



Plnicí systém pro malý zážehový motor do závodního automobilu Formule Student

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. Lukáš Rydval**
Vedoucí práce: prof. Ing. Stanislav Beroun, CSc.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

Master thesis

Study programme: N2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2302T010 – Machine and Equipment Systems

Author: **Bc. Lukáš Rydval**
Supervisor: prof. Ing. Stanislav Beroun, CSc.



Tento list nahradte
originálem zadání.

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

PLNÍCÍ SYSTÉM PRO MALÝ ZÁŽEHOVÝ MOTOR DO ZÁVODNÍHO AUTOMOBILU FORMULA STUDENT

Anotace

Teoretická část práce se zaměřuje na možnosti zvýšení hmotnostní náplně válce ke zlepšení výkonových parametrů zážehového motocyklového motoru určeného do závodního vozu Formula Student. Výpočtová část se nejprve zabývá problematikou restriktoru v sacím systému spalovacího motoru a následně odhadem možnosti spolupráce motocyklového motoru a zvoleného turbodmychadla. Poslední část práce je zaměřena na ověření výpočtového odhadu počítačovou simulací a CAD model znázorňující uložení motoru se systémem přeplňování ve voze Formula Student.

Klíčová slova: motocyklový motor, turbodmychadlo, plnicí účinnost, restriktor, Formula Student

SMALL SPARK-IGNITION ENGINE SUPERCHARGING SYSTEM FOR FORMULA STUDENT RACING CAR

Annotation

Theoretical part of the thesis is describing possibilities in increasing volumetric efficiency of a engine, which would have lead to Student Formula motorcycle spark - ignition engine power improvements. The computational part of the paper deals with restrictor on intake system of the combustion engine, following with the possibility of turbocharger-engine cooperation assumption. The final part of this paper focuses on a computational simulation of the turbocharged engine and previous calculations verification. This paper also includes a CAD model depicting the installation of the engine with a supercharging system in the Formula Student car frame.

Key words: motorcycle engine, turbocharger, volumetric efficiency, restrictor, Formula Student

Poděkování

Tímto chci velmi poděkovat vedoucímu práce, prof. Ing. Stanislavu Berounovi, CSc, za odborné vedení diplomové práce, věnovaný čas, vstřícný přístup při řešení všech problémů i cenné rady a připomínky při tvorbě práce. Zároveň děkuji své rodině, zejména rodičům, za trpělivost a velkou podporu při mém studiu na vysoké škole. Poděkování patří také Ing. Pavlu Brabcovi, Ph.D, za cenné rady při tvorbě simulačního programu.

OBSAH

1	Úvod	9
2	Motor pro Formula Student TUL.....	10
2.1	Pravidla soutěže Formula Student.....	10
2.2	Měření parametrů motoru GSX-R600 v laboratoři KVM TUL...	11
2.3	Schéma uspořádání sacího systému motoru.....	12
2.3.1	Schéma sériového motoru GSX-R600.....	12
2.3.2	Schéma motoru GSX-R600 splňujícího pravidla FSAE.....	13
3	Vliv restriktorou na parametry motoru	14
3.1	Výpočet kritických parametrů	14
3.2	Omezení hmotnostního toku vzduchu do motoru	16
4	Vhodné varianty úprav motoru	19
4.1	Sériový motor GSX-R600.....	19
4.2	Motor GSX-R600 se sáním bez efektu dynamického přepřívání.....	19
4.3	Motor GSX-R600 se sáním splňujícím pravidla soutěže FSAE	20
4.4	Motor GSX-R600 s uvažováním přepřívání dmychadlem	21
5	Plnicí systémy.....	23
5.1	Historie přepřívání	23
5.2	Význam a funkce přepřívání zážehových motorů.....	25
5.3	Uspořádání plnicích systémů	27
5.3.1	Náporové přepřívání	27
5.3.2	Dynamické přepřívání	27
5.3.3	Přepřívání cizím zdrojem.....	29
6	Volba turbodmychadla a výpočtový odhad parametrů přepřívání motoru.....	31
6.1	Pravidla přepřívání pro Formula Student	31
6.2	Turbodmychadlo	31
6.3	Návrh uspořádání plnicího systému motoru	33
6.4	Hrubý výpočtový odhad přepřívání	33
6.5	Ověření odhadu výpočtem spolupráce motoru a turbodmychadla.....	36
6.6	Výpočet mezichladiče stlačeného vzduchu	44

6.7	Výsledná vnější otáčková charakteristika motoru	46
7	Simulační výpočet v programu WAVE Build	47
7.1	Motor GSX-R600 v sériovém provedení	47
7.2	Motor GSX-R600 s restriktorem	49
7.3	Motor GSX-R600 s turbodmychadlem	51
8	Simulační výpočet v programu TLAK	53
8.1	Motor GSX-R600 v sériovém provedení	53
8.2	Motor GSX-R600 přepíňovaný turbodmychadlem	54
9	3D model soustavy přepíňovaného motoru	56
10	Závěr	60
11	Seznam použité literatury	61
12	Seznam použitých obrázků	63
13	Seznam zkratk	65
14	Seznam symbolů a jednotek	65
15	Seznam příloh	68
16	Seznam výkresů	68

1 Úvod

Formula Student (FSAE) je konstrukční soutěž studentů technických vysokých škol, založená v USA roku 1981. Evropský podnik vznikl v roce 1998. Obě soutěže mají prakticky shodná pravidla a každý rok se v rámci FSAE pořádá po celém světě 12 soutěží. Dnes se tohoto podniku účastní více než 500 univerzitních týmů z celého světa. Studenti si díky tomuto projektu mohou prakticky vyzkoušet navrhnout, vypočítat, zkonstruovat, vyrobit, sestavit a otestovat vlastní vůz, který následně z důvodů konkurenceschopnosti dále optimalizují a modifikují. Dochází zároveň k seznámení s týmovou prací, správnou komunikací s výrobními podniky, efektivnímu plánování pracovního postupu a rozhodování o ekonomických aspektech projektu.

Samotná pravidla FSAE zadávají fiktivní výběrové řízení na vývoj a výrobu tisícikusové série levného závodního vozu pro amatérského závodníka. Vůz by měl mít dostatečný výkon, konkurenceschopnost, spolehlivost a snadnou údržbu. Veškeré parametry vozu jsou určovány a limitovány podrobnými pravidly. Výsledný produkt projde inspekcí a je porovnáván s vozidly konkurenčních týmů, ze kterých následně vzejde vítěz.

V České republice existuje několik týmů, z nichž mezi nejrozvinutější a nejúspěšnější patří TU Brno Racing z VUT v Brně, CTU CarTech a eForce z ČVUT v Praze. Tyto týmy mají za sebou více než 5 let působení a postavili již několik generací úspěšných závodních vozů. Dalšími týmy jsou CULS z ČZU v Praze, VŠB-TU Ostrava, UWB Racing ze ZČU v Plzni a do sezony 2017/2018 se zapojí i tým FS TUL z TU Liberec.

Tato diplomová práce se zabývá posouzením možnosti zlepšit průběh výkonu motoru přeplňováním, návrhový výpočet a výběr vhodného turbodmychadla pro čtyřválcový motor pohánějící studentskou formuli týmu TUL dle pravidel FSAE. Součástí je také porovnání vlastního výpočtu s výpočtem modelu v počítačovém programu a vytvoření 3D modelu motoru s uspořádáním systému přeplňování.

2 Motor pro Formula Student TUL

2.1 Pravidla soutěže Formula Student

Dle pravidel FSAE je možno do závodního vozu použít zážehový motor s těmito limitujícími parametry:

- Objem válců nepřesahující 710 ccm či více motorů, jejichž součet objemů nepřesahuje 710 ccm.
- Čtyřdobý motor
- Tvoření směsi vstřikováním či karburátorem
- Libovolný počet válců
- Přepřínování pouze vlastní konstrukce
- Hmotnostní tok vzduchu do motoru omezuje restriktor, který má pro benzínový motor maximální průměr 20 mm a pro motor na palivo E85 průměr 19 mm.
- Motor musí být osazen soustavou sání, jejíž uspořádání odpovídá schématu danému v pravidlech (Obr.1)

