



# 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

# NÁVRH PŘEPLŇOVÁNÍ PRO ZÁŽEHOVÝ MOTOR O OBJEMU 1.6 L

SUPERCHARGING DESIGN FOR A 1.6L SI ENGINE

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Anna Švábíková

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Beran

BRNO 2022



## Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Studentka:	<b>Ing. Anna Švábíková</b>
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	<b>Ing. Martin Beran</b>
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:

### **Návrh přeplňování pro zážehový motor o objemu 1.6 l**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Pomocí 1D matematického modelu motoru v programovém prostředí GT power provést návrh přeplňování pro zadaný motor a následnou optimalizaci ve vybraných provozních režimech motoru za účelem zvýšení výkonových parametrů motoru a jeho pružnosti. Hlavním limitujícím faktorem jsou maximální spalovací tlaky a hodnoty maximální teploty výfukových plynů.

#### **Cíle diplomové práce:**

Provedení dostupné rešerše konstrukčních řešení turbodmychadel vhodných pro zadanou aplikaci.

Sestavení základního návrhového výpočtu pro zvolení vhodného typu turbodmychadla.

Sestavení 1D simulačního modelu motoru, na jehož základě bude ve vybraných provozních bodech ověřena spolupráce motoru s turbodmychadlem. Stěžejním bodem bude analýza vlivu změny kompresního poměru a plnicího tlaku na hodnoty maximálního spalovacího tlaku a teploty výfukových plynů.

Shrnutí a zhodnocení dosažených závěrů

#### **Seznam doporučené literatury:**

STONE, Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire: Palgrave, 1999. ISBN 0-333-74013-01999.

SKOTSKY, Alexander A. Automotive Engines. Springer Verlag, 2009, ISBN 978-3-642-00163-5.

JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. ISBN 978-80-87143-15-5.

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 problematikou přeplňování zážehových spalovacích motorů za účelem zvyšování jejich výkonnostních parametrů. Cílem práce je navrhnout vhodné turbodmychadlo tak, aby bylo dosaženo stanovených parametrů. V práci je navržena metodika postupu tvorby zážehového spalovacího motoru v prostředí GT-Power. Volba vhodného turbodmychadla vychází z návrhového výpočtu, spolupráce motoru s turbodmychadlem je poté ověřena simulacemi. Důležitou součástí práce je také citlivostní analýza, jejímž cílem je vyšetření vlivu vybraných parametrů na maximální tlak ve spalovacím prostoru a na teplotu výfukových plynů.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Turbodmychadlo, přeplňování, spalovací motor, 1D simulace, termodynamický model, sladění

## ABSTRACT

This master's thesis focuses on the problematics of supercharging of SI engines aiming on performance boost. The aim of this thesis is to propose a suitable turbocharger for reaching defined performance goals. A method of successive SI engine modelling process is proposed, using the GT-Power platform. The choice of suitable turbocharger is based on a analytic calculation of required turbocharger parameters. The cooperation of the engine with the chosen turbocharger is verified by simulations. An important part of this thesis is sensitivity analysis, which purpose is to determine the impact of changing chosen parameters on maximum pressure in the combustion chamber and on the exhaust gas temperature.

## KEYWORDS

Turbocharger, supercharging, internal combustion engine, 1D simulation, thermodynamic model, matching

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠVÁBÍKOVÁ, A. *Návrh přeplňování pro zážehový motor o objemu 1,6 l* [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-20]. 76 s. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/137219>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí diplomové práce Martin Beran.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 20. května 2022

.....

Ing. Anna Švábíková

## PODĚKOVÁNÍ

Ráda bych poděkovala panu Ing. Martinu Beranovi za vedení diplomové práce a za cenné připomínky.

Velké díky patří taktéž panu Pavlu Vobůrkovi a panu Ing. Adamu Vondrákovi, PhD., za odborné konzultace a poskytnutí podpory za společnost Garrett Advancing Motion.

Dík patří kolegům ze společnosti Sigma Motor za trpělivost a vstřícnost. V neposlední řadě patří poděkování také mé rodině.



# OBSAH

Úvod .....	11
<b>1 Přepřňování zážehových spalovacích motorů .....</b>	<b>12</b>
1.1 Princip funkce turbodmychadla .....	12
1.2 Základní parametry turbodmychadla .....	13
1.2.1 A/R poměr .....	13
1.2.2 Ořez radiálního kola .....	14
1.3 Charakteristiky kompresoru a turbíny .....	14
1.3.1 Kompresorová mapa .....	14
1.3.2 Turbínová mapa .....	16
1.4 Regulace turbodmychadel .....	16
1.4.1 Regulace pomocí blow-off ventilu .....	16
1.4.2 Regulace obtokovým ventilem .....	17
1.4.3 Regulace změnou průřezu turbíny .....	18
1.4.4 Regulace pomocí variabilní šířky statoru turbíny .....	18
<b>2 Popis problematiky .....</b>	<b>19</b>
2.1 Sigma TN .....	19
2.2 Motory řady EP6 .....	20
<b>3 Sestavení výpočtového modelu sériového motoru .....</b>	<b>21</b>
3.1 Volba simulačního softwaru .....	21
3.1.1 Struktura prostředí software GT-Power .....	22
3.2 Sestavení modelu motoru s přirozeným sáním .....	23
3.2.1 Model sacího potrubí .....	23
3.2.2 Model hlavy válců .....	24
3.2.3 Výfukové potrubí .....	27
3.2.4 Model bloku motoru .....	28
3.3 Výsledky simulace motoru s přirozeným sáním .....	29
3.4 Sestavení modelu sériového přepřňovaného motoru .....	30
3.4.1 Sací potrubí .....	31
3.4.2 Výfukové potrubí .....	31
3.4.3 Model turbodmychadla .....	31
3.5 Výsledky simulace sériového motoru .....	31
<b>4 Návrhový výpočet turbodmychadla .....</b>	<b>33</b>
4.1 Vstupní parametry .....	33
4.2 Výpočet parametrů motoru .....	34
4.3 Volba požadovaných charakteristik motoru .....	34
4.3.1 Navrhovaná momentová a výkonnostní charakteristika .....	35
4.3.2 Výpočet středního efektivního tlaku motoru .....	36
4.3.3 Střední efektivní ztrátový tlak .....	37
4.3.4 Mechanická účinnost motoru .....	38
4.3.5 Střední indikovaný tlak motoru .....	38
4.3.6 Výpočet předběžného tlaku na počátku komprese .....	39
4.3.7 Určení tlakových ztrát v mezichladiči stlačeného vzduchu .....	40
4.3.8 Výpočet teoretického potřebného tlaku za kompresorem .....	40

4.4	Výpočet skutečných parametrů kompresoru .....	41
4.4.1	Volba regulovaného plnicího tlaku za kompresorem .....	41
4.4.2	Výpočet skutečného plnicího tlaku .....	41
4.4.3	Tlak vzduchu na konci sání.....	41
4.4.4	Určení tlakových ztrát v sacím traktu .....	41
4.4.5	Výpočet tlaku před kompresorem .....	42
4.4.6	Určení stupně stlačení vzduchu v kompresoru .....	42
4.5	Volba parametrů kompresoru .....	43
4.6	Výpočet parametrů plnicího vzduchu.....	43
4.6.1	Teplota nasávaného vzduchu před kompresorem .....	43
4.6.2	Požadovaná teplota vzduchu za chladičem .....	44
4.6.3	Teplota vzduchu před chladičem .....	44
4.6.4	Změna teploty stlačeného vzduchu v mezichladiči.....	44
4.6.5	Hustota plnicího vzduchu.....	45
4.7	Výpočet parametrů směsi na konci plnění válce .....	46
4.7.1	Určení teploty a tlaku reziduí ve spalovacím prostoru .....	46
4.7.2	Ohřátí směsi na stěnách válce .....	46
4.7.3	Určení koeficientu reziduálních plynů .....	46
4.7.4	Výpočet teploty směsi na konci plnění válce .....	47
4.7.5	Výpočet plnicí účinnosti .....	48
4.7.6	Výpočet teoretické měrné efektivní spotřeby paliva.....	49
4.7.7	Výpočet spalovacího hmotnostního toku vzduchu .....	50
4.7.8	Výpočet redukováného hmotnostního toku vzduchu kompresorem.....	51
4.7.9	Výstup návrhového výpočtu pro volbu turbodmychadla.....	52
<b>5</b>	<b>Volba turbodmychadla .....</b>	<b>53</b>
5.1	Posouzení vhodnosti použití sériového turbodmychadla .....	53
5.2	Volba kompresoru turbodmychadla .....	54
5.2.1	G25-550 .....	54
5.2.2	GBC22-350 .....	55
5.2.3	GTX2860R – GEN. 2.....	56
5.3	Volba turbodmychadla .....	57
<b>6</b>	<b>Model motoru se zvoleným turbodmychadlem .....</b>	<b>60</b>
6.1	Výsledný model.....	60
6.2	Citlivostní analýza.....	60
6.2.1	Vliv změny kompresního poměru na vybrané parametry.....	61
6.2.2	Vliv změny plnicího tlaku na vybrané parametry .....	63
6.3	Zhodnocení výsledků citlivostní analýzy .....	64
<b>7</b>	<b>Zhodnocení výsledků .....</b>	<b>65</b>
	<b>Závěr .....</b>	<b>70</b>
	<b>Použité informační zdroje .....</b>	<b>72</b>
	<b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>	<b>74</b>



## ÚVOD

V minulosti bylo přeplňování doménou vznětových spalovacích motorů. U zážehových pohonných jednotek bylo využíváno zejména pro sportovní verze vozidel a v motorsportu, přičemž prioritou bylo zvýšení výkonových parametrů. V současné době přeplňované motory dominují i trhu s běžnými osobními vozidly, motory s přirozeným sáním zejména u evropských výrobců nalezneme jen zřídka. Důvodem je současný trend downsizingu – tedy snižování zdvihového objemu motoru, případně spojené se snižováním počtu válců. Aby bylo možno dosáhnout příznivé momentové a výkonové charakteristiky takového motoru, zpravidla bývá přistoupeno k přeplňování turbodmychadlem. Značná výhoda turbodmychadla vůči přeplňování mechanickým kompresorem přitom spočívá v tom, že turbodmychadlo ke svému pohonu využívá energii výfukových plynů a nespotřebovává část výkonu motoru pro svůj pohon. Navíc umožňuje zvýšit termodynamickou účinnost motoru, čímž dochází ke snížení měrné efektivní spotřeby paliva a také k menší produkci škodlivých emisí. Přeplňování tak je, a ještě nějakou dobu bude, velmi aktuálním tématem v oblasti spalovacích motorů.

V oblasti závodních motorů přeplňování stále představuje nejjednodušší způsob, jak docílit lepšího průběhu výkonu a točivého momentu. Dalšími běžnými úpravami jsou například úpravy hlavy válců, komponent klikového mechanismu nebo vačkové hřídele. Tyto úpravy jsou však poměrně složité a neumožňují tak výraznou změnu charakteristiky motoru jako právě přeplňování.

Tato diplomová práce se zabývá úpravou motoru EP6DT, který je již přeplňovaný. Tento motor je určen pro užití v běžných osobních automobilech, čemuž také odpovídá průběh točivého momentu a výkonu. Diplomová práce si pak klade za cíl přizpůsobit tyto charakteristiky tak, aby odpovídaly požadavkům na využití v prototypu vozu Sigma TN, určeného pro závodní účely. Navržený výkon a točivý moment by přitom měly přihlížet ke specifické povaze vozidla, kdy spíše než špičkový výkon má prioritu celková dynamičnost motoru.

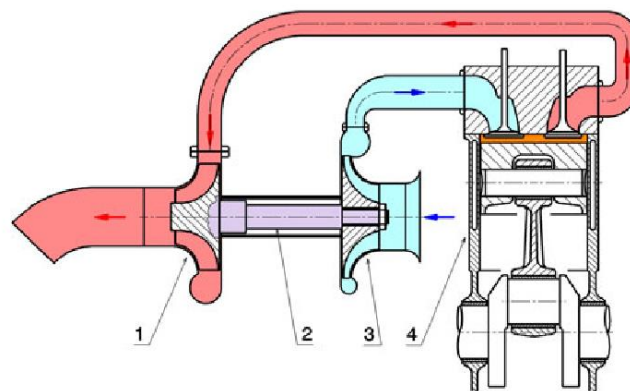
# 1 PŘEPLŇOVÁNÍ ZÁŽEHOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

Maximální výkon motoru je limitován, krom jiných faktorů, také množstvím paliva, které shoří ve spalovacím prostoru válce. Množství vstříknutého paliva pak závisí na množství vzduchu, který je do válce přiveden. Pokud je motor plněn vzduchem o atmosférickém tlaku, lze do motoru dopravit pouze takové množství vzduchu, které je ekvivalentní objemu spalovacího prostoru. Přepřňováním pak rozumíme děj, při kterém je vzduch stlačován na vyšší než atmosférický tlak, čímž roste jeho hustota a do motoru jsme tak schopni dostat více vzduchu. Množství takto nasátého vzduchu přitom lze vyjádřit plnicí účinností. Ta vyjadřuje podíl skutečně nasátého vzduchu ku teoreticky možnému množství. Bez přepřňování plnicí účinnost dosahuje motoru maximálně hodnoty 100 % (zpravidla je však nižší, cca do 95 %), u přepřňovaných motorů je pak vyšší, než 100 %.

Přepřňování lze rozdělit do dvou kategorií – dynamické a cizí. Dynamické přepřňování využívá geometrie sacího traktu, kdy pro dané otáčky lze naladit délku sacího potrubí tak, že přetlaková vlna v tomto potrubí dorazí k sacímu ventilu právě v okamžiku před jeho zavřením, čímž dojde ke zvýšení plnicí účinnosti [1]. Cizí přepřňování pak ke zvýšení plnicí účinnosti využívá mechanický člen. Tímto členem je buď kompresor, který je poháněn řemenicí a nebo turbodmychadlo, které je poháněno energií výfukových plynů. Protože tato diplomová práce se zabývá přepřňováním motoru pomocí turbodmychadla, bude právě tento způsob cizího přepřňování rozebrán blíže.

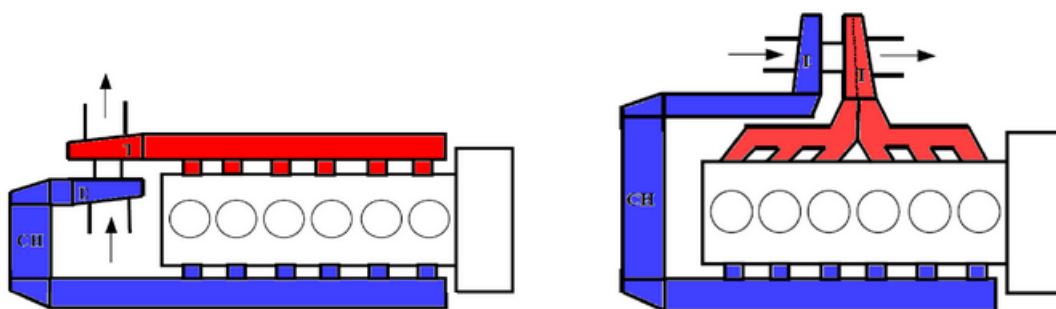
## 1.1 PRINCIP FUNKCE TURBODMYCHADLA

Princip činnosti turbodmychadla lze popsat dle jednoduchého schématu na obr. 1. Na výfukové potrubí spalovacího motoru je připojena turbína turbodmychadla (1), na niž jsou přiváděny výfukové plyny. Výfukové plyny disponují velkou kinetickou energií, pomocí které roztáčejí turbínové kolo. To je prostřednictvím hřídele (2) spojeno s kompresorovým kolem. Kompresor je přitom součástí sacího potrubí – na jeho vstup je přiváděn nasátý vzduch. V kompresoru pak dochází ke stlačování nasátého vzduchu, přičemž se kinetická energie proudícího vzduchu kompresorem mění na energii tlakovou. Tato změna energie zahrnuje také ztrátovou proměnu energie v tepelnou, proto zpravidla za výstupem kompresoru bývá v systému zahrnut také mezichladič stlačeného vzduchu. Tím je zabráněno poklesu výkonu a snížení rizika detonačního hoření z důvodu příliš vysoké teploty vzduchu přivedeného do spalovacího prostoru.



Obr. 1: Schéma funkce turbodmychadla. 1 – turbína, 2 – spojovací hřídel, 3 – kompresor, 4 – motor. Převzato z [2].

Dle konstrukce svodů výfukových plynů lze přeplňování můžeme rozlišovat mezi turbodmychadlem s rovnotlakým nebo pulzním provozem turbíny. U rovnotlaké turbíny jsou výfukové svody konstruovány tak, že vývody z jednotlivých válců jsou spojené do potrubí o velkém objemu, čímž dojde k potlačení kmitů ve výfukovém potrubí. Tímto je dosaženo vyšší účinnosti než u pulzního přeplňování, nicméně tato konstrukce je vhodná spíše pro motory pracující v režimech, kdy nedochází k častým změnám zatížení. Turbodmychadlo s pulzní charakteristikou naproti tomu využívá pulzace ve výfukovém potrubí, což umožňuje dynamičtější reakci na změnu zatížení. Výfukové svody jsou rozděleny do více větví o malých průměrech svedených do jedné větve taktéž o malém průměru a krátké vzdálenosti od vstupu do turbíny turbodmychadla [3].



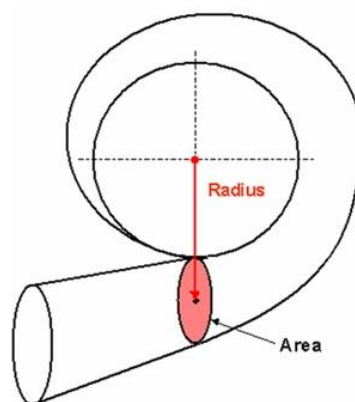
Obr. 2: Schéma turbodmychadla s rovnotlakou (vlevo) a pulzní charakteristikou. Převzato z [3].

## 1.2 ZÁKLADNÍ PARAMETRY TURBODMYCHADLA

Při výběru turbodmychadla každý výrobce definuje několik základních parametrů, které slouží k základnímu rozlišení turbodmychadel. Tyto parametry se vztahují ke geometrii částí turbodmychadla, a mají bezprostřední vliv na jeho funkci.

### 1.2.1 A/R POMĚR

A/R poměr charakterizuje geometrii spirály turbínové nebo kompresorové skříně. Tento parametr vyjadřuje poměr mezi průtočnou plochou výstupního kanálu a vzdáleností středu této plochy od osy rotoru (obr. 3).



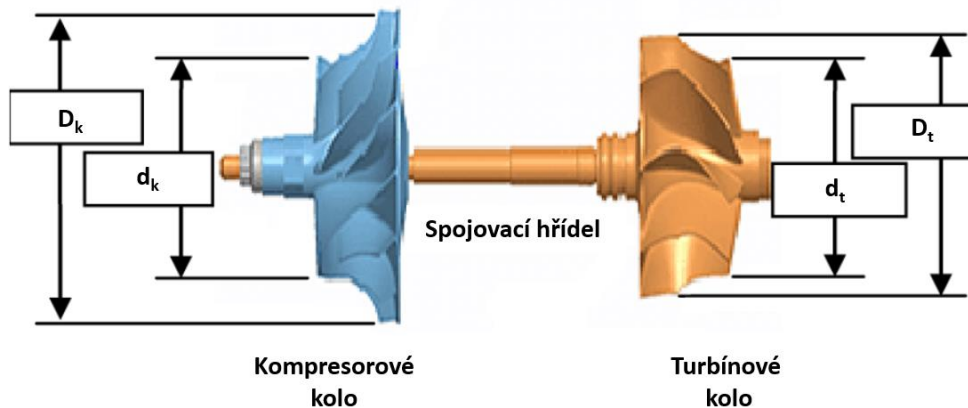
Obr. 3: Stator turbodmychadla. Převzato z [4].

A/R poměr nemá zásadní vliv na činnost kompresoru turbodmyhadla, kde je možné ho uvažovat pro doladění charakteristiky kompresoru. Velký význam má naopak A/R poměr statoru turbíny, kdy jeho velikost značně ovlivňuje náběh turbodmyhadla (tedy urychlení turbínového kola). Menší A/R poměr turbínové skříně umožňuje výfukové plyny urychlit již v nízkých otáčkách, čímž je snížený jev nazývaný zpoždění turbodmyhadla (též turbo lag nebo turbo efekt), který se projevuje právě pozdějším náběhem turbodmyhadla. Nevýhodou malého A/R je, že ve vyšších otáčkách je průtok omezený, čímž dochází k ucpávání výfukového potrubí a zvýšením protitlaku. Naproti tomu velký A/R poměr zapříčiňuje výraznější prodlevu turbodmyhadla, a ještě pomalejší nástup točivého momentu, nicméně ve vysokých otáčkách nedochází k ucpávání a zvyšování protitlaku ve výfukové potrubí, díky čemuž lze dosáhnout vyšších točivých momentů. Běžná silniční vozidla zpravidla využívají turbodmyhadla s nižšími hodnotami A/R poměru, vysoké A/R jsou určeny pro aplikaci v závodních automobilech. I zde však volba závisí primárně na konkrétní aplikaci, pro niž je daný motor určen.

### 1.2.2 OŘEZ RADIÁLNÍHO KOLA

Parametr, který charakterizuje kompresorová a turbínová kola, se nazývá ořez (*trim*) kola. Má vliv zejména na průtočnou kapacitu kompresoru nebo turbíny a vyjadřuje míru ořezu lopatek kola, přičemž je definován jako poměr druhých mocnin malého a velkého průměru rotoru. Výpočet pro kompresor je uveden níže, pro turbínu platí analogický vztah.

$$Trim = \frac{d_k}{D_k} \cdot 100 (\%). \quad (1)$$



Obr. 4: Ořez radiálního kola. Převzato z [4] a upraveno.

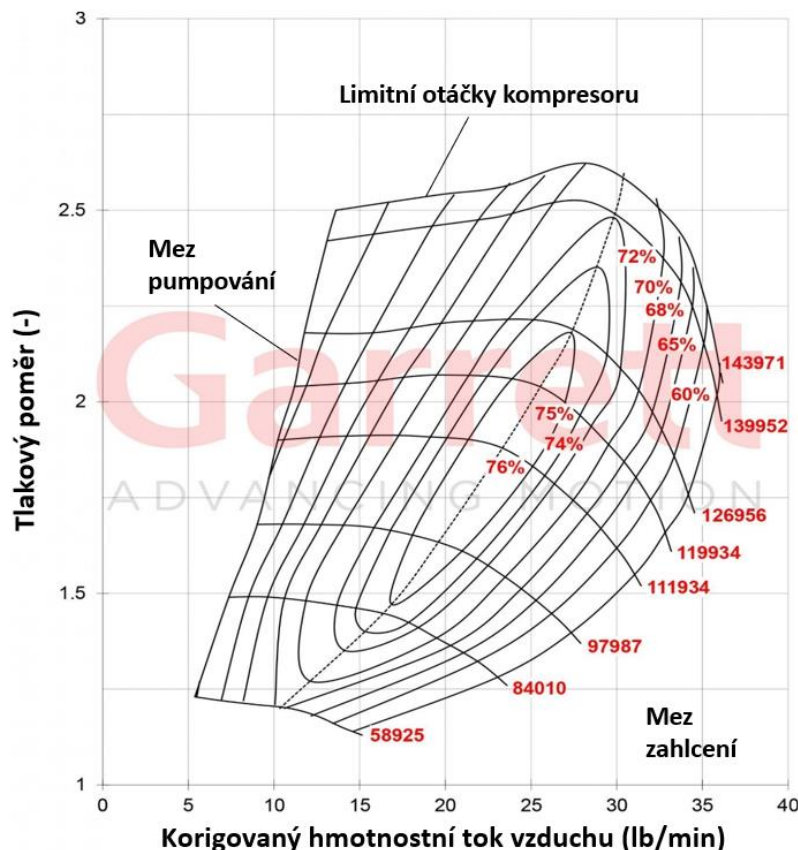
## 1.3 CHARAKTERISTIKY KOMPRESORU A TURBÍNY

Každé turbodmyhadlo lze popsat pomocí kompresorové a turbínové mapy. Ty popisují, jak se dané turbodmyhadlo chová při daných průtocích a tlakových poměrech. Mapy jsou získávány experimentálně na testovacích stolicích a například u turbodmyhadel, určených pro volný prodej je výrobcí občas poskytují.

### 1.3.1 KOMPRESOROVÁ MAPA

Kompresorová mapa udává závislost poměru tlaku před a za kompresorem (tzv. tlakový poměr nebo stupeň stlačení vzduchu) na hmotnostním toku vzduchu kompresorem. Hmotnostní tok

přítom bývá korigován dle SAE norem, kdy parametry musí být měřeny za přesně definovaných podmínek. Výše zmíněné závislosti jsou měřené za konstantních otáček kompresoru, které jsou do grafu vynášeny jako tzv. speed lines a ostrůvky účinnosti kompresoru. Typická kompresorová mapa je zobrazena na obr. 5.



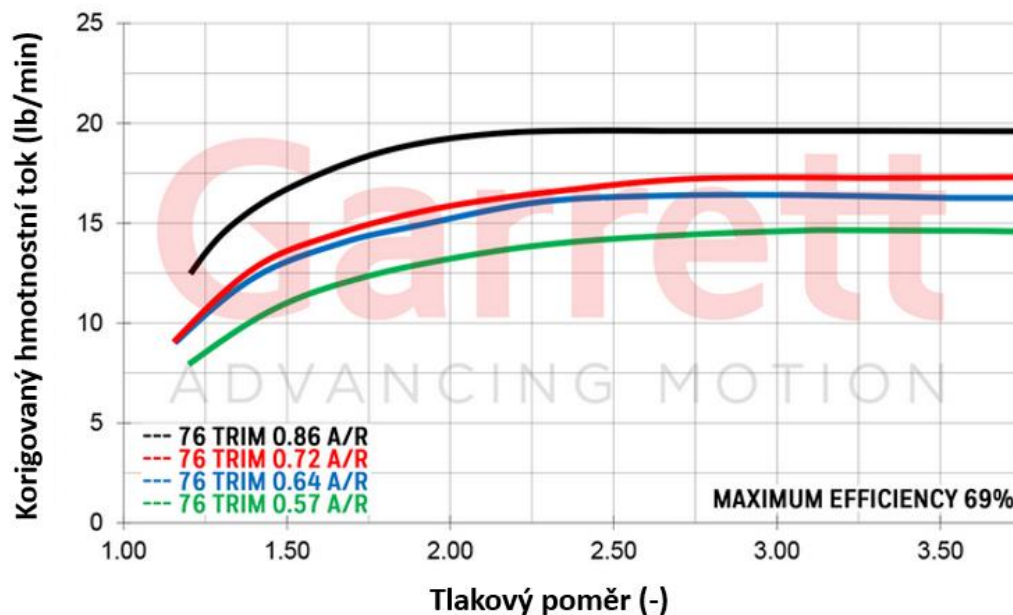
Obr. 5: Kompresorová charakteristika turbodmychadla GT2860RS [5].

Kompresorová mapa je ohraničena shora limitními otáčkami kompresoru. Hranici po levé straně tvoří mez pumpování (*surge limit*). To je nestabilní oblast, v níž je požadavek na stlačení vzduchu (tlakový poměr) vysoký, ale současně dochází ke zpomalení průtoku vzduchu oběžným kolem a hmotnostní tok vzduchu je malý. Důsledkem je, že při daných otáčkách roste tlakový poměr a periodicky dochází ke zpětnému proudění stlačeného vzduchu zpět před kompresor. To má za následek vznik tlakových vln v sání. Mez pumpování lze oddálit úpravou konstrukce skříně kompresoru.

Limitem, ohraničujícím křivku zprava, je mez zahlcení kompresoru. V této oblasti má motor velký požadavek na množství nasávaného vzduchu, přičemž průtok už nelze zvýšit ani zvýšením rychlosti kompresorového kola. Všechny křivky konstantních otáček kompresoru se blíží k maximální hodnotě tlakového poměru 1, tedy tlak před kompresorem je roven tlaku za kompresorem. Kompresor turbodmychadla tak není schopen vyvinout žádný plnicí tlak, vzduch jím pouze proudí vysokou rychlostí. Vzduch proudící kompresorem přitom v nejužším průřezu kompresoru může dosahovat rychlosti zvuku. V obrázku 5, do nějž je vynesena kompresorová mapa dostupného turbodmychadla, mez zahlcení kompresoru zaznačena není.

### 1.3.2 TURBÍNOVÁ MAPA

Turbínová mapa je charakteristika korigovaného hmotnostního toku výfukových plynů na poměru tlaků před a za turbínou (obr. 6). Při měření jsou tyto závislosti získávány pro konstantní otáčky turbíny, křivka tedy není spojitá, nicméně pro vykreslení charakteristiky bývají spojeny do jedné křivky. Chybí zde křivka účinnosti, udávána je pouze maximální účinnost turbíny. Pro názornost byla použita turbínová mapa reálného turbodmychadla. V ní tak kromě mapy samotné můžeme také vidět, jak charakteristiku ovlivňuje A/R poměr, kterému jsem se věnovala v kapitole 1.2.1.



Obr. 6: Turbínová charakteristika turbodmychadla GT2860RS [5].

## 1.4 REGULACE TURBODMYCHADEL

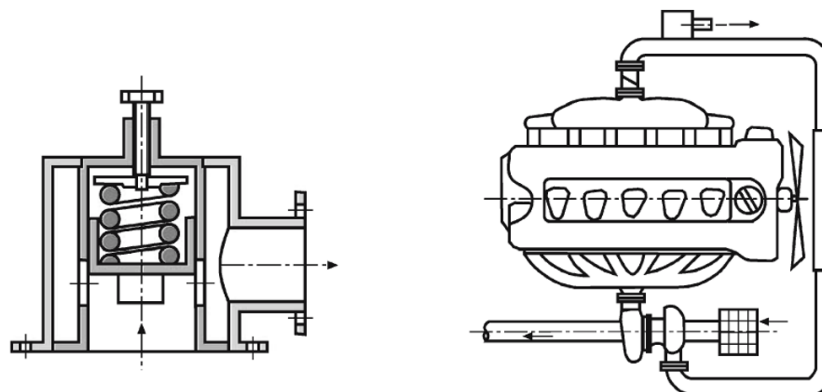
I v současnosti stále existují turbodmychadla bez regulace (tzv. free-float). Ta jsou však využívána pouze pro velmi specifické aplikace, například u velkých stavebních strojů. Obecně platí, že čím vyšší jsou otáčky motoru, tím více výfukových plynů proudí přes turbínu turbodmychadla. To vede k tomu, že otáčky turbodmychadla mohou narůst až nad maximální povolenou hodnotu, případně může dojít k nepřiměřenému nárůstu plnicího tlaku. Pokud je plnicí tlak příliš velký, dojde k tomu, že vstříkovače, limitované maximálním hmotnostním tokem paliva, přestanou být schopné poskytnout požadovanou dávku paliva. Do motoru se tak dostává velmi chudá směs. Spalovací prostor válce se začne přehřívat a může dojít až k poškození motoru (např. propálení pístu). Z tohoto důvodu je třeba plnicí tlak regulovat. Způsobů regulace je mnoho, přičemž nejčastější je regulace na straně turbíny, méně častá pak regulace na straně kompresoru.

