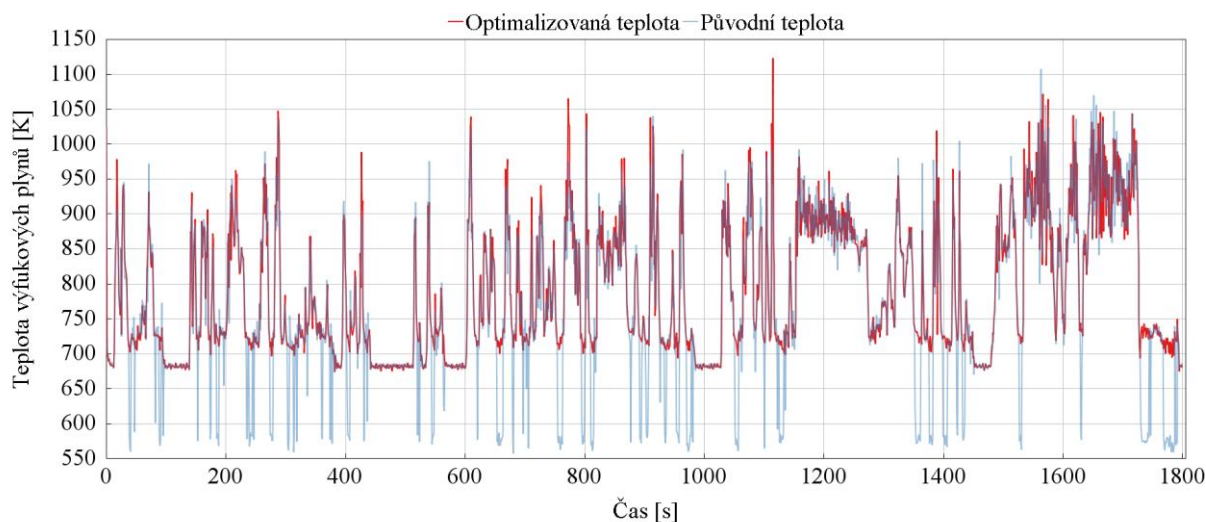
9.4.2 OPTIMALIZACE REGULACE VSTŘIKOVAČŮ

Z důvodu vysoké teplotní pulzace a klesání teploty pod hranici 600 K byl do modelu s VNT regulací přidán druhý řídicí člen pro regulaci vstřikovačů, který je zvýrazněný na Obr. 95. Díky tomu je možné měnit směšovací poměr a ovlivňovat tak teplotu výfukových plynů při nízkých zatíženích. Vstupem do řídicí jednotky byl opět směšovací poměr λ , poloha plynového pedálu, rychlost vozidla a teploty výfukových plynů. V prvku jsou pak zapsané stejné optimalizační podmínky jako u modelu s WG regulací, které jsou zobrazeny na Obr. 86. Znovu tedy dochází ke změně směšovacího poměru při překročení teplotní hranice 650 K a při nízkém zatížení.



Obr. 95 Upravený model motoru s VNT regulací pro optimalizaci teplot výfukových plynů pomocí vstřikovačů

Opět byl simulován celý cyklus WLTP s optimalizační jednotkou řídicí natočení variabilních lopatek turbíny a s druhou optimalizační jednotkou řídicí vstřiky. Na Obr. 96 je vidět výrazné zlepšení a snížení teplotní pulzace výfukových plynů. Původní teploty (modrá křivka) velmi často dosahovaly teplot výrazně nižších než 600 K. Tuto hranici se během celého cyklu povedlo výrazně posunout k hranici kolem 680 K (červená křivka). Kvůli optimalizaci pomocí vstřikovačů došlo opět k očekávanému nárůstu spotřeby vozu. V případě tohoto modelu se jednalo o ještě větší nárůst než u modelu s WG regulací. Konkrétní hodnoty jsou popsány v Tab. 4 a jedná se o nárůst o 17,3 % oproti původní spotřebě.

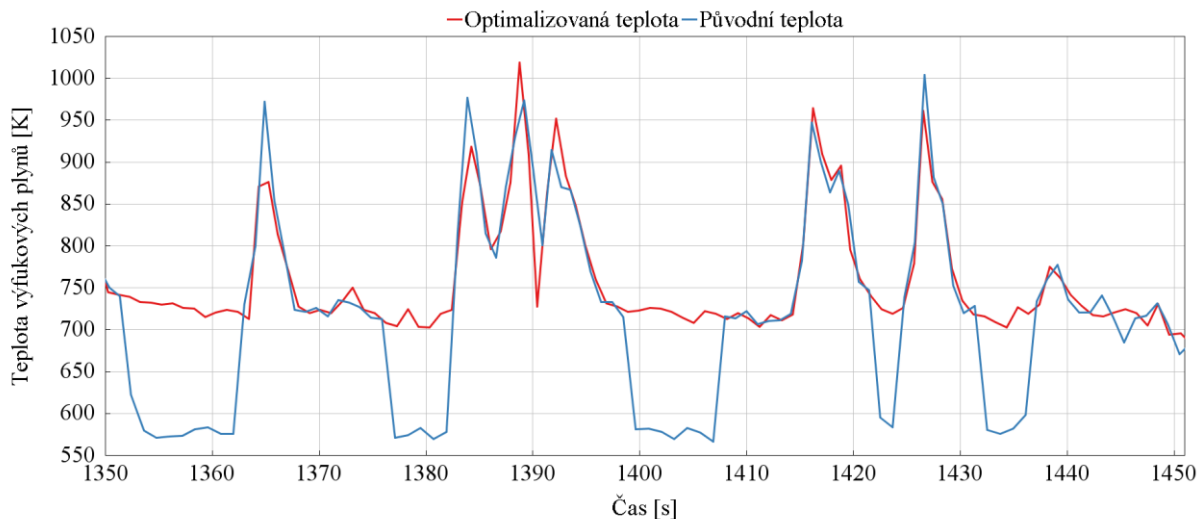


Obr. 96 Porovnání teplot výfukových plynů před a po výsledné optimalizaci celého cyklu (VNT)