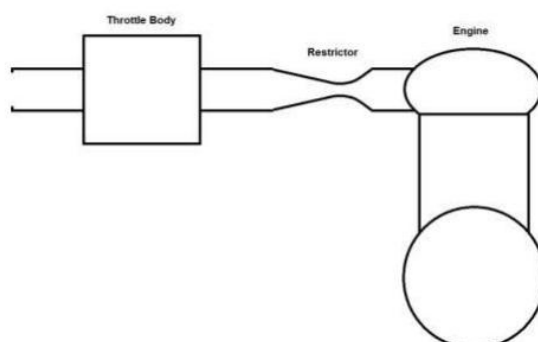


Figure 1

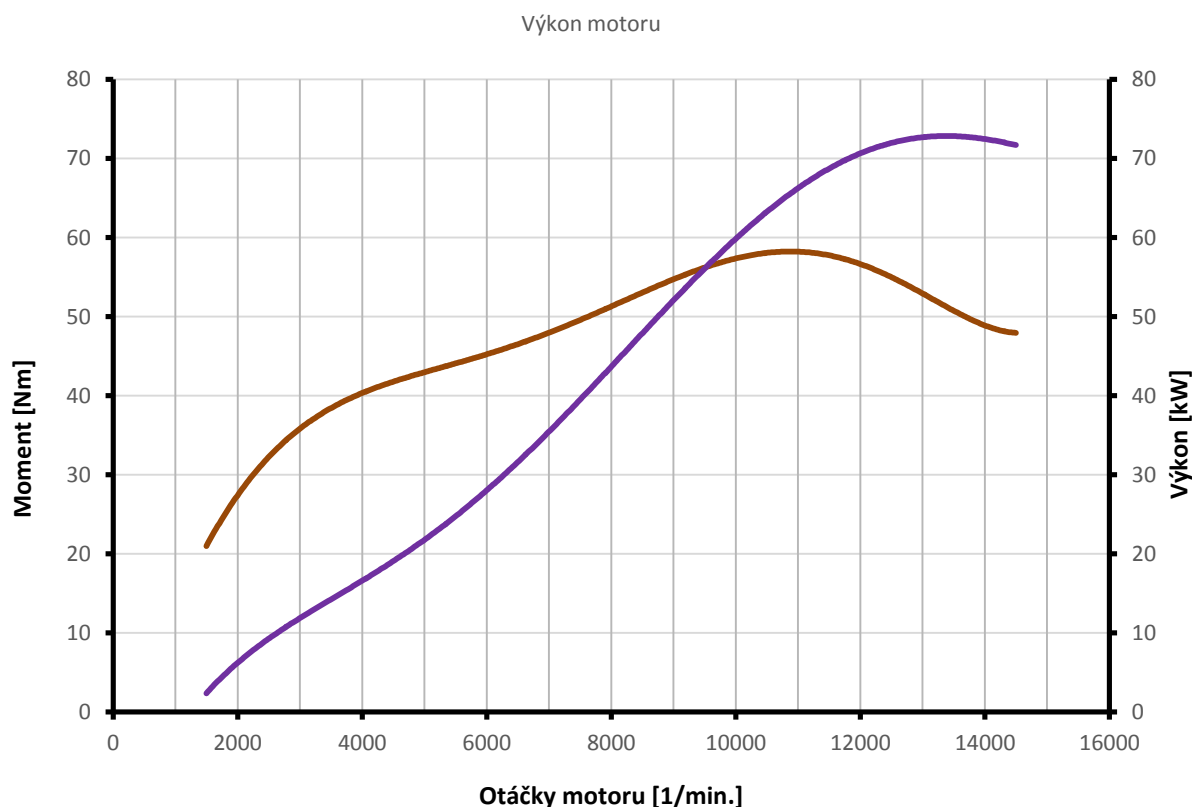
Obr.1: Schéma uspořádání atmosféricky plněného motoru dle pravidel FSAE.
[<http://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%20PRELIMINARY.pdf>].

Tým FS TUL pro svůj vůz vybral čtyřválcový motor ze silničního motocyklu Suzuki GSX-R600 s těmito základními údaji:

Vrtání [mm]	67
Zdvih [mm]	42,5
Kompresní poměr	12,5:1
Počet válců	4
Zdvihový objem [ccm]	599
Ventilový rozvod	DOHC
Počet ventilů na válec	4
Chlazení	Kapalinové
Max. výkon [kW/1/min]	73 / 13500
Max. moment [Nm/1/min]	59,2 / 11000
Palivo	Benzín N95
Tvoření směsi	MPI vstřikování

2.2 Měření parametrů motoru GSX-R600 v laboratoři KVM TUL

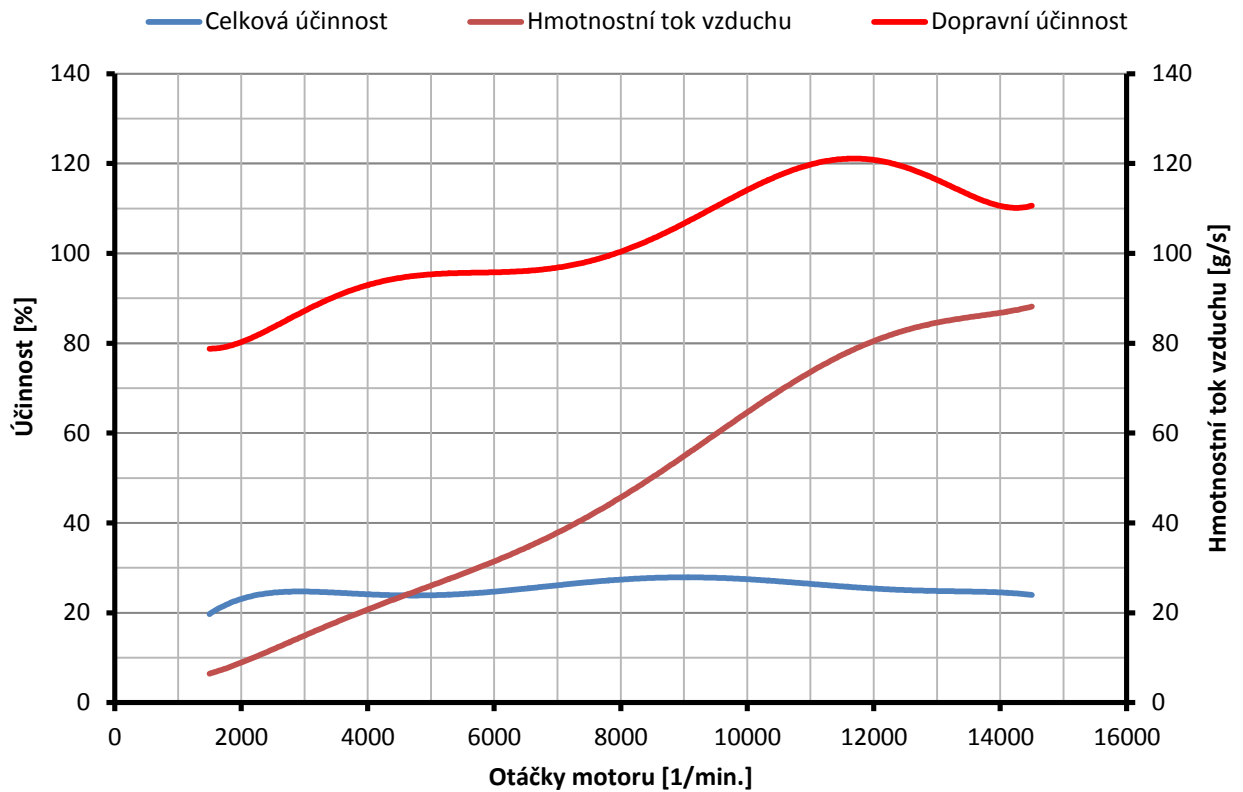
Základní parametry sériového motoru byly také měřeny v roce 2016 na brzdovém stanovišti v laboratořích Katedry vozidel a motorů (KVM) TUL v rámci bakalářské práce týmového kolegy Bc. Tomáše Pavlů. Měřenými veličinami byly standardní veličiny jako točivý moment, výkon, měrná spotřeba paliva, hodinová spotřeba paliva, součinitel přebytku vzduchu, teplota vzduchu v sání, teplota výfukových plynů a další, zejména tlaky a teploty. Vnější otáčkovou charakteristiku tohoto motoru ukazuje Obr. 2



Obr. 2: Vnější otáčková charakteristika sériového motoru měřeného v laboratořích KVM TUL. Motor byl na dynamometr připojen přes převodovku a zakreslené průběhy jsou výsledkem zpracování měření regresní analýzou.

Výsledná data byla použita pro výpočty dalších potřebných parametrů motoru.

Za zmínku stojí zejména dopravní účinnost motoru, která s rostoucími otáčkami dosahuje místy hodnoty až 120%. Vzhledem k použití několika různých známých postupů pro výpočet dopravní účinnosti a dosažení velmi podobných hodnot není možné tyto výsledky považovat za chybné. Lze se tedy domnívat, že motor je v pásmu vyšších otáček mírně dynamicky přeplňován za pomoci pulsů v sacím potrubí.

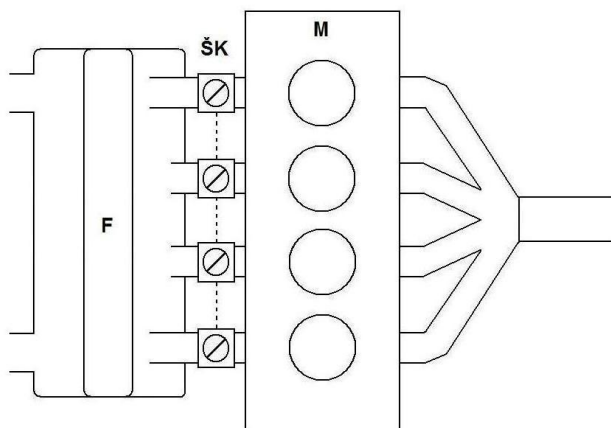


Obr. 3: Parametry motoru, vypočítané z hmotnostního toku paliva do motoru, měřeného průtokoměrem. Z této veličiny je vypočítán hmotnostní tok vzduchu do motoru a celková účinnost motoru. Dopravní účinnost je vypočtena podle spotřeby paliva a měření hodnoty lambda ve výfukových plynech.

2.3 Schéma uspořádání sacího systému motoru

2.3.1 Schéma sériového motoru GSX-R600

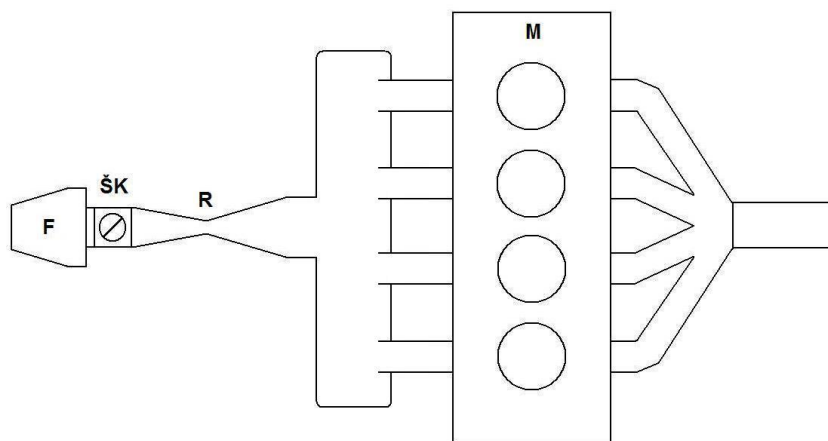
Zjednodušené schéma sání zvoleného motoru v sériové podobě vypadá následovně, F- vzduchový filtr, ŠK- škrticí klapky, vstřikování paliva, M- blok motoru.