### 1.4.1 REGULACE POMOCÍ BLOW-OFF VENTILU

Nejčastějším způsobem regulace plnicího tlaku na straně kompresoru je použití tzv. blow-off ventilu. Pokud dojde k uzavření škrticí klapky, proudění vzduchu do motoru je omezeno, ale turbodmychadlo setrvačností stále dobíhá. Dochází k provozu v nestabilním režimu na mezi pumpování, kdy právě vlivem pumpování může dojít k poškození turbodmychadla. Mimoto dochází k prodlužování reakční doby turbodmychadla. Aby k tomuto jevu nedocházelo, bývá



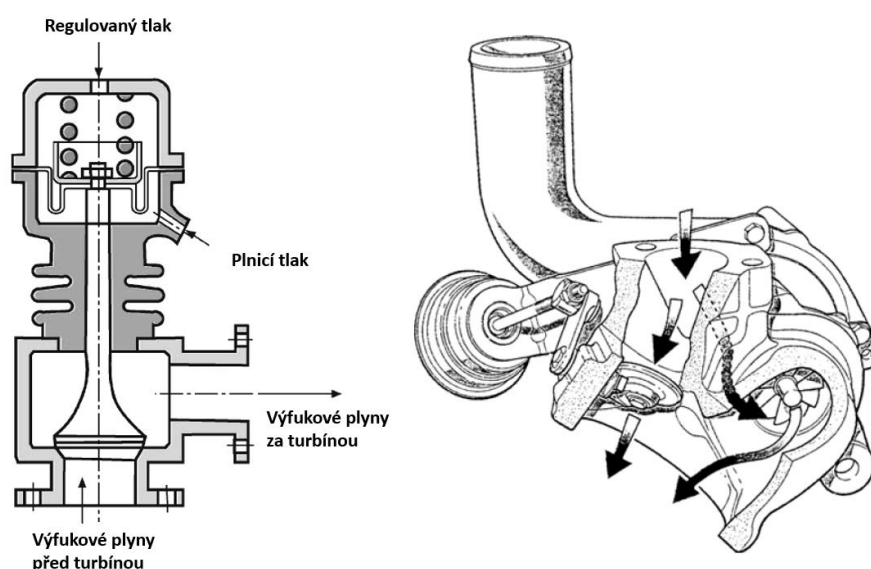
do sacího traktu mezi kompresor a škrťací klapku umístěn blow-off ventil. Pokud dojde k uzavření škrťací klapky, blow-off ventil se otevře pomocí podtlaku, který je na něj přiveden z prostoru za škrťací klapkou. Přebytečný vzduch mezi kompresorem a škrťací klapkou je pak odpouštěn buď do atmosféry, nebo zpět do sacího traktu před kompresor.



Obr. 7: Blow-off ventil. Převzato z [6].

#### 1.4.2 REGULACE OBTOKOVÝM VENTILEM

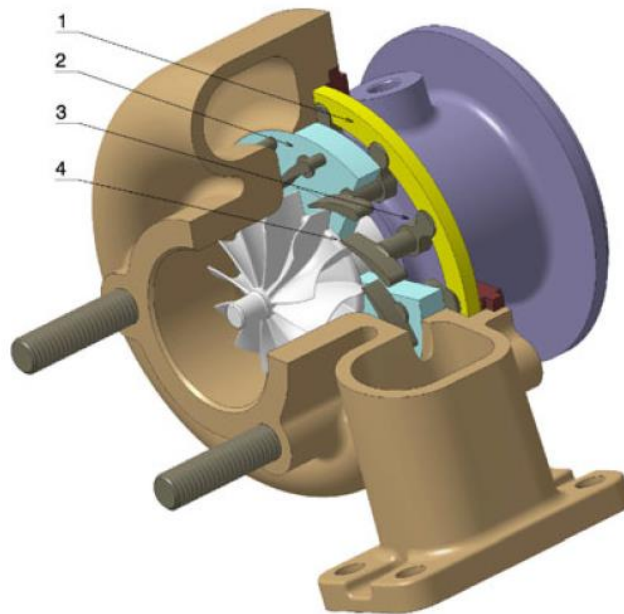
Obtokový ventil (waste gate) patří mezi nejčastěji využívané způsoby regulace plnicího tlaku na straně turbíny za předpokladu, že je využita turbína s pevnou geometrií lopatek. Vyskytuje se ve dvou konfiguracích. Buď bývá externí – umístěný do výfukového potrubí před turbínou, nebo integrovaný do turbínové skříně (obr. 8). Po dosažení určitého plnicího tlaku je postupně obtokový ventil otevírán, čímž dochází k přepouštění části výfukových plynů před turbínou za turbínu. Tím jsou sníženy otáčky turbíny, a tedy i kompresoru, čímž dochází k poklesu plnicího tlaku. Otevírání obtokového ventilu lze řídit několika způsoby – buď samotným plnicím tlakem, pneumaticky nebo elektronicky s nastavenou hodnotou plnicího tlaku.



Obr. 8: Schéma externího waste gate (vlevo) a integrovaný waste gate. Převzato z [6] a upraveno.

### 1.4.3 REGULACE ZMĚNOU PRŮŘEZU TURBÍNY

Některá turbodmychadla umožňují regulaci plnicího tlaku prostřednictvím natáčecích rozváděcích lopatek turbíny turbodmychadla (bývají označována jako VNT – Variable Nozzle Turbine). Změnou natočení rozváděcích lopatek dochází ke změně průtočné plochy a změnou úhlu, pod nimiž výfukové plyny do turbíny vstupují. Platí přitom, že čím menší je průtočná plocha, tím rychleji výfukové plyny do turbíny proudí a naopak. Proto je tento systém regulace plnicího tlaku schopen pracovat v celém rozsahu otáček motoru – při nízkých otáčkách motoru, kdy je požadovaný velký plnicí tlak při malém hmotnostním toku, se rozváděcí lopatky natočí tak, aby byl průtočný průřez malý, a naopak rychlost proudění vyšší. Tím se turbínové kolo roztočí více a kompresor je schopen dosáhnout většího plnicího tlaku. Při vysokých otáčkách se naopak lopatky natočí tak, aby byl průtočný průřez velký, takže je plnicí tlak (a požadovaný točivý moment) regulován na požadovanou hodnotu. Oproti regulaci plnicího tlaku pomocí waste gate VNT umožňují bezztrátovou regulaci, protože přes lopatky turbíny vždy proudí všechny výfukové plyny. Tato turbodmychadla jsou však oproti turbodmychadlům s regulací obtokovým ventilem dražší kvůli vyšším nárokům na výrobu.



Obr. 9: Turbína s natáčecími rozváděcími lopatkami. 1 – nastavovací kroužek, 2 – příruba lopatkového ložiska, 3 – natáčecí mechanismus, 4 - rozváděcí lopatka. Převzato z [2].

### 1.4.4 REGULACE POMOCÍ VARIABILNÍ ŠÍŘKY STATORU TURBÍNY

Regulace plnicího tlaku variabilní šířkou statoru turbíny (označováno VTG, příp. VGT – Variable Turbine Geometry) pracuje na podobném principu, jako výše zmiňované VNT. Rozdíl spočívá v tom, že rozváděcí lopatky nejsou spojeny s rotorem, ale se státorem turbíny. Výhodou této varianty je jednodušší konstrukce oproti VNT, nicméně dosahuje horších parametrů.

## 2 POPIS PROBLEMATIKY

### 2.1 SIGMA TN

Tato diplomová práce se zabývá návrhem přeplňování pro motor pohánějící konkrétní vozidlo. Je jím Sigma TN, kompaktní dvousedadlový automobil s open-wheel koncepcí z dílny společnosti Sigma Motor, sídlící v Přerově. Vozidlo je určeno primárně pro příznivce motorismu, kteří jízdni vlastnosti vozu ocení jak na okruhu, tak i na veřejných komunikacích, protože vozidlo je homologované pro provoz na pozemních komunikacích.

Prvkem, který prostupuje designem celého vozu, je samonosný příhradový rám vyrobený z tenkostěnných chrom molybdenových trubek. Karoserie nemá pevnostní funkci, proto je vyrobena z lehkého kompozitu. Zavěšení přední i zadní nápravy je lichoběžníkové, s odpružením typu push rod (tedy sestava suvné tyče, vahadla a tlumiče s vinutou pružinou) [7]. Pro pohon vozidla jsou využity motory PSA řady EP6, jimž se detailněji věnuji v následujícím oddíle.

V době vzniku diplomové práce probíhá výroba první série o počtu pěti kusů, plnících emisní normu EURO 6. Těmto vozům se však práce nevěnuje, zaměřuje se pouze na již existující prototypové vozidlo. To je v současné době používáno kromě propagačních akcí také v různých amatérských závodech (zejména autoslalomy a závody do vrchu). I přesto, že se Sigma TN v těchto závodech zpravidla umísťuje velmi dobře, stále je zde prostor pro to, být rychlejší. Podvozek vozidla je v současnosti velmi dobře odladěný, nicméně v oblasti pohonného ústrojí se vyskytují nedostatky. Proto jsem se ve své práci rozhodla věnovat se zvyšování výkonu motoru přeplňováním.



Obr. 10: Prototyp vozu Sigma TN. Foto převzato z archivu fotografií společnosti.

## 2.2 MOTORY ŘADY EP6

Jak již bylo zmíněno, vozidla Sigma TN jsou osazována čtyřdobými zážehovými čtyřválcí řady EP6. Tyto motory jsou součástí rodiny motorů označované jako Prince a jsou vyvíjeny koncernem PSA ve spolupráci s BMW. Motory tak lze nalézt v produkčních vozech značek Peugeot, Citroen (koncern PSA), BMW a MINI (koncern BMW).

Motory z rodiny Prince mají zdvihové objemy 1,4 l (označení EP3) a 1,6 l (označení EP6). Dále bude v práci pojednáváno pouze o motorech řady EP6, které jsou využívány ve voze Sigma TN.

Motory této řady jsou převážně přeplňované, existuje však i varianta s přirozeným sáním (označení EP6C). Na rozdíl od přeplňovaných motorů má tato varianta nepřímé vstřikování a také odlišnou geometrii válce. Prvními přeplňovanými motory byly motory s obchodním označením THP150, a výkonnější THP175 (EP6DT, resp. EP6DTS). Právě první zmiňovaný, tedy EP6DT, je v současnosti použit pro pohon prototypu vozu Sigma TN. Vzhledem k tomu, že tento motor plní v současnosti pro produkční vozidla nedostačující emisní normu EURO 4, je sériových vozech uvažováno využití novějších motorů této řady, plnících emisní normu EURO 6.

Motor EP6DT má hliníkový blok typu open deck se zalisovanými litinovými vložkami. Na klikové hřídeli se nachází 5 klikových ložisek, axiální ložisko je na čtvrtém zalomení hřídele. V hliníkové hlavě motoru jsou uloženy rozvody DOHC, na každý válec připadají dva sací a dva výfukové ventily. Zatímco časování výfukového ventilu je pevné (maximální zdvih při natočení klikové hřídele  $257^\circ$ ), sací ventily jsou vybaveny variabilním časováním. Pro zajímavost, novější motory řady EP6 mají již proměnné časování i u výfukových ventilů a sací ventily mají kromě proměnného časování také proměnný zdvih.



Obr. 11: Motor PSA 1.6 THP150, s označením EP6DT [10].



### 3 SESTAVENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU SÉRIOVÉHO MOTORU

Cílem této kapitoly je poskytnout základní popis tvorby výpočtového modelu pro simulaci zážehového spalovacího motoru a následně jej aplikovat do modelu sériového motoru. Samotné sestavení tohoto modelu přitom bylo rozděleno do dvou kroků. Nejprve byl sestaven model motoru s přirozeným sáním, jehož cílem bylo ověřit základní funkčnost modelu a předejít hrubým chybám hned na počátku. Kvůli rozdílům v konstrukci motoru EP6 s přirozením sáním a přeplňovaného motoru EP6DT nelze předpokládat, že bude dosaženo totožných parametrů. Přesto je zajímavé srovnat, jakých parametrů lze touto jednoduchou simulací dosáhnout. Ve druhém kroku byl model doplněn o další komponenty – zejména turbodmychadlo, do nějž byly nahrány zjednodušené mapy kompresoru a turbíny sériového turbodmychadla. Model přeplňovaného motoru by pak již měl sloužit jako výchozí bod pro další práci, kdy v něm bude vyměněno sériové turbodmychadlo za zvolené.

#### 3.1 VOLBA SIMULAČNÍHO SOFTWARE

V současnosti je seznam nástrojů, pomocí kterých lze simulovat procesy probíhající ve spalovacím motoru vcelku široký. Lze tak nalézt multibody řešiče, které se využívají zejména k simulaci dynamiky komponent pohonného ústrojí (mezi nejznámější patří např. MSC Adams nebo Comsol). Existují softwary pro řešení dynamiky tekutin, jako jsou například Ansys Fluent nebo CFX, případně softwary umožňující řešení mechanické či tepelné zatěžování komponent motoru prostřednictvím metody konečných prvků (např. ANSYS, Abaqus). Všechny zmíněné softwary umožňují získat velmi detailní řešení ve specifických oblastech široké problematiky spalovacích motorů.

V mnoha případech řešení problematiky spalovacích motorů, například při jejich ladění, vyvstává spíše potřeba provádět méně detailní simulace, které však mají širší záběr než výše zmíněné specializované softwary. Právě mezi tyto nástroje patří softwary, které umožňují řešit tzv. 1D simulace. Tyto simulace při řešení výpočetních úloh kombinují jednorozměrné řešení dynamiky tekutin v sacím a výfukovém traktu spalovacích motorů s bezrozměrným řešením spalování ve válci. V současné době existuje několik softwarů, které pracují na principu 1D simulací.

Mezi nejznámější 1D simulační softwary patří Lotus Engine Simulation, který je považován za jeden z uživatelsky přívětivějších zejména díky předdefinovaným knihovnám a relativní nenáročnosti na vstupní data. Dokonce jej lze zdarma bez licence využít pro modelování až čtyřválcových pohonných jednotek. Mezi další simulační softwary patří Ricardo WAVE, případně AVL BOOST. Velké popularitě se těší také software GT-Power. Protože ústav automobilního a dopravního inženýrství má k dispozici licence tohoto softwaru, rozhodla jsem se pro účely diplomové práce využít právě GT-Power. Ten, mimo jiné, obsahuje také funkce umožňující do matematického modelu motoru zakomponovat přeplňování turbodmychadlem, a to včetně možnosti využití pokročilých modelů např. VNT nebo twin-scroll turbodmychadel. Software je součástí víceúčelové multifyzikální simulační platformy GT-Suite. Ten obsahuje velké množství knihoven a umožňuje tak řešit velmi široké spektrum inženýrských aplikací od tribologie, přes multibody systémy, chlazení až po pohonná ústrojí hybridních a elektrických vozidel [9].

### 3.1.1 STRUKTURA PROSTŘEDÍ SOFTWARE GT-POWER

Uživatelské prostředí GT-Poweru lze rozdělit na následující části:

- Preprocesor (GT-ISE)
- Řešič a postprocesor (GT-POST)
- Optimalizace (Integrated Design Optimizer, příp. Design of Experiments v prostředí GT-POST).

V prostředí GT-ISE probíhá sestavení modelu motoru. Každou součást motoru lze reprezentovat virtuálním prvkem modelu, který obsahuje parametry této součásti. Parametry prvků přitom mohou zahrnovat geometrii, tepelné vlastnosti, setrvačnost, ztráty a podobně. Jednotlivé prvky se skládají za sebe a propojují se pomocí prvku link, žádný prvek přitom nesmí zůstat izolován.

Výpočet probíhá v prostředí GT-POST, který slouží také jako postprocesor. Výpočet probíhá na základě vstupů definovaných v prostředí GT-ISE, kde uživatel, krom zadaných prvků, volí také tzv. case. Jednotlivé case reprezentují určitý stav modelu – většinou např. otáčky motoru, případně časování vaček. Po provedení výpočtu je možno přejít do postprocesoru. Každý definovaný prvek má standardně předvoleny určité parametry, které je možno v postprocesoru zobrazit.

K optimalizaci parametrů lze přistoupit dvěma způsoby. Tradičnější přístup spočívá v optimalizaci prostřednictvím Design of Experiments (DOE). Zde uživatel volí mezní hodnoty optimalizovaného parametru a výpočtový krok  $n$ . Optimalizace následně probíhá v prostředí GT-POST a výstupem je soubor  $n$  hodnot pro každý case. Alternativou je optimalizace parametrů v prostředí *Integrated Design Optimizer* (IDO). Zde si uživatel opět zvolí mezní hodnoty hledaného parametru, nicméně výpočtový krok není definován. Namísto toho si uživatel zvolí, čeho chce změnou parametru dosáhnout (např. maximální točivý moment motoru) a hodnotu optimalizovaného parametru v prvním výpočtovém kroku. Výpočet se následně iteracemi snaží dosáhnout takové hodnoty parametru, při které je splněný cíl výpočtu. Výhodou prostředí IDO je uživatelská přívětivost a nenáročný postprocessing. Naproti tomu ne vždy je dosaženo nejlepšího možného výsledku – výpočet se postupnými iteracemi nemusí dostat k nejlepšímu možnému výsledku, protože bude konvergovat k lokálnímu maximu hledané cílové veličiny. DOE naopak vyžaduje časově náročný postprocessing, nicméně umožňuje lépe sledovat trendy ve změně hledané veličiny v závislosti na jednotlivých změnách optimalizovaného parametru.

U každého simulačního softwaru platí, že výsledek simulace je kvalitní úměrně kvalitě vstupů poskytnutých uživatelem. Při modelování spalovacího motoru v prostředí GT-Power toto platí dvojnásob. Velká výhoda tohoto softwaru spočívá v tom, že jsou-li do něj zadány dostatečně kvalitní vstupy, výsledky velmi přesně predikují chování reálného motoru. Přestože některé z nich je většinou možné kvantifikovat poměrně přesně (zejména geometrické parametry), jiné je třeba získávat experimentálně – například matematický model hoření vyjadřující průběh uvolňování tepla, model přestupu tepla mezi obsahem válce a jeho stěnami či kvantifikace třecích ztrát. Získat všechny potřebné vstupy je bohužel v kontextu diplomové práce nemožný úkol. I z tohoto důvodu jsem se rozhodla při vypracovávání práce postupovat iteračně a vyjít nejprve z modelu motoru s přirozeným sáním a z tohoto jednoduchého modelu postupně dojít až k takovému modelu přepřlovaného motoru, který bude pro danou aplikaci poskytovat dostatečně relevantní výsledky.

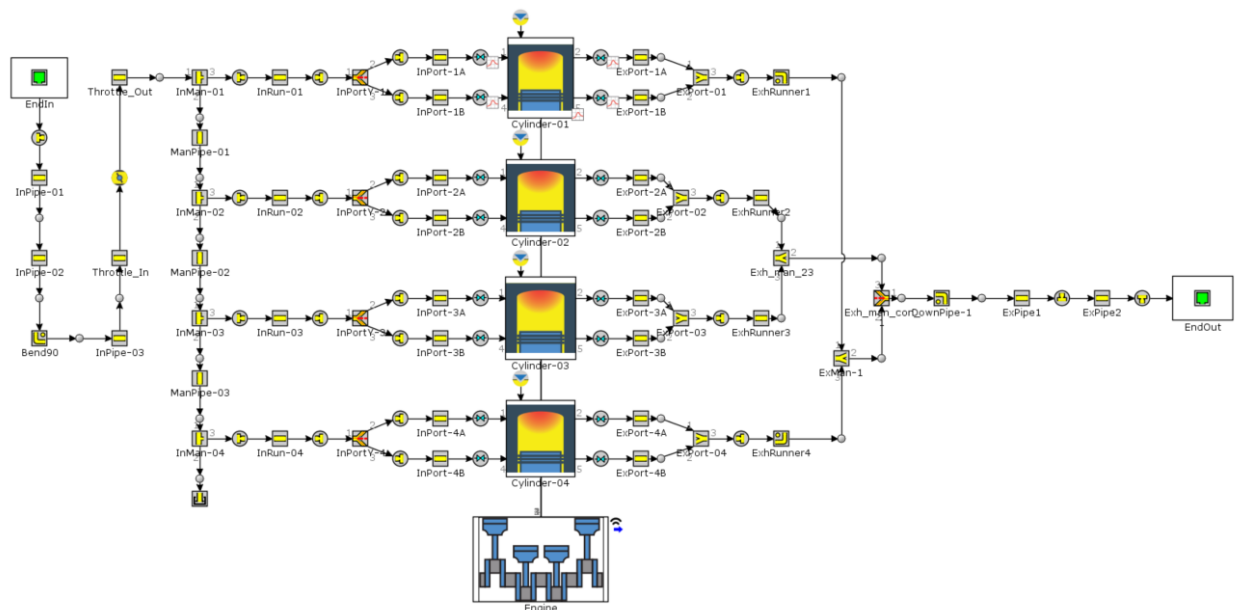


### 3.2 SESTAVENÍ MODELU MOTORU S PŘIROZENÝM SÁNÍM

Pro tvorbu modelu s přirozeným sáním byl jako inspiraci využit motor EP6, který dosahuje maximálního výkonu 88 kW při  $6000 \text{ min}^{-1}$  a maximálního momentu 160 Nm při  $4250 \text{ min}^{-1}$ . Geometrické parametry klikového mechanismu, jako je vrtání a zdvih jsou totožné s přeplňovanou verzí, nicméně hlava válců je odlišná a kompresní poměr je vyšší, než u přeplňovaných motorů (11:1 u varianty s přirozeným sáním vůči 10,5:1 u přeplňovaného motoru). Další významná odlišnost spočívá ve způsobu tvorby směsi paliva se vzduchem – motor s přirozeným sáním využívá nepřímé vstřikování paliva. Na rozdíl od přeplňovaného motoru také hraje mnohem větší roli geometrie sacího traktu – plnicí účinnost není zvyšována přeplňováním turbodmychadlem. Pro účel pulzního přeplňování je využíváno variabilní délky sacího traktu a samotná geometrie sacího potrubí má tak na plnění válců významný vliv.

Pro účely vypracování diplomové práce jsem měla fyzicky k dispozici pouze motor EP6DT, který je přeplňovaný. Geometrické parametry, včetně zdvihových profilů váček, jsem tak měřila na motoru EP6DT. Z tohoto důvodu je předpokládáno, že v modelu, ve kterém byla použita geometrie prvků získaná měřením přeplňovaného motoru, nebude dosaženo požadovaného špičkového momentu ani výkonu.

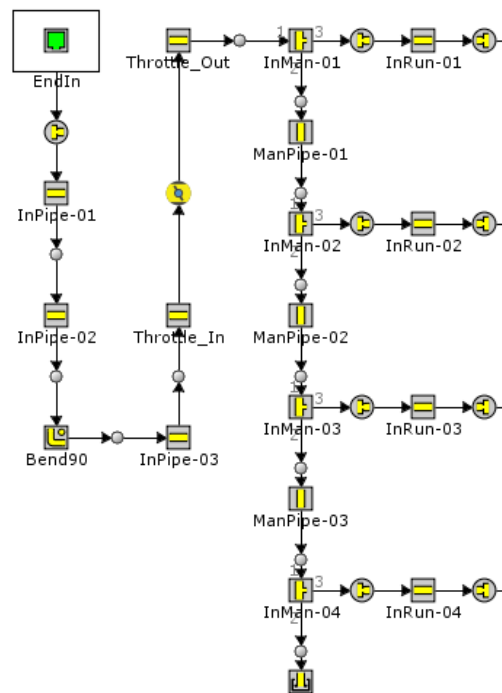
Schéma výpočtového modelu motoru EP6 je zobrazeno na obr. 12. Tento model byl rozdělen do funkčních celků – sací potrubí, hlava válců, výfukové potrubí a blok motoru. Tyto jsou následně níže popsány detailněji.



Obr. 12: Schéma výpočtového modelu motoru s přirozeným sáním.

#### 3.2.1 MODEL SACÍHO POTRUBÍ

Jak již bylo zmíněno, sací potrubí je u motoru s přirozeným sáním odlišné od sacího potrubí přeplňovaného motoru. Z tohoto důvodu bylo modelováno velmi zjednodušeně tak, aby z něj bylo s minimálními úpravami možno pokračovat v tvorbě modelu přeplňovaného motoru (viz obr. 13).



Obr. 13: Sací potrubí po vstup do hlavy motoru.

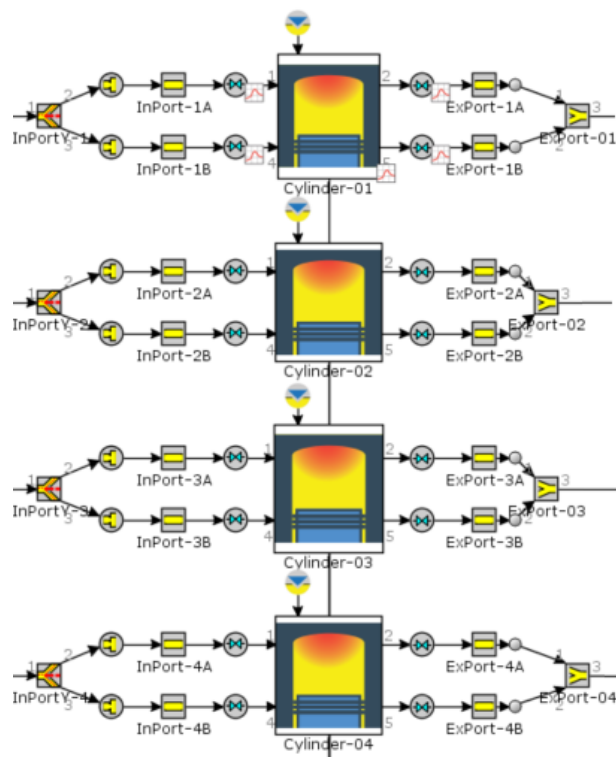
Prvním prvkem modelu jsou nadefinovány okrajové podmínky dané okolním prostředím. Zadána byla teplota okolního vzduchu 298 K a tlak vzduchu 1 bar. Následují již jednotlivé prvky sacího potrubí, které jsou definovány jeho geometrickými parametry (délkami a průměry). Mezi jednotlivými prvky potrubí se nachází prvky, označované jako otvory (*orifice connection*), které mohou být buď bezztrátové, nebo zde lze uvažovat proudění se ztrátami. Každému prvku je současně možno přiřadit tlakové ztráty v potrubí (tak lze např. simulovat ztráty na vzduchovém filtru v airboxu), zde jsou však zanedbány. Dalším prvkem škrticí klapka. Protože cílem je získat vnější otáčkovou charakteristiku při plném zatížení, tedy plném otevření škrticí klapky, je po celou dobu úhel natočení škrticí klapky roven  $90^\circ$ .

Další prvky za škrticí klapkou (*Throttle\_Out*) již simulují svody sání. Ty jsou modelovány jako kombinace přímých potrubí a potrubí ve tvaru T, kterými proudí vzduch do hlavy válců. Aby byl objem svodů uzavřený, nachází se za prvkem *InMan-04* zátka, která simuluje konec potrubí tím, že v daném směru brání průchodu proudění. V otvorech mezi potrubími ve tvaru T a navazujícími potrubími *InRun* byly zahrnuty ztráty proudění. Vyústění do hlavy válců je již uvažováno jako bezztrátové (*nocond orifice*), zamezující kondukcí mezi prvky – tento prvek má za úkol simulovat těsnění, které se nachází mezi sacími svody a hlavou válců.

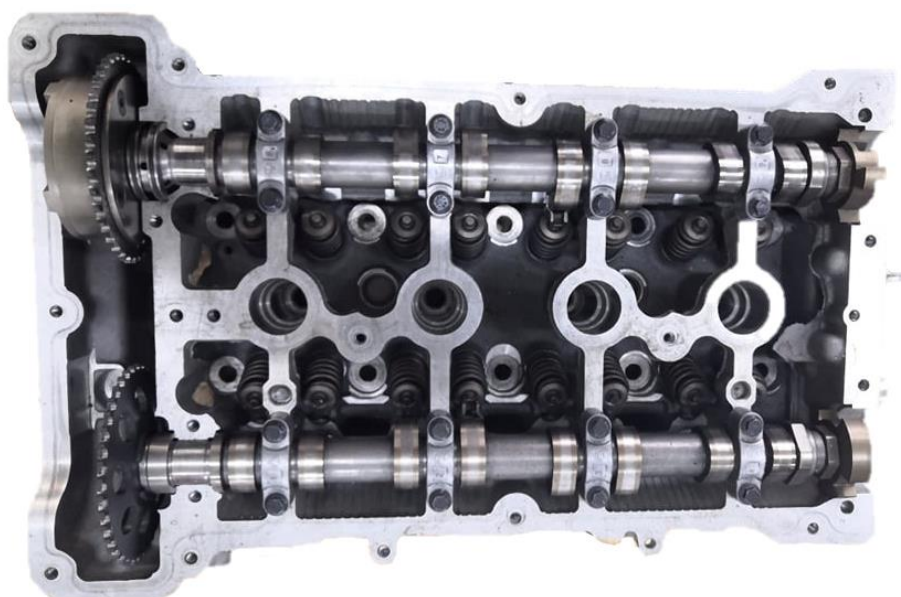
### 3.2.2 MODEL HLAVY VÁLCŮ

Model hlavy válců je vyobrazen na obr. 14. Motor využívá v současnosti nejběžnější šestnáctiventilovou konfiguraci – na každý válec tak připadají dva sací a dva výfukové ventily. Jednotlivé části hlavy válců budou popsány v následujících odstavcích, válcová jednotka pak bude zahrnuta až v další části textu (kapitola 3.2.4).





Obr. 14: Model hlavy válců včetně válcové jednotky.



Obr. 15: Hlava válců motoru EP6DT.

### SACÍ KANÁLY

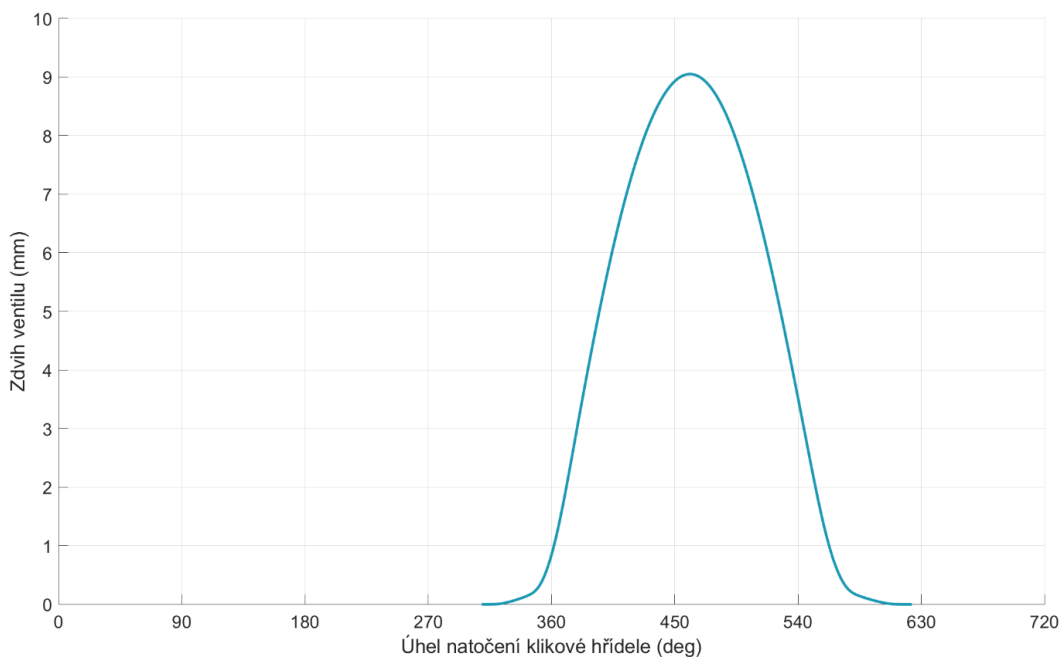
Na jeden válec připadají dva sací kanály. Přívod do hlavy válců je tak rozdělen pomocí potrubí tvaru Y (tedy jeden vstup a dva výstupy). Vstup i výstupy tohoto prvku potrubí mají kruhový průřez, proto byl eliptický vstup reálného kanálu aproximován kruhem o stejném obsahu a průměru 35,2 mm. Do modelu přitom byly dosazeny geometrické parametry sacích kanálů

přepřehovaného motoru EP6DT, protože při vypracovávání diplomové práce měla fyzicky k dispozici hlavu tohoto motoru (viz obr. 15).