Tab. 4 Porovnání měrné efektivní spotřeby za celý WLTP cyklus (VNT)

Model	Průměrná spotřeba za celý WLTP cyklus [g/kWh ⁻¹]
Původní	330
Optimalizovaný	387

Na Obr. 97 byl přiblížen stejný úsek z WLTP cyklu konkrétně část od 1350 s do 1450 s. Kde v grafu je modrou křivkou zobrazena původní teplota před optimalizací a červenou je teplota po výsledných optimalizacích. Na první pohled je vidět velký rozdíl mezi spodní hranicí původního a optimalizovaného modelu, kde se během optimalizace povedlo eliminovat všechny teplotní pulzace výfukových plynů. Nyní se dolní hranice teplot pohybuje okolo 680 K a je tak zaručená jedna z podmínek maximální účinnosti třicestného katalyzátoru.



Obr. 97 Porovnání původních a optimalizovaných teplot výfukových plynů pro část WLTP cyklu (VNT)

ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zabývá eliminací teplotních pulzací ve výfukovém potrubí. Cílem diplomové práce bylo vytvoření dvou verzí termodynamických modelů motoru 1,5 TSI EA211-EVO, kde první model obsahuje regulaci turbodmychadla pomocí obtokového ventilu (WG) a druhý model regulaci pomocí variabilního natáčení lopatek statoru turbíny. Mezi další cíle patřilo samotné odladění modelu motoru a následná optimalizace obou modelů pro snížení teplotní nestability.

V úvodu práce byly vysvětleny důležité parametry spalovacího motoru a také zde byly zmíněny základní cykly zážehových spalovacích motorů, se kterými zmíněný motor pracuje. Dále zde byly popsány jednotlivé části turbodmychadla a popis jeho samotné regulace. Následně byly určeny hlavní parametry, které nejvíce ovlivňují teplotu výfukových plynů. Z výzkumů zmíněných v kapitole 3.1 se ukázalo, že především u přepřehovaných motorů má velký vliv samotný plnicí tlak, kde se zvyšujícím plnicím tlakem rostou špičkové teploty během spalování, ale klesají teploty výfukových plynů. Nejvíce vlivné parametry jsou otáčky a samotné zatížení motoru. Při rostoucím zatížení a otáčkách razantně roste i teplota výfukových plynů. Dále byl popsán třicestný katalyzátor, který má vysokou účinnost (95–98 %), ale pouze za ideální provozních podmínek. Jedna z optimálních podmínek je směšovací poměr λ , který by se měl pohybovat v rozmezí 0,99–1,01. Další je právě zmíněná teplota výfukových plynů, která by se měla pohybovat v rozsahu 600–950 K.

Byl vytvořen první model ve verzi s obtokovým ventilem, který vyházel z modelu poskytnutým vedoucím práce. V modelu bylo provedeno několik úprav, které se týkaly především samotného řízení motoru a časování ventilů. Model byl původně řízen pomyslným středním efektivním tlakem, který byl předělán na řízení pomocí škrtící klapky. Dále byl celý model optimalizován, především se zaměřením na časování ventilů a doplněn o dostupné údaje o zmíněném motoru. Výsledkem bylo srovnání otáčkové charakteristiky modelu a reálného motoru poskytnuté výrobcem. Druhý model s regulací pomocí variabilního natáčení lopatek již vycházel z mého vlastního modelu a byl také optimalizován pro dosažení optimální otáčkové charakteristiky.

Následně byly oba modely motoru upraveny tak, aby bylo možné predikovat teplotní nestability. Do modelu byly přidány prvky karoserie, převodovky, řidiče a dvou řídicích jednotek. Po odladění a ověření správné funkčnosti modelu byl vybrán WLTP cyklus, jako čas, během kterého budou teplotní nestability eliminovány. Z prvotních výsledků bylo ověřeno, že teplota spalin je především závislá na zatížení a otáčkách. Ukázalo se, že velmi často během cyklu dochází k teplotním pulzacím a teplota se pohybovala v blízkosti i pod hranicí 600 K.