Obr. 4: Schéma motocyklového motoru Suzuki GSX-R600.

2.3.2 Schéma motoru GSX-R600 splňujícího pravidla FSAE

Ze schématu je patrné, že pro závodní účely v rámci podniku Formula Student bylo nezbytné motor upravit. V sériovém provedení nesplňoval podmínku pravidly povolené jediné škrticí klapky a restriktoru mezi klapkou a motorem. Odstraněn byl tedy celý airbox s filtrem vzduchu i těleso škrticích klapek. Bylo nezbytné zkonstruovat sání ve správném pořadí, vyrobit nové těleso sání společně s tělesem restriktoru, vybrat a koupit vhodnou škrticí klapku, filtr vzduchu a vše smontovat. Tento postup byl týmovými kolegy uplatněn a výsledné uspořádání sacího traktu motoru potom vypadá dle jednoduchého schématu takto, přičemž zde přibyl R-restriktor a jediná škrticí klapka – ŠK.



Obr. 5: Schéma motoru GSX-R600 dle pravidel FSAE.

U motoru s takto upraveným systémem sání však dojde ke změnám charakteristiky točivého momentu a výkonu. Jelikož týmy Student Formula používají různé motory a je zapotřebí zajistit určitou minimální spravedlnost v rámci zajištění vyrovnaných soutěžních podmínek a také bezpečnost při závodech, pravidla FSAE nařizují restriktor právě z důvodu omezení maximálního výkonu motoru. Toto velmi jednoduché zařízení limituje hmotnostní tok vzduchu do motoru a v určitých otáčkách tak dojde k „přiškrcení“ motoru. Maximální výkony jednotlivých různě motorizovaných vozidel SF se tak liší minimálními rozdíly. Omezení výkonu restriktorem je úspěšně používáno v mnoha dalších vozidlech napříč motoristickým sportem.

Motor FS TUL však po úpravě sání neprošel měřením na motorové brzdě a jeho parametry proto bylo nezbytné získat výpočtovým odhadem na základě dat z měření sériového motoru.

3 Vliv restriktorou na parametry motoru

3.1 Výpočet kritických parametrů

Jak již bylo zmíněno výše, restriktor funguje jako omezení průtoku vzduchu do motoru. Pro výpočtový odhad výkonu takto omezeného motoru bylo nutné vycházet ze složitějších vzorců z mechaniky tekutin pro výpočet průtoku vzduchu konvergentně – divergentní tryskou.

Bylo možné očekávat, že po zmenšení průměru otvoru v sání na pravidly udávaných 20mm dojde v závislosti na otáčkách motoru k značnému nárůstu rychlosti průtoku vzduchu a zejména ve vyšších otáčkách motoru budou tyto rychlosti dosahovat rychlosti zvuku. Současně se zvyšováním hodnoty hmotnostního toku vzduchu bude docházet k poklesu tlaku v kritickém průřezu restriktoru.

Po dosažení kritické rychlosti v kritickém průřezu (dále trysky) restriktoru dojde k jeho zahlcení a tato skutečnost nedovolí další navyšování průtočného množství vzduchu, které zůstane od určité hranice konstantní i při dalším zvyšování otáček motoru.

Průtoková rychlost vzduchu je závislá na poměru tlaků na vstupu a výstupu kritického průřezu, který značíme β_{krit} . Tato hodnota je určena látkovými vlastnostmi plynu a pro vzduch dosahuje hodnoty 0,528.

Rychlost bude podkritická, pokud bude poměr tlaků splňovat tuto podmínku:

$$\frac{p_{vzd/výstup}}{p_{vzd/vstup}} \geq \beta_{krit}$$

Vzduch bude tryskou protékat kritickou rychlostí, pokud:

$$\frac{p_{vzd/výstup}}{p_{vzd/vstup}} < \beta_{krit}$$

Rychlost průtoku vzduchu pro adiabatickou expanzi plynu při průtoku tryskou potom bude:

$$v_{vzd/tr} = \sqrt{2 \cdot r_{vzd} \cdot T_{vzd/vstup}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa_{vzd}}{\kappa_{vzd} - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{vzd/výstup}}{p_{vzd/vstup}} \right)^{\frac{\kappa_{vzd}-1}{\kappa_{vzd}}} \right]}$$

Hmotnostní průtok vzduchu tryskou za stanovených podmínek:

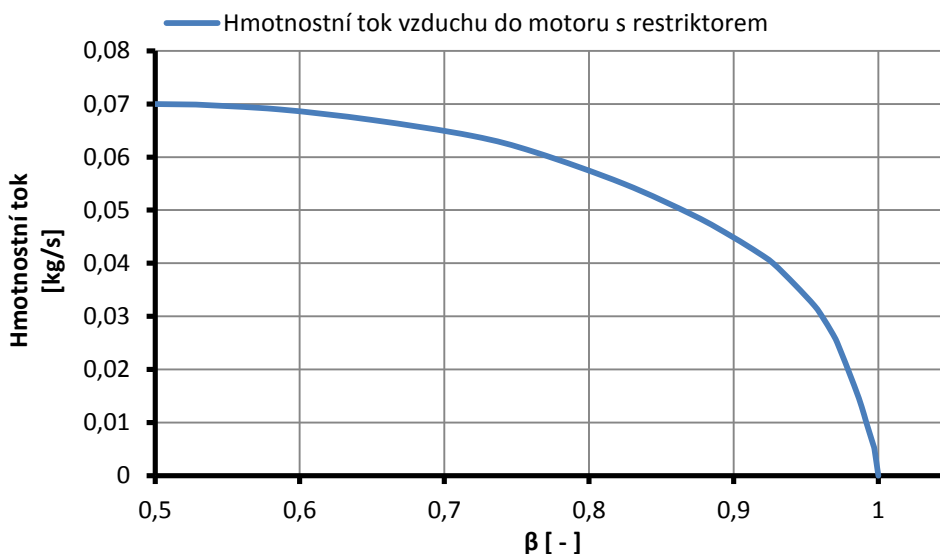
$$\dot{m}_{vzd/tr} = \mu_{tr} \cdot S_{tr} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa_{vzd}}{\kappa_{vzd} - 1} \cdot \frac{p_{vzd/vstup}^2}{r_{vzd} \cdot T_{vzd/vstup}} \cdot \left(\frac{p_{vzd/výstup}}{p_{vzd/vstup}} \right)^{\frac{2}{\kappa_{vzd}}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{vzd/výstup}}{p_{vzd/vstup}} \right)^{\frac{\kappa_{vzd}-1}{\kappa_{vzd}}} \right]}$$

Z výše uvedených vztahů lze pro vstupní podmínky dojít k hodnotě maximální - kritické rychlosti vzduchu protékajícího kritickým průřezem a zároveň k maximálnímu možnému hmotnostnímu toku vzduchu tímto průřezem.

$$v_{vzd-krit} \sim 318 \text{ m/s}$$

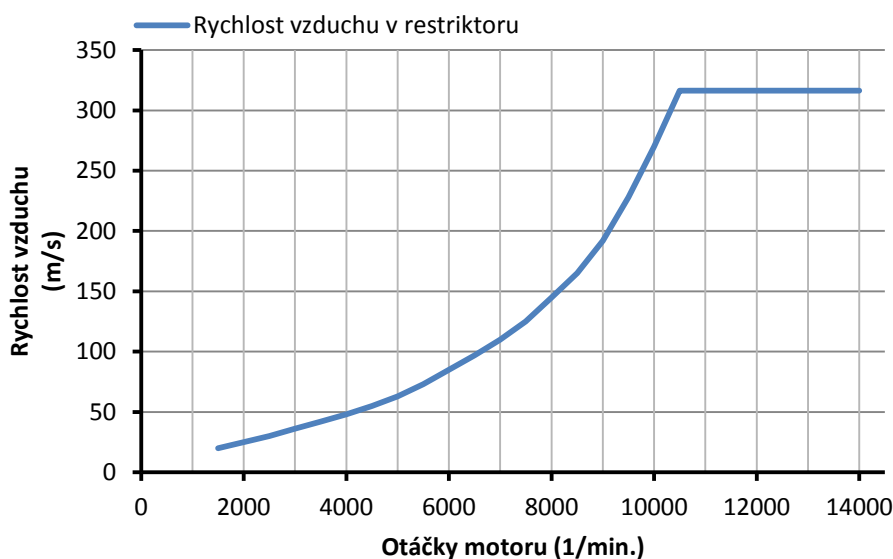
$$\dot{m}_{vzd-krit} \sim 0,074 \text{ kg/s}$$

Závislost hmotnostního toku do motoru vzhledem k poměru tlaků na vstupu a výstupu do kritického průřezu restriktoru:



Obr. 6: Závislost hmotnostního toku vzduchu na tlakovém poměru.