### SACÍ VENTILY

Sací ventily jsou v modelu definovány průměrem sacího kanálu v sedle ventilu, ventilovou vůlí a profilem vačky. Průměr sacího ventilu je 28,6 mm. Ventilová vůle 0,15 mm byla volena z rozsahu hodnot povolených výrobcem motoru. Průběh zdvihu sacích ventilů byl změřen fyzicky a je zobrazen na obr. obr. 16. Protože časování sacích ventilů je proměnné, ve výpočtovém modelu byla provedena optimalizace tak, aby bylo možno dosáhnout požadovaného výkonu a točivého momentu. Při měření zdvihových profilů nelze s jistotou zaručit spojitý profil vačky, proto se ve výpočtových modelech uvažuje až určitá hodnota zdvihu, nejčastěji 1 mm.

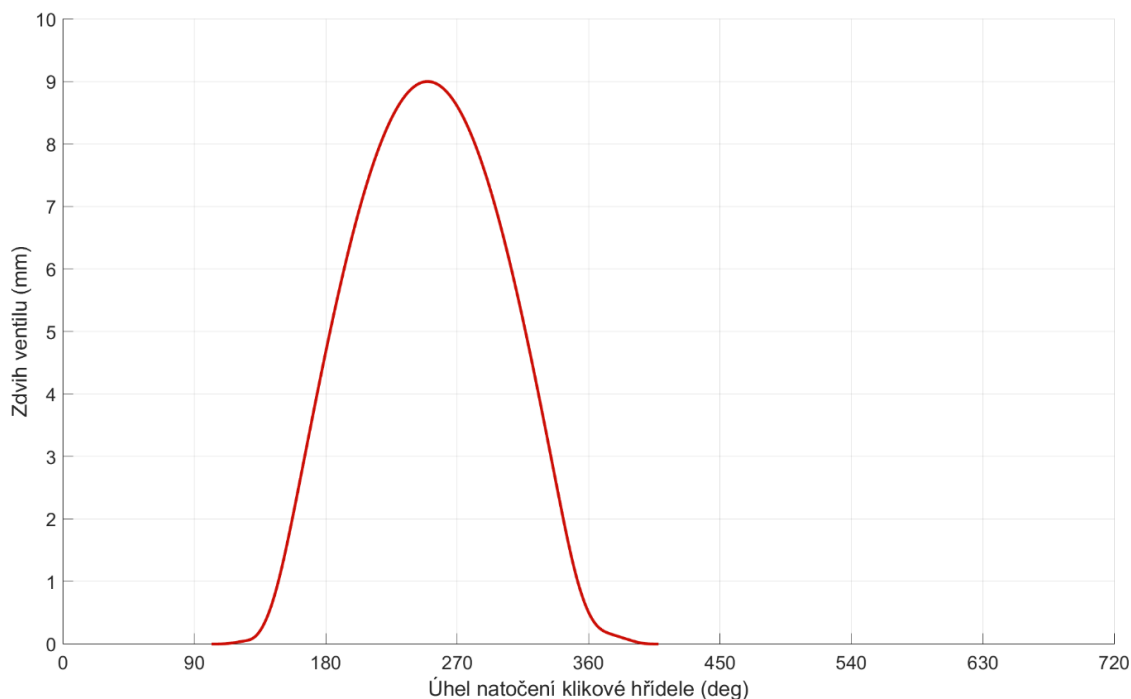
Ztráty při proudění sacími ventily jsou určeny bezrozměrným průtokovým součinitelem. Ten bohužel nebylo možné změřit, proto byl v modelu aproximován daty z modelu podobného čtyřválcového motoru, poskytnutého vedoucím práce. Přestože tento postup neumožní získání zcela přesného modelu motoru, pro účely turbo matchingu byl vyhodnocen jako dostačující.



Obr. 16: Naměřená zdvihová křivka sacího ventilu.

### VÝFUKOVÉ VENTILY

Výfukové ventily jsou definovány analogicky k sacím ventilům. Opět tak byl změřen průměr kanálu v sedle ventilu (26,1 mm). Ventilová vůle 0,2 mm byla volena z rozsahu přípustných hodnot dle výrobce. Dále byla naměřena zdvihová charakteristika ventilu. Narozdíl od sací strany, časování výfukových ventilů je pevné a maximální zdvih ventilu nastává při 257 stupních natočení klikové hřídele. Bezrozměrný průtokový součinitel, charakterizující ztráty proudění výfukovými ventily, byl volen stejným způsobem jako u sacích ventilů.



Obr. 17: Naměřená zdvihová křivka výfukového ventilu.

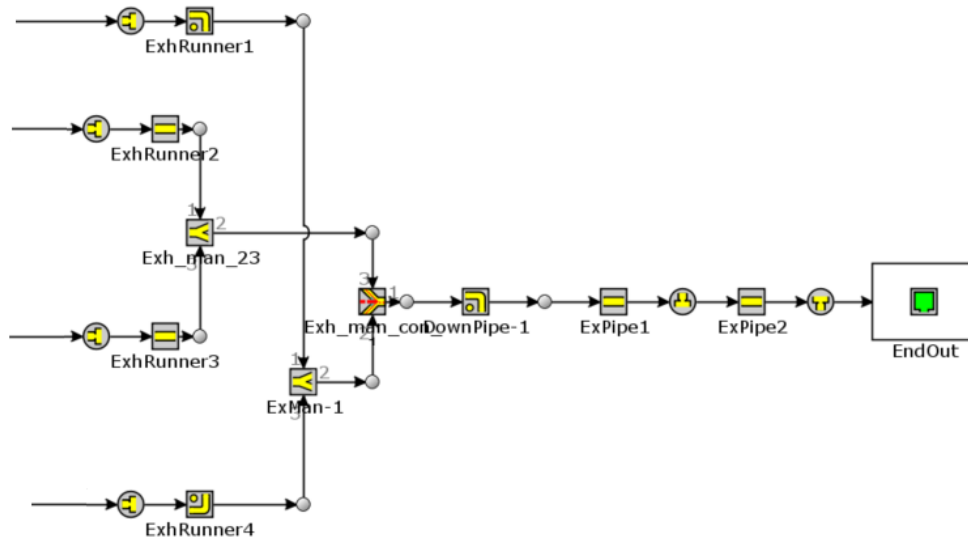
### VÝFUKOVÉ KANÁLY

Na výfukové ventily navazují výfukové kanály, které jsou tvořeny potrubím tvaru Y se dvěma vstupy a jedním výstupem o průměru 29,8 mm. Eliptický průměr potrubí vstupujícího do výfukových svodů byl opět nahrazený ekvivalentním kruhovým průřezem o průměru 29,8 mm.

#### 3.2.3 VÝFUKOVÉ POTRUBÍ

Výfukové potrubí je s výstupem výfukových kanálů spojeno těsněním, které je simulované bezztrátovým otvorem mezi navazujícími prvky. Výfukové svody jsou konstruovány v konfiguraci 4-2-1, kdy jsou svedeny nejprve výfukové plyny z prvního a čtvrtého válce do jednoho společného potrubí a výfukové plyny z druhého a třetího válce do druhého společného potrubí. Pro zjednodušení bylo uvažováno, že potrubí od druhého a třetího válce je rovné, ohyb 90° byl modelován pouze u potrubí od krajních válců. Tyto dvě potrubí byly následně svedeny v jedno. Protože tento model byl tvořen jako ověřovací, byl pro z výfukového potrubí vynechán také katalyzátor. Průměr výfuku byl zvolen 50 mm. Koncovým prvkem celého stromu motoru je pak prvek *EndOut*, který analogicky k prvku *EndIn* v sacím potrubí představuje okrajové podmínky definované okolním prostředím.

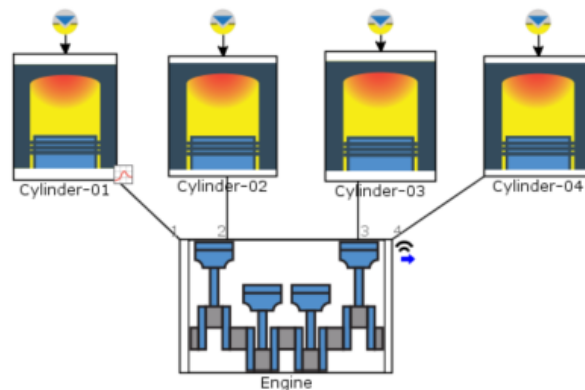
Tlakové ztráty ve výfukovém potrubí byly modelovány pomocí otvoru simulujícího ztrátové proudění potrubím pomocí bezrozměrných průtokových součinitelů. Tyto prvky pak byly umístěny mezi výfuková potrubí *ExPipe1* a *ExPipe2* a za poslední prvek potrubí v systému (*ExPipe2*).



Obr. 18: Model výfukového potrubí.

### 3.2.4 MODEL BLOKU MOTORU

Blok motoru je v softwaru definován prostřednictvím kombinace dvou prvků – klikového mechanismu a válce, kdy každý z těchto prvků plní specifickou funkci. Protože má motor EP6DT, který je v práci řešen primárně, přímý vstřík, byla takto modelována i verze motoru s přirozeným sáním. To sice není v souladu s realitou, nicméně model s přirozeným sáním slouží pouze jako základ pro další práci.



Obr. 19: Model bloku motoru složený z klikového mechanismu a válců. Ke každému válci je připojen vstříkovač.

### KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikový mechanismus je reprezentován prvkem *engine cranktrain*. V něm je definována geometrie klikového mechanismu (vrtání, zdvih, délka ojnice a vůle mezi nejvyšší plochou dna pístu a horní hranou válce v horní úvratí) a kompresní poměr. Tyto hodnoty byly voleny dle parametrů motoru EP6DT. Dále je zde určeno pořadí zapalování a úhly zalomení klikové hřídele. Simulovaný motor přitom patří mezi čtyřdobé zážehové motory s konvenčnějším pořadím zapalování 1-3-4-2. Dále je zde možno definovat také setrvačnost rotačních částí mechanismu a zatížení ložisek. Tyto parametry však byly v diplomové práci zanedbány.



## VÁLCOVÁ JEDNOTKA

Válcová jednotka slouží jako prostředek ke kalkulaci termodynamických procesů, probíhajících ve spalovacím prostoru. V definici válcové jednotky je zahrnut model přestupu tepla stěnami, pro výpočet byl ponechán výchozí Woschniho model. Dále se v tomto prvku definuje model hoření. Pokud nejsou k dispozici data z indikace, tak se u zážehových motorů typicky využívá Wiebeho model hoření, který podíl spáleného paliva určuje prostřednictvím tzv. Wiebeho funkce, která aproximuje tvar rychlosti spalování zážehových motorů. Protože tvorba modelu hoření je poměrně náročný úkol a není předmětem diplomové práce, bylo po konzultaci s vedoucím diplomové práce ponecháno nastavení modelu hoření na výchozích hodnotách. To by mělo odpovídat reálným hodnotám vyskytujících se u běžných zážehových spalovacích motorů.

## VSTŘIKOVAČE

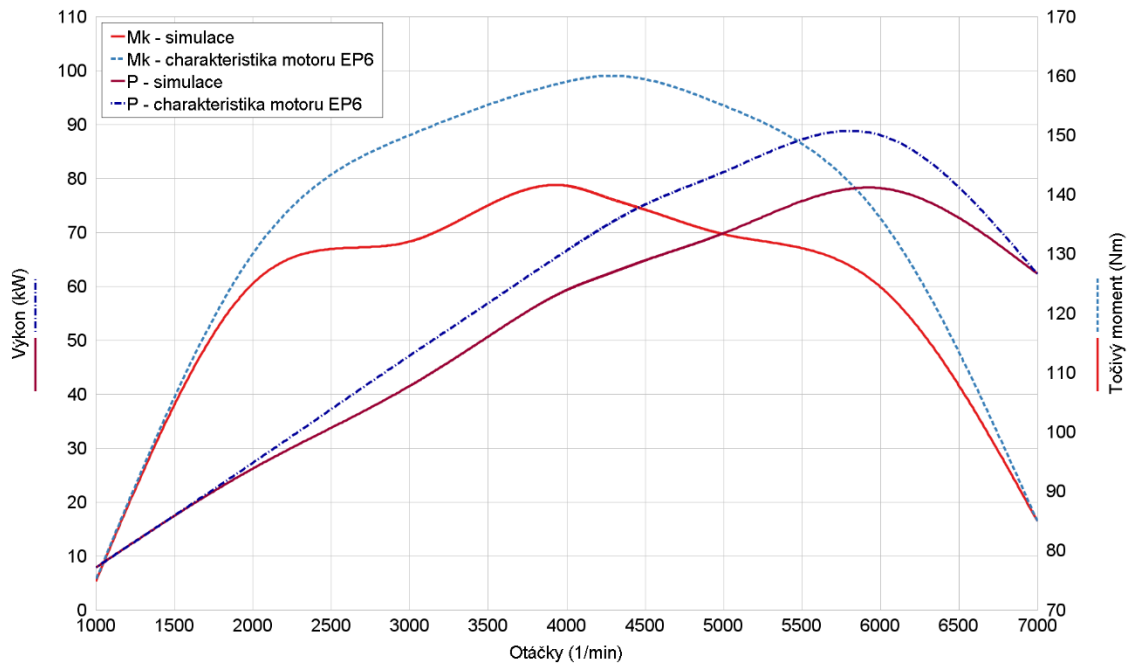
Jak již bylo uvedeno výše, diplomová práce pojednává o přeplňovaném motoru s přímým vstřikem paliva do válce. V GT-Poweru lze zvolit z několika možných modelů vstřikovače, nicméně většina z nich vyžaduje poměrně přesné zadání parametrů v kombinaci s experimentálně získanými daty. Pro účely diplomové práce však nebylo možno tato data získat, proto byl použit základní model sekvenčního vícebodového vstřikovače. Zde byly zadány známé parametry vstřikovače BOSCH HDEV 5. Protože se jedná jen o souhrnné označení rodiny vstřikovačů, kdy jednotlivé vstřikovače se liší účelem použití, rozhodla jsem se uvažovat parametry vstřikovače určeného primárně pro aplikaci v motorsportu, který poskytuje největší hmotnostní průtok paliva (voleno  $25 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ ).

## 3.3 VÝSLEDKY SIMULACE MOTORU S PŘIROZENÝM SÁNÍM

Jak již bylo nastíněno dříve, nejdůležitější pro přesnost simulace jsou kvalitní vstupní data. Vzhledem k tomu, že některá vstupní data jsem neměla k dispozici (např. geometrii některých částí sacího a výfukového potrubí), případně bylo problematické přesně změřit délku kanálů v hlavě, bylo v prvním kroku přistoupeno k tvorbě motoru s přirozeným sáním. Cílem bylo prověřit, jaký je vliv neznámých vstupních parametrů na celkové chování modelu, přičemž postupně byly neznámé parametry optimalizovány tak, aby byly výsledky uspokojivé. U přeplňovaného motoru, kde je vnější otáčková charakteristika v celém otáčkovém spektru ovlivněna turbodmychadlem, by toto již nebylo možné.

Dle očekávání bylo simulací dosaženo menšího špičkového točivého momentu než u motoru v EP6. Vnější otáčkové charakteristiky skutečného motoru a 1-D modelu jsou srovnány na obr. 20. Nutno podotknout, že hodnoty pro reálný motor byly odečteny z grafu z [11], není tedy zaručena jejich přesnost pro jednotlivé otáčky. Optimalizací časování sacích ventilů bylo v nízkých otáčkách možné dosáhnout stejného točivého momentu, jako u reálného motoru. Ve vyšších otáčkách už je točivý moment nižší. Také si lze povšimnout, že zatímco u skutečného motoru EP6 je maximální točivý moment  $160 \text{ Nm}$  při  $4250 \text{ min}^{-1}$ , u simulace je maximum točivého momentu již při  $4000 \text{ min}^{-1}$ . Maximální výkon motoru EP6 je  $88 \text{ kW}$  při otáčkách  $6000 \text{ min}^{-1}$ . Simulací pak byl spočten maximální výkon  $78 \text{ kW}$  taktéž při otáčkách  $6000 \text{ min}^{-1}$ .

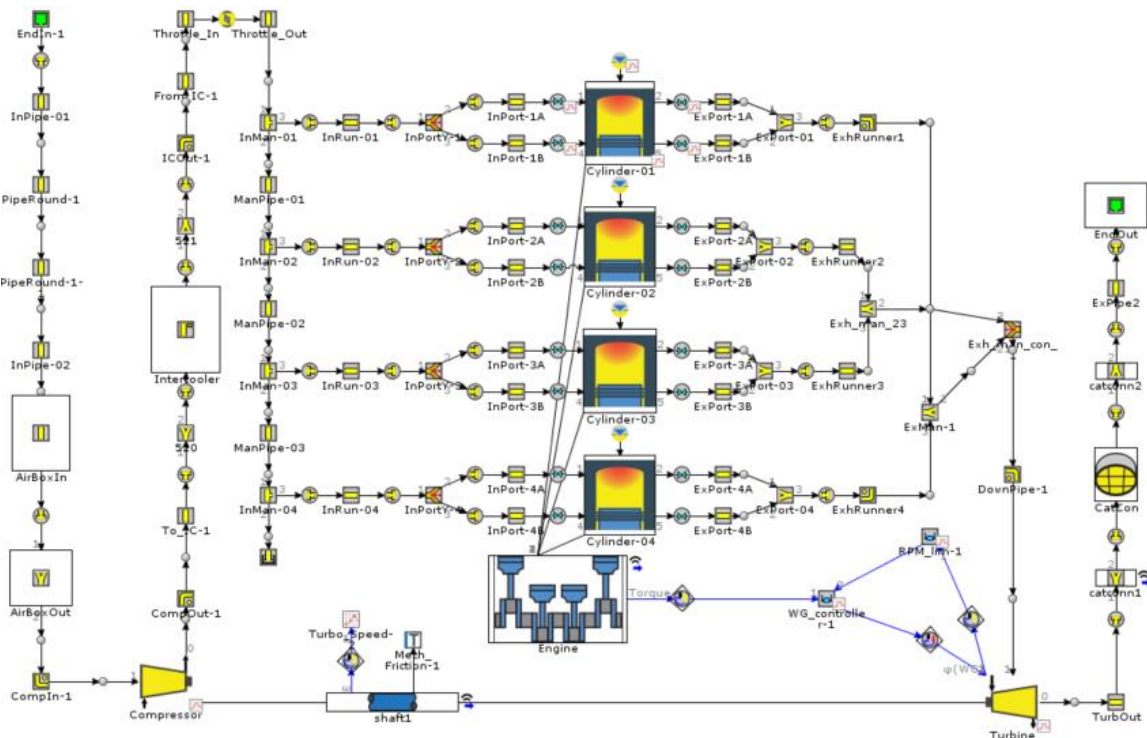
Další výsledky kromě vnější otáčkové charakteristiky nebyly uvažovány. Cíl výpočtu byl splněn – z podobnosti charakteristiky reálného motoru se simulací lze usoudit, že v modelu by se neměla vyskytovat žádná hrubá chyba a může tak posloužit jako základ pro tvorbu detailnějšího modelu přeplňovaného motoru.



Obr. 20: Srovnání reálné a vypočtené vnější otáčkové charakteristiky motoru EP6.

### 3.4 SESTAVENÍ MODELU SÉRIOVÉHO PŘEPLŇOVANÉHO MOTORU

Protože základní popis jednotlivých komponent, které tvoří model motoru, byl již poskytnut v předchozích kapitolách, budou v této části popsány pouze změny, které byly provedeny vůči modelu motoru s přirozeným sáním. Úkolem této sekce je vytvořit a optimalizací získat takový výpočtový model, ve kterém bude dosaženo realistických výsledků. Schéma modelu je zobrazeno na obr. 21.



Obr. 21: Schéma modelu sériového přeplňovaného motoru.



### 3.4.1 SACÍ POTRUBÍ

Na straně sání byl do modelu přidán airbox. Ten byl modelován zjednodušeně jako soustava tří prvků. První z nich je vstupního potrubí, na které navazuje prvek se ztrátami proudění, který simuluje vzduchový filtr. Objem airboxu je pak reprezentován potrubím tvaru Y, který lze zadat i v konfiguraci jednoho vstupu a jednoho výstupu.

Dalším prvkem, který v sacím potrubí přibyl, je mezichladič stlačeného vzduchu (*intercooler*). GT-Power nabízí několik způsobů, kterými ho lze modelovat. Já jsem zvolila ten nejjednodušší, ve kterém předpokládám, že je intercooler schopen vzduch ochladit na požadovanou teplotu. Na vstupu a výstupu mezichladiče se nachází prvky simulující těsnění, jejichž účelem je zamezit vedení tepla mezi mezichladičem a ostatními komponentami sacího traktu. Samotný mezichladič je vymodelován pomocí potrubí obdélníkového průřezu. V něm je definováno jádro mezichladiče pomocí potrubí o dané délce a obdélníkovém průřezu, které jsou umístěny na sebe v počtu definovaném uživatelem. Dále byla zvolena požadovaná teplota, na kterou by měl mezichladič ochladit stlačený vzduch (320 K).

### 3.4.2 VÝFUKOVÉ POTRUBÍ

Do výfukového potrubí byl přidán prvek katalyzátor. Tento prvek má svou vlastní šablonu, do níž se zadávají parametry katalyzátoru. Geometrickými parametry jsou délka a plocha průřezu, v němž se nachází substrát. Substrát samotný je definován tloušťkou stěny a hustotou mříže (počtem kanálů v průřezu). Dále lze zadat tepelné vlastnosti a ztráty, nicméně ztráty byly v modelu zanedbány.

### 3.4.3 MODEL TURBODMYCHADLA

Základní model turbodmychadla se skládá ze tří částí – kompresoru, turbíny a hřídele, která tyto dva prvky propojuje. Kompresor, resp. turbína, jsou definovány prostřednictvím kompresorové, resp. turbínové mapy. Zadávány jsou také geometrické průměry kol a maximální otáčky turbodmychadla.

V inženýrské praxi jsou mapy jsou získávány experimentálně, a s tímto faktem je také pracováno v jejím modelu. Je třeba určit referenční podmínky, jako je tlak, teplotu nebo referenční plynová konstanta, dle nichž je dopočítávána korekce hodnot v mapě. Uživatel pak zadává naměřené otáčky, hmotnostní tok, tlakový poměr a účinnost.

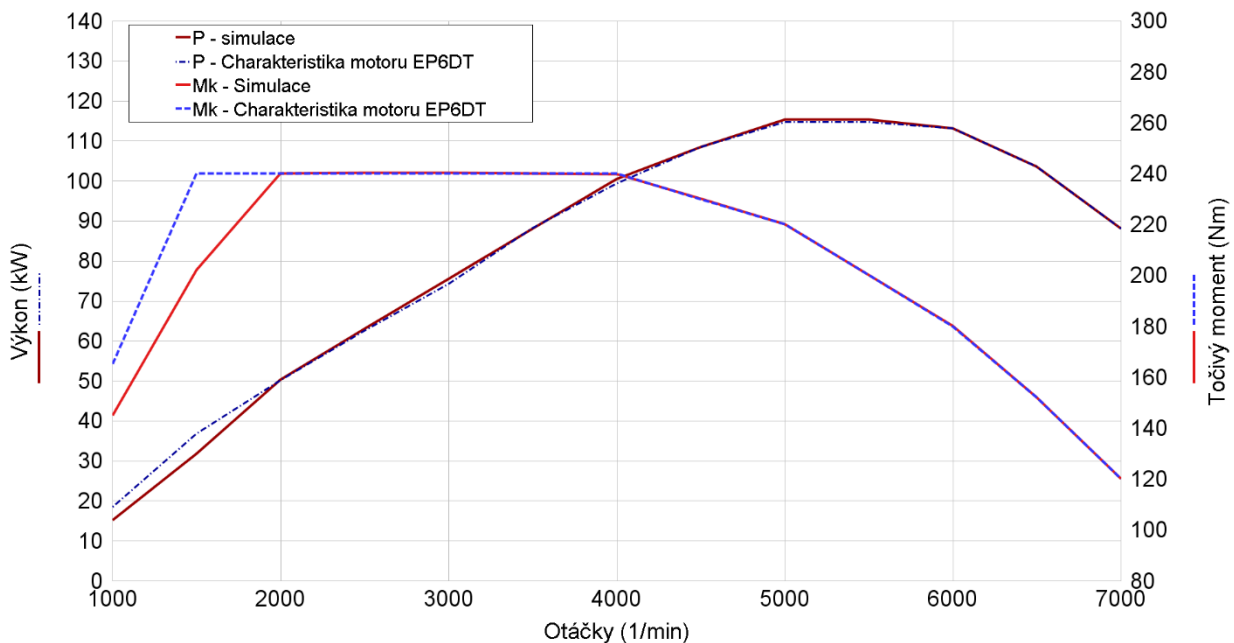
Regulace turbíny turbodmychadla je realizována prostřednictvím obtokového ventilu, který se otevírá dle požadovaného plnicího tlaku. Akčním členem je dvojice PID regulátorů. Jeden PID regulátor slouží k regulaci průměru obtokového ventilu dle požadovaného plnicího tlaku (v modelu není vstupem přímo plnicí tlak, ale točivý moment). Druhý regulátor slouží jako pojistka, že nedojde k překročení maximálních otáček turbíny. Regulační konstanty obou PID regulátorů byly nastaveny iteračně tak, aby bylo dosaženo konvergence výpočtu při simulaci.

## 3.5 VÝSLEDKY SIMULACE SÉRIOVÉHO MOTORU

Byla srovnána vnější otáčková charakteristika reálného motoru s charakteristikou získanou simulací. Z grafu na obr. 22 je patrné, že model se podařilo odladit tak, aby bylo možné docílit téměř stejné vnější otáčkové charakteristiky jako u reálného motoru EP6DT. Výjimku tvoří průběh točivého momentu v nízkých otáčkách. Zatímco motor EP6DT dosahuje maximálního momentu 240 Nm již při otáčkách  $1400 \text{ min}^{-1}$ , simulací bylo tohoto momentu dosaženo až při otáčkách  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Důvod této odchylky je, že zatímco v reálném motoru je použito

dvoukomorové turbodmychadlo, které výfukové plyny proudící do turbíny rozděljuje do dvou komor, v simulaci bylo turbodmychadlo uvažováno jako jednoduché.

Celkově lze z výsledků usuzovat, že i přesto, že některé vstupy byly nepřesné a doladěné až v samotném modelu motoru, bylo možné dosáhnout uspokojivých výsledků, což implikuje, že zvolený metodický postup byl správný. Pro získání všech vstupů v dostatečné kvalitě by bylo nutné simultánně provádět měření v motorové zkušebně a postupně se doiterovat ke zcela přesnému modelu. Dosavadní výsledky nicméně ukázaly, že některé vstupy nejsou pro účely turbo matchingu kritické – například i při geometrii sacího a výfukového traktu, která byla částečně získána optimalizací, bylo možno dosáhnout požadovaného průběhu točivého momentu. Na druhou stranu lze usoudit, že značnou důležitost pro relevantní výsledky má charakteristika turbodmychadla, jejíž získání přitom může představovat značný problém.



Obr. 22: Srovnání vnější otáčkové charakteristiky motoru EP6DT a simulace.





## 4 NÁVRHOVÝ VÝPOČET TURBODMYCHADLA

Před samotnou volbou turbodmychadla je vhodné provést návrhový výpočet. Přestože v návrhovém výpočtu nelze postihnout všechny faktory, které mají vliv na reálný motor a je předpokládána i odchylka od výsledků získaných simulací, návrhový výpočet umožňuje konstruktérovi získat představu, jak se daný systém bude chovat. Hlavním výstupem výpočtu jsou návrhové parametry kompresoru turbodmychadla, konkrétně pak závislost požadovaného stupně stlačení vzduchu kompresorem na hmotnostním toku vzduchu. Pokud je tato závislost vynesena do kompresorové mapy reálného turbodmychadla, je možné velmi rychle zhodnotit vhodnost jeho použití.

Alternativou by bylo parametry každého vytipovaného turbodmychadla dosazovat do již sestaveného výpočtového modelu. Zde je však třeba uvážit jak časovou náročnost výpočtu, tak nutný preprocessing. Kompresorové a turbínové mapy jsou totiž u aftermarket turbodmychadel výrobci standardně poskytovány pouze ve formě grafu – konkrétní vstupy, zadávané do výpočtového modelu, z nich uživatel musí získat ručně. To sice není nemožný úkol, nicméně celý proces činí značně neefektivním. Vhodný postup tedy spočívá právě v sestavení návrhového výpočtu, získání průběhu požadovaného stlačení kompresorem a hmotnostních toků vzduchu a na jejich základě hledat z dostupného portfolia vhodné turbodmychadlo.

### 4.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

#### GEOMETRICKÉ PARAMETRY MOTORU EP6DT

Počet válců:	$n_v = 4$
Vrtání:	$D = 77 \text{ mm}$
Zdvih:	$z = 85,8 \text{ mm}$
Délka ojnice:	$l_{oj} = 138,5 \text{ mm}$
Kompresní poměr:	$\varepsilon = 10,5:1$
Taktnost čtyřdobého motoru:	$\tau = 2$

#### PARAMETRY A KONSTANTY VOLENÉ DLE LITERATURY

Součinitel plnosti cyklu:	$\Phi_i = 0,96$
Stupeň zvýšení tlaku:	$\nu = 3,5$
Exponent polytropy komprese:	$n_k = 1,35$
Exponent polytropy expanze:	$n_e = 1,28$
Exponent izoentropie:	$\kappa = 1,4$
Exponent izoentropie spalín:	$\kappa' = 1,3$
Plynová konstanta vzduchu:	$r_v = 287 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Plynová konstanta spalin:  $r_s = 298 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Součinitel znečištění spalovacího prostoru od reziduálních plynů:  $\phi_{res} = 1$

#### OSTATNÍ OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Tlak okolního vzduchu:  $p_{ok} = 1 \text{ bar}$

Teplota okolního vzduchu:  $T_{ok} = 298,15 \text{ K}$

### 4.2 VÝPOČET PARAMETRŮ MOTORU

Zdvihový objem válce:

$$V_{z,v} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot z \quad V_{z,v} = 399,5 \text{ cm}^3$$

Kompresní objem válce:

$$V_{k,v} = V_{z,v} \cdot \left( \frac{1}{\varepsilon - 1} \right) \quad V_{k,v} = 42,1 \text{ cm}^3$$

Celkový objem válce:

$$V_{c,v} = V_{z,v} + V_{k,v} \quad V_{c,v} = 441,6 \text{ cm}^3$$

Zdvihový objem motoru:

$$V_z = V_{z,v} \cdot n_v \quad V_z = 1598 \text{ cm}^3$$

Celkový objem motoru:

$$V_c = V_{c,v} \cdot n_v \quad V_c = 1766 \text{ cm}^3$$

### 4.3 VOLBA POŽADOVANÝCH CHARAKTERISTIK MOTORU

Jak již bylo zmíněno v předchozím textu, plánované využití upraveného motoru je v prototypu vozu Sigma TN, který je využíván zejména na okruhové a silniční závody, případně propagační akce.