Byla provedena optimalizace s využitím změny úhlu otevření obtokového ventilu, respektive natočení variabilních lopatek turbíny. U modelu s obtokovým ventilem dosáhla optimalizace znatelných vylepšení a samotná pulzace se snížila i hranice dolní teploty se posunula. U modelu ve verzi s variabilním natočením lopatek se ukázalo, že vliv není až tak znatelný, i když došlo k mírnému zlepšení. Na závěr byla tedy v obou modelech provedena další optimalizace, která měnila směšovací poměr v nízkých zatíženích a nízkých teplotách. Výsledkem je úplná eliminace teplotních pulzací v obou případech a posunutí dolní hranice teplot výfukových plynů na 680 K. Nicméně tato optimalizace měla negativní vliv i na spotřebu. Došlo k jejímu zhoršení ve verzi s WG o 13,9 % a ve verzi s VNT o 17,3 %. Tento fakt má také negativní vliv na samotné emise CO₂, které jsou přímo závislé na spotřebě, s rostoucí spotřebou by se zvýšila i produkce zmíněných emisí. Modely, které popisují tranzientní jevy je vhodné nadále použít pro další účely a výzkumy, kde může být přidán celý emisní systém.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] CENGEL, Yunus A a Michael A BOLES. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. 8th edition. New York: McGraw-Hill Education, 2015. ISBN 978-0-07-339817-4.
- [2] ŠTĚTINA, Josef. Teorie tepelných plynových cyklů. *TERMOMECHANIKA ONLINE* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2020, 2021 [cit. 2022-05-06]. Dostupné z: https://docs.google.com/presentation/d/17g_rg5csrOBi3KcerHBTBP5GZC0MuAJYpYZiUybl2LE/edit#slide=id.gebd70a03d7_0_0
- [3] PEKÁREK, Stanislav. *Technologie oprav* [online]. Nový Jičín: Code Creator, s.r.o.; distribuce publi.cz, 2016 [cit. 2022-05-06]. ISBN 978-80-88058-23-6. Dostupné z: <https://publi.cz/books/160/Cover.html>
- [4] Schéma spalovacího prostoru. In: *MUNI* [online]. Brno, 2011 [cit. 2022-05-06]. Dostupné z: <https://is.muni.cz/do/ped/kat/geografie/synteza/18292345/proc-04.jpg?lang=en&1651832983851>
- [5] ŠTĚTINA, Josef. Teorie tepelných plynových cyklů. *TERMOMECHANIKA ONLINE* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2020, 2021 [cit. 2022-05-06]. Dostupné z: https://docs.google.com/presentation/d/17g_rg5csrOBi3KcerHBTBP5GZC0MuAJYpYZiUybl2LE/edit#slide=id.gebd70a03d7_0_0
- [6] PERCEAU, Marcellin, Philippe GUIBERT, Guilain STÉPHANE a Frederic SEGRETAIN. Why Can Miller Cycle Improve the Overall Efficiency of Gasoline Engines?. *ResearchGate* [online]. 2020, 1-29 [cit. 2022-05-06]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/346603388_Why_Can_Miller_Cycle_Improve_the_Overall_Efficiency_of_Gasoline_Engines
- [7] LI, Tie, Bin WANG a Bin ZHENG. A comparison between Miller and five-stroke cycles for enabling deeply downsized, highly boosted, spark-ignition engines with ultra expansion. *Energy Conversion and Management* [online]. 2016, (263), 140-152 [cit. 2022-05-06]. Dostupné z: doi: /10.1016/j.enconman.2016.06.038
- [8] ZHAO, Jinxing. Research and application of over-expansion cycle (Atkinson and Miller) engines – A review. *Applied Energy* [online]. 2017, (185), 300-319 [cit. 2022-05-06]. Dostupné z: doi: /10.1016/j.apenergy.2016.10.063
- [9] VNT™ Turbochargers. In: *Garrett Advancing Motion* [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-06]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/turbocharger-technology/how-a-turbo-works/broadest-turbo-range/vnt-turbochargers/>
- [10] HIERETH, Hermann a Peter PRENNINGER. *Charging the Internal Combustion Engine*. 1th edition. Vienna: Springer, 2003. ISBN 978-3-211-99884-7.
- [11] FERGUSON, Colin R. a Allan T. KIRKPATRICK. *Internal Combustion Engine*. 3th edition. USA: McGraw-Hill Education, 2018. ISBN 978-1118533314.

- [12] Turbo Tech 101|Basic: Understanding the Parts of the Turbocharger. In: *Garrett Advancing Motion* [online]. 2019 [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: https://www.garrettmotion.com/wp-content/uploads/2019/10/GAM_Turbo-Tech-101_BASIC.pdf
- [13] BELL, Corky. *Maximum Boost: Designing, Testing and Installing Turbocharger Systems*. Cambridge, United States: ROBERT BENTLEY, 2008. ISBN 0837601606.
- [14] HARTMAN, Jeff. *Turbocharging Performance Handbook*. Minneapolis, USA: Motorbooks International, 2007. ISBN 978-0-7603-2805-7.
- [15] Turbocharger designed by Leander Düsterloh. Automation Siemens [online]. 2016 [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: http://plmsource.industrysoftware.automation.siemens.com/wpcontent/uploads/2014/03/duesterloh_turbocharger_resize.jpg
- [16] FERRARA, Michael. Twin Scroll vs. Single Scroll Turbo Test. In: *DSPORT* [online]. 2016 [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: <https://dsportmag.com/the-tech/twin-scroll-vs-single-scroll-turbo-test-the-great-divide/>
- [17] MILLER, Jay. *Turbo: Real World High-Performance Turbocharger Systems*. North Branch, USA: CarTech, 2008. ISBN 9781932494297.
- [18] HOFMANN, Karel. REGULOVANÉ PŘEPLŇOVÁNÍ VOZIDLOVÝCH MOTORŮ. In: *Katedra vozidel a motorů* [online]. Brno, 2000, 2000 [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:1826/Hofmann_Preplnovani.pdf
- [19] FENELEY, Adam J., Apostolos PESIRIDIS a Amin Mahmoudzadeh ANDWARI. Variable Geometry Turbocharger Technologies for Exhaust Energy Recovery and Boosting-A Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2017, (71), 959–975 [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: doi: /10.1016/j.rser.2016.12.125
- [20] Variable Nozzle Turbine (VNT) or Variable Geometry Turbo (VGT). In: *Fastmotoring* [online]. 2010 [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: <https://www.fastmotoring.com/index.php/2010/10/variable-nozzle-turbine-vnt-or-variable-geometry-turbo-vgt/>
- [21] NGUYEN-SCHÄFER, Hung. *Rotordynamics of Automotive Turbochargers: Linear and Nonlinear Rotordynamics - Bearing Design - Rotor Balancing*. Stuttgart: Springer Heidelberg New York Dordrecht London, 2012. ISBN 978-3-642-27517-3.
- [22] Turbo Tech 103|Expert: Compressor Mapping. In: *Garrett Advancing Motion* [online]. 2019 [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: https://www.garrettmotion.com/wp-content/uploads/2019/10/GAM_Turbo-Tech-103_Expert-1.pdf
- [23] SHAHBAKHTI, Mahdi, A GHAZIMIRSAIED a Charles Robert KOCH. Experimental study of exhaust temperature variation in a homogeneous charge compression ignition engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of*