Průběh rychlosti vzduchu v kritickém průřezu restriktoru je vyjádřen v tomto grafu:

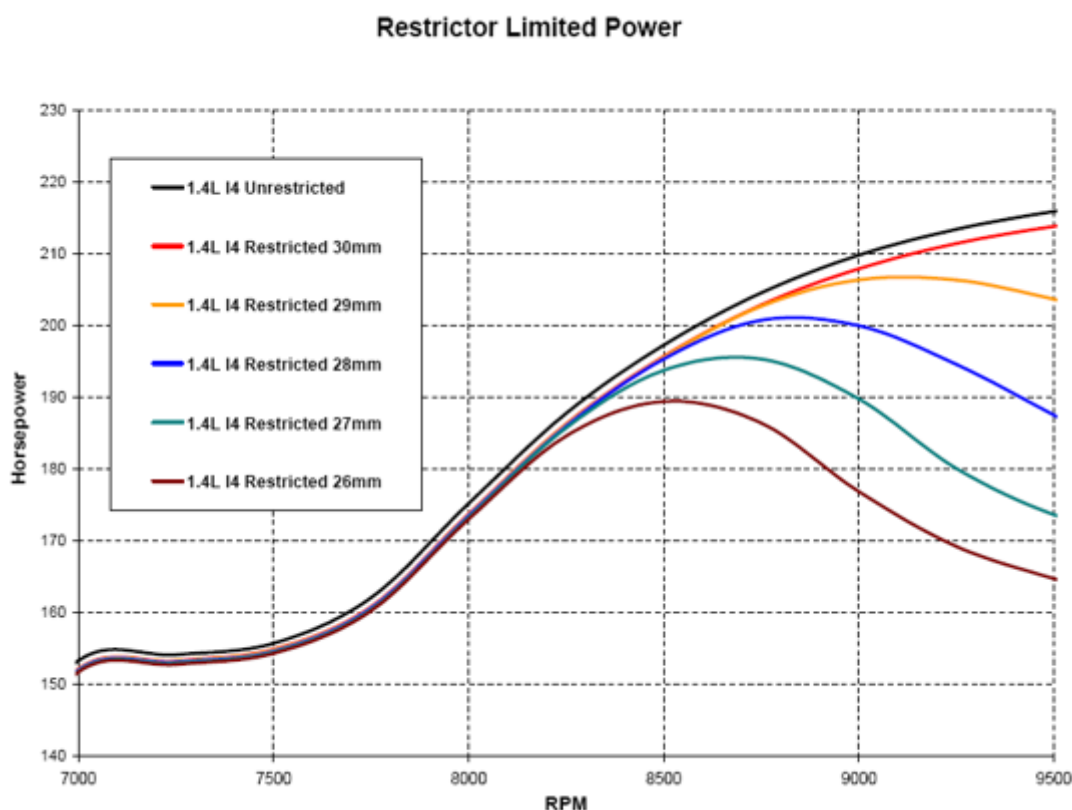


Obr. 7: Teoretický průběh rychlosti vzduchu v závislosti na otáčkách.

3.2 Omezení hmotnostního toku vzduchu do motoru

Z grafu je zřejmé, že kritický průtok vzduchu pro motor GSX-R600 by mohl teoreticky nastat v oblasti okolo 10500-11000 1/min. Hodnota se pohybuje v širším rozmezí otáček v závislosti na momentálních atmosférických podmínkách. Tyto otáčky můžeme nazvat počátečními otáčkami kritického průtoku.

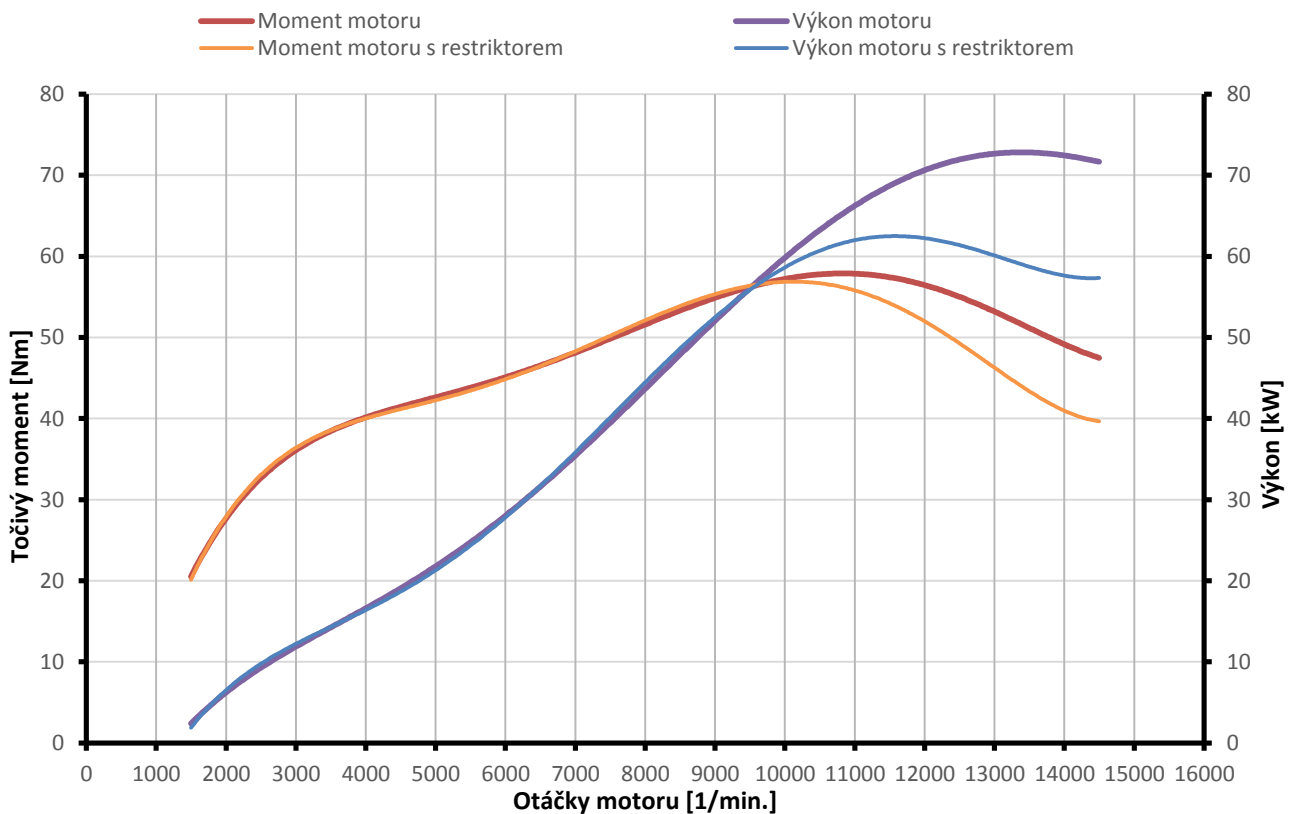
Z údajů na internetové stránce Raetech.com lze dohledat parametry neznámého motoru o zdvihovém objemu 1,4L, měřeného s několika různými průměry restriktoru a jeho výkonové charakteristiky ukazuje Obr.8.



Obr. 8: Vliv restriktoru několika různých průměrů na výkonovou charakteristiku motoru 1,4L [http://www.raetech.com/Restrictors/Restrictor_Function.php].

Lze tedy předpokládat, že výkonová charakteristika motoru GSX-R600 o zdvihovém objemu 0,6L se vlivem restriktoru bude pohybovat za počátečními otáčkami po podobné křivce.

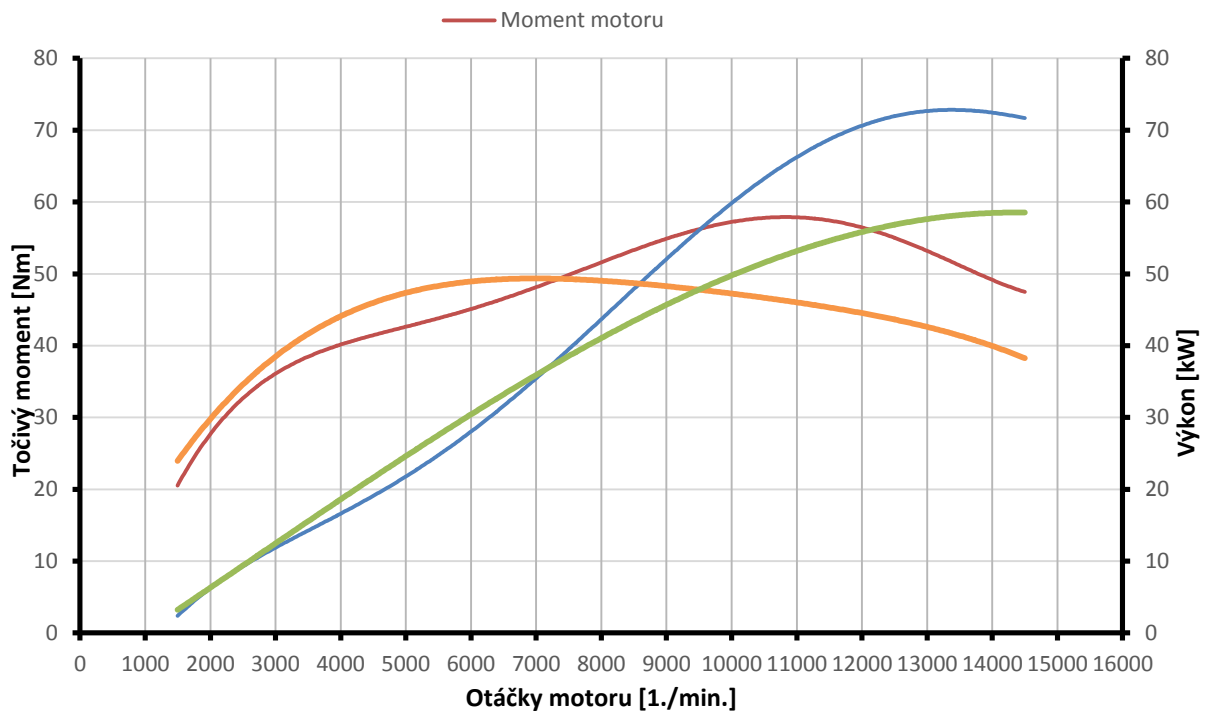
Jistou podobnost dokládá následující obrázek. Z výsledného grafu změny vnější otáčkové charakteristiky motoru GSX-R600 je patrné, že hodnota maximálního výkonu motoru se teoreticky sníží na přibližně 63 kW, kterých bude dosaženo v zhruba oblasti 11500 1/min. Maximální točivý moment motoru by mohl být přibližně 58 Nm v 10000 1/min.



Obr. 9: Porovnání vnější otáčkové charakteristiky motoru se sériovým sacím traktem a motoru s optimalizovaným sacím traktem a omezením v podobě restriktoru za škrticí klapkou. Charakteristika sériového motoru vychází z měření v laboratoři KVM TUL a charakteristika motoru s restriktorem je výsledkem výpočtového odhadu.