Určujícím parametrem výpočtového návrhu je průběh točivého momentu. Navržený točivý moment motoru by přitom měl eliminovat nedostatky sériového motoru, jehož momentová charakteristika je pro využití v závodním voze nevyhovující. V nízkých otáčkách dochází k velmi výraznému nárůstu momentu, který i vzhledem k nízké hmotnosti vozidla zapříčiňuje nepředvídatelné chování při prudké akceleraci. Naproti tomu ve vysokých otáčkách, v nichž je vozidlo primárně využíváno, točivý moment klesá a akcelerace je velmi pozvolná. Jedním

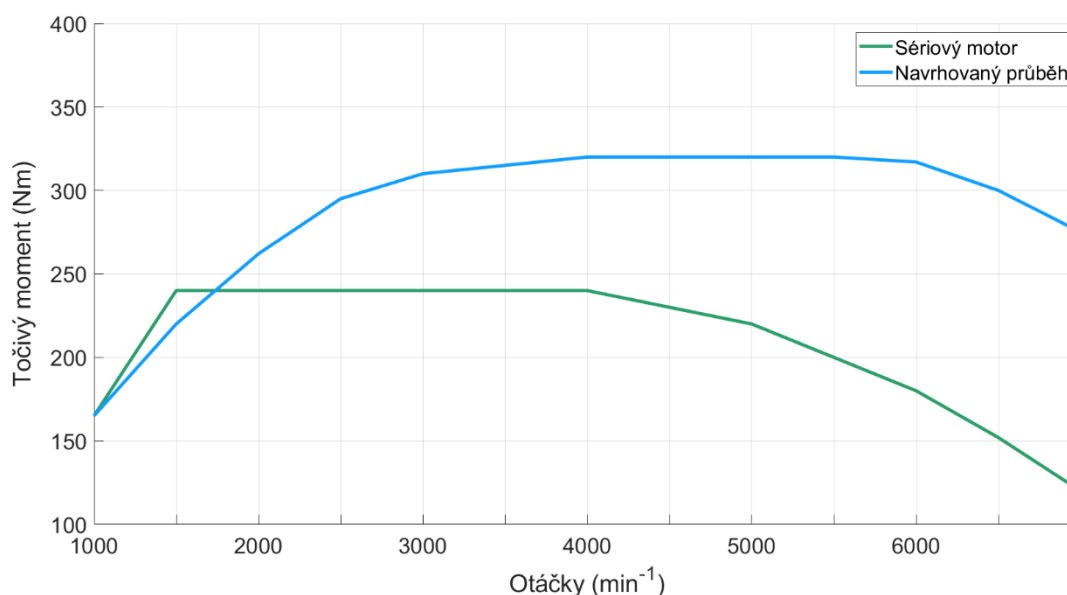
z důsledků je, že u současného motoru je výhodné řadit mnohem dříve, než při maximálních otáčkách motoru a značná část otáčkového spektra tak zůstává nevyužita.

Cílem je tedy kromě celkového zvýšení točivého momentu také úprava jeho průběhu. Náběh točivého momentu bude pozvolnější při dosažení svého maxima ve vyšších otáčkách než v současnosti. Po konzultaci s vedoucím bylo přistoupeno k volbě maximálního točivého momentu 320 Nm. Ten byl volen s ohledem na životnost komponent motoru, s přihlédnutím k nízké hmotnosti vozidla, kdy je prioritou zajistit ovladatelnost vozidla i na technicky náročných úsecích. Křivka točivého momentu by pak měla odpovídat maximálnímu požadovanému výkonu v omezovači otáček, který se nachází v  $6500 \text{ min}^{-1}$ . S přihlédnutím k faktu, že oproti sérii dojde k poměrně výraznému nárůstu momentu, nebude v návrhu uvažováno posunutí omezovače k vyšším otáčkám.

#### 4.3.1 NAVRHOVANÁ MOMENTOVÁ A VÝKONNOSTNÍ CHARAKTERISTIKA

##### MOMENTOVÁ CHARAKTERISTIKA

Točivý moment byl navržen pro rozsah otáček  $1000 \text{ min}^{-1}$  až  $7000 \text{ min}^{-1}$  tak, aby charakteristika pokryla celé spektrum využívaných otáček s rezervou pro vyšší otáčky. Důraz byl kladen zejména na to, aby výkon motoru rostl až do omezovače otáček. Na grafu v obr. 23 je srovnán točivý moment sériového motoru vůči navrhovanému průběhu.



Obr. 23: Momentová charakteristika motoru.

##### VÝKONNOSTNÍ CHARAKTERISTIKA

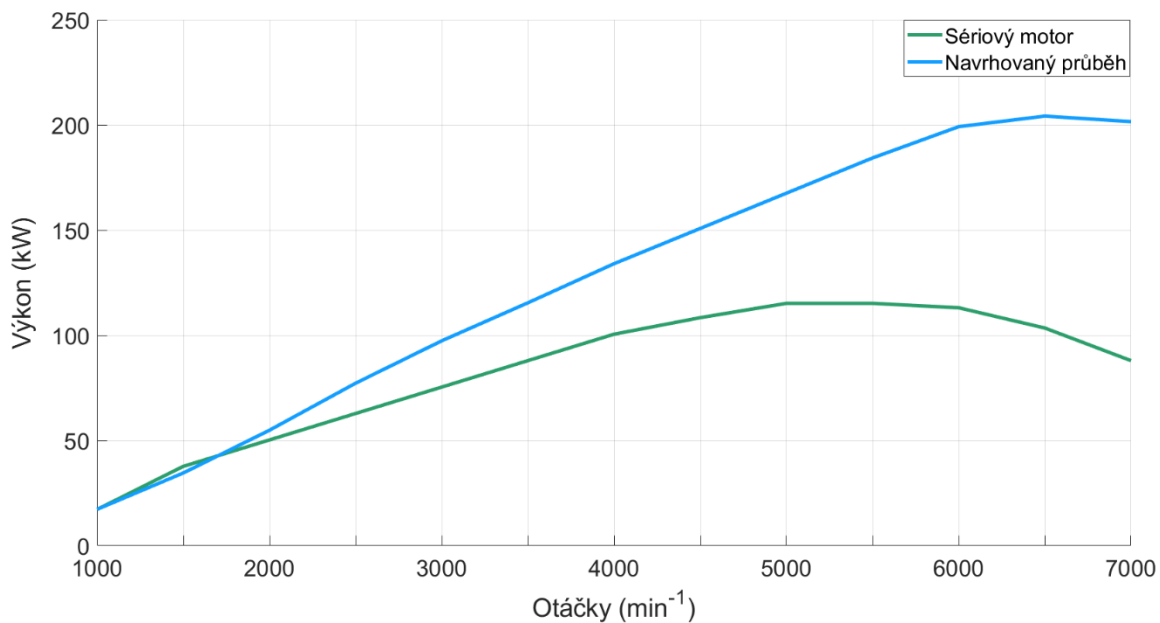
Výkon je veličina, která je přímo spjatá s točivým momentem motoru. Nejprve je třeba určit úhlovou rychlost klikové hřídele pro dané otáčky  $n_i$ . Ta je dána vztahem

$$\omega_i = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_i}{60} \quad (2)$$

Efektivní výkon motoru pak roven součinu úhlové rychlosti klikové hřídele a točivého momentu:

$$P_{e_i} = \omega \cdot M_{k_i} \quad (3)$$

Z grafu na obr. 24 je patrný pokles výkonu vůči sériovému motoru v okolí otáček  $1500 \text{ min}^{-1}$ . To je způsobené uvažovaným pozdějším náběhem turbodmychadla a snahou o lineární nárůst výkonu. Je předpokládáno, že u motoru, který bude v pozdějších fázích simulován pomocí 1D simulací, bude tento pokles ještě výraznější. Vzhledem k tomu, že tyto otáčky jsou mimo oblast nejčastěji používaných otáček, lze tento pokles považovat za přípustný.

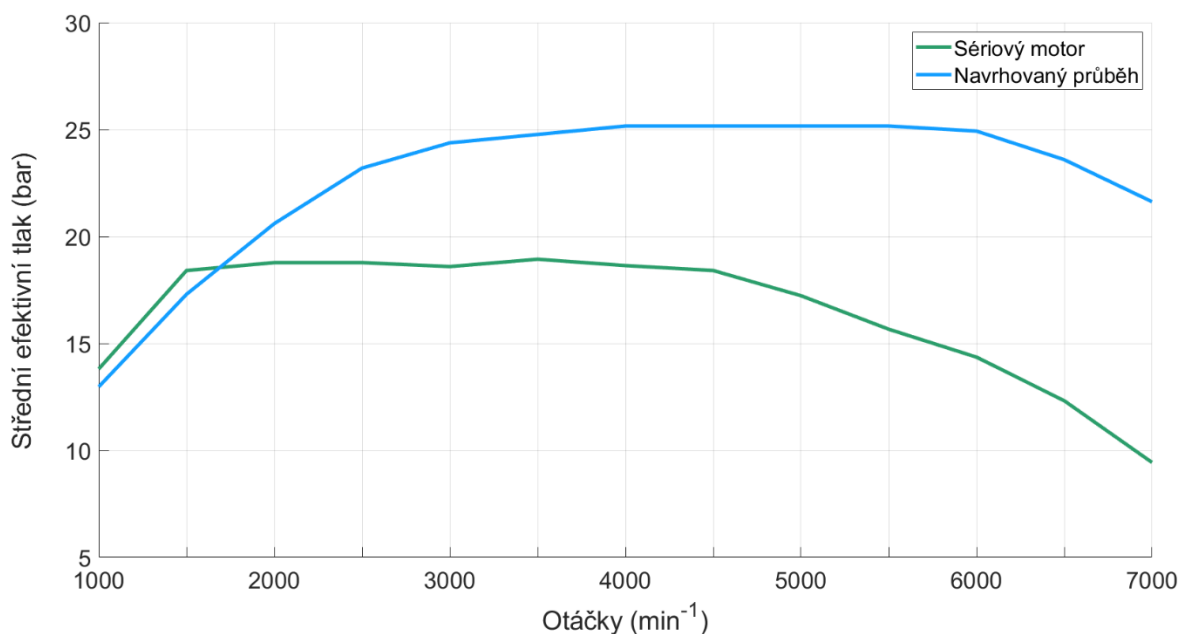


Obr. 24: Výkonnostní charakteristika motoru.

#### 4.3.2 VÝPOČET STŘEDNÍHO EFEKTIVNÍHO TLAKU MOTORU

Střední efektivní tlak (BMEP) je teoretická veličina, která vyjadřuje průměrný tlak na píst při jednom cyklu čtyřdobého spalovacího motoru, přičemž zohledňuje mechanické ztráty. Přestože nevyjadřuje skutečný tlak ve válci, bývá často využívána k porovnání motorů z hlediska efektivity využití zdvihového objemu. Střední efektivní tlak je dán vztahem

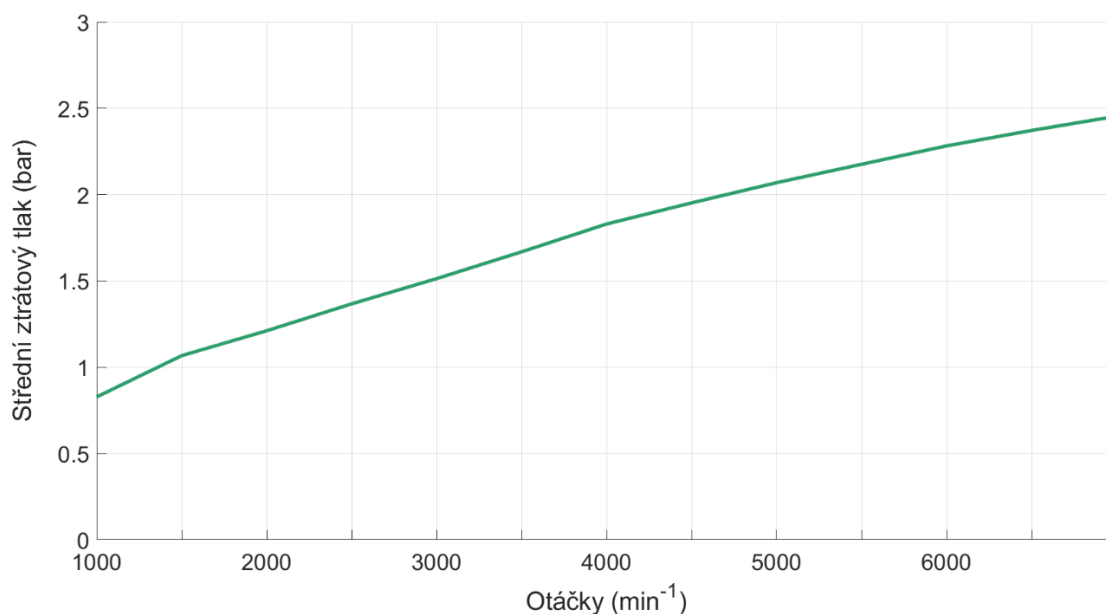
$$p_{e_i} = \frac{P_{e_i} \cdot \tau}{V_z \cdot n_i} \quad (4)$$



Obr. 25: Střední efektivní tlak.

#### 4.3.3 STŘEDNÍ EFEKTIVNÍ ZTRÁTOVÝ TLAK

Střední efektivní ztrátový tlak (FMPE) je teoretická veličina, která vyjadřuje střední efektivní tlak potřebný k překonání tření komponent motoru. Je dána rozdílem středního indikovaného tlaku cyklu a středního efektivního tlaku. Protože třecí ztráty není možné pro účely této diplomové práce změřit experimentálně, byla využita data z výpočtového modelu sériového motoru, který byl sestaven v prostředí GT-Power. Zde byly třecí ztráty vypočteny a následně vyneseny do grafu na obr. 26.



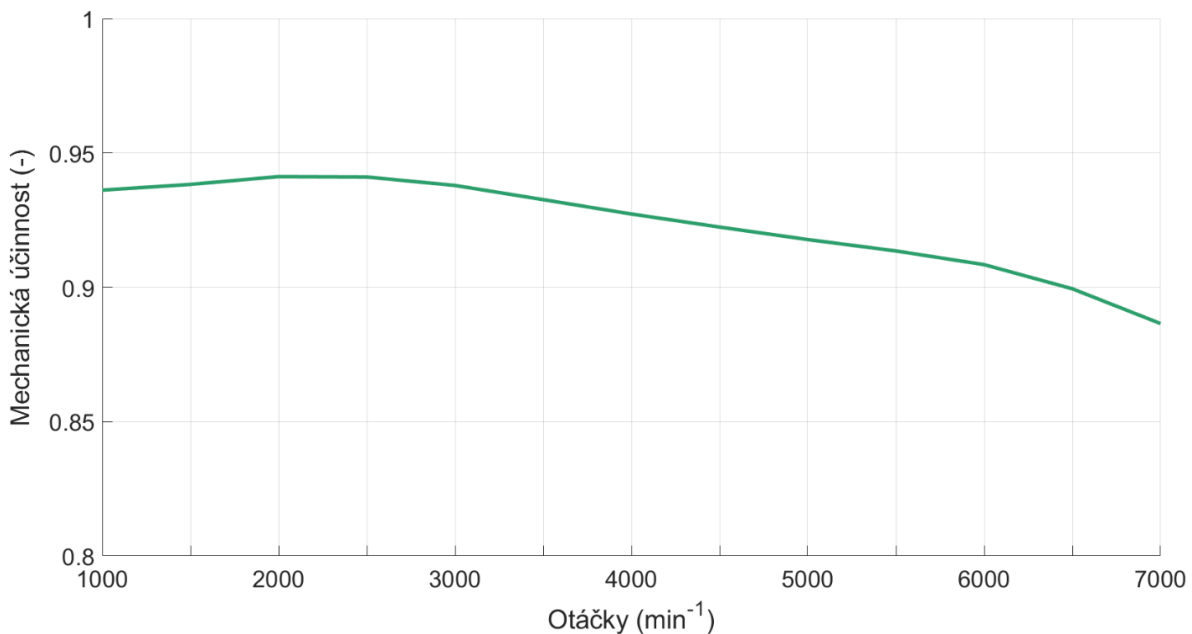
Obr. 26: Střední efektivní ztrátový tlak.

#### 4.3.4 MECHANICKÁ ÚČINNOST MOTORU

Mechanickou účinnost motoru lze vyjádřit jako podíl středního efektivního tlaku motoru, sníženého o střední efektivní ztrátový tlak, a středního efektivního tlaku. Zahrnuje třecí ztráty na komponentech motoru, např. pístních kroužcích, ložiscích, hydraulické ztráty a ztráty při pohonu příslušenství. Při znalosti středního efektivního ztrátového tlaku  $p_{zi}$  ji lze vyjádřit vztahem

$$\eta_{m_i} = \frac{p_{e_i} - p_{z_i}}{p_{e_i}} \quad (5)$$

Průběh mechanické účinnosti je zobrazen v grafu na obr. 27.

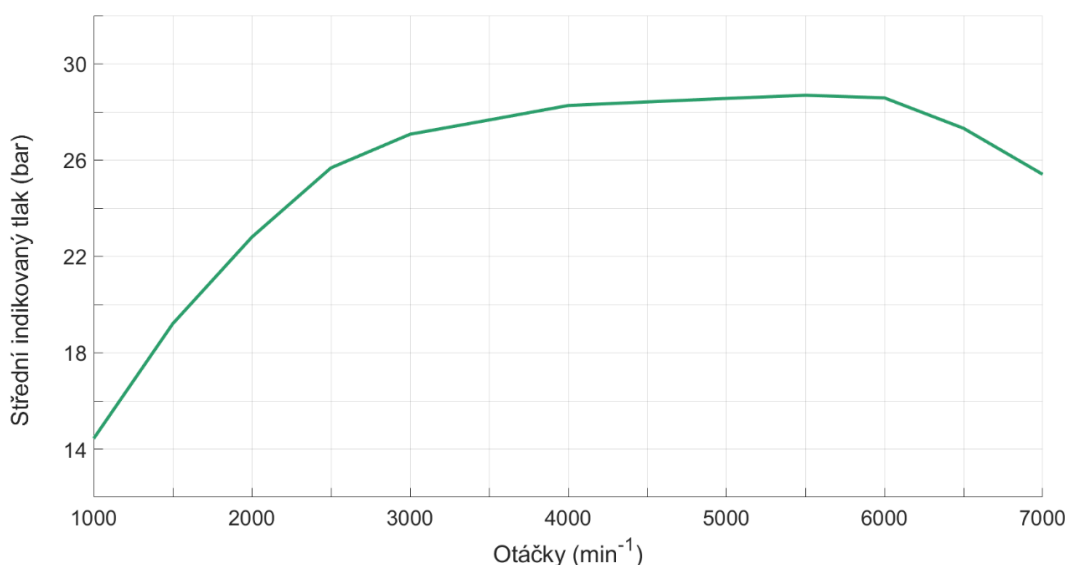


Obr. 27: Mechanická účinnost motoru.

#### 4.3.5 STŘEDNÍ INDIKOVANÝ TLAK MOTORU

Při znalosti mechanické účinnosti motoru, středního efektivního tlaku a součinitele plnosti cyklu lze vypočítat střední indikovaný tlak motoru (IMEP). Ten vyjadřuje měrnou práci, vykonanou během jednoho pracovního cyklu, bez uvažování mechanických ztrát.

$$p_{i_i} = \frac{p_{e_i}}{\eta_{m_i} \cdot \Phi_i} \quad (6)$$

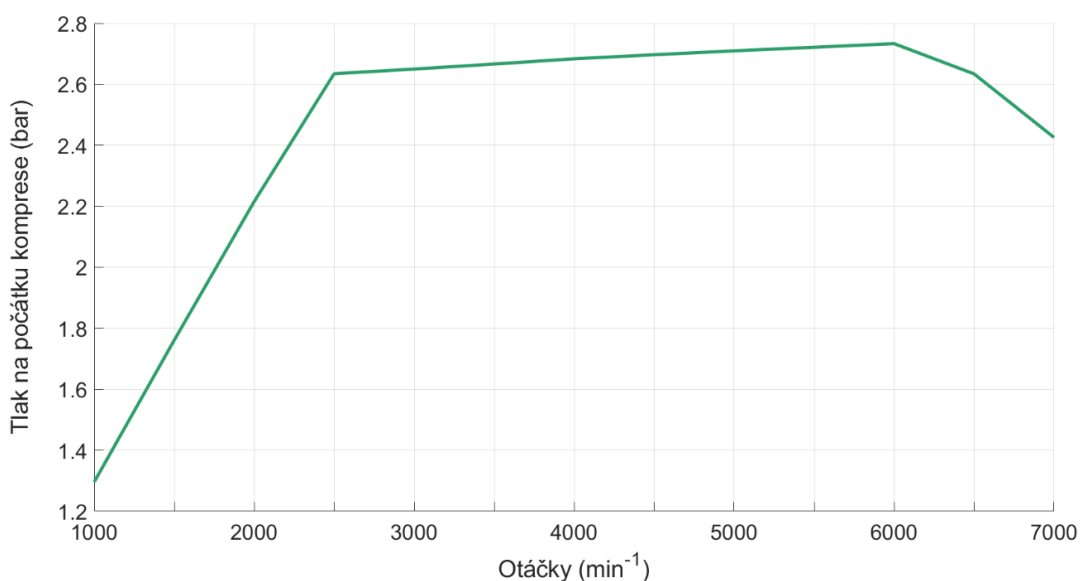


Obr. 28: Střední indikovaný tlak motoru.

#### 4.3.6 VÝPOČET PŘEDBĚŽNÉHO TLAKU NA POČÁTKU KOMPRESY

Pro návrh kompresoru je třeba znát tlakové poměry v sacím traktu. Předběžný výpočtový tlak na počátku komprese lze vyjádřit pomocí rozdílu práce při polytropické expanzi a práce potřebné pro polytropickou kompresi dle vztahu (7). Výpočet je pouze přibližný zejména proto, že parametry reálného cyklu nejsou známy, stejně jako koeficienty přestupu tepla, časování ventilů, vliv vyplachování válce apod. Je předpokládáno, že reálný tlak na počátku komprese bude nižší než výpočtový.

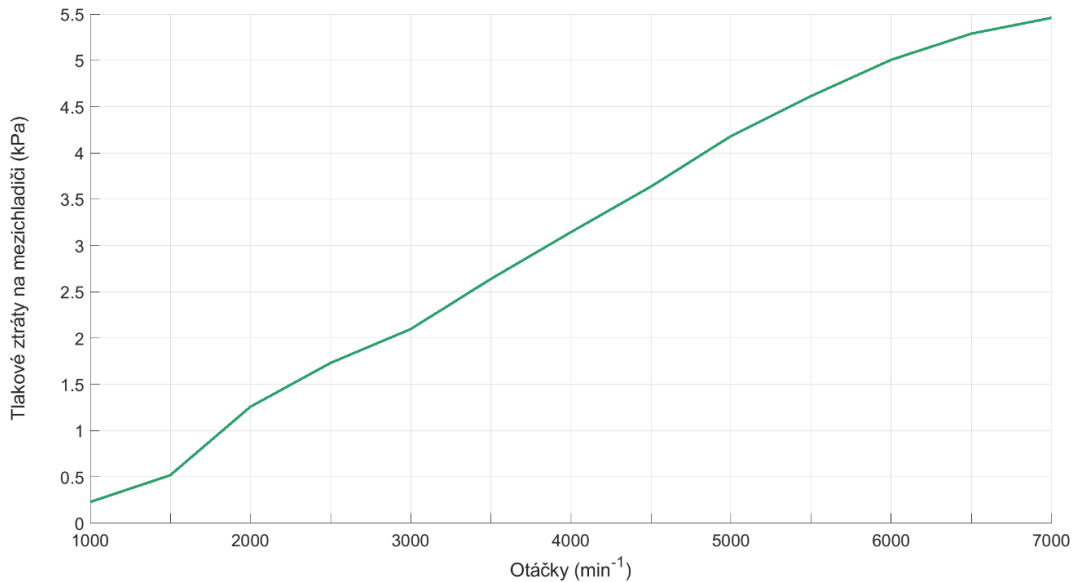
$$p_{1pk_i} = \frac{p_{i_i}}{\frac{\varepsilon^{n_k}}{\varepsilon} \cdot \left[ \frac{v}{n_e - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_e - 1}} \right) - \frac{1}{n_k - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_k - 1}} \right) \right]} \quad (7)$$



Obr. 29: Výpočtový tlak na počátku komprese.

#### 4.3.7 URČENÍ TLAKOVÝCH ZTRÁT V MEZICHLADIČI STLAČENÉHO VZDUCHU

Mezichladič stlačeného vzduchu při proudění vzduchu sacím traktem působí jako odpor, který zmenšuje výsledný plnicí tlak. Hodnoty tlakových ztrát byly získány zadáním rozměrů sériového mezichladiče stlačeného vzduchu do modelu sériového modelu v GT Suite a vyneseny do grafu na obr. 30.

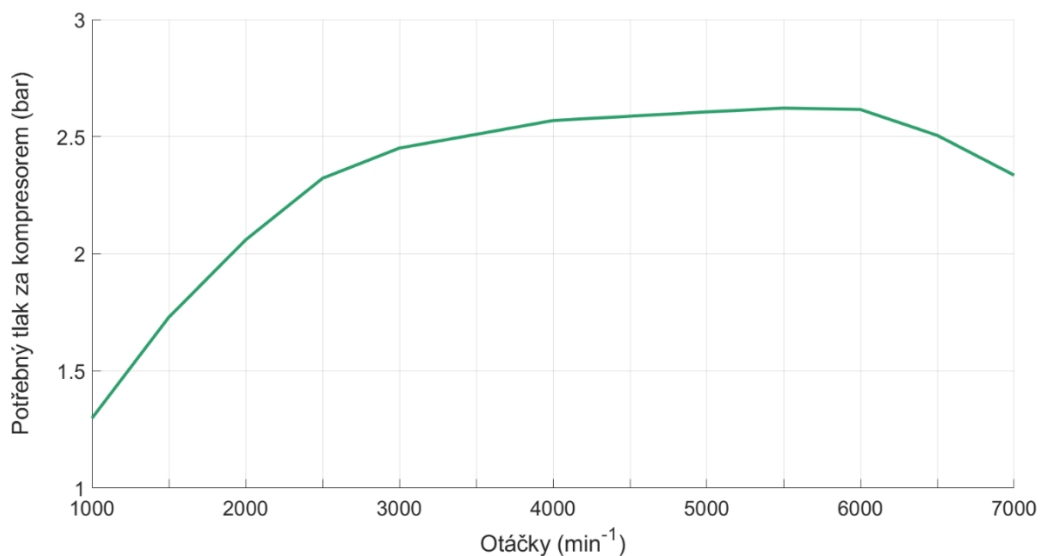


Obr. 30: Tlakové ztráty na mezichladiči stlačeného vzduchu.

#### 4.3.8 VÝPOČET TEORETICKÉHO POTŘEBNÉHO TLAKU ZA KOMPRESOREM

Teoretický potřebný tlak za kompresorem je roven předběžnému tlaku na počátku komprese, povýšenému o tlakové ztráty v mezichladiči stlačeného vzduchu:

$$p_{2k_i} = p_{1pk_i} + \Delta p_{IC_i} \quad (8)$$



Obr. 31: Potřebný teoretický tlak za kompresorem.



## 4.4 VÝPOČET SKUTEČNÝCH PARAMETRŮ KOMPRESORU

### 4.4.1 VOLBA REGULOVANÉHO PLNICÍHO TLAKU ZA KOMPRESOREM

U motoru EP6DT je použito turbodmychadlo s regulací pomocí obtokového ventilu. Ten umožňuje dle potřeby řídit plnicí tlak za kompresorem. Ve výpočtu je regulovaný tento tlak volen roven ideálnímu, tedy výše vypočtenému teoretickému potřebnému tlaku za kompresorem:

$$p_{2reg_i} = p_{2k_i} \quad (9)$$

### 4.4.2 VÝPOČET SKUTEČNÉHO PLNICÍHO TLAKU

Skutečný plnicí tlak za kompresorem je roven regulovanému plnicímu tlaku za kompresorem, zmenšenému o ztráty v mezichladiči stlačeného vzduchu. V tomto případě tedy odpovídá předběžnému tlaku na počátku komprese a platí

$$p_{pl_i} = p_{1pk_i} \quad (10)$$

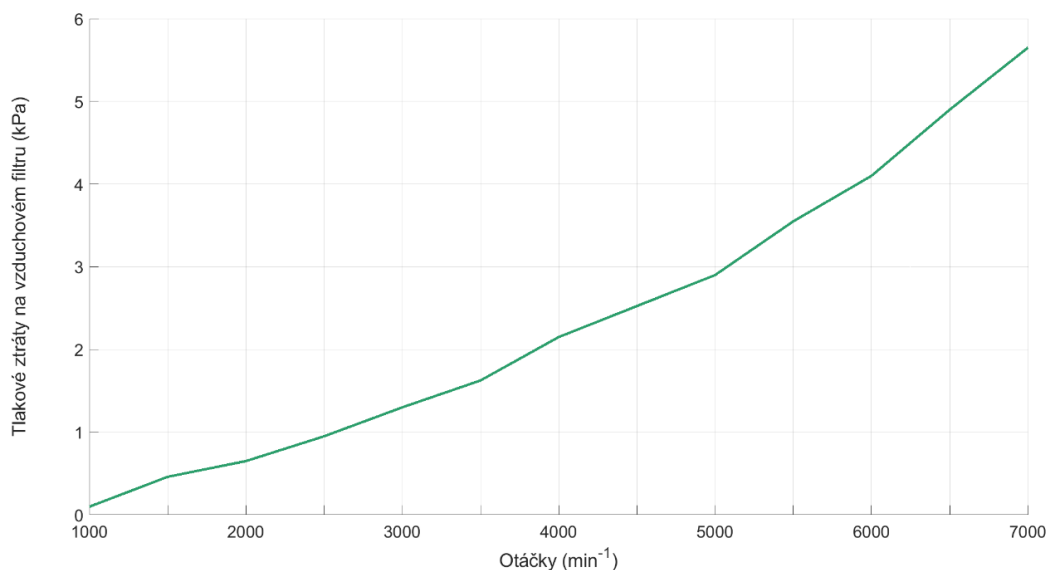
### 4.4.3 TLAK VZDUCHU NA KONCI SÁNÍ

Protože ve výpočtu nejsou uvažovány ztráty v sacím potrubí v důsledku škrcení na sacích ventilech, je tlak na konci sání roven plnicímu tlaku:

$$p_{1z_i} = p_{pl_i} \quad (11)$$

### 4.4.4 URČENÍ TLAKOVÝCH ZTRÁT V SACÍM TRAKTU

Jediný odpor, který je při výpočtu uvažován, je odpor sacího filtru. Bohužel nebylo možné proměřit tlakové ztráty filtru, který byl reálně použitý v sacím traktu vozu. Proto byly do výpočtu dosazeny hodnoty tlakových ztrát dle zdroje [12] filtrační vložky LIF od firmy MANN + HUMMEL. Protože parametry tohoto filtru nejsou totožné s parametry použitého filtru, je vhodné zmínit, že průběh tlakových ztrát je pouze přibližný. Návrhový výpočet je však brán pouze jako aproximace, která má spíše než konkrétní hodnoty udát jejich trend. Průběh tlakových ztrát na tomto filtru je zobrazen v grafu na obr. 32.