Automobile Engineering [online]. 1177-1197 [cit. 2022-05-07]. ISSN 0954-4070.
Dostupné z: doi:10.1243/09544070JAUTO1473

- [24] FIROOZABADI, M. Deghani, M. SHAHBAKHTI, C.R. KOCH a S.A. JAZAYERI. Thermodynamic control-oriented modeling of cycle-to-cycle exhaust gas temperature in an HCCI engine. *Applied Energy* [online]. 2013, (110), 236-243 [cit. 2022-05-08].
Dostupné z: doi:/10.1016/j.apenergy.2013.04.055
- [25] NOGA, Marcin. A three-way catalyst system for a five-stroke engine. *Effective reduction of exhaust emissions in a five-stroke engine* [online]. 2011, 2019, 149-183 [cit. 2022-05-08].
Dostupné z: doi:/10.4467/2353737XCT.19.039.10213
- [26] WALLSON, Marcus. *Estimation of Engine Gas Temperatures During Pressure Transients* [online]. Sweden, 2018 [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: <https://www.semanticscholar.org/paper/Estimation-of-Engine-Gas-Temperatures-During-Wallson/327355085059195194bff3af7e28873d46ec11b6>. Master of Science Thesis. Linköping University.
- [27] JÄÄSKELÄINEN, Hannu. Diesel Exhaust Gas. In: *DieselNet* [online]. 2022, 2020 [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/images/diesel/exh/temp_nedc.png
- [28] MUSILOVÁ, Petra. Směšovací poměr a emise. *Docplayer* [online]. 2019 [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/97376084-Smesovaci-pomer-a-emise.html>
- [29] BAHRAMI, M. Chemical Reactions. *Simon Frasers University* [online]. [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: <https://www.sfu.ca/~mbahrami/ENSC%20461/Notes/Chemical%20Reactions.pdf>
- [30] ŠTĚTINA, Josef. Emise výfukových plynů. *TERMOMECHANIKA ONLINE* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2020, 2020 [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: <https://docs.google.com/presentation/d/1Z93OOZy0UEGGGroJffgdS2oxu9XMzRsVm hXInWm46E/edit#slide=id.p1>
- [31] SHEN, Xianqing, Kai SHEN a Zhendong ZHANG. Experimental study on the effect of high-pressure and low-pressure exhaust gas recirculation on gasoline engine and turbocharger. *Advances in Mechanical Engineering* [online]. 2018, 2018, (Vol. 10), 1–8 [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: doi:/10.1177/1687814018809607
- [32] HEISLER, Heinz. *Advanced Engine Technology*. Great Britain: Sae Intl, 1995. ISBN 9780340568224.
- [33] HURTADO, N. Guillén, V. Rico PÉREZ, A. García GARCÍA, D. Lozano CASTELLÓ a A. Bueno LÓPEZ. Three-way catalysts: Past, present and future. *Environmental chemistry: Removal of atmospheric pollutants* [online]. 2012, 114-121 [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/260407090_Three-way_catalysts_Past_present_and_future