Z informací dostupných u konkurenčních týmů jsou tyto vypočtené hodnoty velmi blízké s hodnotami udávanými u jejich vozidel s podobnými pohonnými jednotkami. Takovýchto hodnot je ovšem možné dosáhnout v případě, že je motor osazen optimalizovaným sacím traktem, umožňujícím dosažení velmi dobrých podmínek plnění motoru a vysoké plnicí účinnosti motoru. Vliv restriktoru se projeví již od nižších otáček motoru. Výsledná charakteristika tedy bude přechodovým jevy poznamenána již v oblasti pod 10000 1/min.

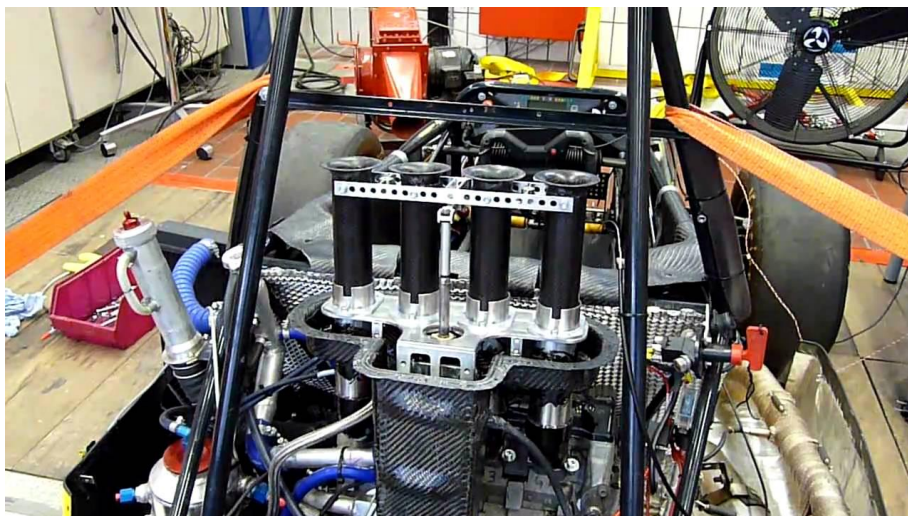
Pokud bychom stanovili výpočtovým odhadem charakteristiku motoru pro zjednodušující předpoklady, osazeného běžným sacím systémem s restriktorem a disponujícím hodnotami plnicí účinnosti dosahované u běžných vozidlových atmosférických motorů, dosáhli bychom zhruba charakteristiky, zobrazené na Obr.10.



Obr. 10: Vnější otáčková charakteristika sériového motoru GSX-R600 a teoretická charakteristika totožného motoru pro zjednodušující předpoklady, se sáním upraveným pro oblast středních otáček, nižšími hodnotami plnicí účinnosti a připojeným restriktorem.

Při porovnání obou grafů tedy dojdeme k poznatku, že průběhy maximálního výkonu a točivého momentu motoru omezeného restriktorem budou do značné míry závislé na konstrukci sacího potrubí.

Některé týmy se v rámci soutěže Formula Student zcela vyhýbají přeplňování motoru cizím zdrojem a věnují se právě pouze optimalizaci sacího potrubí, případně konstrukci variabilního sacího potrubí s proměnnou délkou pro využití efektu dynamických jevů v sacím traktu.



Obr. 11: Vůz Formula Student s motorem GSX-R600 s proměnnou délkou sání v. Sací trubice jsou ovládány lineárním motorem a jsou vyobrazeny v poloze maximální délky [<https://www.youtube.com/watch?v=JMVioC2XG00>].

4 Vhodné varianty úprav motoru

4.1 Sériový motor GSX-R600

Pro motor GSX-R600, měřený v laboratoři KVM TUL byly spočítány hodnoty plnicí účinnosti a hmotnostního naplnění vzduchem pro jeden válec na jeden cykl. Výpočet vychází ze změřených spotřeb paliva a součinitelů přebytku vzduchu. Z hodnot plnicí účinnosti je zjevné, že sací potrubí sériového motoru je vyladěno do té míry, že umožňuje dynamické přeplňování motoru (Tabulka 1).

Plnění válce atmosférickým vzduchem s efektem dynamického doplňování – výsledky z měření na KVM TUL		
n 1/min	η_d	$m_{vzd}/1$
1/min	-	g/cykl
2000	1,13	0,118
3000	0,920	0,144
4000	1,067	0,168
5000	0,985	0,156
6000	0,992	0,157
7000	0,995	0,159
8000	1,031	0,168
9000	1,167	0,189
10000	1,198	0,195
11000	1,268	0,175
12000	1,256	0,202
13000	1,204	0,195
14000	1,151	0,186
14500	1,132	0,182

Tabulka 1: Hodnoty plnicí účinnosti a hmotnostního naplnění válce na jeden cykl vypočítané z parametrů a naměřených hodnot motoru - výkonu, hmotnostního průtoku paliva do motoru, měrné spotřeby paliva a z vypočítaných hodnot středního efektivního tlaku motoru a celkové účinnosti motoru.

4.2 Motor GSX-R600 se sáním bez efektu dynamického přeplňování

Pro splnění pravidel FSAE je motor zbaven původního sání a nahrazen sacím potrubím vlastní konstrukce týmu FS TUL. Motor zatím nebyl provozován v laboratoři na brzdě a jeho měřené parametry tedy nejsou dostupné. Lze ale předpokládat, že motor již nebude dosahovat tak vysokých hodnot plnicí účinností a bude menší hmotnostní naplnění válce na jeden pracovní cykl.

Pokud bychom tedy provedli teoretický výpočet atmosféricky plněného motoru Suzuki GSX-R600 s běžným sacím potrubím bez restriktoru, se zachováním jeho základních parametrů, bez ohledu na hodnoty naměřené v laboratoři KVM TUL, zvolili plnicí

účinnost obvykle dosahovanou u běžných vozidlových zážehových motorů a vyšli ze základní rovnice pro plnění válce

$$M_{vzd/1} = V_{z/1} \cdot \rho_{vzd} \cdot \eta_d$$

dostali bychom hmotnostní naplnění jednoho válce vzduchem na jeden pracovní cykl motoru ve velikostech, které ukazuje Tabulka 2:

Plnění válce atmosférickým vzduchem bez efektu dynamického doplňování		
n 1/min	η_d	m _{vzd/1}
1/min	-	g/cykl
2000	0,95	0,159
3000	0,96	0,161
4000	0,97	0,162
5000	0,965	0,161
6000	0,96	0,161
7000	0,955	0,160
8000	0,95	0,159
9000	0,945	0,158
10000	0,94	0,157
11000	0,93	0,155
12000	0,92	0,154
13000	0,9	0,150
14000	0,88	0,147
15000	0,85	0,142

Tabulka 2: Hodnoty plnicí účinnosti a hmotnostního naplnění válce vypočítané pro motor se sáním bez efektu dynamického doplňování.

4.3 Motor GSX-R600 se sáním splňujícím pravidla soutěže FSAE

Pokud bychom výše zmíněnému motoru zařadili před sací potrubí restriktor, dojde se zvyšováním rychlosti průtoku vzduchu do motoru ke snižování tlaku v kritickém průřezu restriktoru a sníží se i teplota vzduchu expanzí při průtoku restriktorem, snížením rychlosti proudění v potrubí mezi restriktorem a motorem se však teplota opět zvýší. Popis průtoku vzduchu do válce motoru s restriktorem v sání vychází ze základní rovnice a dalších rovnic, popisujících izoentropickou (adiabatickou) expanzi při průtoku restriktorem

$$S_R \cdot \mu_R \cdot v_R \cdot \rho_{vzd/R} \cdot \frac{180}{6 \cdot n} = M_{vzd/1} = V_{z/1} \cdot \rho_{vzd/R} \cdot \eta_d$$

Kde S_R je kritický průřez restriktoru, μ_R součinitel průtoku v kritickém průřezu, v_R rychlost vzduchu protékajícího kritickým průřezem a $\rho_{vzd/R}$ hustota vzduchu

protékajícího restriktorem. Časový interval $\Delta\tau$ průtoku vzduchu do motoru je zde vyjádřen zlomkem $\frac{180}{6 \cdot n}$.

Při shodných podmínkách a uvažování výpočtového odhadu z kapitoly 3.2 (Obr.9) dojde ke snížení hmotnostního naplnění jednoho válce vzduchem na pracovní cykl (Tabulka 3).