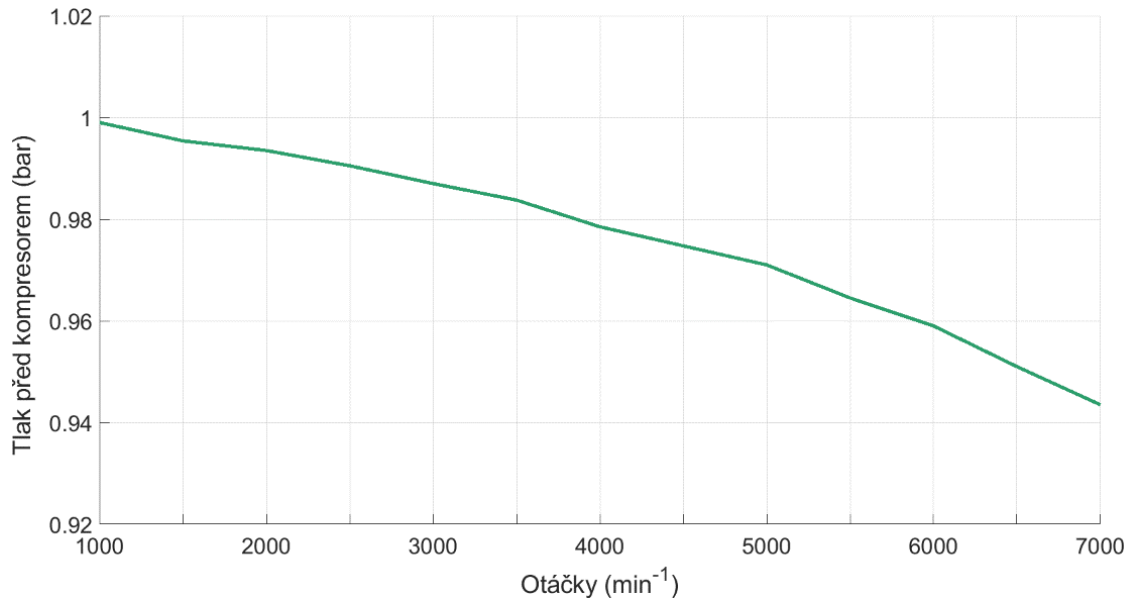


Obr. 32: Tlakové ztráty na vzduchovém filtru.

#### 4.4.5 VÝPOČET TLAKU PŘED KOMPRESOREM

Vzduch, který proudí do kompresoru, má tlak roven atmosférickému tlaku poníženému o odpor sacího filtru:

$$p_{0k_i} = p_{ok} - \Delta p_{zfi}. \quad (12)$$

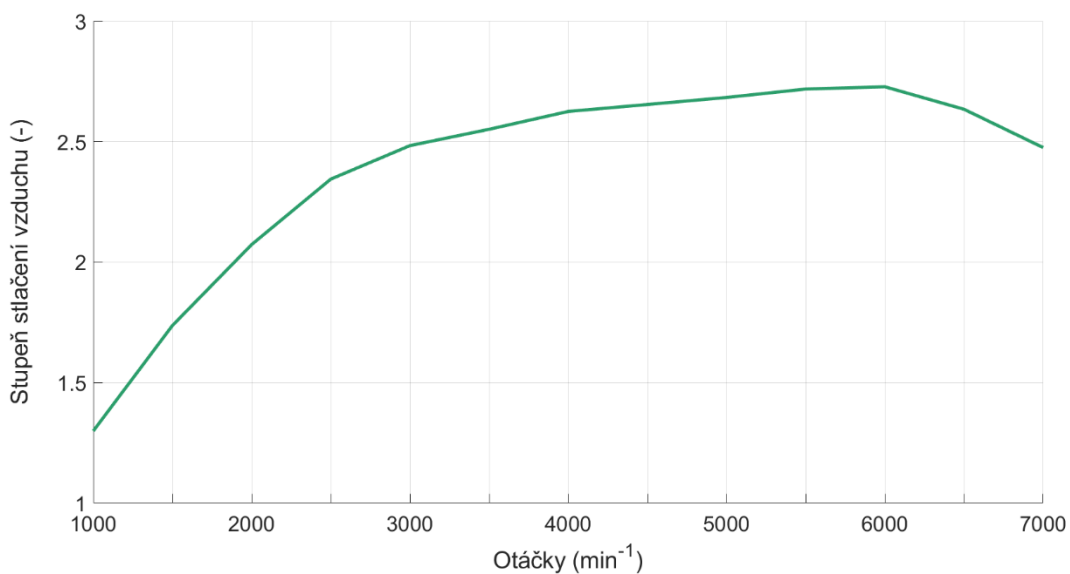


Obr. 33: Průběh tlaku před kompresorem.

#### 4.4.6 URČENÍ STUPNĚ STLAČENÍ VZDUCHU V KOMPRESORU

Stupeň stlačení vzduchu v kompresoru je dán poměrem regulovaného plnicího tlaku za kompresorem ku tlaku vzduchu před kompresorem:

$$\Pi_{k_i} = \frac{p_{2k_i}}{p_{0k_i}}. \quad (13)$$



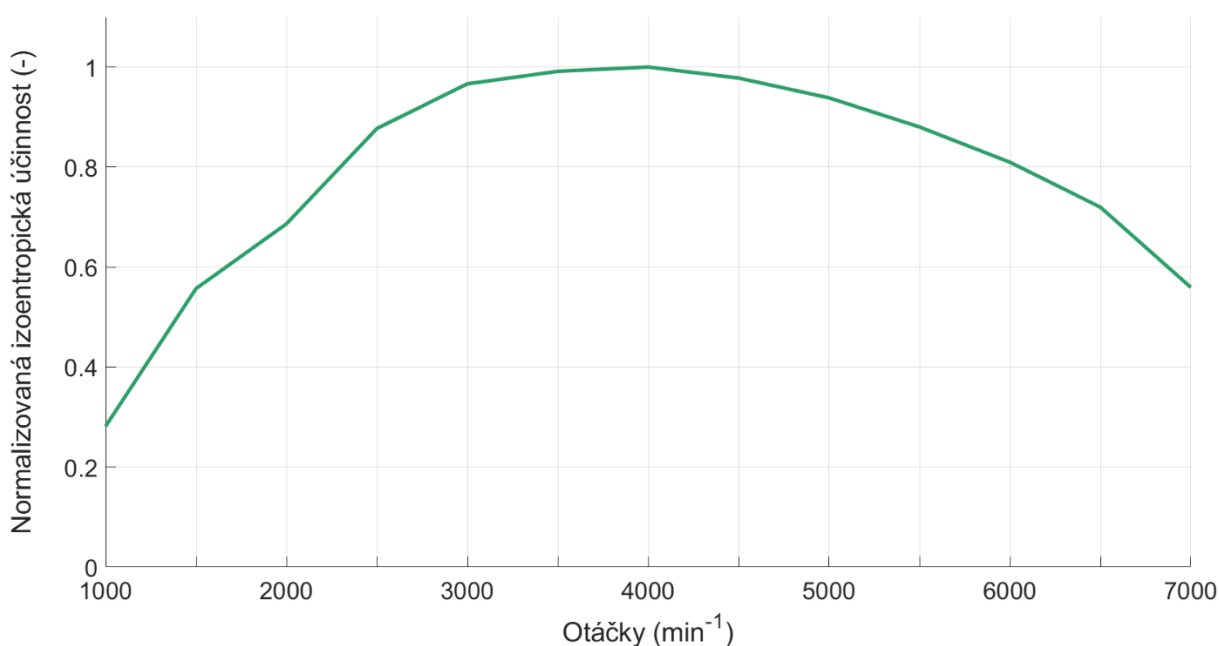
Obrázek 34: Stupeň stlačení vzduchu v kompresoru.

## 4.5 VOLBA PARAMETRŮ KOMPRESORU

Kompresor by měl být volen dle požadovaného stupně stlačení vzduchu. Protože sériový motor již byl přepřínovaný turbodmychadlem, v diplomové práci bude kromě návrhu alternativních turbodmychadel také zhodnocena vhodnost použití stávajícího turbodmychadla k dosažení požadovaných charakteristik motoru.

### IZOENTROPICKÁ ÚČINNOST KOMPRESORU

Izoentropická účinnost je charakteristikou každého kompresoru. Pro účely výpočtu byla použita závislost izoentropické účinnosti sériového kompresoru na otáčkách motoru. Vzhledem k tomu, že se jedná o důvěrná data získaná měřeními na reálném kompresoru, je na obr. 35 uvedena normalizovaná izoentropická účinnost kompresoru v závislosti na otáčkách motoru.



Obr. 35: Normalizovaná izoentropická účinnost kompresoru turbodmychadla.

## 4.6 VÝPOČET PARAMETRŮ PLNICÍHO VZDUCHU

Cílem této sekce výpočtu je vyjádřit požadovaný hmotnostní průtok vzduchu pro dané otáčky motoru. Právě hmotnostní průtok vzduchu kompresorem je jedním z určujících parametrů při volbě turbodmychadla. Mělo by přitom být přihlíženo k tomu, že motor bude provozován primárně při plném zatížení ve vyšších otáčkách.

### 4.6.1 TEPLOTA NASÁVANÉHO VZDUCHU PŘED KOMPRESOREM

Nasávaný vzduch z okolí se při průchodu sacím traktem zahřívá. Předpokládaná teplota okolí je volena  $T_{ok} = 298,15\text{K}$ . Při výpočtu je předpokládáno, že teplota vzduchu před kompresorem nepřesáhne teplotu  $T_{0k} = 310\text{K}$ .

#### 4.6.2 POŽADOVANÁ TEPLOTA VZDUCHU ZA CHLADIČEM

Teplota plnicího vzduchu závisí zejména na použitém mezichladiči stlačeného vzduchu. Aby bylo možné ji určit korektně, bylo by třeba provést experimentální měření přímo na použitém chladiči. Protože toto měření nemohlo být provedeno, je teplota za chladičem aproximována s úvahou lineárního průběhu dle rovnice (14) s danými okrajovými podmínkami:

$$T_{pl_{1000}} = 335 \text{ K}$$

$$T_{pl_{7000}} = 365 \text{ K}$$

$$T_{pl_i} = T_{pl_{1000}} - \frac{T_{pl_{1000}} - T_{pl_{7000}}}{(n_{max} - n_0)} \cdot (n_i - n_0), \quad (14)$$

kde  $n_i$  jsou otáčky motoru  $i$ . kroku výpočtu,  $n_0 = 1000 \text{ min}^{-1}$  jsou minimální uvažované otáčky, jimž odpovídá teplota plnicího vzduchu  $T_{pl_{1000}}$  a  $n_{max} = 7000 \text{ min}^{-1}$  jsou maximální uvažované otáčky s odpovídající teplotou plnicího vzduchu  $T_{pl_{7000}}$ .

#### 4.6.3 TEPLOTA VZDUCHU PŘED CHLADIČEM

Do mezichladiče stlačeného vzduchu vstupuje ohřátý vzduch z kompresoru. Při výpočtu bude teplota přibližně určena pomocí vztahu pro polytropický děj. Pro tyto účely je třeba nejprve určit exponent polytropie dle vztahu

$$n_{pol_i} = \frac{1}{1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{1}{\eta_{k_i}}}, \quad (15)$$

kde  $\eta_{k_i}$  je izoentropická účinnost kompresoru pro dané otáčky motoru.

Následně je možno určit teplotu vzduchu před chladičem, tedy na výstupu z kompresoru, dle vztahu

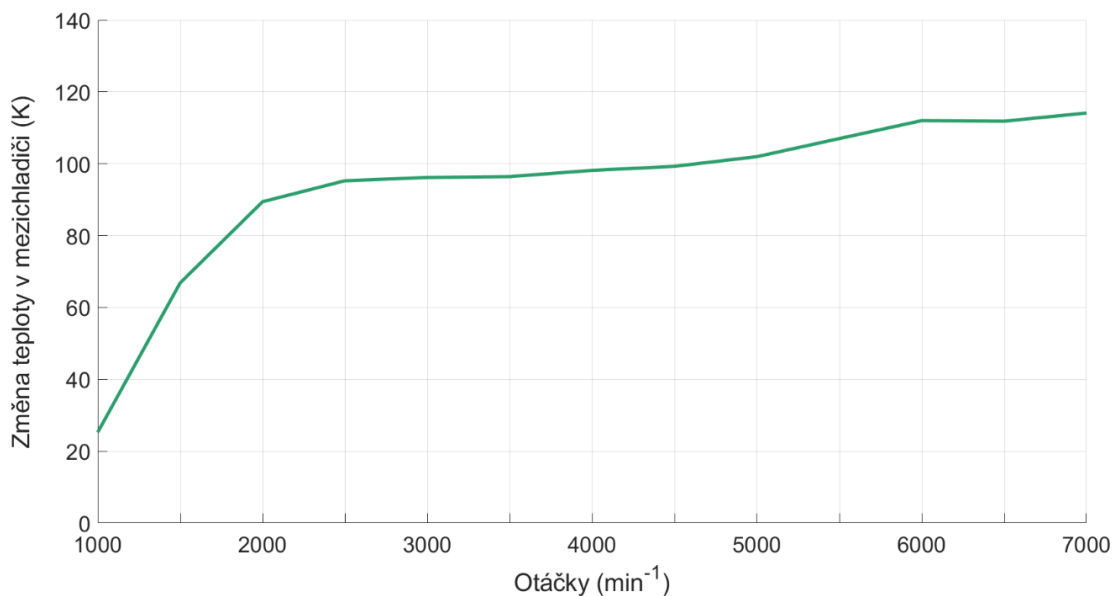
$$T_{2k_i} = T_{0k} \Pi_{k_i}^{\frac{n_{pol_{i-1}}}{n_{pol_i}}}. \quad (16)$$

#### 4.6.4 ZMĚNA TEPLoty STLAČENÉHO VZDUCHU V MEZICHLADIČI

Ochlazení plnicího vzduchu v mezichladiči lze vyjádřit jako rozdíl teplot před a za mezichladičem stlačeného vzduchu:

$$\Delta T_{IC_i} = T_{2k_i} - T_{pl_i}. \quad (17)$$

Vypočtené hodnoty ochlazení vzduchu jsou vyneseny do grafu na obr. 36. Z něj je patrné, že požadovaná změna teploty stlačeného vzduchu dosahuje poměrně vysokých hodnot. Vzhledem k tomu, že se jedná o návrhový výpočet, který nepokrývá veškeré reálné děje a spoléhá na správnou volbu výpočtových proměnných, lze v tomto výsledky hodnoty považovat za orientační. Dosažený výsledek ale implikuje, že při takto vysokém požadovaném stlačení vzduchu se bude třeba zaměřit na to, aby byl mezichladič schopen vzduch ochladit.

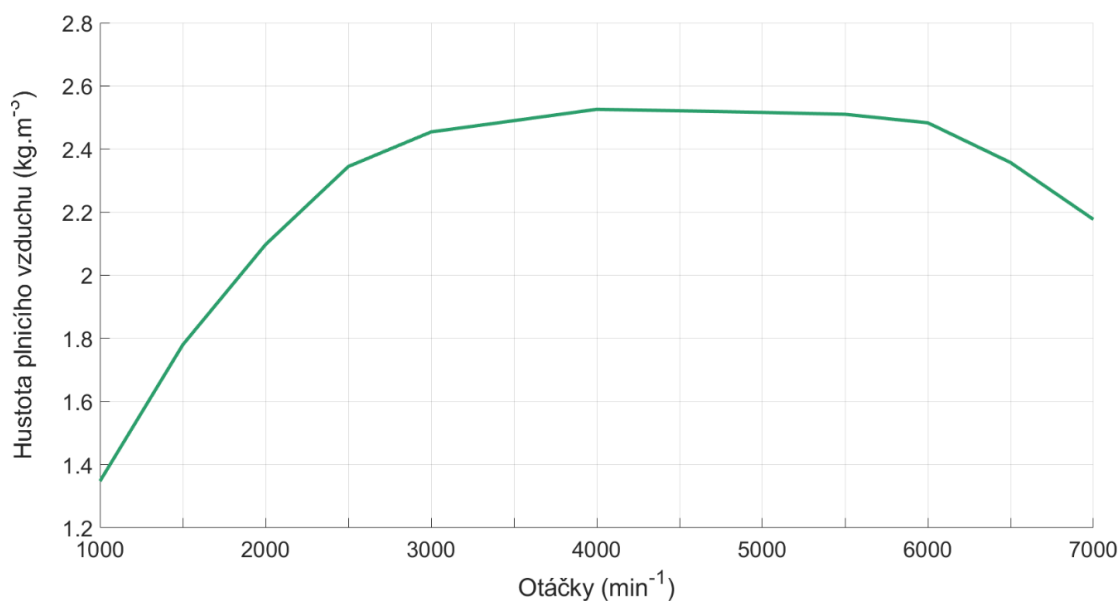


Obr. 36: Změna teploty vzduchu při průchodu mezichladičem stlačeného vzduchu.

#### 4.6.5 HUSTOTA PLNICÍHO VZDUCHU

Hustotu plnicího vzduchu lze vyjádřit pomocí stavové rovnice ideálního plynu. Z ní je patrné, že čím nižší je teplota plnicího vzduchu, tím větší je jeho hustota, a tedy tím větší je hmotnostní tok vzduchu do spalovacího prostoru válce. Vypočtené hodnoty byly zaneseny do grafu na obr. 37.

$$\rho_{pl_i} = \frac{p_{pl_i}}{r_v \cdot T_{pl_i}} \quad (18)$$



Obr. 37: Hustota plnicího vzduchu.

## 4.7 VÝPOČET PARAMETRŮ SMĚSI NA KONCI PLNĚNÍ VÁLCE

Cílem tohoto oddílu je vyjádřit parametry, charakterizující samotnou směs. Cílem je získat představu o významných parametrech, jako je například měrná efektivní spotřeba nebo redukovaný hmotnostní tok, bez něž nemůže být kompresor navržen.

### MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA VZDUCHU

$$c_{pv} = r_v \frac{\kappa}{\kappa - 1} = 1,005 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (19)$$

### MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA SPALIN

$$c_{ps} = r_s \cdot \frac{\kappa'}{\kappa' - 1} = 1,291 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (20)$$

#### 4.7.1 URČENÍ TEPLoty A TLAKU REZIDUÍ VE SPALOVACÍM PROSTORU

Určení teploty a tlaku zbytkových výfukových plynů vyžaduje provést měření na reálném motoru. Pro účely návrhového výpočtu byl pro jednoduchost proveden předpoklad lineární průběh obou těchto veličin.

$$T_{zv2000} = 1000 \text{ K}$$

$$T_{zv7000} = 1200 \text{ K}$$

$$T_{zvi} = T_{zv2000} + \frac{T_{zv7000} - T_{zv2000}}{(7000 - 2000) \cdot \text{min}^{-1}} \cdot (n_i - 2000 \cdot \text{min}^{-1}) \quad (21)$$

$$p_{zv2000} = 150 \text{ kPa}$$

$$p_{zv7000} = 250 \text{ kPa}$$

$$p_{zvi} = p_{zv2000} + \frac{p_{zv7000} - p_{zv2000}}{(7000 - 2000) \cdot \text{min}^{-1}} \cdot (n_i - 2000 \cdot \text{min}^{-1}) \quad (22)$$

#### 4.7.2 OHŘÁTÍ SMĚSI NA STĚNÁCH VÁLCE

Stejně jako v předchozím případě se jedná o veličinu, kterou by bylo třeba určit experimentálně. Z tohoto důvodu bude opět použita lineární aproximace hodnot.

$$\Delta T_{s2000} = 15 \text{ K}$$

$$\Delta T_{s7000} = 25 \text{ K}$$

$$\Delta T_{si} = \Delta T_{s2000} \cdot \frac{\Delta T_{s7000} - \Delta T_{s2000}}{(7000 - 2000) \cdot \text{min}^{-1}} \cdot (n_i - 2000 \cdot \text{min}^{-1}) \quad (23)$$

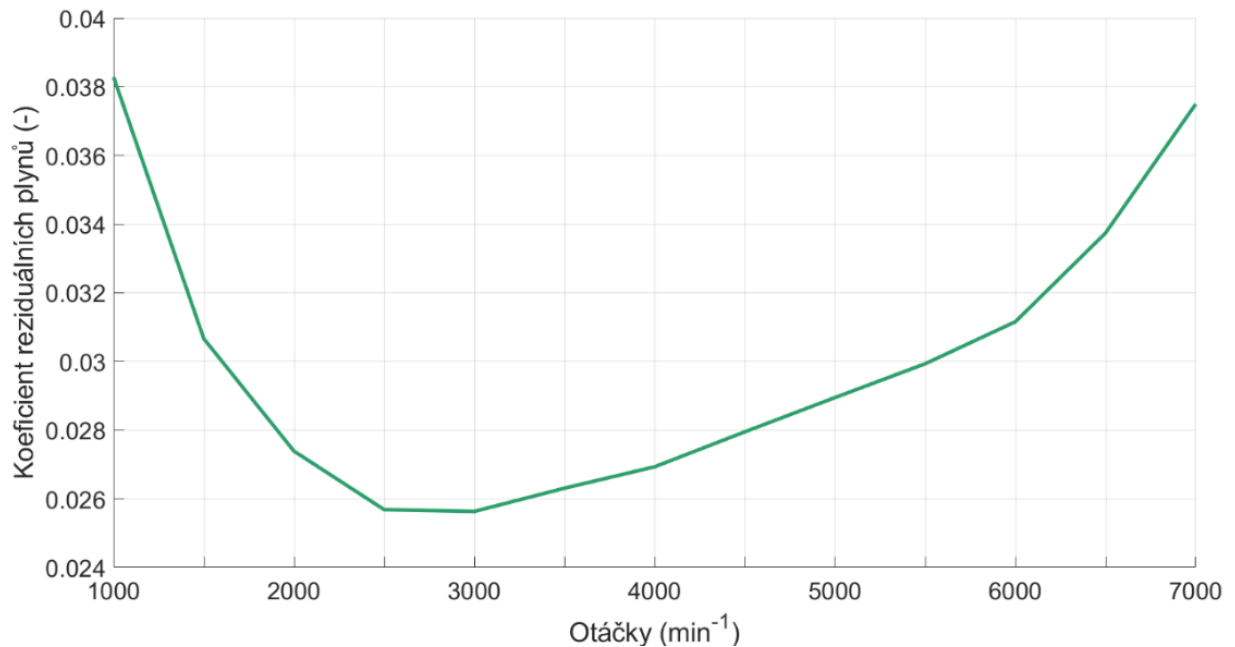
#### 4.7.3 URČENÍ KOEFICIENTU REZIDUÁLNÍCH PLYNŮ

Koeficient reziduálních plynů je dán jako poměr molárního množství reziduí ku molárnímu množství čerstvé směsi. Po úpravě jej lze vyjádřit dle vztahu



$$\gamma_{r_i} = \frac{T_{pl_i} + \Delta T_{s_i}}{T_{zv_i}} \cdot \frac{p_{zv_i} \cdot \phi_{res}}{\varepsilon \cdot p_{pl_i} - p_{pl_i}} \quad (24)$$

Vypočtené hodnoty koeficientu reziduálních plynů byly následně vyneseny do grafu na obr. 38.

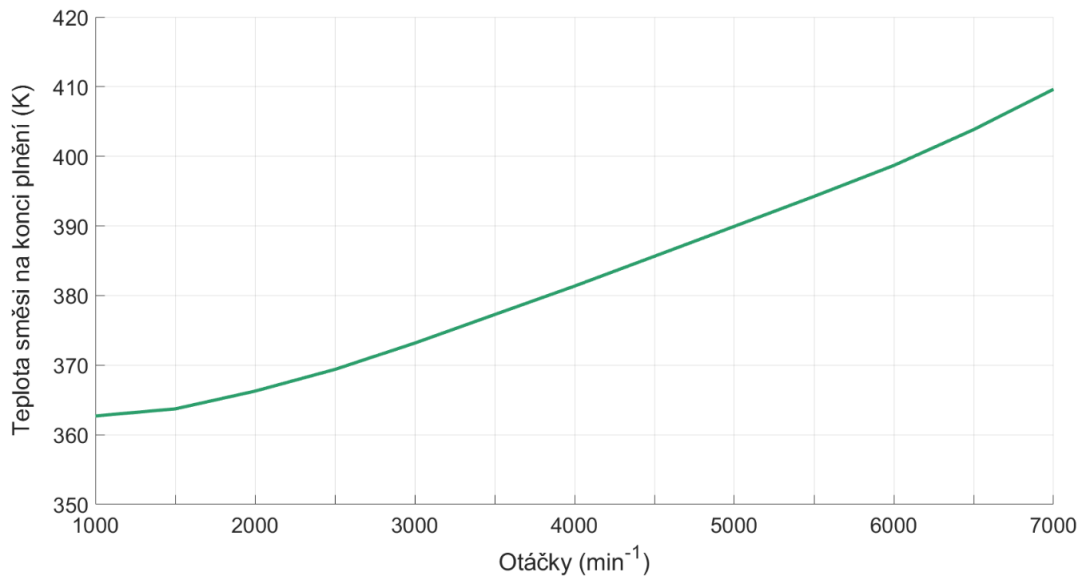


Obr. 38: Závislost průběhu koeficientu reziduálních plynů na otáčkách motoru.

#### 4.7.4 VÝPOČET TEPLoty SMĚSI NA KONCI PLNĚNÍ VÁLCE

Dalším krokem je určení teploty směsi paliva a vzduchu na konci plnění válce. Při výpočtu není uvažován odvod tepla potřebného k odpaření paliva. Vypočtené hodnoty byly opět vyneseny do grafu na obr. 39.

$$T_{1z_i} = \frac{T_{pl_i} + \Delta T_{s_i} + \gamma_{r_i} T_{zv_i} \frac{c_{pv}}{c_{ps}}}{\gamma_{r_i} + 1} \quad (25)$$

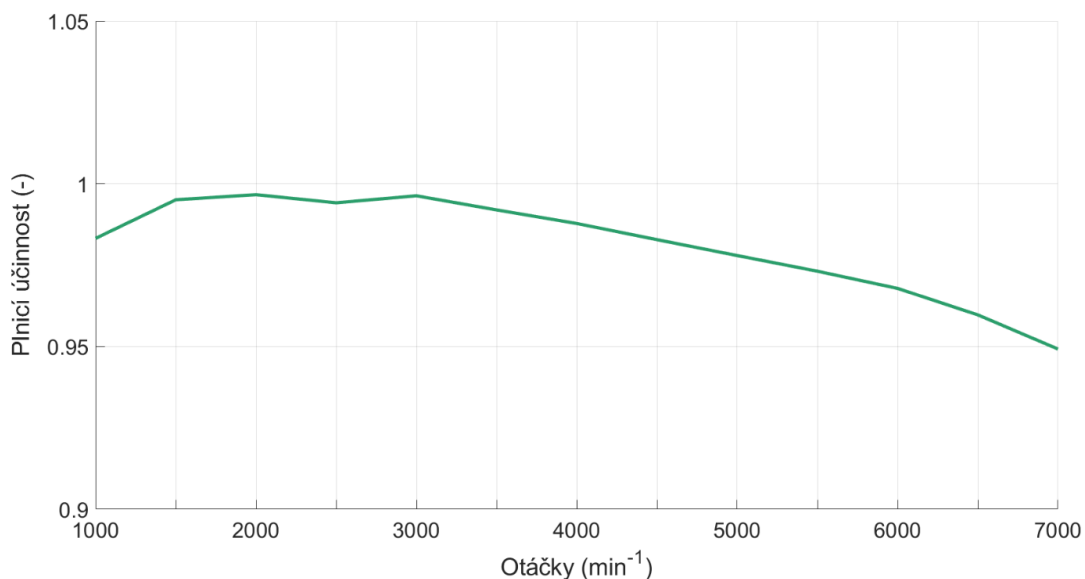


Obr. 39: Teplota směsi na konci plnění válce.

#### 4.7.5 VÝPOČET PLNICÍ ÚČINNOSTI

Plnicí účinnost vyjadřuje schopnost motoru naplnit dostupný objem válce směsí vzduchu a paliva. Je dána poměrem nasátého množství směsi ku teoreticky ideálnímu množství. U přeplňovaných motorů je typická plnicí účinnost vyšší, než 100 %. Vzhledem k tomu, že ve výpočtu dle vzorce (26) je plnicí účinnost brána vůči referenčnímu ideálnímu přeplňovanému motoru, klesá plnicí účinnost pod 100 %. Vypočtené hodnoty jsou vyneseny do grafu na obr. 40.

$$\eta_{pl_i} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_{pl_i}}{T_{1z_i}(1 + \gamma_{r_i})} \cdot \frac{p_{1z_i}}{p_{pl_i}} \quad (26)$$



Obr. 40: Plnicí účinnost motoru.