- [34] KOLTSAKIS, Grigorios C. a Anastasios M. STAMATELOS. Catalytic automotive exhaust aftertreatment. *Progress in Energy and Combustion Science* [online]. 1997, (23), 1-39 [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: doi:/10.1016/S0360-1285(97)00003-8
- [35] AMINI, Mohammad Reza, Yiheng FENG, Hao WANG, Ilya KOLMANOVSKY a Jing SUN. Thermal Responses of Connected HEVs Engine and Aftertreatment Systems to Eco-Driving. *Integrated power and thermal management for connected and automated vehicle through real-time adaption and optimization* [online]. 2019, 1-6 [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: doi:/10.1109/CCTA.2019.8920520
- [36] LEAHU, C. I., S. TARULESCU a R. TARULESCU. The exhaust gas temperature control through an adequate thermal management of the engine. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* [online]. 2018, (444), 1-9 [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: doi:/10.1088/1757-899X/444/7/072016
- [37] GUMUS, M. Reducing cold-start emission from internal combustion engines by means of thermal energy storage system. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2009, 652-660 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: doi:/10.1016/j.applthermaleng.2008.03.044
- [38] GIECHASKIEL, Barouch, Alessandro A. ZARDINI a Michael CLAIROTTE. Exhaust Gas Condensation during Engine Cold Start and Application of the Dry-Wet Correction Factor. *Applied Sciences* [online]. 2019, 1-15 [cit. 2022-05-09]. ISSN 2076-3417. Dostupné z: doi:/10.3390/app9112263
- [39] LEROY, Thomas, Jonathan CHAUVIN, Guenael Le SOLLIEC a Gilles CORDE. Air Path Estimation for a Turbocharged SI Engine with Variable Valve Timing. *Proceedings of the American Control Conference* [online]. 2007, 5088-5093 [cit. 2022-05-09]. ISSN 0743-1619. Dostupné z: doi:/10.1109/ACC.2007.4282644
- [40] BURKE, R.D., C.R.M. VAGG, D. CHALET a P. CHESSE. Heat transfer in turbocharger turbines under steady, pulsating and transient conditions. *International Journal of Heat and Fluid Flow* [online]. 2015, 185-197 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: doi:/10.1016/j.ijheatfluidflow.2015.01.004
- [41] 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. 2022-05-09]. Dostupné z: doi:/10.1016/j.rser.2017.04.119
- [42] MACIÁN, V., J. M. LUJÁN, V. BERMÚDEZ a C. GUARDIOLA. Exhaust pressure pulsation observation from turbocharger instantaneous speed measurement. *Measurement Science and Technology* [online]. 2004 [cit. 2022-05-09]. ISSN 1361-6501. Dostupné z: doi:/10.1088/0957-0233/15/6/020
- [43] DEMMELBAUER-EBNER, Wolfgang, Kai PERSIGEHL, Michael GÖRKE a Eike WERSTAT. The New 1.5-l Four-cylinder TSI Engine from Volkswagen. *MTZ worldwide* [online]. 2017, 16-22 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/the-new-1-5-l-four-cylinder-tsi-engine-from-volkswagen/12009338>

- [44] *SSP 555 Lifters 1.5L 96110 kt TSI EA211 EVO rodina* [online]. 2021, 1-39 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://www.vdveer-engineering.nl/en/information/vag-ssp/ssp-vag/ssp-vag-ru/1564-ssp-555-1-5-96110-tsi-ea211-evo>
- [45] NOVOTNÝ, Pavel. *Zážehový motor s Millerovým cyklem optimalizace provozu turbodmychadla* [online]. Brno, 2022 [cit. 2021-08-08]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/137120>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Josef Štětina.
- [46] *GT-Suite: Engine Performance Application Manual*. Gamma Technologies, 2021.
- [47] *ŠKODA OCTAVIA* [online]. 2022 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://cdn.skoda-storyboard.com/2020/11/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ACT	Active Cylinder Technology – Aktivní vypínání válců
APS	Atmospheric Plasma Spraying – Atmosférický plazmový nástřík
BDC	Bottom dead center – Dolní úvrať
CO ₂	Oxid uhličitý
DOE	Design of Experiments – Návrh experimentů
DOHC	Double Over Head Camshaft – Dvojitý vačkový hřídel
DSZ	Dřívější uzavření sání
DÚ	Dolní úvrať
EGR	Exhaust Gas Recirculation – Recirkulace výfukových plynů
GT	Gamma technology
H	Vodík
H ₂ O	Voda
HC	Uhlovodíky
HÚ	Horní úvrať
N	Dusík
NO	Oxid dusnatý
NO _x	Skupina oxidů dusíku
NT	Nízkotlaký
O	Kyslík
OC	Oktanové číslo
OH	Hydroxyl
PID	Proportional Integral Derivative
SO	Otevření sání
SZ	Uzavření sání
TDC	Top dead center – Horní úvrať
TSI	Twincharged Stratified Injection
VGT	Variable geometry turbochargers – Variabilní geometrie turbodmychadla
VNT	Variable Nozzle Turbine – Variabilní lopatky turbíny
VO	Otevření výfuku
VT	Vysokotlaký
VZ	Uzavření výfuku
WG	Wastegate – Obtokový ventil