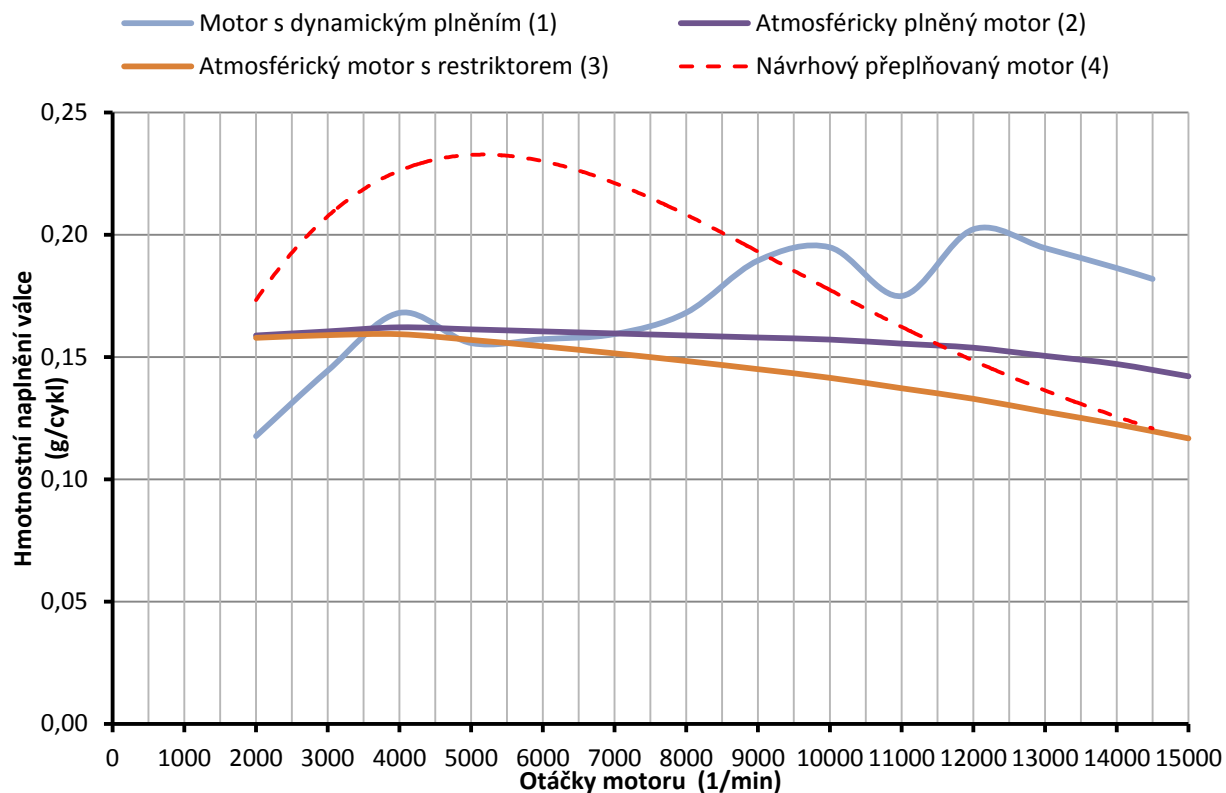
Plnění válce atmosférickým vzduchem s uvažováním restriktoru a bez efektu dynamického doplňování		
n 1/min	η_d	m _{vzd} /1
1/min	-	g/cykl
2000	0,95	0,158
3000	0,96	0,159
4000	0,97	0,159
5000	0,965	0,157
6000	0,96	0,154
7000	0,955	0,151
8000	0,95	0,148
9000	0,945	0,145
10000	0,94	0,141
11000	0,93	0,137
12000	0,92	0,133
13000	0,9	0,128
14000	0,88	0,123
15000	0,85	0,117

Tabulka 3: Hodnoty plnicí účinnosti a hmotnostního naplnění válce vypočítané pro motor se sáním bez efektu dynamického doplňování s restriktorem na vstupu.

4.4 Motor GSX-R600 s uvažováním přeplňování dmychadlem

Protože restriktor limituje motor omezením hmotnostního toku vzduchu zhruba v celé poslední třetině jeho otáčkového rozsahu, kde jinak dosahuje nejvyšších hodnot výkonu, bylo vhodné uvažovat nad kompenzací této ztráty posílením vnější otáčkové charakteristiky v oblasti nižších otáček. V této oblasti je nutné zvýšit hmotnostní tok do motoru a tedy i hmotnostní naplnění válce na cykl. Toho je možné dosáhnout v rámci pravidel FSAE pouze úpravou sacího systému a výfukového systému, variabilním sacím potrubím nebo přidáním agregátu umožňujícího přeplňování. Posledně zmíněný způsob je pro Formuli Student na TUL zvažován jako nejvhodnější varianta.

Průběh hmotnostního naplnění válce pro přeplňovaný motor s restriktorem před dmychadlem lze tedy na základě předchozích výpočtů přibližně odhadnout (Obr.12). Tento průběh v následujících kapitolách ověříme výpočtem.



Obr. 12: Porovnání hmotnostního naplnění jednoho válce motoru vzduchem na jeden pracovní cykl pro různé varianty sacího potrubí. Příklad (1) je motor s laděným sacím potrubím umožňujícím efekt dynamického přeplňování motoru. Křivka je dána výpočtem z parametrů naměřených v laboratoři KVM TUL. Průběh (2) je motor s běžným sáním a (3) motor s tímž sáním doplněným o restriktor. Křivka (4) je potom odhadovaný ideální průběh požadovaný na přeplňovaném motoru.

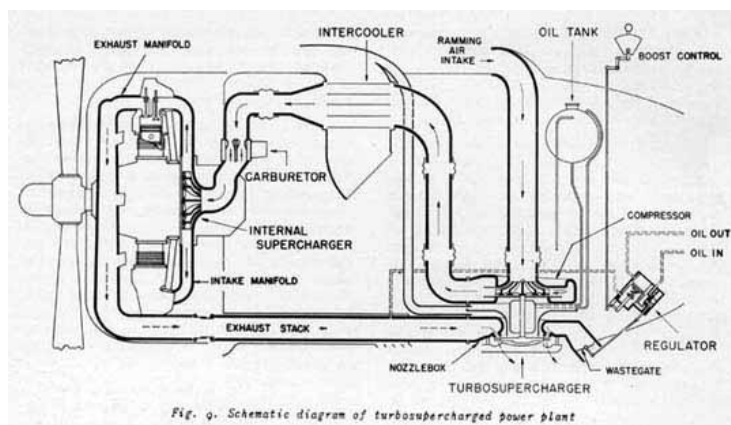
5 Plnicí systémy

5.1 Historie přeplňování

První funkční spojení spalovacího motoru a mechanického dmyhadla bylo užito roku 1878 skotským inženýrem Sirem Dugaldem Clerkem u jeho vynálezu, prvního funkčního dvoudobého motoru. Gottlieb Daimler obdržel německý patent na přeplňování spalovacích motorů roku 1885. V roce 1902 si francouzský průmyslník Louis Renault nechal patentovat odstředivé dmyhadlo. Roku 1905 si nechal švýcarský inženýr a vynálezce turbodmyhadla Alfred Büchi udělit německý patent na turbodmyhadlem přeplňovaný spalovací motor.

Pro osobní automobily byla však tato technologie i z důvodů zatím nedostupných materiálů zbytečně drahá a tak se turbodmyhadla používala zejména v lodní i vlakové dopravě a pro průmyslové stacionární motory.

Během 20. až 40. let 20. století bylo přeplňování s úspěchem používáno u vojenských letadel, z důvodů zvyšování výkonu motorů a dosahování vyšších rychlostí v nízkých a středních výškách, ale také ke zlepšení letových vlastností ve velkých výškách, kde je nízký tlak a řídký vzduch a dochází k značnému poklesu výkonu motoru. Velké letecké motory byly přeplňované víceúrovňovými a vícerychlostními odstředivými kompresory, nebo turbodmyhadly, případně kombinací obou systémů.



Obr. 13: Dvojitě přeplňování radiálního leteckého motoru
[http://rwebs.net/avhistory/images/_geturbo/ge_fig9.JPG].

V průběhu padesátých let experimentovali s turbodmyhadly výrobci motorů Volvo, Cummins a Scania. Přeplňování se poté začalo rozšiřovat do dalších nákladních automobilů různých značek.

U osobního automobilu došlo k prvnímu použití turbodmyhadla v roce 1962 u amerického automobilu Oldsmobile Turbo Jetfire a Chevrolet Corvair Monza, ovšem

tyto přeplňované pohonné jednotky byly nespolehlivé a produkce byla po roce ukončena.

Na evropském kontinentě bylo jako první turbodmychadlem posílené vozidlo v roce 1973 představeno BMW 2002 Turbo, avšak z důvodů velké prodlevy turbodmychadla, obav o bezpečnost a zejména ropné krize byla produkce po několika stovkách kusů v roce 1974 ukončena. Paradoxně ve stejném roce bylo ovšem představeno Porsche 911 Turbo, označované jako nejrychlejší sériově vyráběné vozidlo té doby.

V dalších letech byla turbodmychadla užívána stále převážně v motosportu, například u vozů F1 během tzv. „Turbo éry“ 1977- 1988, nebo v průběhu 80. let u Rally vozů. Jedním z takových vozů je Audi Quattro S1 z roku 1985 poháněné pětiválcovým motorem 2,1 litru a výkonem 331 kW. Vůz měl v kabině přepínač, kterým mohl závodní jezdec zvýšit výkon na 441 kW a krátkodobě dokonce až na 735kW.



Obr. 14: Motor závodního vozu Audi Quattro S1 s velkým turbodmychadlem
[https://www.flickr.com/photos/aaron_fernandez/6038635650/].

V roce 1978 byl představen první vůz se vznětovým turbomotorem - Mercedes model 300 SD. V roce 1979 přišel Peugeot 604 Turbodiesel a v roce 1981 Volkswagen Golf Turbodiesel. Během následujících let začali svoje sériové vozy vybavovat turbodmychadly postupně i další výrobci vozidel, výrazný rozvoj ovšem nastal na přelomu 80. a 90. let, kdy došlo k masivnímu nástupu turbodieselových motorů a sportovních zážehových motorů.

Z důvodů zdokonalení spalovacího procesu, zmenšení ekologické stopy i snížení spotřeby paliva a s tím spojeného downsizingu, tedy zmenšování motorů, došlo po roce 2010 v Evropě k vytlačení atmosférických jednotek na okraj trhu a dnes již převážná většina nových vozidel disponuje zážehovými nebo vznětovými motory s turbodmychadlem, případně mechanickým dmychadlem.

5.2 Význam a funkce přeplňování zážehových motorů

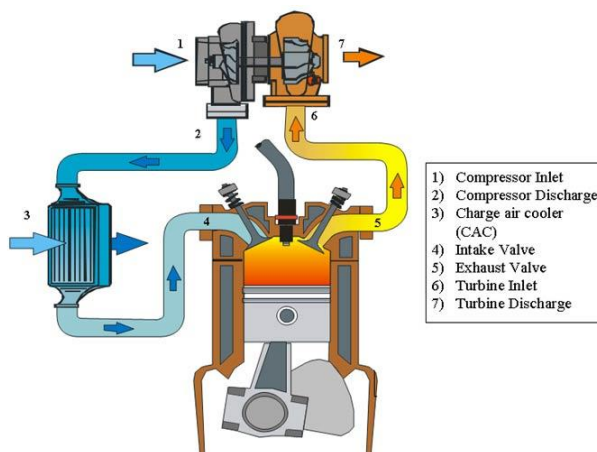
Pokud bychom si představili ideální, po stránce konstrukce a funkce k dokonalosti dovedený atmosféricky plněný spalovací motor, dojdeme k určité konečné hodnotě měrného, tedy objemového výkonu. Taková hodnota může být pro zážehový motor například $77\text{kW}/\text{dm}^3$ a je hraniční, protože do motoru již přirozenou cestou nedostaneme více vzduchu, na kterém úměrně závisí dodané množství paliva a na něm výsledný výkon.