#### 4.7.6 VÝPOČET TEORETICKÉ MĚRNÉ EFEKTIVNÍ SPOTŘEBY PALIVA

V současné době jsou i ve světě motorsportu poměrně živým tématem emise škodlivých plynů. Měrná efektivní spotřeba paliva je spjatá s emisemi CO<sub>2</sub>, kdy je při daných podmínkách přímo úměrná produkci CO<sub>2</sub>. Kromě toho je poměrně důležitým ukazatelem, který vyjadřuje termodynamickou účinnost motoru. Lze ji odhadnout na základě požadovaných parametrů motoru při znalosti součinitele přebytku vzduchu  $\lambda$ . Součástí výfukového traktu sériového vozidla je třicestný katalyzátor, který vyžaduje  $\lambda = 1$ , v tomto případě však budu uvažovat jeho absenci. Pro jednoduchost budu předpokládat lineární průběh součinitele přebytku vzduchu s mírně bohatou směsí, nicméně zpravidla bývá hodnota  $\lambda$  laděna až experimentálně na motorové brzdě.

$$\lambda_{1000} = 0,99$$

$$\lambda_{7000} = 0,93$$

$$\lambda_i = \lambda_{1000} - \frac{\lambda_{1000} - \lambda_{7000}}{(7000 - 1000) \cdot \text{min}^{-1}} \cdot (n_i - 1000) \cdot \text{min}^{-1} \quad (27)$$

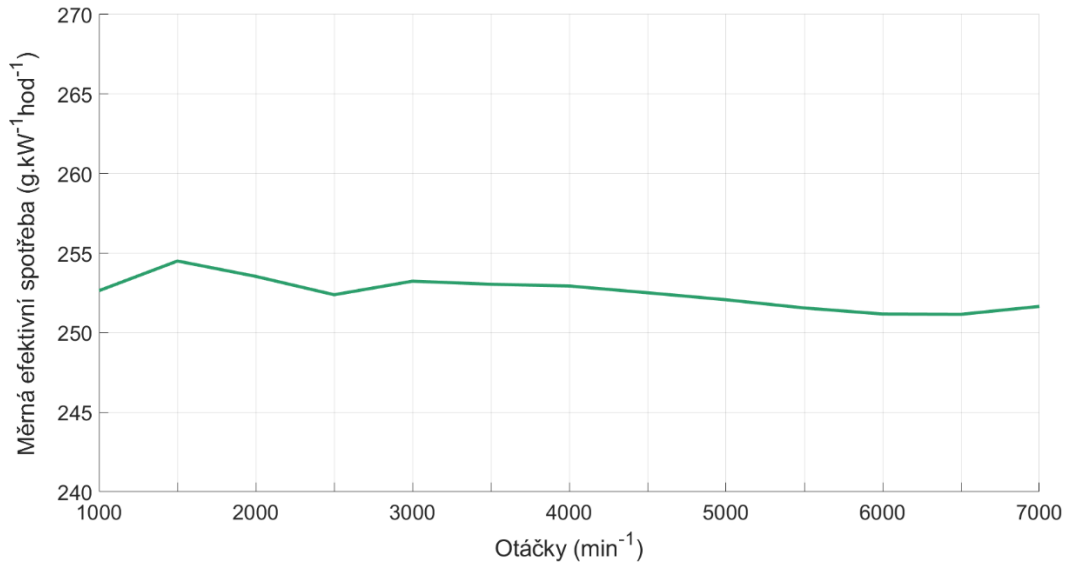
Pro teoretickou měrnou efektivní spotřebu paliva pak platí vztah

$$m_{e_i} = \eta_{pl_i} \frac{\rho_{pl_i}}{\sigma_t \cdot P_{e_i} \cdot \lambda_i}, \quad (28)$$

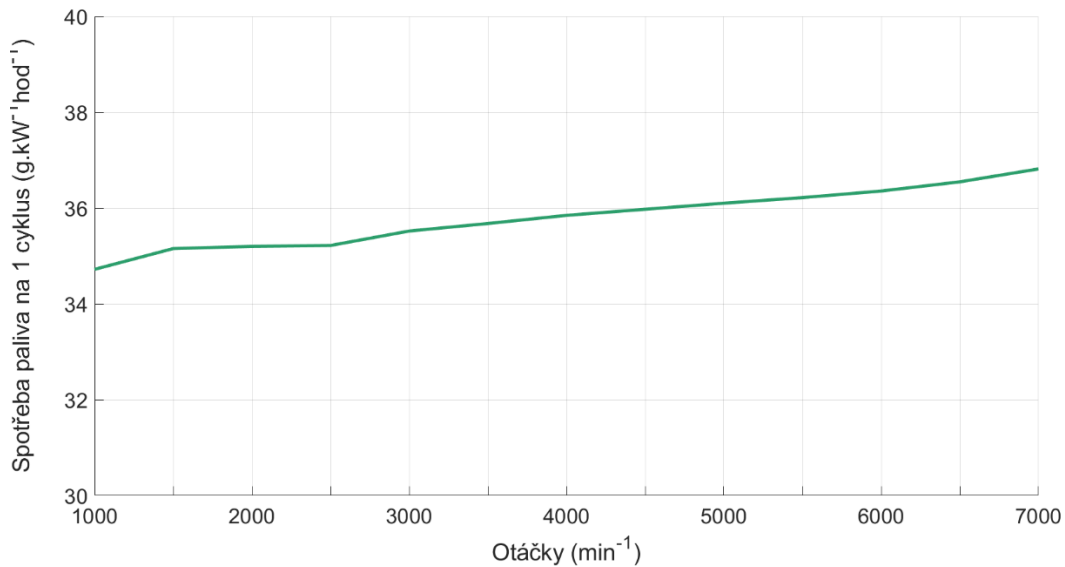
kde  $\sigma_t = 14,701$  je teoretický směšovací poměr vzduchu ku benzínu, který je třeba pro ideální teoretické spalování. Následně je možné určit také měrnou spotřebu paliva pro jeden termodynamický cyklus.

$$M_{pc_i} = \frac{m_{e_i} \tau}{\sigma_t \lambda_i} \quad (29)$$

Vypočtená měrná spotřeba paliva byla vynesena do grafu na obr. 41, měrná spotřeba paliva pro jeden termodynamický cyklus do grafu na obr. 42. Vypočtený měrná spotřeba je uvažována při plném zatížení.



Obr. 41: Teoretická měrná efektivní spotřeba paliva.



Obr. 42: Teoretická spotřeba paliva na jeden termodynamický cyklus.

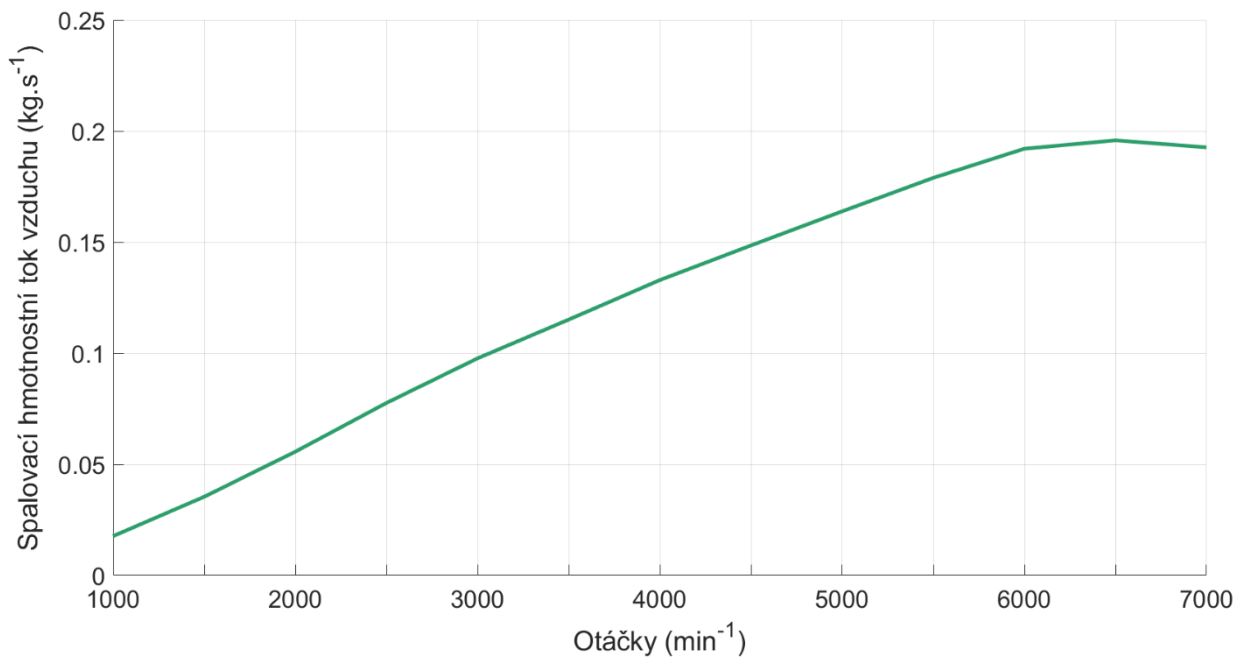
#### 4.7.7 VÝPOČET SPALOVACÍHO HMOTNOSTNÍHO TOKU VZDUCHU

Nejprve je třeba určit specifickou efektivní spotřebu vzduchu dle vztahu

$$m'_{zi} = V_{z,v} \eta_{pl_i} \rho_{pl_i} \quad (30)$$

Poté je již možné spočítat spalovací hmotnostní tok vzduchu motorem:

$$m_{zi} = m'_{zi} n_i \frac{n_v}{\tau} \quad (31)$$

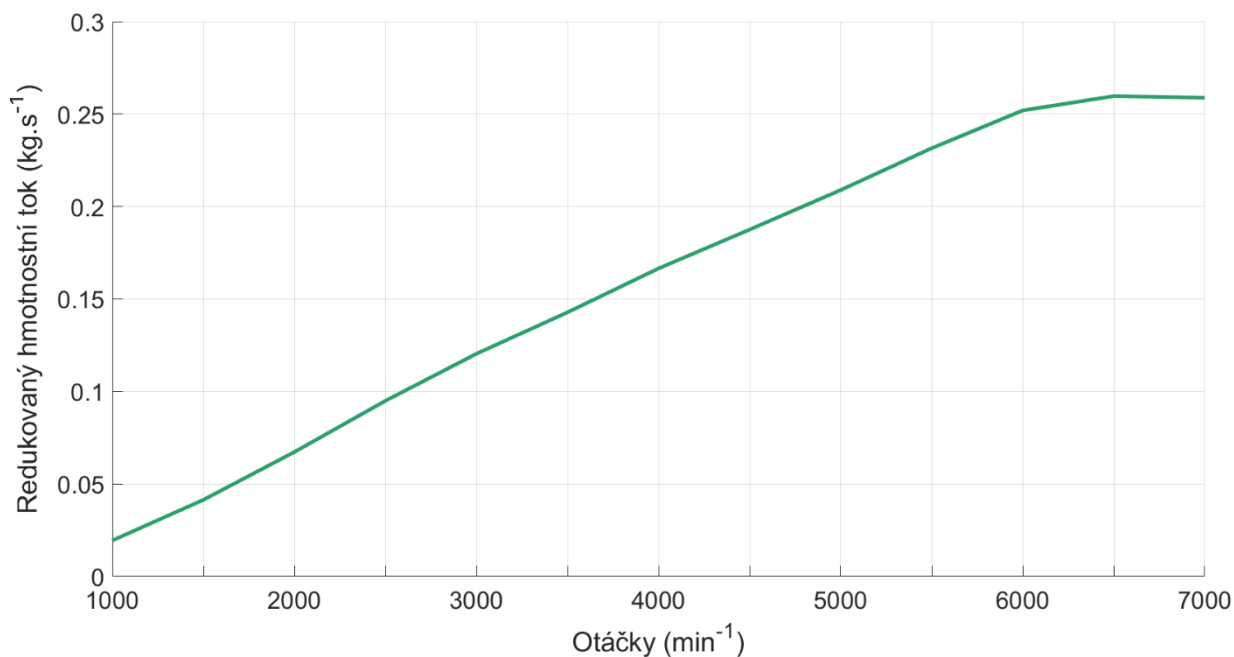


Obr. 43: Spalovací hmotnostní tok vzduchu.

#### 4.7.8 VÝPOČET REDUKOVANÉHO HMOTNOSTNÍHO TOKU VZDUCHU KOMPRESOREM

Redukovaný hmotnostní tok vzduchu je dán spalovacím hmotnostním tokem vzduchu vztaheným vůči referenčním hodnotám tlaku a teploty:

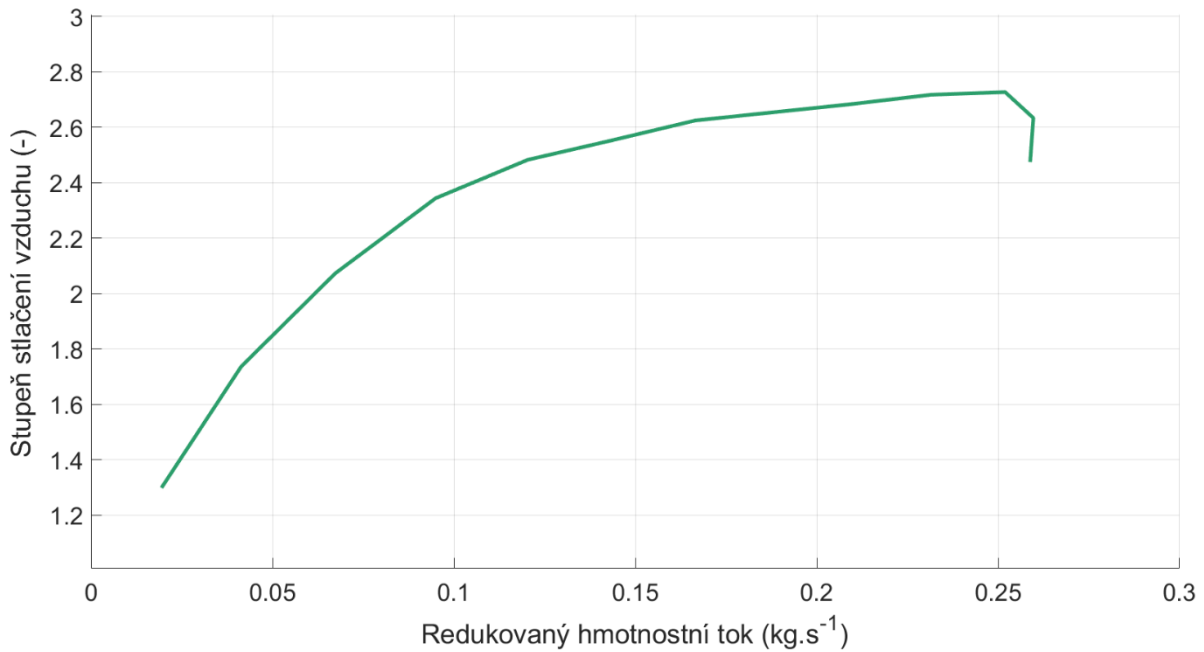
$$m_{red_i} = m_{z_i} \cdot \left( \frac{T_{2k_i}}{T_{0k}} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{p_{0k}}{p_{0k_i}} \quad (32)$$



Obr. 44: Redukovaný hmotnostní tok kompresorem.

#### 4.7.9 VÝSTUP NÁVRHOVÉHO VÝPOČTU PRO VOLBU TURBODMYCHADLA

Turbodmychadlo je voleno dle parametrů kompresoru na základě znalosti závislosti potřebného stlačení vzduchu v kompresoru na redukovaném hmotnostním toku (obr. 45). Tato závislost se následně vynese do kompresorové mapy vybraného turbodmychadla. Pracovní bod by přitom měl v určitých otáčkách ležet v oblasti nejvyšší účinnosti kompresorové mapy.



Obr. 45: Závislost požadovaného stupně stlačení na redukovaném hmotnostním toku.

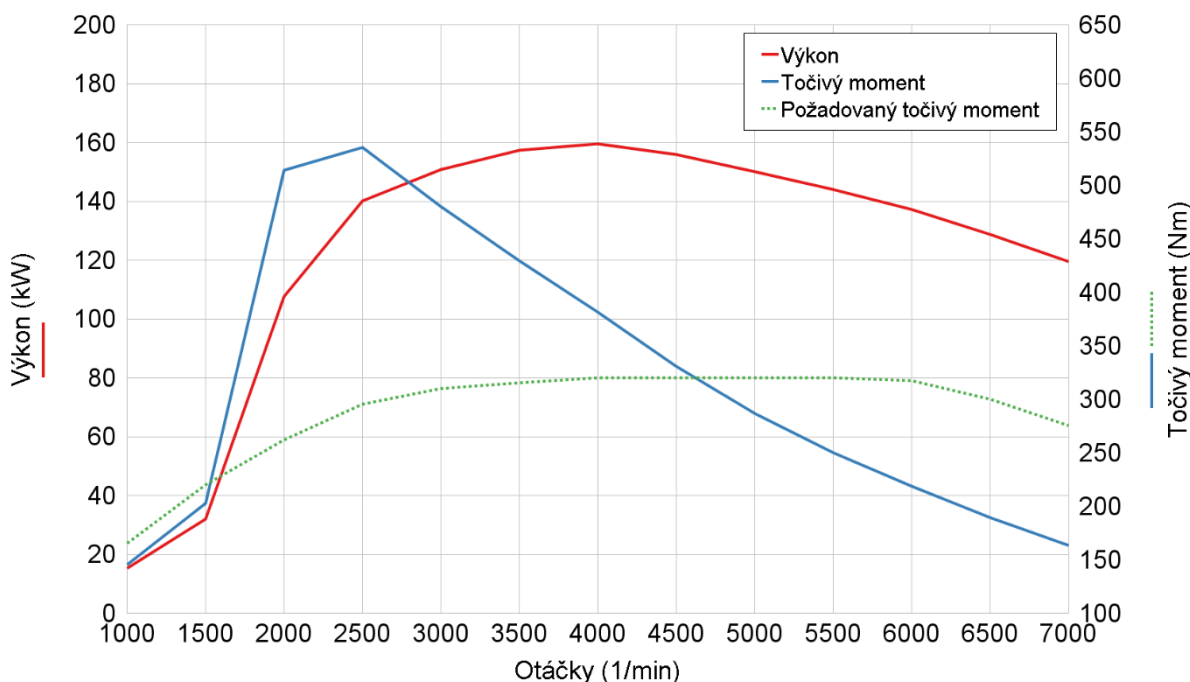
## 5 VOLBA TURBODMYCHADLA

V této části textu je na základě výsledků získaných návrhovým výpočtem zvoleno vhodné turbodmychadlo. Protože motor EP6DT je již ve své produkční verzi přeplňovaný, před výběrem alternativních variant turbodmychadel je třeba zdůvodnit, proč bylo k této volbě nutno přistoupit. Následuje pak zhodnocení vybraných variant turbodmychadel.

### 5.1 POSOUZENÍ VHODNOSTI POUŽITÍ SÉRIOVÉHO TURBODMYCHADLA

K posouzení vhodnosti sériového turbodmychadla BorgWarner jsem se rozhodla využít již sestavený výpočtový model přeplňovaného sériového motoru. V něm byla při modelování turbodmychadla využita data získaná při měření motoru přeplňovaného právě tímto turbodmychadlem, proto je lze považovat za důvěryhodná. Při tvorbě tohoto modelu byl při optimalizaci hledán maximální točivý moment, který byl poté otevíráním obtokového ventilu redukován na požadovanou hodnotu. Pokud obtokový ventil zůstane v celém otáčkovém spektru zavřený, bude tak získán maximální možný moment, kterého lze při daných otáčkách motoru dosáhnout.

Výsledné hodnoty byly vykresleny do vnější otáčkové charakteristiky (obr. 46), do níž byla pro referenci vynesena také křivka požadovaného točivého momentu. Největší potenciál turbodmychadla je v nízkých až středních otáčkách, v nichž turbodmychadlo umožňuje velmi rychle dosáhnout požadovaného točivého momentu. Již od otáček  $4600 \text{ min}^{-1}$  se však kompresor pohybuje na mezi zahlcení kompresoru, kdy není schopen do motoru dodat požadované množství stlačeného vzduchu. Problém s poklesem výkonu ve vysokých otáčkách, který byl jednou z motivací pro úpravu parametrů motoru, by při zachování sériového turbodmychadla byl zachován. Pro zamýšlené závodní účely tak sériové turbodmychadlo lze hodnotit jako nevhodné.



Obr. 46: Vnější otáčková charakteristika sériového motoru při zavřeném obtokovém ventilu.

## 5.2 VOLBA KOMPRESORU TURBODMYCHADLA

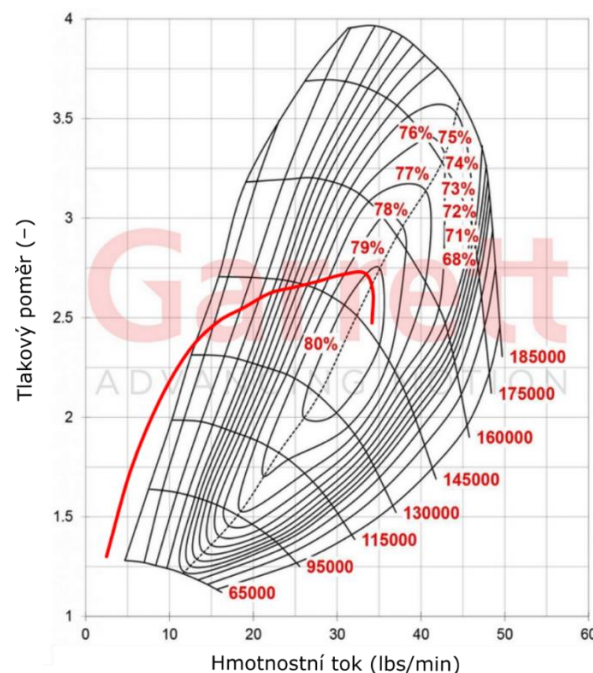
Alternativní možnosti jsem se rozhodla volit z portfolia kompresorů firmy Garrett. Ze souboru turbodmychadel potenciálně vhodných pro přeplňování motoru o daném zdvihovém objemu byla zvolena tři, u kterých bylo při proložení závislosti požadovaného stupně stlačení na redukovaném hmotnostním toku vzduchu do kompresorové mapy dosaženo nejlepších výsledků. Parametry kompresorů vybraných turbodmychadel byly shrnuty v tab. 1.

Tab. 1: Parametry kompresorů dostupných turbodmychadel.

Model	D <sub>c</sub> (mm)	Trim (-)	A/R (in)
<b>G25-550</b>	48	65	0,70
<b>GBC22-350</b>	44	62	0,59
<b>GTX2860-R GEN II</b>	46	58	0,60

### 5.2.1 G25-550

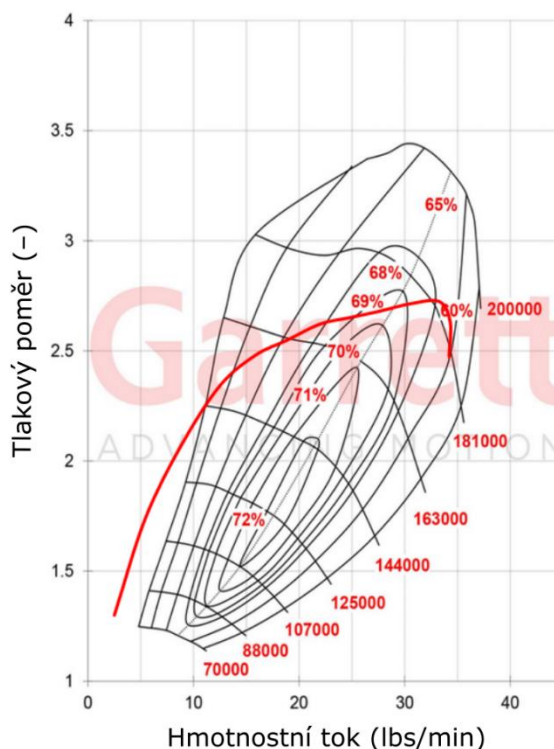
Oproti sériovému turbodmychadlu je z kompresorové mapy na obr. 47 patrné, že v nízkých otáčkách při malých hmotnostních tocích turbodmychadlo nedokáže dostatečně stlačit vzduch. Až do hmotnostního toku odpovídajícího otáčkám  $2500 \text{ min}^{-1}$  se pracovní bod nachází za mezí pumpování. Tímto neduhem bohužel trpí kompresory všech vybraných turbodmychadel, proto je třeba počítat se snížením regulovaného tlaku, a tím pádem i točivého momentu motoru vůči návrhovému výpočtu. Ve vyšších otáčkách pak turbodmychadlo pracuje blízko maxima účinnosti kompresoru. Oblasti maximální účinnosti je však dosaženo až při  $6000 \text{ min}^{-1}$  a přestože řadicí otáčky jsou navrženy až na  $6500 \text{ min}^{-1}$ , žádoucí by bylo pohybovat se v oblasti maxima účinnosti dříve. Obecně lze zhodnotit, že turbodmychadlo je pro požadovanou aplikaci použitelné, nabízí velký potenciál zvýšení špičkového výkonu, nicméně primárně je konstruováno pro motory o větším zdvihovém objemu, případně pro použití s doplňkovým turbodmychadlem, které zajistí požadovanou dynamiku motoru v nižších a středních otáčkách motoru.



Obr. 47: Mapa kompresoru turbodmychadla G25-550 [13].

### 5.2.2 GBC22-350

Turbodmychadlo GBC22-350 je menší, než výše zmíněné G25-550, dle výrobce je určeno pro motory o zdvihovém objemu 1–2,5 l. Stejně jako v předchozím případě se výpočtové body v nižších otáčkách pohybují za mezí pumpování, do bezpečné pracovní oblasti se však turbodmychadlo dostává již při otáčkách cca 2300 min<sup>-1</sup>. V nízkých otáčkách by opět musel být regulován tlak, a nebylo by tak dosaženo parametrů požadovaných v návrhovém výpočtu. Z kompresorové mapy na obr. 48 lze pozorovat, že oblast maximální účinnosti kompresoru je velmi úzká a kompresor se do ní v žádné části otáčkového spektra motoru nedostane. Ze všech vybraných turbodmychadel však poskytuje největší dynamiku v nízkých až středních otáčkách motoru. Přestože tyto otáčky nejsou pro návrh prioritou, bylo by krátkozraké je zanedbat. Ve vysokých otáčkách je v kompresorové mapě stále rezerva, dosáhnout požadovaného špičkového výkonu by mělo být bez problému. Nevýhodou je, že je dodáváno pouze s jedinou možnou turbínou, jejíž parametry jsou shrnuty v tab. 2. Turbodmychadlo hodnotím jako vhodné pro požadovanou aplikaci. Přestože neposkytuje tak velký potenciál pro další zvyšování výkonu, pokrývá velkou část provozních režimů motoru. Ze všech navrhovaných modelů turbodmychadel je nejmenší s nejnižším momentem setrvačnosti, což pozitivně ovlivňuje jeho dynamiku.



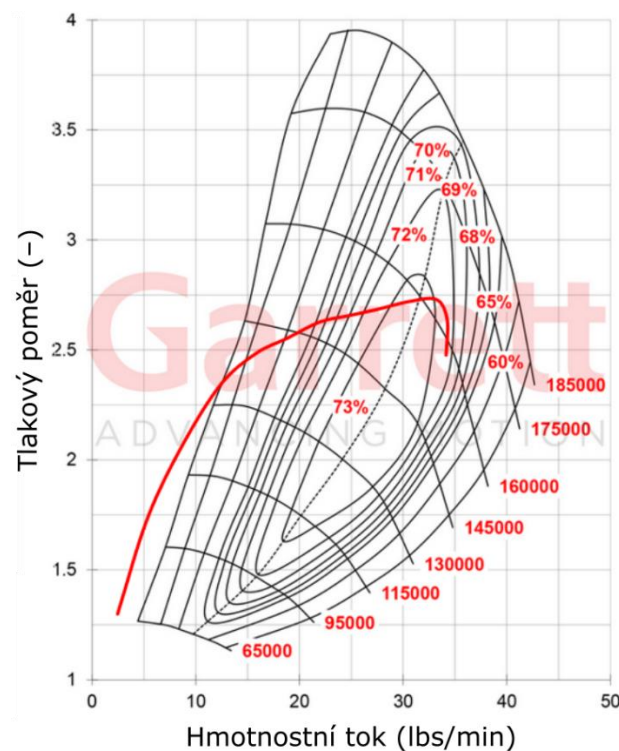
Obr. 48: Mapa kompresoru turbodmychadla GBC22-350 [14].

Tab. 2: Parametry turbíny turbodmychadla GBC22-350.

D <sub>t</sub> (mm)	Trim (-)	A/R (in)	Waste gate
50	84	0,64	Integrovaný

### 5.2.3 GTX2860R – GEN. 2

Posledním navrhovaným turbodmychadlem je model GTX2860R 2. generace. V nízkých otáčkách se turbodmychadlo pohybuje v nestabilní oblasti za mezí pumpování až do otáček  $2500 \text{ min}^{-1}$ , tedy stejně jako u kompresoru turbodmychadla G25-550. Turbodmychadlo pracuje v oblasti maximální izoentropické účinnosti kompresoru v intervalu otáček  $5000\text{-}6000 \text{ min}^{-1}$ . To je oblast, která odpovídá maximu točivého momentu, s mírným poklesem v  $6000 \text{ min}^{-1}$ . Současně je to také otáčkové spektrum, v němž se motor při svém provozu bude velmi často pohybovat. Z mapy je také patrné, že kompresor poskytuje poměrně velkorysý prostor pro další zvyšování výkonu zejména ve vyšších otáčkách motoru. Turbodmychadlo je dodáváno se čtyřmi možnostmi volby turbíny (tab. 3) jak s integrovaným obtokovým ventilem turbíny, tak bez něj (tzv. free-float). Turbodmychadla bez regulace obtokovým ventilem lze použít např. u některých vznětových motorů, zde to však zamená nutnost umístit do zástavby turbodmychadla externí obtokový ventil. Vzhledem k tomu, že tento fakt se často pojí s nutností úpravy výfukového potrubí, dám přednost jednodušší variantě s integrovaným obtokovým ventilem. Snahou přitom je docílit živějšího motoru v nízkých až středních otáčkách, což můžu ovlivnit volbou A/R turbíny. Budu proto uvažovat turbínu s integrovaným obtokovým ventilem a A/R 0,64.



Obr. 49: Mapa kompresoru turbodmychadla GTX2860R - Gen.2 [15].

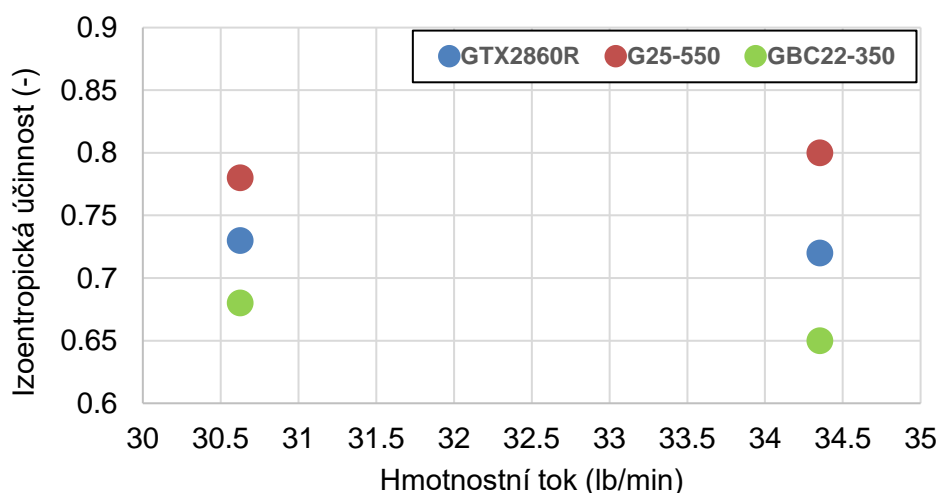
Tab. 3: Možné parametry turbíny turbodmychadla GTX2860R-Gen.2

Dt (mm)	Trim (-)	A/R (in)	Waste gate
54	76	0,57	Free-float
54	76	0,64	Integrovaný
54	76	0,72	Free-float
54	76	0,86	Integrovaný



### 5.3 VOLBA TURBODMYCHADLA

Nejprve byla vyšetřena izoentropická účinnost jednotlivých kompresorů ve zvolených návrhových bodech. Těmito body jsou bod maximálního točivého momentu, kterému odpovídá hmotnostní tok  $m_{red} = 30,62 \text{ lb} \cdot \text{min}^{-1}$  a bod maximálního výkonu s odpovídajícím hmotnostním tokem vzduchu  $m_{red} = 34,35 \text{ lb} \cdot \text{min}^{-1}$ . Z této charakteristiky je zřejmé, že nejvyšší účinnosti je v těchto bodech dosaženo u turbodmychadla G25-550, které však v dřívějším textu bylo vyhodnoceno jako nevhodné zejména kvůli očekávanému pomalému náběhu a neschopnosti zajistit dostatečnou dynamiku v nižších otáčkách. Z hlediska účinnosti se nejvhodněji jeví turbodmychadlo GTX2860R, kdy navíc křivka závislosti stlačení vzduchu na hmotnostním toku kompresorem prochází oblastí maxima účinnosti (obr. 49). Kompresor turbodmychadla GBC22-350 má ostrůvek maximální účinnosti položený v mapě poměrně nízko v oblasti s nižšími stlačeními plnicího vzduchu (obr. 48), kdy při požadovaných stlačeních již pracuje poměrně daleko od této oblasti. Turbodmychadlo se tak čistě z tohoto hlediska jeví jako nepříliš vhodné. Přesto je třeba vzít v úvahu i jiné faktory, a to zejména vliv chování turbíny.