WLTP		Worldwide Harmonised Light Vehicle Test Procedure
z		Zážeh
A	[m ²]	Průtočná plocha
A ₀	[J]	Práce cyklu
c ₁	[m·s ⁻¹]	Rychlost plynu v bodě 1
c ₂	[m·s ⁻¹]	Rychlost plynu v bodě 2
c ₃	[m·s ⁻¹]	Rychlost plynu v bodě 3
c ₄	[m·s ⁻¹]	Rychlost plynu v bodě 4
D	[m]	Průměr vrtání
h	[J·kg ⁻¹]	Měrná entalpie
\dot{m}	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostní průtok
\dot{m}_{akt}	[kg·s ⁻¹]	Aktuální hmotnostní průtok turbínou
M _k	[Nm]	Točivý moment
m _{pe}	[g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	Měrná efektivní spotřeba
\dot{m}_{red}	[kg·s ⁻¹]	Redukovaný hmotnostní průtok turbínou
n	[min ⁻¹]	Otáčky
p	[Pa]	Tlak
p ₁	[Pa]	Tlak v bodě 1
P ₁	[Pa]	Tlak na vstupu do kompresoru
p _{1t}	[Pa]	Tlak v bodě 1t
p ₂	[Pa]	Tlak v bodě 2
P ₂	[Pa]	Tlak na výstupu z kompresoru
p _{2t}	[Pa]	Tlak v bodě 2t
p ₃	[Pa]	Tlak v bodě 3
P ₃	[Pa]	Tlak na vstupu turbíny
p _{3t}	[Pa]	Tlak v bodě 3t
p ₄	[Pa]	Tlak v bodě 4
p _{4t}	[Pa]	Tlak v bodě 4t
P _{atm}	[Pa]	Atmosférický tlak
p _{inlet-total}	[Pa]	Absolutní tlak na vstupu do turbíny
P _m	[Pa]	Plnicí tlak
p _{ts}	[Pa]	Střední teoretický tlak
q _c	[J·kg ⁻¹]	Odvedené měrné teplo

$Q_{c,conv}$	[J]	Odvedené teplo kompresorem konvekcí
$Q_{c,rad}$	[J]	Odvedené teplo kompresorem radiací
q_H	[J·kg ⁻¹]	Přivedené měrné teploty
Q_{oil}	[J]	Odvedené teplo olejem konvekcí
$Q_{T,conv}$	[J]	Odvedené teplo turbínou konvekcí
$Q_{T,rad}$	[J]	Odvedené teplo turbínou radiací
R	[m]	Vzdálenost středu plochy A a hřídele
RPM_{akt}	[m·s ⁻¹]	Aktuální otáčky turbínového kola
RPM_{red}	[m·s ⁻¹]	Redukované otáčky turbínového kola
s	[J·K ⁻¹]	Měrná entropie
T	[K]	Teplota
T_1	[K]	Teplota na vstupu do kompresoru
T_2	[K]	Teplota na výstupu z kompresoru
T_3	[K]	Teplota na vstupu turbíny
T_3	[K]	Teplota na výstupu turbíny
$T_{inlet-total}$	[K]	Absolutní teplota na vstupu do turbíny
T_m	[K]	Teplota nasátého vzduchu
$T_{výf}$	[K]	Teplota výfukových plynů
V	[m ³]	Objem válce
V_K	[m ³]	Kompresní objem válce
V_Z	[m ³]	Zdvihový objem válce
W_C	[J]	Práce kompresoru
W_f	[J]	Třecí práce
W_T	[J]	Práce turbíny
Z	[m]	Zdvih
δ	[-]	Poměr tlaku na začátku a konci přivedeného tepla
$\Delta h_{12,tt}$	[J·kg ⁻¹]	Změna měrné entalpie z bodu 1t do bodu 2t
$\Delta h_{34,tt}$	[J·kg ⁻¹]	Změna měrné entalpie z bodu 3t do bodu 4t
$\Delta h_{s,ts}$	[J·kg ⁻¹]	Změna měrné entalpie z bodu 3t do bodu 4s
$\Delta h_{s,tt}$	[J·kg ⁻¹]	Změna měrné entalpie z bodu 1t do bodu 2st
ε	[-]	Kompresní poměr
ε_e	[-]	Expanzní poměr
η_t	[-]	Termická účinnost



κ	[-]	Poissonova konstanta
λ	[-]	Směšovací poměr

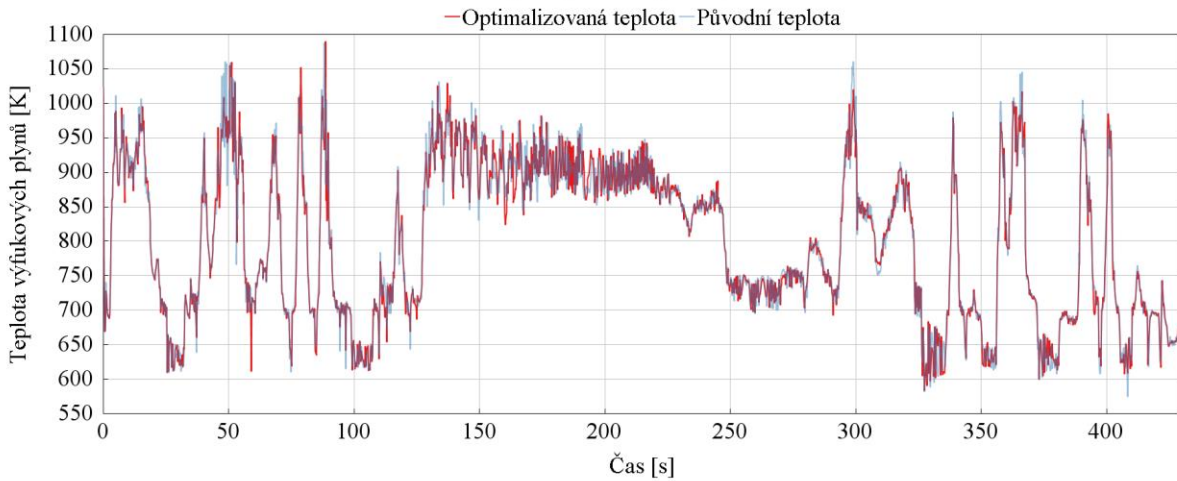
SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Teploty výfukových plynů pro různé okrajové podmínky WG.....	P1
Příloha 2: Teploty výfukových plynů pro různé okrajové podmínky WG.....	P2
Příloha 3: Teploty výfukových plynů pro různé okrajové podmínky VNT.....	P3