Přivedením vzduchu o tlaku vyšším než atmosférickém je dosaženo zvětšení náplně válce, kdy dojde k naplnění celkového objemu válce motoru větším hmotnostním množstvím vzduchu, čímž je možno zvýšit i přivedené množství paliva, jehož využitím dostaneme vyšší střední efektivní tlak a tím i točivý moment a výkon. Atmosféricky plněný spalovací motor nasává vzduch do válců pouze za pomoci podtlaku vytvořenému pístem ve fázi sání. Jeho dopravní účinnost, tedy poměr mezi skutečnou hmotností nasátého vzduchu a dokonalým naplněním celého objemu válce, se pohybuje maximálně okolo 90%. U motorů dynamicky přeplňovaných se tato hodnota pohybuje v rozmezí 105-120% a motory přeplňované vnějším zařízením dosahují obvyklých hodnot 120-170% oproti motoru atmosférickému.

Parametrem přeplnění motoru je takzvaný stupeň stlačení, který vyjadřuje poměr mezi tlakem vzduchu, dodávaného do motoru dmychadlem a tlakem okolního prostředí. Omezením pro zvyšování stupně stlačení a nárůst plnicí účinnosti je dosažení příliš vysokých kompresních tlaků a teplot ve válci, které vedou k nechtěnému samozápalu směsi a v průběhu hoření směsi ve válci k takzvanému klepání motoru. Klepání (podle anglického Knocking), jinak nazývané také jako detonační hoření se vyznačuje samovznícením čerstvé palivové směsi před samotnou plamennou frontou směsi hoření. Rychlost detonačního hoření je mnohonásobně vyšší než rychlost hoření běžného spalování. Zároveň dochází k vysokému nárůstu spalovacích tlaků, jejichž účinek se projeví nadměrnými silami působícími na klikové ústrojí motoru, hlavu válců a těsnění mezi hlavou válců a blokem motoru, což může vést ke snížení životnosti motoru a zvýšení nebezpečí fatální poruchy.

Průchodem vzduchu dmychadlem nastane adiabatické komprese a dojde nejen k jeho stlačení, ale zároveň ke zvýšení jeho teploty, která může dosahovat až 150°C . Zejména pro přeplňování zážehových motorů tak z důvodu výše zmíněného detonačního hoření nabývá na významu chlazení stlačeného vzduchu vystupujícího

z dmyhadla. To je řešeno zařazením mezichladiče (též intercooler / aftercooler) mezi dmyhadlo a vstup do motoru. Mezichladiče jsou obvykle konstrukčně jednoduché výměníky typu vzduch-vzduch, případně vzduch - kapalina a po průchodu může teplota stlačeného vzduchu dosahovat hodnoty zhruba poloviční až třetinové oproti vstupní teplotě.



Obr. 15: Jednoduché schéma systému přeplňování motoru turbodmychadlem s mezichladičem [http://www.musclecardiy.com/performance/introduction-turbochargers-questions-answered/].

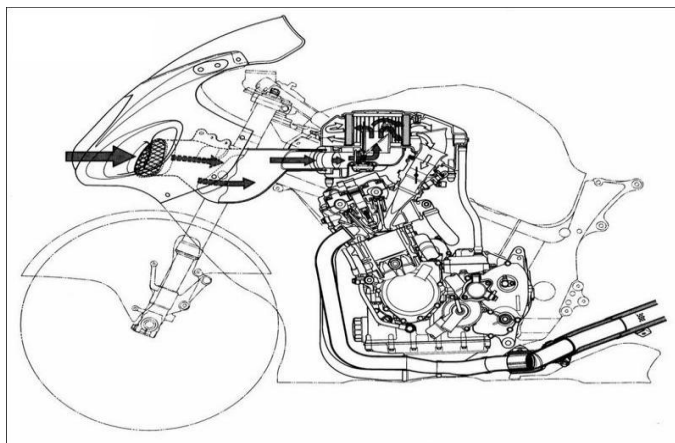
Atmosféricky plněný zážehový motor je plněn vzduchem za pomoci sacího efektu pístu, který při této činnosti spotřebovává mechanickou práci, kterou je nutné mu dodat. Po kompresi, zážehu paliva a následné expanzi a výfuku odcházejí horké výfukové plyny z motoru, bez dalšího využití energie v nich obsažené, do okolí. Spalovací tlaky dosahují hodnot jednotek MPa a teploty výfukových plynů se pohybují i nad 800 °C.

U přeplňovaného zážehového motoru potřebnou práci ke stlačení vzduchu a naplnění válce vzduchem vykonává dmyhadlo hnané mechanicky, elektricky nebo turbínou, roztáčenou výfukovými plyny. V případě elektrického pohonu odebírá dmyhadlo mechanickou práci z motoru přes alternátor, poháněný klínovým řemenem napojeným na klikovou hřídel. U mechanického pohonu dmyhadla pak je náhon obvykle řešen také řemenem od klikové hřídele, v tomto případě často ozubeným. Pohon dmyhadla přes společnou hřídel s turbínou, roztáčenou výfukovými plyny má tu výhodu, že neodebírá mechanickou práci přímo motoru a nesnižuje tak jeho výkon, ale zpracovává nevyužitou tepelnou energii, obsaženou ve výfukových plynech. Celková účinnost takového motoru se pak tedy díky nižším energetickým ztrátám může poněkud zvýšit. Spalovací tlaky a teploty ovšem dosahují vyšších hodnot a je nezbytné této skutečnosti motor konstrukčně přizpůsobit, případně počítat v lepším případě se snížením životnosti motoru, v horším případě s jeho vážným poškozením či zničením.

5.3 Uspořádání plicích systémů

5.3.1 Náporové přeplňování

Jedná se o nejjednodušší způsob přivedení většího množství vzduchu k motoru. V tomto případě je využito náporu vzduchu při vyšších rychlostech vozidla. Prakticky jde o vhodně rozšířené ústí sacího potrubí nasměrované ve směru jízdy. Účinek na zvýšení výkonu motoru je v tomto případě malý a závislý na rychlosti jízdy.



Obr. 16: Náporové sání silničního motocyklu [<http://www.chliffbikers.cz/technika/zkratky/20.jpg>].

5.3.2 Dynamické přeplňování

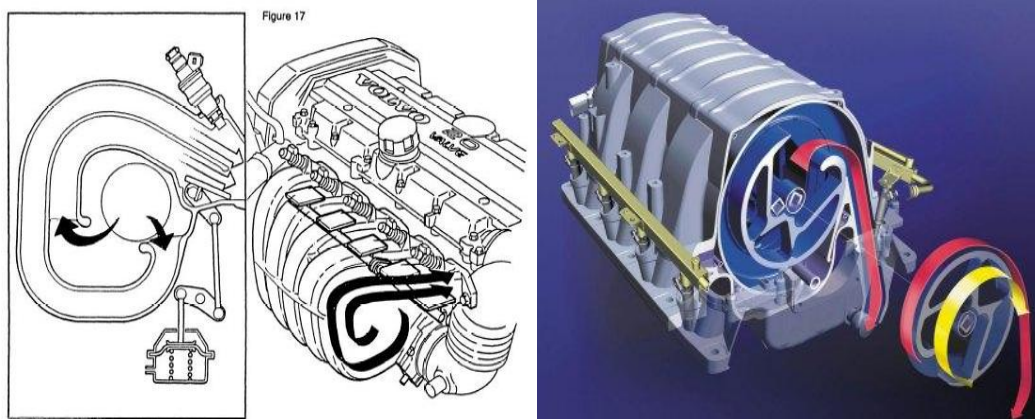
Tento způsob je závislý pouze na konstrukci sacího potrubí, zejména jeho délce a také rychlosti průtoku vzduchu, která je daná otáčkami motoru. Princip spočívá ve využití pohybové energie vzduchu proudícího v sacím potrubí. Při otevření sacího ventilu dojde k vyvolání zpětné podtlakové vlny, která se pohybuje proudem vzduchu při rychlosti zvuku zpět k ústí sacího potrubí, kde naráží na klidné prostředí. Od něj se tato vlna odrazí, vrací se zpět jako tlaková vlna k sacímu ventilu a pokud je otevřen, dojde ke zlepšení plnění válce, zvýší se plicí účinnost a vznikne efekt přeplnění.

Specifický případ využití dynamiky v plicím a výfukovém potrubí motoru potom představuje tlakový výměník Comprex.

5.3.2.1 Pulzační přeplňování kmity v sacím potrubí

Pro každý válec motoru je zde samostatné sací potrubí vhodné délky. Sloupec vzduchu proudícího v sání je rozkmitán sacím účinkem pístu. Pulzací v sacím potrubí lze u vozidlových motorů využít dvěma způsoby. Tím prvním je sací potrubí s proměnnou délkou, kdy pro nízké otáčky motoru využíváme dlouhého úzkého potrubí a při vyšších otáčkách za pomoci elektricky či elektropneumatikky ovládaných

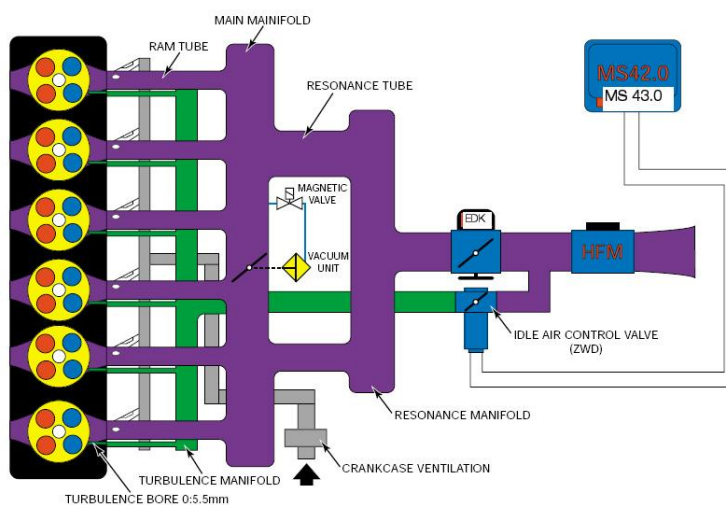
klapek přepneme na širší krátké sací potrubí. Druhý způsob je plynule regulovatelný sací systém, který spočívá v rotoru s prstencem, jenž pomocí krokového motoru mění v závislosti na otáčkách motoru polohu otvoru sběrače a tím přizpůsobuje délku sacího potrubí.