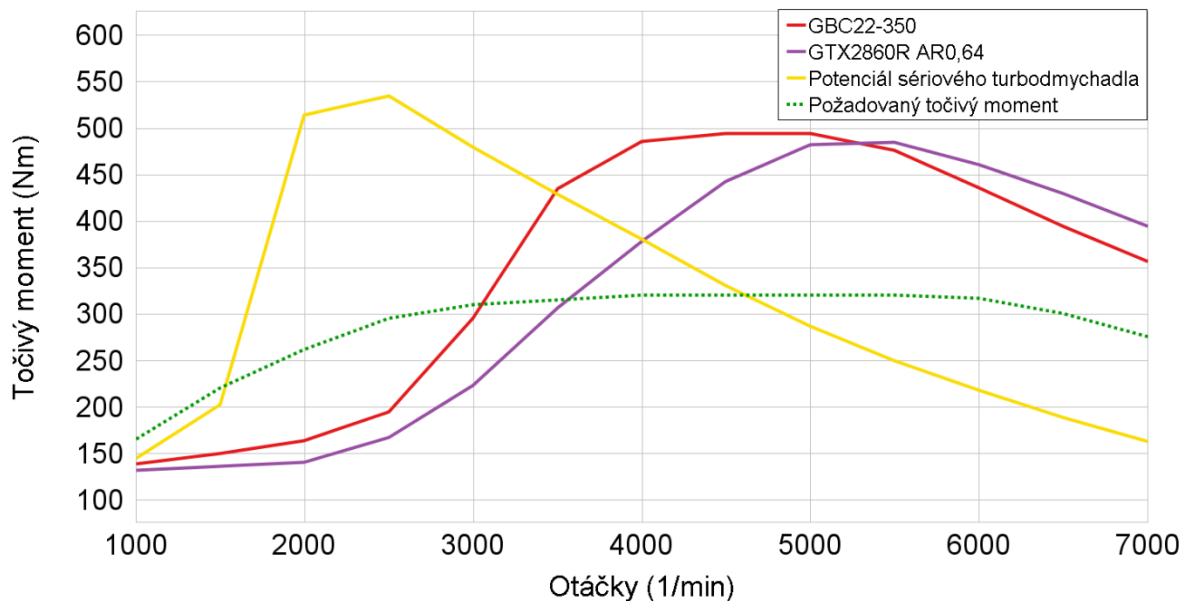
Obrázek 50: Srovnání účinností kompresorů turbodmychadel ve vybraných návrhových bodech.

Z turbodmychadel zmíněných v kapitole 5.2 lze tedy považovat za vhodná turbodmychadla GBC22-350 a GTX2860R 2. generace. V obou případech se jedná o turbodmychadla s integrovaným obtokovým ventilem, což konkrétně u turbodmychadla GTX2860R bude znamenat vyšší A/R, tedy větší turbínu s horšími parametry v nízkých otáčkách. Varianta s nižším A/R však nedisponuje obtokovým ventilem, což by mělo za následek zkomplikování zástavby turbodmychadla. Parametry obou turbodmychadel jsou shrnuty v tab. 4.

Protože již mám k dispozici model sériového motoru, rozhodla jsem se nejvhodnější variantu zvolit tak, že ve výpočtovém modelu motoru nahradím sériové turbodmychadlo zvolenými variantami. Do grafu na obr. 51 bylo vyneseno porovnání dosaženého točivého momentu obou turbodmychadel za předpokladu, že je vynechána regulace obtokovým ventilem. Tento stav by sice nebyl reálný, protože by znamenal např. obrovský nárůst teploty výfukových plynů nebo otáček turbodmychadla a následné poškození komponent motoru, pro účely porovnání dvou turbodmychadel simulací je však tento postup přijatelný. Do grafu byl pro srovnání vynesena také průběh točivého momentu sériového turbodmychadla bez regulace.

Tab. 4: Parametry porovnávaných turbodmychadel.

Model	Parametry kompresoru				Parametry turbíny			
	D <sub>c</sub> (mm)	Trim (-)	A/R (in)	I <sub>c</sub> (kg.m <sup>2</sup> )	D <sub>t</sub> (mm)	Trim (-)	A/R (in)	I <sub>t</sub> (kg.m <sup>2</sup> )
<b>GBC22-350</b>	44	62	0,59	1,08e-5	50	84	0,64	1,88e-5
<b>GTX2860-R</b>	46	58	0,60	2,43e-5	54	76	0,64	2,01e-5



Obr. 51: Porovnání průběhu točivého momentu.

Z výsledků, kterých bylo dosaženo simulací, lze také vyhodnotit, že turbodmychadlo nelze vybírat čistě podle toho, v jakých účinnostech se pohybuje vybraný pracovní bod v kompresorové mapě. Protože byly zvoleny body maximálního momentu a výkonu, které se oba nachází v oblasti vysokých hmotnostních toků, jako vhodné se jevílo turbodmychadlo GTX2860R. Jak však později ukázala simulace, kde již figurovaly i parametry turbíny, turbodmychadlo GBC22-350 dosahuje i přes nižší celkovou účinnost kompresoru lepších parametrů. Důvodem je zejména nutnost zvolit kvůli zástavbě turbodmychadla turbínu s větším A/R poměrem, jejíž součástí už ale je obtokový ventil.

Výsledky simulace v podstatě reflektují úvahy provedené v kapitole 5.2. Nižší moment setrvačnosti a dřívější překonání meze pumpování u kompresoru turbodmychadla GBC22-350 mají výrazný vliv na průběh točivého momentu v nízkých otáčkách. Točivý moment u turbodmychadla GTX2860R se zvyšuje spíše pozvolně. Požadovaného točivého momentu dle návrhového výpočtu je tak schopno dosáhnout až při otáčkách přesahujících 3500 min<sup>-1</sup>. Ve vysokých otáčkách lze pozorovat menší pokles točivého momentu než u GBC22-350, to však vzhledem k požadovaným hodnotám momentu nelze hodnotit jako relevantní.

Na základě veškerých těchto poznatků tedy volím turbodmychadlo GBC22-350.



Obr. 52: Turbodmychadlo GBC22-350.

## 6 MODEL MOTORU SE ZVOLENÝM TURBODMYCHADLEM

### 6.1 VÝSLEDNÝ MODEL

Pro sestavení výsledného modelu motoru byl použit model sériového motoru (kapitola 3.4). V něm byly provedeny úpravy kompresního poměru dle výsledků citlivostní analýzy a záměna parametrů sériového turbodmychadla za parametry zvoleného turbodmychadla GBC22-350. Pro tvorbu finálního modelu turbodmychadla se podařilo sehnat skutečnou kompresorovou a turbínovou mapu, získanou měřením na gas standu. Tento fakt značně napomohl důvěryhodnosti celého modelu. Protože přestože mapy aftermarket turbodmychadel jsou na stránkách výrobce dostupné, postprocessing uživatele vnáší do výsledného modelu chyby, které přesnost modelu snižují a ovlivňují chování turbodmychadla v modelu. Také je díky těmto datům možno přesně zadat podmínky při měření, což vede ke správnému dopočítání korekcí mapy.

### 6.2 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA

Přeplňování motoru turbodmychadlem, při kterém dochází k nárůstu plnicího tlaku, tedy i plnicí účinnosti, vede k vyššímu namáhání komponent motoru z důvodu nárůstu tlaku a teploty ve spalovacím prostoru. Pokud při stlačování směsi dojde lokálně k překročení zápalné teploty benzínu, dochází k detonačnímu hoření směsi ve válci, kdy směs hoří velmi rychle za vzniku tlakových vln, které výrazně zvyšují namáhání komponent motoru a značně snižují jejich životnost. Aby bylo možno použít sériové komponenty motoru, byla po konzultaci s vedoucím diplomové práce zvolena maximální hodnota spalovacího tlaku ve válci 150 bar. Tu je však ale již třeba brát jako extrémní.

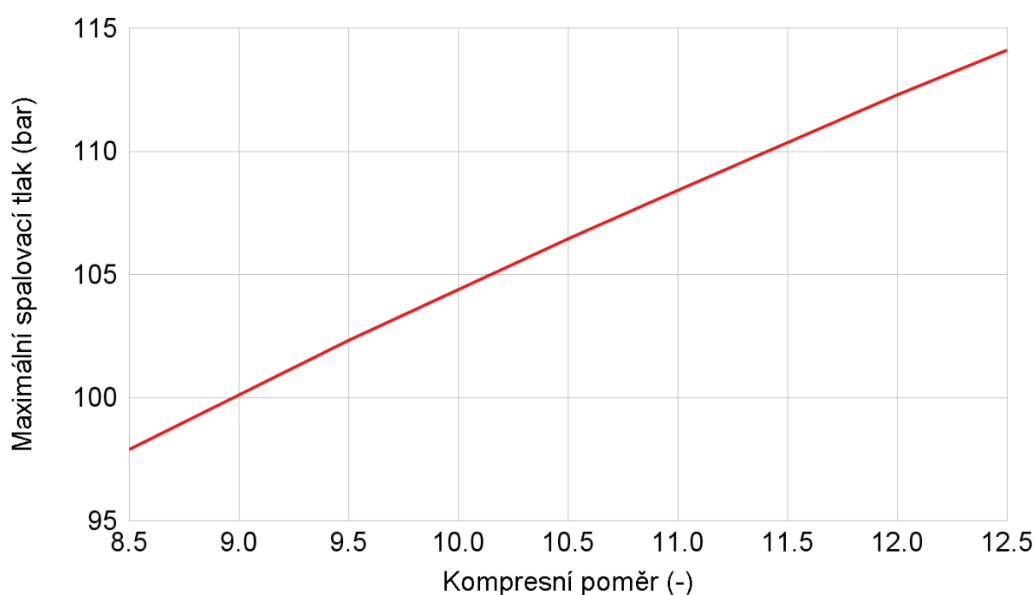
Dalším nepříznivým následkem přeplňování je nárůst teploty výfukových plynů. Tu je třeba kontrolovat zejména kvůli turbíně turbodmychadla. Turbíny bývají nejčastěji vyrobeny z Inconelu (austenitická ocel na bázi niklu a chromu), případně slitin titan-hliníku. Pro výrobu turbínových skříní jsou využívány žáruvzdorné oceli. Limitní provozní teplota pak dosahuje cca 990°C.

Pro zjištění vhodného kompresního poměru a plnicího tlaku, při nichž bude dosaženo požadovaných parametrů, byla provedena citlivostní analýza. V ní byl uvažován vliv změny kompresního poměru a plnicího tlaku na maximální spalovací tlak ve válci a teploty výfukových plynů na vstupu do turbíny turbodmychadla. Jako zajímavé body pro analýzu se nabízí otáčky maximálního výkonu a maximálního točivého momentu. Simulací však bylo zjištěno, že maximální spalovací tlak ve válci není při otáčkách maximálního výkonu 6500 min<sup>-1</sup>, ale již při 6000 min<sup>-1</sup>. Nutno podotknout, že dosažený výkon se liší minimálně (odchylka 1 kW). Proto byl první provozní bod zvolen právě pro otáčky 6000 min<sup>-1</sup>. Točivý moment je udržován konstantní na své maximální hodnotě v intervalu otáček 4000–5500 min<sup>-1</sup>. Přestože jsem analýzu provedla i v bodech maximálního točivého momentu, oproti dříve zvolenému provoznímu bodu 6000 min<sup>-1</sup> zde žádná ze sledovaných veličin nenabývala extrémních hodnot a sledování žádného z těchto bodů nebylo pro analýzu přínosem. Proto budu v dalších částech uvažovat pouze jeden provozní bod, a to při otáčkách 6000 min<sup>-1</sup>. Pro analýzu byl využit model motoru se zvoleným turbodmychadlem GBC22-350. Tímto postupem tak bude ověřeno chování motoru ve finální konfiguraci.

### 6.2.1 VLIV ZMĚNY KOMPRESNÍHO POMĚRU NA VYBRANÉ PARAMETRY

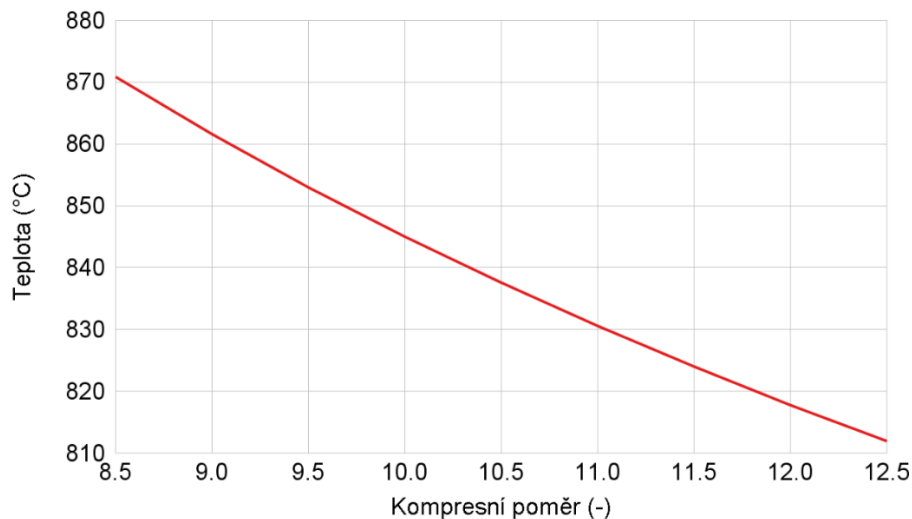
Kompresní poměr motoru EP6DT je roven 10,5:1. Pro analýzu byl volen interval kolem této hodnoty od kompresního poměru 8,5:1 až po 12,5:1. Tento interval by měl být dostatečně široký pro vypořádání trendu v průběhu vybraných veličin. Analýza byla provedena při uvažování součinitele přebytku vzduchu  $\lambda = 1$ .

Prvním sledovaným parametrem je maximální tlak ve spalovacím prostoru. Čím větší je kompresní poměr, tím větší je maximální tlak, přičemž křivka roste téměř lineárně (obr. 53). Změna maxima spalovacího tlaku v závislosti na kompresním poměru však není strmá. Při kompresním poměru 10,5:1 je maximální spalovací tlak 106,4 bar. Pokud se kompresní poměr zvýší na 12,5:1, maximální tlak vzroste na 114,1 bar. Tato hodnota je stále daleko od stanoveného maxima. Naopak při snížení kompresního poměru na hodnotu 8,5:1 dosahuje maximální tlak ve válci hodnoty 97,9 bar.



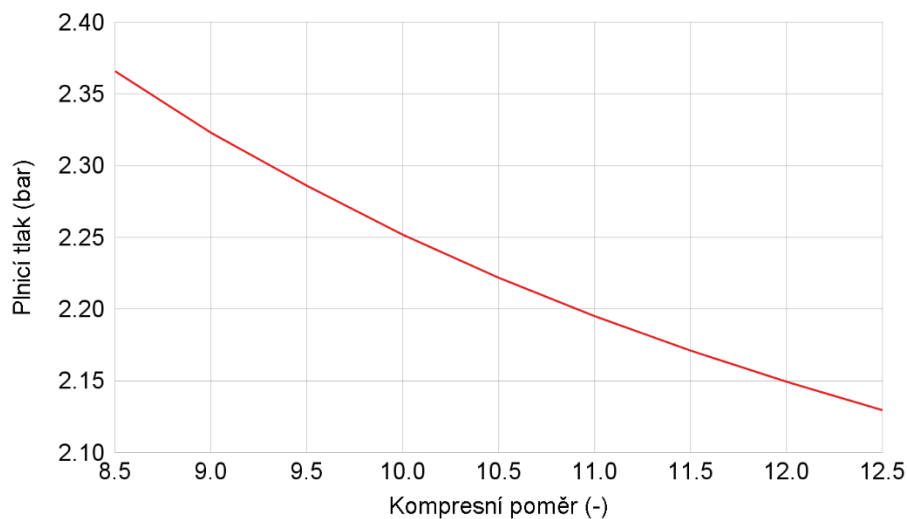
Obr. 53: Závislost maximálního spalovacího tlaku na kompresním poměru.

Z hlediska maximálního tlaku ve válci se jeví jako nejvhodnější kompresní poměr snížit. Pokud je však vykreslena závislost teploty výfukových plynů na kompresním poměru (obr. 54), vidíme, že se snižujícím se kompresním poměrem naopak roste teplota výfukových plynů. Při nejnižším uvažovaném kompresním poměru dosahuje hodnoty 871 °C, pokud se kompresní poměr zvýší na hodnotu 12,5:1, je pak teplota snížena až na 812 °C. Při ponechání kompresního poměru sériového motoru je pak teplota výfukových plynů rovna 837,5 °C.



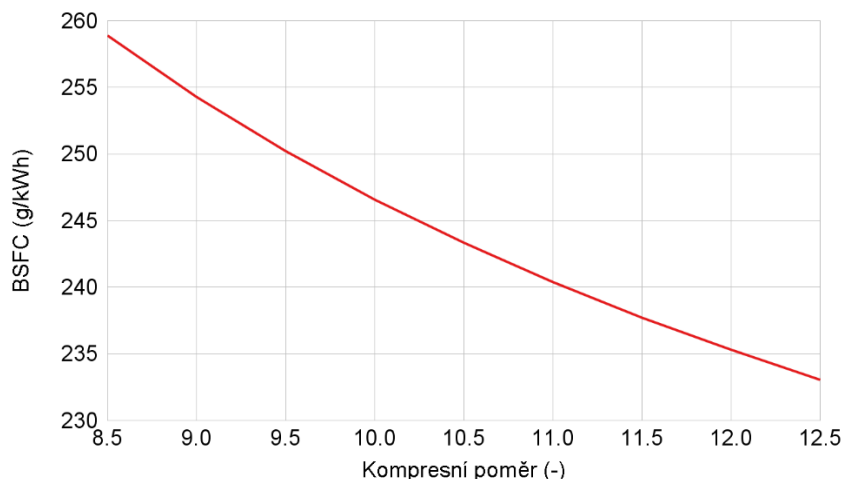
Obr. 54: Závislost teploty výfukových plynů na kompresním poměru.

Při snižování kompresního poměru je také pro dosažení stejného točivého momentu zvyšovat plnicí tlak (obr. 55). Při nejmenším kompresním poměru je plnicí tlak 2,4 bar, a klesá až k hodnotě 2,1 bar při kompresním poměru 12,5:1. Pro sériový kompresní poměr je plnicí tlak roven 2,22 bar.



Obr. 55: Závislost plnicího tlaku na kompresním poměru.

S klesajícím kompresním poměrem roste také množství nasávaného vzduchu. Aby byl zachován požadovaný součinitel přebytku vzduchu  $\lambda = 1$ , roste s množstvím nasávaného vzduchu také potřebné množství paliva. V důsledku toho se zvyšuje i měrná spotřeba paliva (obr. 56). Při nejnižším uvažovaném kompresním poměru dosahuje hodnoty  $259 \text{ g} \cdot (\text{kWh})^{-1}$ , poté klesá až k hodnotě  $233 \text{ g} \cdot (\text{kWh})^{-1}$ . Při kompresním poměru sériového motoru je rovna  $243,3 \text{ g} \cdot (\text{kWh})^{-1}$ .

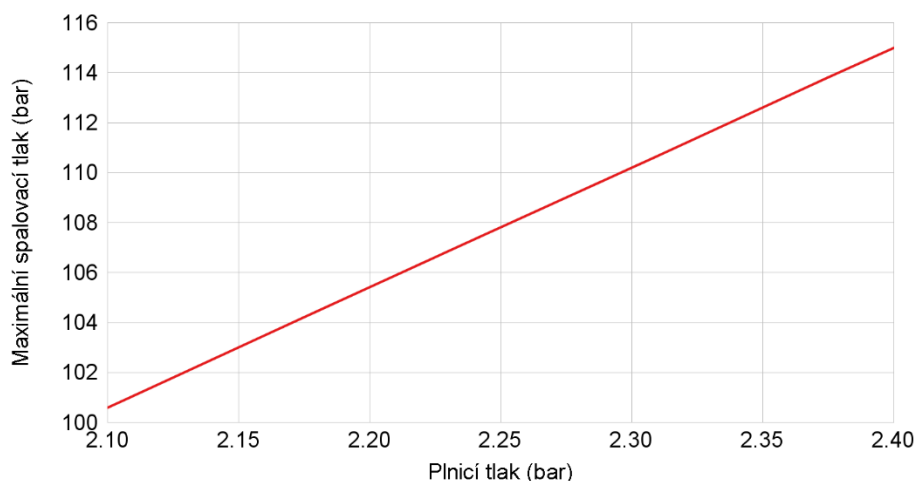


Obr. 56: Závislost měrné spotřeby paliva na kompresním poměru.

### 6.2.2 VLIV ZMĚNY PLNICÍHO TLAKU NA VYBRANÉ PARAMETRY

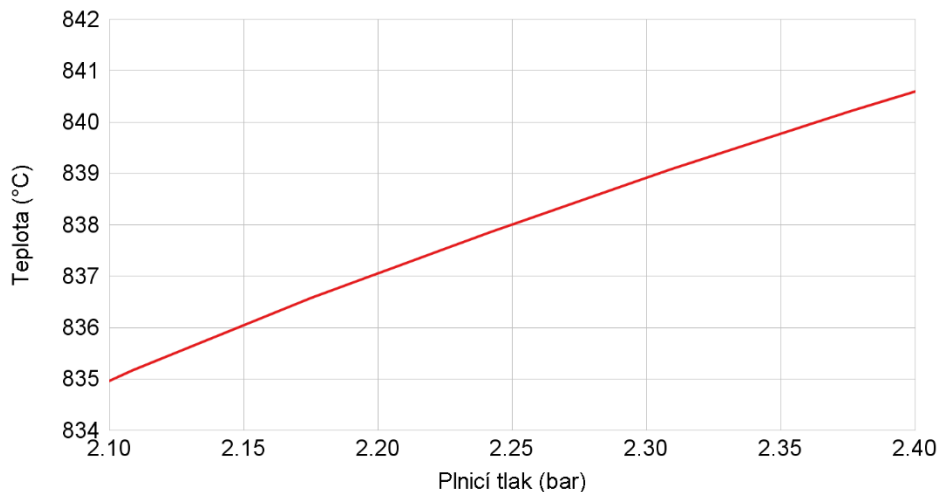
Z analýzy vlivu změny kompresního poměru na vybrané parametry vyplynulo, že k dosažení stejného točivého momentu je při klesajícím kompresním poměru potřeba větší plnicí tlak. Samotná tato analýza však nereflektovala, jaké změny má samotná změna plnicího tlaku na vybrané parametry. Byla tak provedena další analýza, v níž byl měněn plnicí tlak v intervalu hodnot, které byly zjištěny při změně kompresního poměru – tedy od 2,1 bar do 2,4 bar.

Nejprve byla provedena analýza vlivu změny plnicího tlaku na maximální spalovací tlak (obr. 57). Z ní lze v daném intervalu pozorovat, že zatím co pro plnicí tlak 2,1 bar (odpovídá  $\varepsilon = 12:1$ ) dosahuje maximální tlak hodnoty 100,6 bar, pro plnicí tlak 2,4 bar je to již 115 bar.



Obr. 57: Závislost maximálního tlaku ve spalovacím prostoru na plnicím tlaku.

S rostoucím plnicím tlakem (a klesajícím kompresním poměrem) také dochází k nárůstu teploty výfukových plynů. Z grafu na obr. 58 je však patrné, že teplota v daném intervalu narůstá pouze v řádu jednotek stupňů Celsia a v širším kontextu této závislosti není třeba přikládat takový význam.



Obr. 58: Závislost teploty výfukových plynů na plnicím tlaku.

### 6.3 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ CITLIVOSTNÍ ANALÝZY

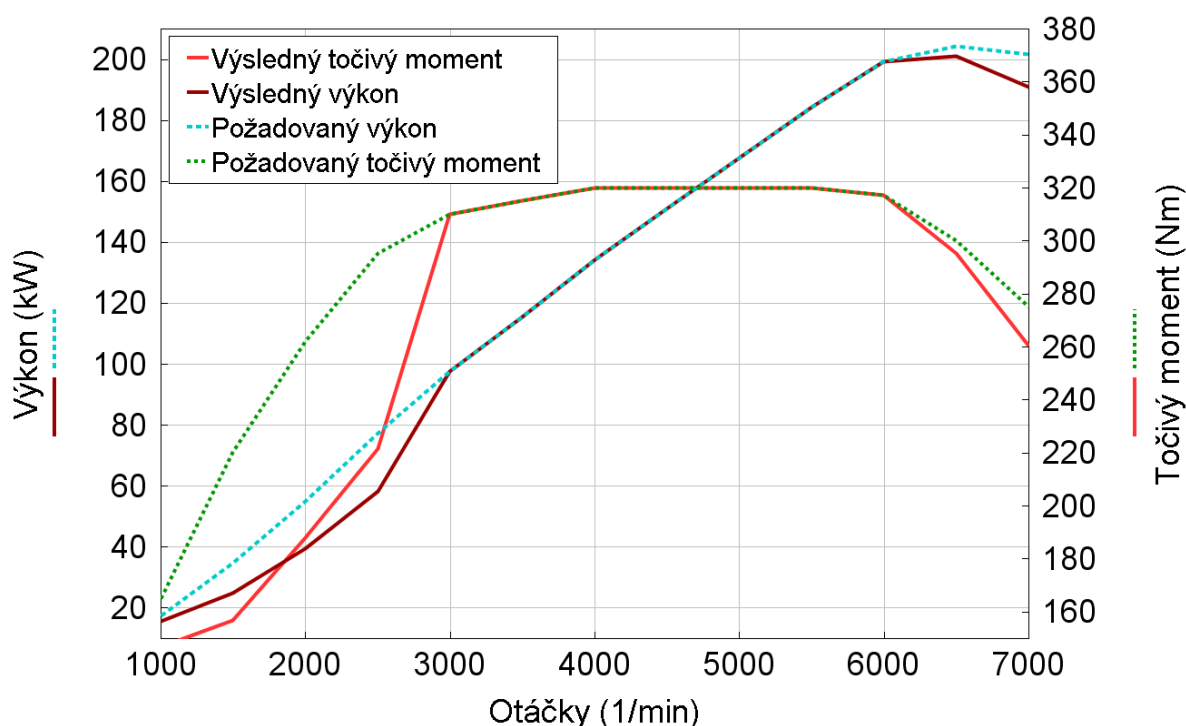
Na základě získaných výsledků lze usoudit, že neexistuje kompresní poměr, při němž by bylo dosaženo ideálních výsledků. Naopak je třeba jít cestou kompromisu. Ani na jedné straně sledovaného intervalu kompresních poměrů není dosahováno extrémních hodnot sledovaných parametrů. Zatímco z hlediska maximálních spalovacích tlaků je výhodnější kompresní poměr snižovat, se snižujícím se kompresním poměrem současně roste teplota výfukových plynů i měrná spotřeba paliva. Dalším důsledkem snižování kompresního poměru je fakt, že pro docílení stejného točivého momentu je třeba zvýšit plnicí tlak, což však opět vede k nárůstu tlaku ve spalovacím prostoru. Díky tomu není snižování kompresního poměru příliš výhodné.

Pokud se kompresní poměr zvětšuje, roste maximální tlak ve spalovacím prostoru, a naopak se snižuje teplota výfukových plynů a měrná spotřeba paliva. Maximální spalovací tlaky i teplota výfukových plynů se v celém zkoumaném intervalu kompresních poměrů pohybují v přijatelných hodnotách. Na základě získaných závislostí se nabízí zvýšit kompresní poměr, čímž by došlo ke snížení teploty výfukových plynů a plnicího tlaku. Protože zvyšování kompresního poměru zvyšuje náchylnost motoru k detonačnímu hoření, bylo by vhodné získané závislosti před konstrukčními úpravami samotného motoru ověřit experimentálně. Proto jsem se při zvyšování kompresního poměru rozhodla nejít příliš vysoko a zvýšit jej na 11,5:1. Při této hodnotě by maximální tlaky ve válci ještě neměly dosahovat extrémních hodnot, současně by mělo dojít ke snížení plnicího tlaku, teploty výfukových plynů a měrné spotřeby paliva.



## 7 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

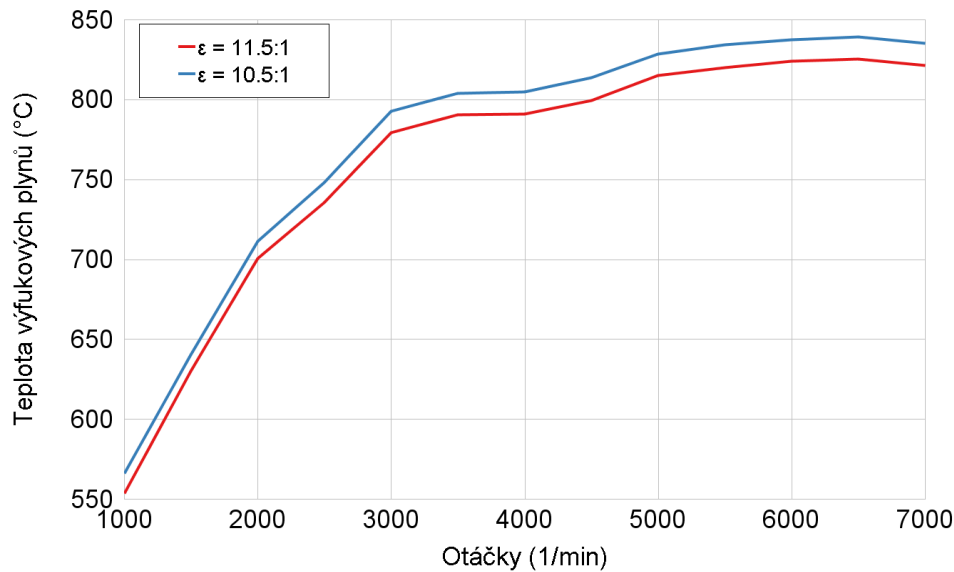
Cílem této kapitoly je přehledně shrnout výsledky, kterých bylo výpočtovým modelem dosaženo. V modelu byla zahrnuta regulace plnicího tlaku obtokovým ventilem na výkonnostní parametry požadované na základě návrhového výpočtu (kapitola 4.3) a změna kompresního poměru na 11,5:1, která vyplynula z citlivostní analýzy. Nejprve byla vykreslena vnější otáčková charakteristika. Tu jsem pro srovnání vynesla do grafu společně s navrženou vnější otáčkovou charakteristikou dle návrhového výpočtu (obr. 59).



Obr. 59: Srovnání výsledné vnější otáčkové charakteristiky s požadovaným navrženým průběhem.