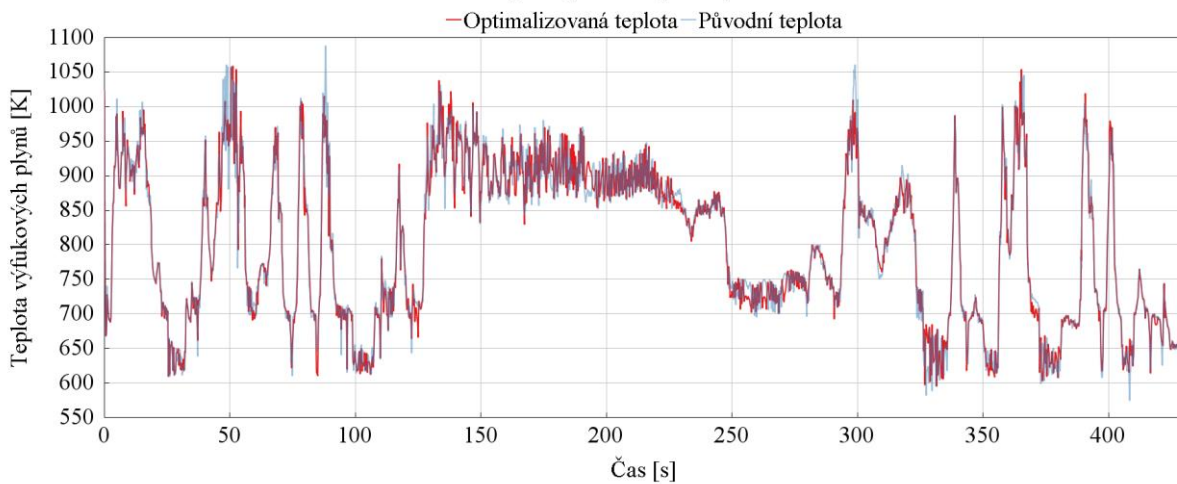
PŘÍLOHY

Teploty výfukových plynů pro různé okrajové podmínky WG

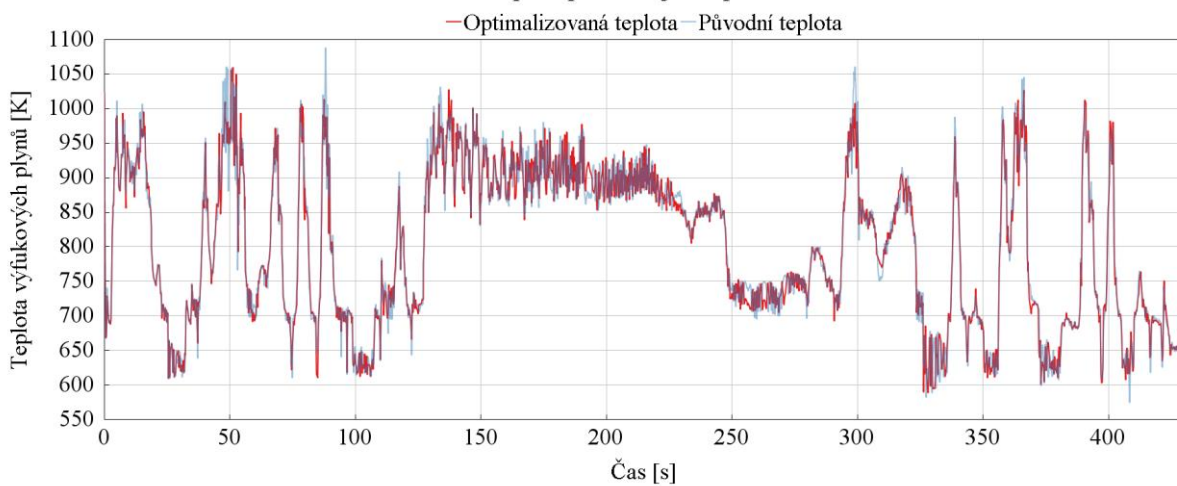
Porovnání teplot při okrajové podmínce 620 K



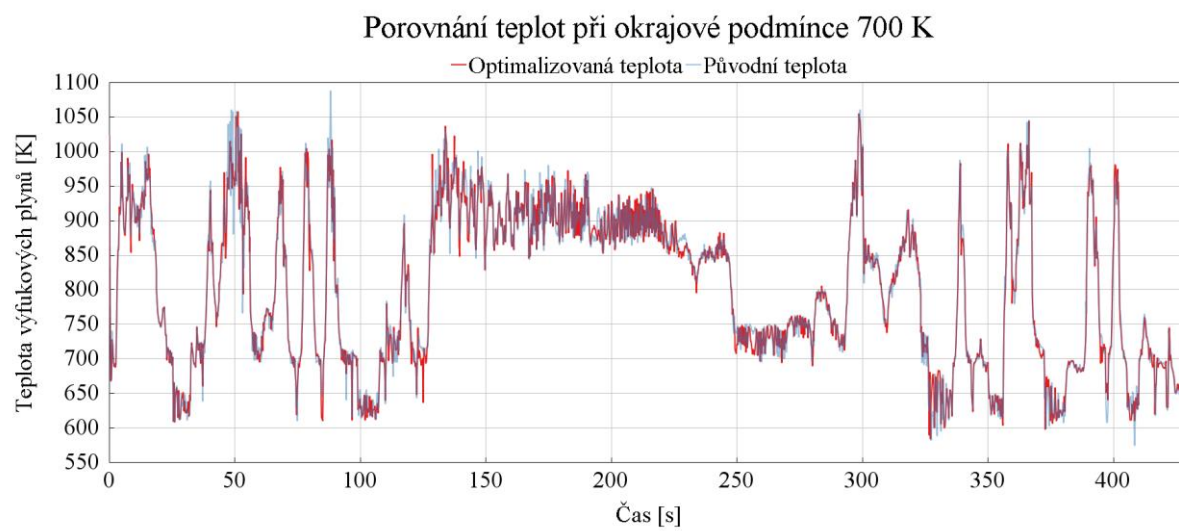
Porovnání teplot při okrajové podmínce 650 K



Porovnání teplot při okrajové podmínce 680 K

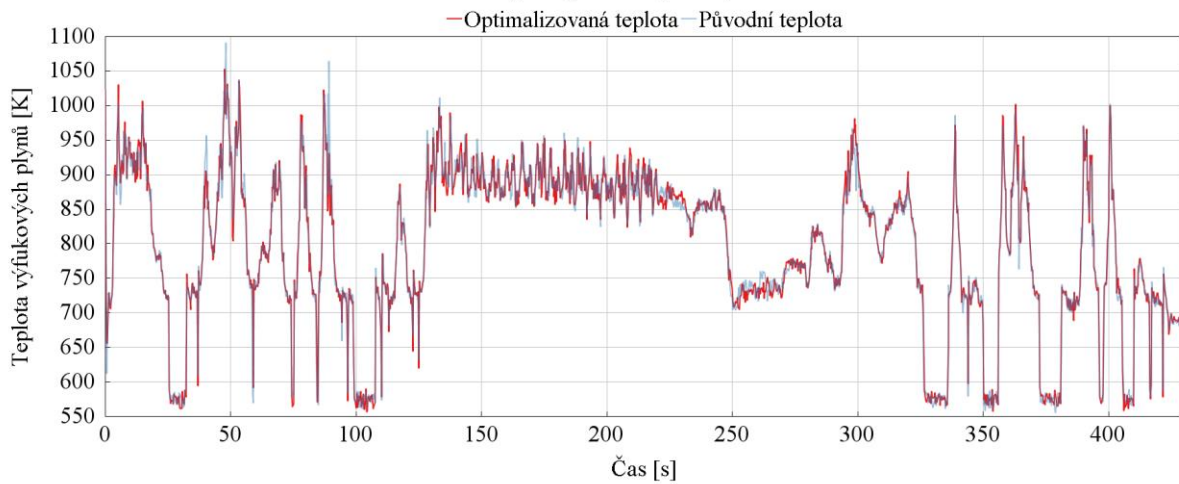


Teploty výfukových plynů pro různé okrajové podmínky WG

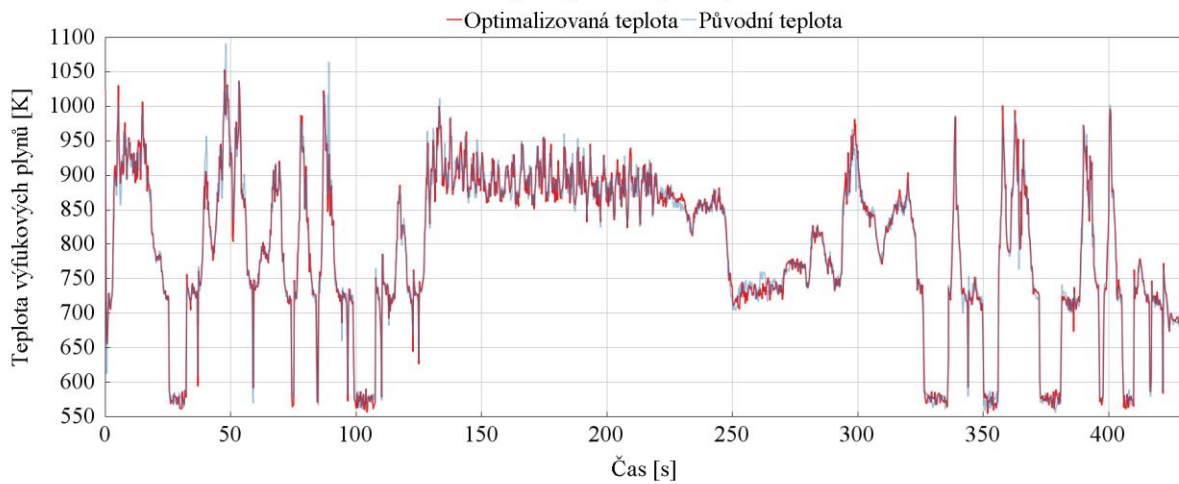


Teploty výfukových plynů pro různé okrajové podmínky VNT

Porovnání teplot při okrajové podmínce 650 K



Porovnání teplot při okrajové podmínce 700 K



Porovnání teplot při okrajové podmínce 750 K