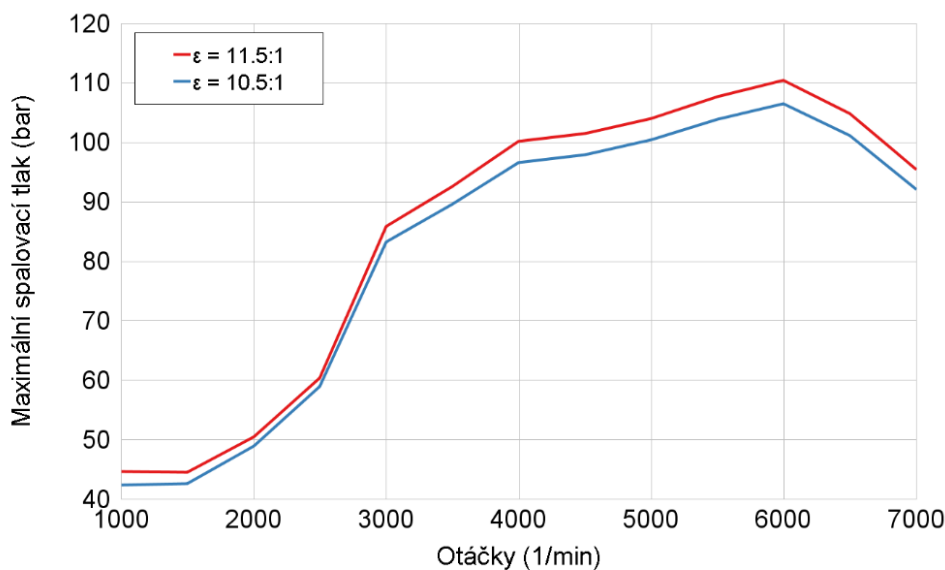
Při porovnání výsledné vnější otáčkové charakteristiky s charakteristikou požadovanou v návrhovém výpočtu je na první pohled patrný výrazný rozdíl v točivém momentu při otáčkách do  $3000 \text{ min}^{-1}$ . To vede také k poklesu výkonu. Tento jev však byl očekávaný – je důsledkem použití jednoduchého turbodmychadla, které je navíc větší než sériové turbodmychadlo. Umožňuje tak sice dosáhnout vyšších točivých momentů ve vysokých otáčkách, nicméně za cenu poklesu točivého momentu v nízkých otáčkách. Dále je zde patrné, že v simulaci klesá točivý moment rychleji, než bylo původně požadováno. To však není dáno limitem turbodmychadla, ale vlivem regulace, kdy jsem kvůli snížení teploty výfukových plynů a maximálního tlaku ve válci rozhodla přistoupit k narovnání průběhu výkonu za cenu nižšího špičkového výkonu v omezovači.

Vnější otáčková charakteristika je výsledkem, který daný motor v charakterizuje navenek pro každého uživatele. V kontextu dějů motoru je však třeba sledovat i další parametry, které sice nejsou prezentovány při popisu pohonu vozu, avšak jsou neméně důležité. Jedním z nich je průběh teploty výfukových plynů (obr. 60), který byl vyšetřován i v citlivostní analýze. Protože bylo přistoupeno ke zvýšení kompresního poměru, bylo očekáváno snížení teploty výfukových plynů vstupujících do turbíny turbodmychadla. Tento předpoklad se potvrdil a změnou kompresního poměru došlo k poklesu špičkové teploty o  $13,8 \text{ °C}$  na  $825,1 \text{ °C}$ .



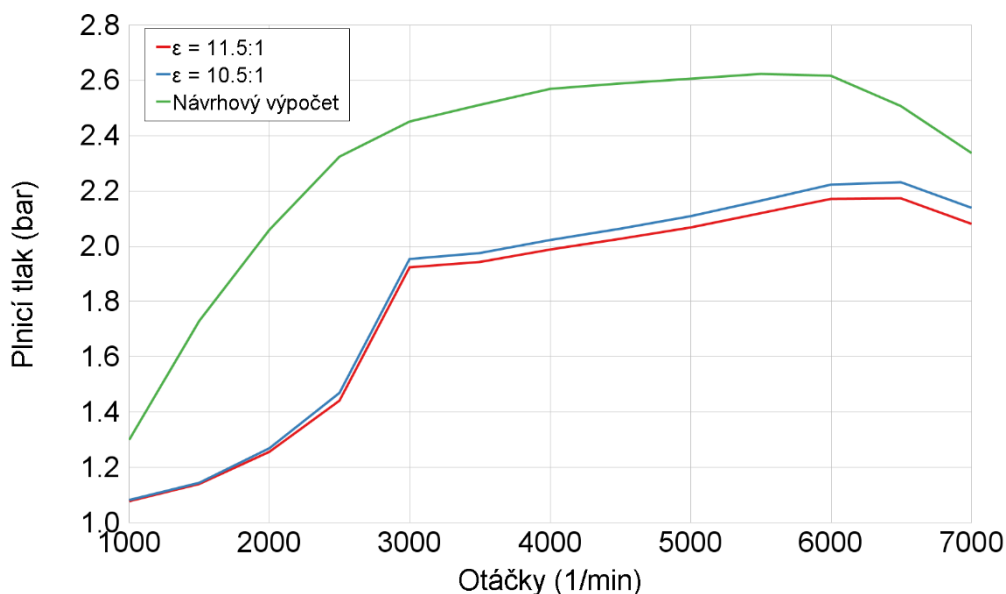
Obr. 60: Průběh teploty výfukových plynů na vstupu do turbíny.

Dalším sledovaným parametrem byl tlak ve spalovacím prostoru. Zde naopak vlivem změny kompresního poměru došlo k nárůstu špičkového tlaku. Z grafu v obr. 61 však lze usoudit, že zvýšení tlaku není kritické, maximální tlak dosahuje špičkové hodnoty 110 bar.



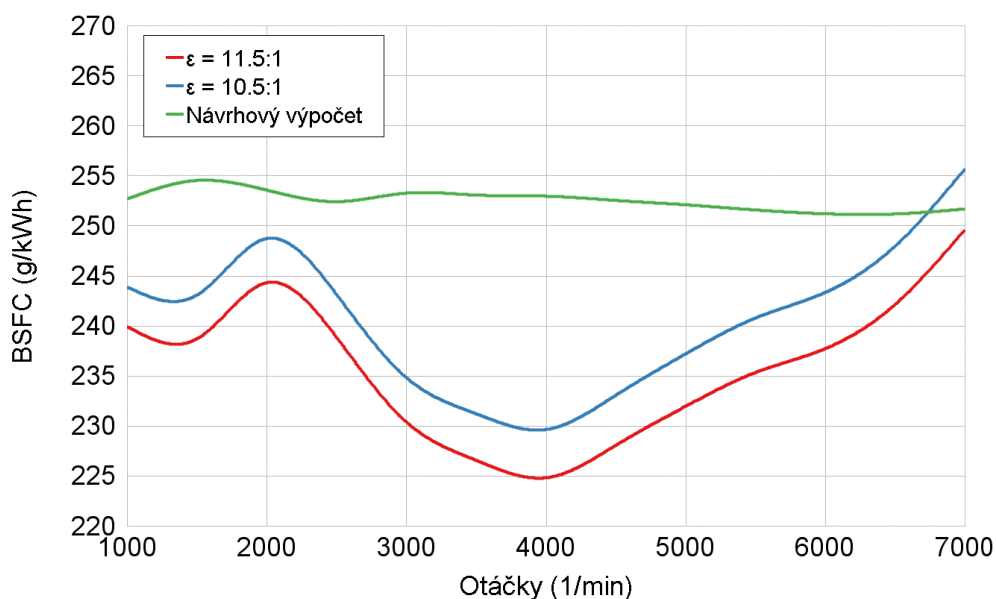
Obr. 61: Průběh maximálního tlaku ve spalovacím prostoru.

Z průběhu plnicího tlaku, který byl měřen za kompresorem, lze poměrně přesně určit, kdy již kompresor zvládá dodat požadované stlačení vzduchu. Křivka plnicího tlaku je od tohoto okamžiku poměrně plochá i při užití původního kompresního poměru, nicméně zvýšením kompresního poměru bylo dosaženo snížení plnicího tlaku, byť tento rozdíl není příliš výrazný. Průběh plnicího tlaku získaný simulací byl také srovnán s předpokládaným plnicím tlakem dle návrhového výpočtu, kdy simulovaný plnicí tlak je značně nižší i ve vysokých otáčkách.



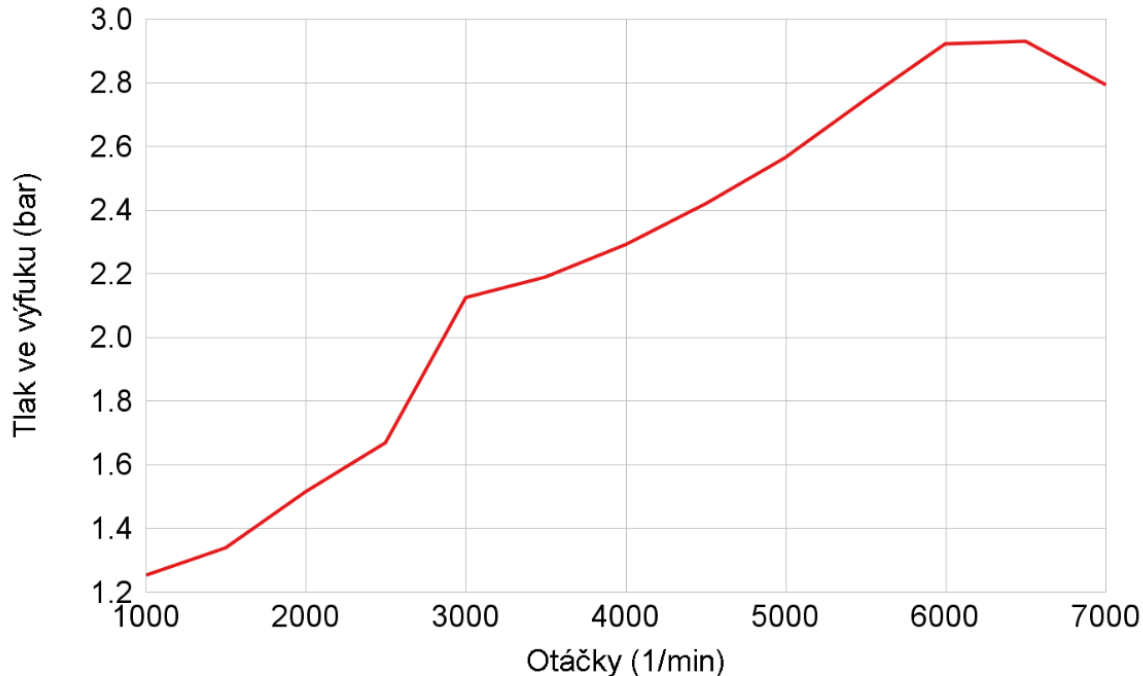
Obr. 62: Průběh plnicího tlaku.

Zvýšení kompresního poměru vedlo také ke snížení měrné efektivní spotřeby paliva. Nutno podotknout, že byla vyšetřována pouze měrná efektivní spotřeba pro dané otáčky při plném zatížení, nicméně to je provozní režim, ve kterém se závodní vůz vyskytuje nejčastěji. Průběhy, zjištěné simulací, jsem v grafu na obr. 63 porovnala také s hodnotami získanými návrhovým výpočtem. Zde díky mnohým provedeným aproximacím vstupů byl získán průběh, který byl v celém otáčkovém spektru téměř konstantní. I přesto však je patrné, že výpočet udává poměrně dobrou představu o tom, jakých hodnot bude přibližně dosahováno. Je patrný lokální růst měrné spotřeby kolem otáček  $2000 \text{ min}^{-1}$ . To jsou otáčky, při kterých se ještě projevuje prodleva turbodmychadla a větší vliv tak má geometrie sacího a výfukového traktu, která díky absenci mnoha komponent nebyla řešena zcela korektně, ale aproximací.



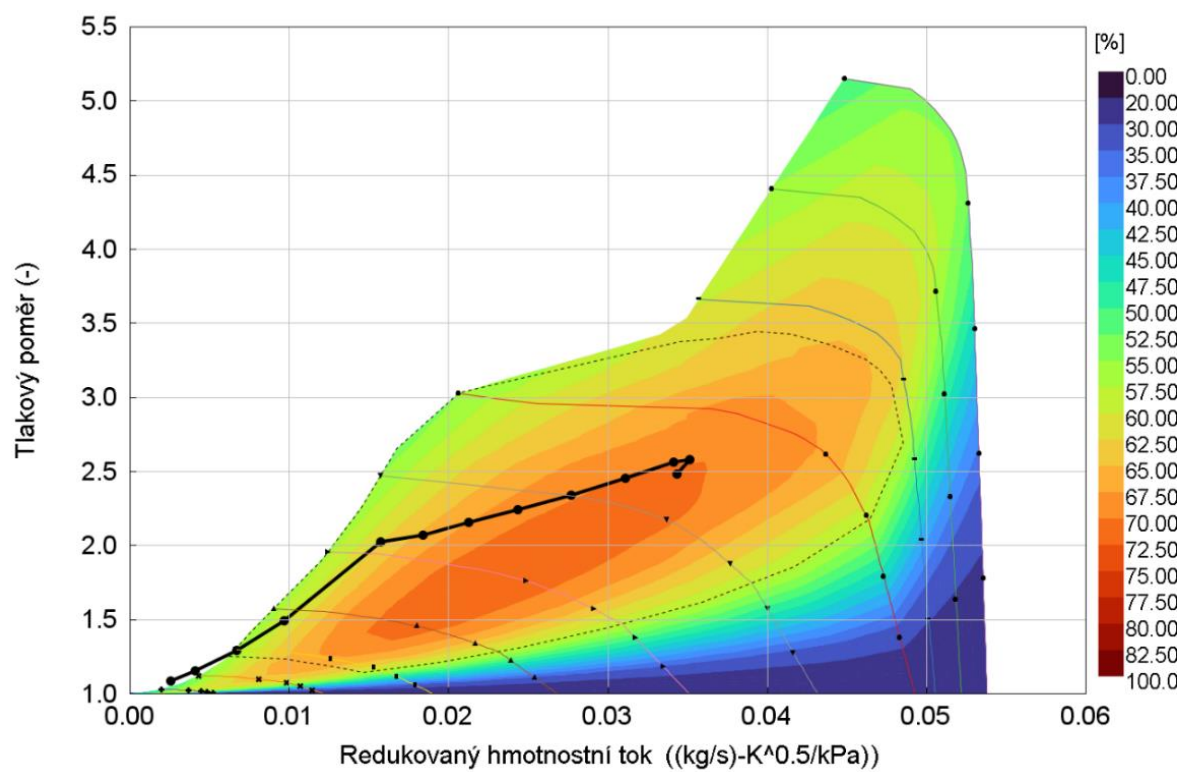
Obr. 63: Porovnání průběhu měrné spotřeby paliva.

Dalším parametrem, který je třeba u přepřňovaných motorů kontrolovat, je vysoký protitlak ve výfukovém traktu. Ten může způsobit vrácení hořícího paliva pod sací ventil, který se v důsledku toho podpaluje. Velikost tlaku by neměla přesáhnout hodnotu 4 bar. Průběh tlaku ve výfuku byl sledován před turbínou turbodmychadla a z grafu na obr. 64.



Obr. 64: Průběh tlaku ve výfukovém potrubí.

Nakonec bylo srovnáno, kde se při získaných parametrech pohybujeme v kompresorové mapě vůči předpokládanému průběhu dle návrhového výpočtu. V tom bylo předpokládáno, že kompresor turbodmychadla se bude pohybovat mimo oblast maximální účinnosti a mapa bude z velké části využita (kapitola 5.2.2) – turbodmychadlo by tak nemělo poskytovat příliš prostoru pro další případné zvyšování výkonnostních parametrů. Simulací však bylo zjištěno, že kompresor naopak v poměrně širokém otáčkovém spektru pracuje v oblasti blízko své maximální účinnosti, a naopak rezervy pro potenciální zvyšování špičkového výkonu jsou poměrně velké (obr. 65).



Obr. 65: Pracovní oblast kompresoru turbodmychadla.

## ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zabývá problematikou přepřínování zážehových spalovacích motorů, kdy jejím cílem bylo sestavit výpočtový model pro návrh vhodného turbodmychadla pro zadaný motor EP6DT. V práci byly nejprve shrnuty základní poznatky v oblasti přepřínování spalovacích motorů, přičemž účelem vytvoření tohoto přehledu bylo získání požadovaných teoretických základů a porozumění problematice. Následně byla představena motivace diplomové práce s cílem uvést celou práci do kontextu konkrétní aplikace, pro niž je návrh přepřínování uskutečňován.

Při vypracovávání praktické části jsem se rozhodla jít cestou postupného zlepšování výchozího modelu motoru. Pro kvalitu výsledků simulací jsou kritické dostatečně kvalitní. Proto byl nejprve sestaven základní výpočtový model motoru s přirozeným sáním. Přitom jsem se snažila přiblížit charakteristice reálného motoru EP6, který pochází ze stejné modelové řady jako motor EP6DT. Protože tyto motory nejsou konstrukčně zcela totožné, bylo očekáváno, že nebude dosaženo cílových parametrů. Cílem snažení však nebylo získat totožné vnější otáčkové charakteristiky, ale vyšetřit vliv jednotlivých vstupů na chování modelu motoru. Do modelu byly dosazeny známé parametry motoru, získané měřením, a neznámé parametry byly dopočteny optimalizací. Simulací nakonec bylo dosaženo špičkového výkonu 78 kW při 6000 min<sup>-1</sup>, přičemž reálný motor EP6 při těchto otáčkách dosahuje maximálního výkonu 88 kW. Při porovnání vnější otáčkové charakteristiky motoru EP6 a simulovaného motoru byla zjištěna podobnost, která značí, že v modelu se nevyskytují hrubé chyby znemožňující další práci.

Po dosažení uspokojivých výsledků simulací modelu motoru s přirozeným sáním byl tento model následně přepracován na model přepřínovaného motoru. Zde již bylo cílem přiblížit se charakteristice motoru EP6DT, čehož bylo v rámci možností dosaženo. V této části bylo také prověřeno, že kritické pro získání kvalitních výsledků simulací přepřínovaného motoru jsou především parametry mezichladiče stlačeného vzduchu a také správné zadání charakteristiky turbodmychadla. Protože vyšetřování vhodného mezichladiče stlačeného vzduchu, který je schopen plnicí vzduch ohřátý v kompresoru zchladit na požadovanou hodnotu je poměrně komplexní problematika, bylo přistoupeno k zjednodušení v podobě předpokladu, že mezichladič stlačený vzduch uchladí na požadovaných 320 K. Tento fakt má na získané výsledky poměrně zásadní vliv. Charakteristika turbodmychadla významně ovlivňuje průběh točivého momentu. To bylo prověřeno právě na sestavení modelu sériového motoru, kde je přepřínování řešeno dvoukomorovým turbodmychadlem s cílem zlepšit průběh momentu v nízkých otáčkách a minimalizovat prodlevu turbodmychadla. I přesto, že do modelu byla dosazena charakteristika skutečného turbodmychadla, v nízkých otáčkách nebylo dosaženo požadovaných parametrů. To je důsledkem toho, že jsem měla k dispozici pouze jednu charakteristiku turbodmychadla, a turbodmychadlo tak bylo simulováno místo dvoukomorového jako jednoduché. I přesto ale po zhodnocení výsledků simulací bylo patrné, že model je v rámci možností omezených vstupů dostatečně kvalitní.

V další části bylo přistoupeno k návrhovému výpočtu vhodného turbodmychadla. K tomu bylo přistoupeno proto, aby vhodné turbodmychadlo již bylo voleno na základě očekávaného průběhu závislosti požadovaného stupně stlačení vzduchu na hmotnostním toku kompresorem turbodmychadla. Vstupním bodem pro návrhový výpočet byla požadovaná momentová charakteristika, kdy jsem s ohledem na povahu vozidla Sigma TN, v němž má být motor instalován, volila hodnoty s ohledem na ovladatelnost vozu. Po vynesení této závislosti do kompresorových map reálných turbodmychadel pak bylo možné velmi rychle a efektivně

posoudit vhodnost daného kompresoru turbodmychadla a očekávané chování motoru, který by byl tímto turbodmychadlem přeplňován.

Na základě návrhového výpočtu byla nejprve zhodnocena vhodnost použití sériového turbodmychadla, kdy bylo zjištěno, že ve vysokých otáčkách není schopno dosáhnout požadovaných parametrů. Získat kompresorové mapy může představovat značný problém, proto bylo přikročeno k výběru turbodmychadel z aftermarket produkce společnosti Garrett Advancing Motion, která tyto charakteristiky na svých stránkách ke každému turbodmychadlu poskytuje. Po ověření nevhodnosti použití sériového turbodmychadla pak byla z portfolia této společnosti zvolena nejprve tři potenciálně vhodná turbodmychadla, následně byl výběr zúžen na turbodmychadlo GBC22-350 a GTX2860R 2. generace. Turbodmychadlo GBC22-350 je menší a po vynesení vypočteného průběhu závislosti stlačení na hmotnostním průtoku kompresorem se jeví, že nenabízí příliš prostoru pro další zvyšování výkonu. Křivka přitom v žádném svém bodě neprocházela oblastí maximální účinnosti. U druhého zmíněného kompresoru pak křivka procházela oblastí maximální účinnosti, s dalším potenciálem zvyšování výkonu. Aby byla volba turbodmychadla podpořena daty, byly charakteristiky obou turbodmychadel zaneseny do výpočtového modelu. Na základě toho bylo následně vybráno menší turbodmychadlo GBC22-350.

Přeplňování má za následek zvýšené namáhání motoru, proto je třeba prověřit, zda vybrané parametry nedosahují kritických hodnot. Těmito parametry jsou zejména maximální tlak ve spalovacím prostoru, kdy po konzultaci s vedoucím byla stanovena mezní hodnota tlaku 150 bar a teplota výfukových plynů, kdy byla mez stanovena na 990 °C. Analýzou bylo zjištěno, že při implementaci navrženého přeplňování se vyšetřované parametry neblíží svým kritickým hodnotám. Na základě získaných závislostí parametrů jsem přistoupila k úpravě spalovacího prostoru, kdy bude kompresní poměr zvýšen. To vede ke snížení teploty výfukových plynů a měrné spotřeby paliva za cenu zvýšení maximálního spalovacího tlaku. Protože simulace pravděpodobně poskytuje optimističtější výsledky, než by byly zjištěny měřeními na válcové zkušebně, rozhodla jsem se kompresní poměr zvýšit z hodnoty na 10,5:1 na 11,5:1. Touto změnou není očekáván přílišný nárůst maximálního spalovacího tlaku, simulací pak bylo prošetřeno, že tlak naroste z hodnoty 106 bar na 110 bar.

V posledním kroku byly do již odladěného modelu motoru s implementovaným turbodmychadlem GBC22-350 zahrnuty výsledky citlivostní analýzy a následně provedeny finální simulace. Byla získána vnější otáčková charakteristika, kdy motor dosahuje maximálního točivého momentu 320 Nm v otáčkovém rozpětí 4000–5500 min<sup>-1</sup> a špičkového výkonu je dosaženo při 6500 min<sup>-1</sup>. Nutno podotknout, že oproti původnímu navrhovanému průběhu jsem přistoupila k snížení špičkového momentu tak, aby byl přibližně konstantní v otáčkách 6000–6500 min<sup>-1</sup>. Cílem mělo být zlepšení projevu motoru v těchto otáčkách. Následně byla provedena závěrečná analýza vybraných kritických parametrů, aby bylo prověřeno, že u některé není dosaženo nepřiměřených hodnot.

Všechny cíle, stanovené zadáním diplomové práce, byly splněny. Dalším krokem, který je pro dosažení požadovaných parametrů nezbytný, je návrh vhodného mezichladiče stlačeného vzduchu tak, aby byl schopen stlačený vzduch uchládit na stanovenou teplotu. Poté již může být přistoupeno k ověření výsledků simulací experimentálně a doladění modelu dle výsledků experimentu. Vhodné by bylo také prověřit, zda zvýšením kompresního poměru nezačne docházet k detonačnímu hoření.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HEYWOOD, J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw – Hill, 1988. 930 s. ISBN 978-007-100499-2.
- [2] TRZESNIOWSKI, M. *Rennwagentchnik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014. 1046 s. ISBN 978-3-658-04918-8.
- [3] ŠTĚTINA, Josef. *Přepřňování spalovacích motorů [přednáška]*. Brno: Fakulta strojního inženýrství VUT. 15.4.2022.
- [4] Turbo Tech. *Turbo Systems 102* [online]. [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/wp-content/uploads/2018/06/Turbo-Tech-102.pdf>.
- [5] GT2860RS Turbocharger. *Garrett Advancing Motion* [online]. cit. 2022-05-16]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/racing-and-performance/performance-catalog/turbo/gt2860rs/>.
- [6] HIERETH, H. a P. PRENNINGER. *Charging the internal combustion engine*. Graz: SpringerWienNewYork, 2010. ISBN 978-3-211-33033-3.
- [7] Sigma TN. *Sigma Motor* [online]. [cit. 2022-04-27]. Dostupné z: <https://sigmamotor.cz/>
- [8] STONE, R. *Introduction to Internal Combustion Engines*. Fourth Edition. Basingstoke: Palgrave Macmillan, 2012. 516 s. ISBN 978-1-137-02829-5.
- [9] GT-SUITE Applications. *Gamma Technologies* [online]. [cit. 2022-04-27]. Dostupné z: <https://www.gtisoft.com/gt-suite-applications/>.
- [10] Citroen/ Peugeot/ BMW 1.6 THP Engine - "The Prince of Engines". *Balance Motorsport* [online]. [cit. 2022-04-28]. Dostupné z: <https://balancemotorsport.co.uk/blog/citroen-peugeot-bmw-1-6-thp-engine-the-prince-of-engines.html>.
- [11] Peugeot 208 1.6 VTi engine Horsepower / Torque Curve. *Automobile Catalog* [online]. [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: [https://www.automobile-catalog.com/curve/2015/2623700/peugeot\\_208\\_1\\_6\\_vti\\_120.html](https://www.automobile-catalog.com/curve/2015/2623700/peugeot_208_1_6_vti_120.html).
- [12] HÁJEK, D. *Zvýšení pružnosti motoru přepřňováním*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 81 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.
- [13] G25-550 Turbocharger. *Garrett Advancing Motion* [online]. cit. 2022-05-16]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/racing-and-performance/performance-catalog/turbo/g-series-g25-550/>.
- [14] Garrett Boost Club Line GBC22-350. *Garrett Advancing Motion* [online]. cit. 2022-05-16]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/racing-and-performance/performance-catalog/turbo/garrett-boost-club-line-gbc22-350/>.





- [15] GTX2860R GEN II Turbocharger. *Garrett Advancing Motion* [online]. cit. 2022-05-16].  
Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/racing-and-performance/performance-catalog/turbo/gtx2860r-gen-ii/>.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\Delta T_{1C}$	[K]	Změna teploty plnicího vzduchu v mezichladiči
$\Delta T_s$	[K]	Ohřátí směsi na stěnách válce
$\Pi_k$	[-]	Stupeň stlačení vzduchu
$\Phi_i$	[-]	Součinitel plnosti cyklu
$D_c$	[mm]	Geometrický průměr kompresorového kola
$D_k$	[mm]	Velký průměr kompresorového kola
$D_t$	[mm]	Geometrický průměr turbínového kola
$M_k$	[Nm]	Točivý moment
$M_{pc}$	[g · kW <sup>-1</sup> h <sup>-1</sup> ]	Měrná spotřeba paliva na jeden cyklus
$P_e$	[kW]	Efektivní výkon
$T_{1z}$	[K]	Teplota směsi na konci plnění válce
$T_{2k}$	[K]	Teplota před chladičem
$T_{ok}$	[K]	Teplota okolního vzduchu
$T_{pl}$	[K]	Teplota plnicího vzduchu
$T_{zv}$	[K]	Teplota zbytkových výfukových plynů
$V_{c,v}$	[m <sup>3</sup> ]	Celkový objem válce
$V_c$	[m <sup>3</sup> ]	Celkový objem motoru
$V_{k,v}$	[m <sup>3</sup> ]	Kompresní objem válce
$V_{z,v}$	[m <sup>3</sup> ]	Zdvihový objem válce
$V_z$	[m <sup>3</sup> ]	Zdvihový objem motoru
$c_{ps}$	[kJ · kg <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]	Měrná tepelná kapacita spalin
$c_{pv}$	[kJ · kg <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]	Měrná tepelná kapacita vzduchu
$d_k$	[mm]	Malý průměr kompresorového kola
$l_{oj}$	[mm]	Délka ojnice
$m_e$	[g · kW <sup>-1</sup> h <sup>-1</sup> ]	Měrná efektivní spotřeba
$m_{red}$	[kg · s <sup>-1</sup> ]	Redukovaný hmotnostní tok vzduchu kompresorem
$m_z$	[kg · s <sup>-1</sup> ]	Hmotnostní tok motorem
$m'_z$	[g · kW <sup>-1</sup> h <sup>-1</sup> ]	Specifická efektivní spotřeba vzduchu při zdvihu pro 1 válec
$n_e$	[-]	Exponent polytropy expanze
$n_k$	[-]	Exponent polytropy komprese
$n_{pol}$	[-]	Exponent polytropy
$n_v$	[-]	Počet válců

$p_{0k}$	[bar]	Tlak vzduchu před kompresorem
$p_{1pk}$	[bar]	Předběžný tlak na počátku komprese
$p_{1z}$	[bar]	Tlak vzduchu na konci sání
$p_{2k}$	[bar]	Teoretický potřebný tlak za kompresorem
$p_{2reg}$	[bar]	Regulovaný plnicí tlak za kompresorem
$p_e$	[bar]	Střední efektivní tlak
$p_i$	[bar]	Střední indikovaný tlak
$p_{ok}$	[bar]	Tlak okolního vzduchu
$p_{pl}$	[bar]	Skutečný plnicí tlak
$p_z$	[bar]	Střední ztrátový tlak
$p_{zv}$	[bar]	Tlak zbytkových výfukových plynů
$r_s$	[J · kg <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]	Plynová konstanta spalin
$r_v$	[J · kg <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]	Plynová konstanta vzduchu
$\gamma_r$	[-]	Koeficient residuálních plynů
$\eta_k$	[-]	Izoentropická účinnost kompresoru
$\eta_m$	[-]	Mechanická účinnost motoru
$\eta_{pl}$	[-]	Plnicí účinnost
$\rho_{pl}$	[kg · m <sup>-3</sup> ]	Hustota plnicího vzduchu
$\phi_{res}$	[-]	Součinitel znečištění spalovacího prostoru od reziduálních plynů
A/R	["]	A/R poměr turbodmychadla
Trim	[%]	Míra ořezu lopatek rotoru
$\Delta p_{IC}$	[kPa]	Tlaková ztráta na mezichladiči
$\Delta p_{zf}$	[kPa]	Tlaková ztráta na vzduchovém filtru
$D$	[mm]	Vrtání válce
$I_c$	[kg · m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti kompresoru
$I_t$	[kg · m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti turbíny
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky motoru
$z$	[mm]	Zdvih
$\varepsilon$	[-]	Kompresní poměr
$\kappa$	[-]	Exponent izoentropie
$\kappa'$	[-]	Exponent izoentropie spalin
$\lambda$	[-]	Součinitel přebytku vzduchu
$\nu$	[-]	Stupeň zvýšení tlaku



$\tau$	[-]	Taktnost motoru
$\omega$	[rad]	Úhlová rychlost