Obr. 17: Variabilní sání VVIS motoru Volvo a plynule regulovatelné sání DIVA motoru BMW [http://farm3.static.flickr.com/2030/2101588650_05c3280d16_o.jpg][http://www.autozine.org/technical_school/engine/VIM_DIVA.jpg].

5.3.2.2 Rezonanční přepřňování

Rezonančním přepřňováním dochází k zesilování vlastního kmitání kmitajícího systému. Jedná se o kombinaci rezonančních systémů a dynamického sacího potrubí. V nízkých otáčkách se využívá rezonančního přepřňování při změně hmotnosti kmitajícího sloupce vzduchu za pomoci klapkami řízených rezonančních nádob, ve vyšších pak pulzačního přepřňování. Sání obsahuje rezonanční komoru nebo komory, sací trubici a systém klapek, jejichž uzavíráním dochází dle otáček motoru k přepřňování mezi rezonančním a pulzačním režimem.



Obr. 18: Rezonanční sací potrubí BMW DISA [http://kimhj8574.egloos.com/5627700].

5.3.3 Přepřňování cizím zdrojem

Dmychadlem je možné do válce motoru dopravit mnohem větší množství vzduchu, než umožňuje přirozené atmosférické sání nebo dynamické přepřňování. Tyto systémy ovšem vyžadují výraznější úpravy na sací i výfukové straně spalovacího motoru

5.3.3.1 Mechanické dmychadlo

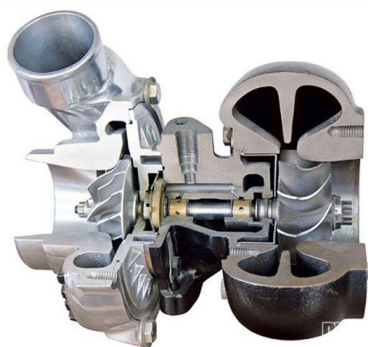
Tento systém přepřňování motoru spočívá v použití dmychadel různých konstrukcí, která mají jednu společnou vlastnost a tou je pohon odebíráním točivého momentu z klikové hřídele prostřednictvím řemene, řetězu, ozubených kol nebo hřídele. Jeho instalace se tak na rozdíl od turbodmychadla obejde bez zásahu do výfukové soustavy. Protože dochází k odběru točivého momentu z motoru, je tento způsob přepřňování v porovnání s turbodmychadlem energeticky méně výhodný, jsou zde nižší výkonové zisky a měrná spotřeba paliva je vyšší. Mezi známá mechanická dmychadla a kompresory patří typy Roots, Lysholm, odstředivé dmychadlo a dále méně známé G – dmychadlo od Volkswagenu.

5.3.3.2 Agregát plnicího turbodmychadla

Turbodmychadlo se, jak název napovídá, skládá z odstředivé radiální plynové turbíny a odstředivého radiálního dmychadla na společné hřídeli. Na vstup turbíny jsou přivedeny výfukové plyny motoru, které obsahují relativně velké množství nevyužitá tepelná energie. Tepelným spádem na lopatkách turbíny se část tepelná energie výfukových plynů přemění na mechanickou práci, která turbínu roztočí a díky společné hřídeli dosáhne stejných otáček i dmychadlo, v němž dochází ke stlačení vzduchu. Tento vzduch je pak dodáván do motoru.

V dnešní době se již obvykle z důvodů snížení teploty stlačeného vzduchu používá mezichladič, který sníží jeho teplotu a tedy i zvýší hustotu. Díky tomu je možné do motoru dopravit více vzduchu a tedy i paliva a zároveň je sníženo nebezpečí samovznícení, zejména u zážehových motorů.

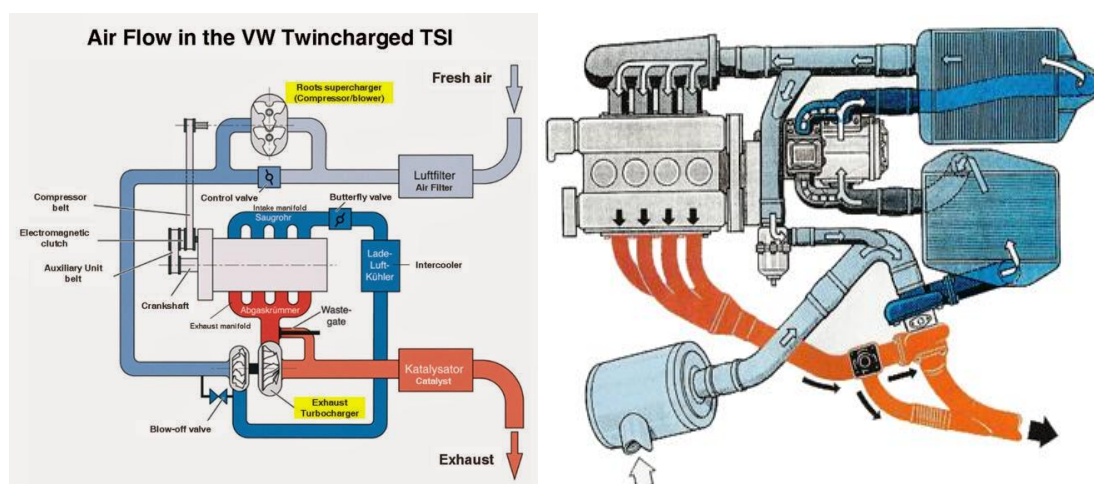
Oproti mechanickému dmychadlu je turbodmychadlo výhodnější, protože neodebírá motoru výkon pro svůj pohon. Určitou nevýhodou může být tzv. turboefekt, který vzniká při nízkých otáčkách motoru, kdy ve výfukové soustavě na turbíně není dostatečný tepelný spád pro roztočení turbíny. Tuto nevýhodu lze ale různými způsoby regulace částečně eliminovat.



Obr. 19: Řez turbodmychadlem s dvojitým přívodem spalin Twinscroll. Toto řešení se používá pro lepší hospodaření s výfukovými plyny jednotlivých válců motoru.
[<http://www.eagleridgegm.com/what-is-a-turbocharger-and-how-does-it-work/>].

5.3.3.3 Kombinace systémů

Neobvyklé nejsou ani kombinace výše uvedených systémů. Využívá se propojení mechanického dmyhadla a turbodmyhadla či kombinace dvou, tří nebo dokonce čtyř turbodmychadel pro jeden motor.



Obr. 20: Dvojitě přeplňování motoru VW 1.4 TSI a Lancia Delta S4 1.8
[http://www.greencarcongress.com/2005/08/inside_vws_new_new_.html] [<http://www.ecv1.com/e-home.htm>].

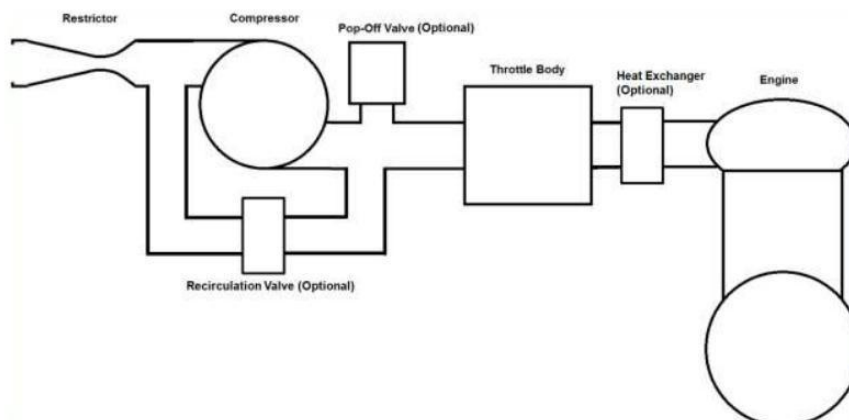
Při uvažování systému přeplňování pro vůz Formula Student TUL došlo k rozhodování mezi mechanicky poháněným objemovým dmyhadlem a výfukovým turbodmychadlem. Z důvodu složitějšího a méně efektivního systému pohonu, nutnosti použití převodovky, horší dostupnosti vhodného agregátu a celkově vyšší náročnosti na zástavbu bylo od objemového dmyhadla upuštěno a vybráno bylo turbodmychadlo, u kterého jsou výše zmíněné parametry výhodnější.

6 Volba turbodmychadla a výpočtový odhad parametrů přeplňovaného motoru

6.1 Pravidla přeplňování pro Formula Student

Pravidla FSAE soutěže Formula Student umožňují použití libovolného turbodmychadla či mechanického dmychadla s těmito podmínkami:

- Restriktor musí být umístěn před dmychadlem a škrticí klapka motoru za dmychadlem.
- Chlazení stlačeného vzduchu je povoleno. Mezichladič může být typu vzduch-vzduch nebo voda-vzduch a pro odvod tepla ze systému mezichladiče může být využito pouze okolního prostředí.
- Použití obtokových blow-off ventilů, přetlakových pop-off ventilů a mezichladičů je povoleno pouze za předpokladu splnění uspořádání dle schématu.
- Jakékoli tlakové nádrže nebo objemová zařízení značně zvyšující tlaky v sacím systému jsou zakázány.
- Maximální možný průměr mezi restriktorem a tělesem škrticí klapky může dosahovat 60 mm.
- Pokud je použit mezichladič, může být umístěn pouze mezi škrticí klapkou a motorem



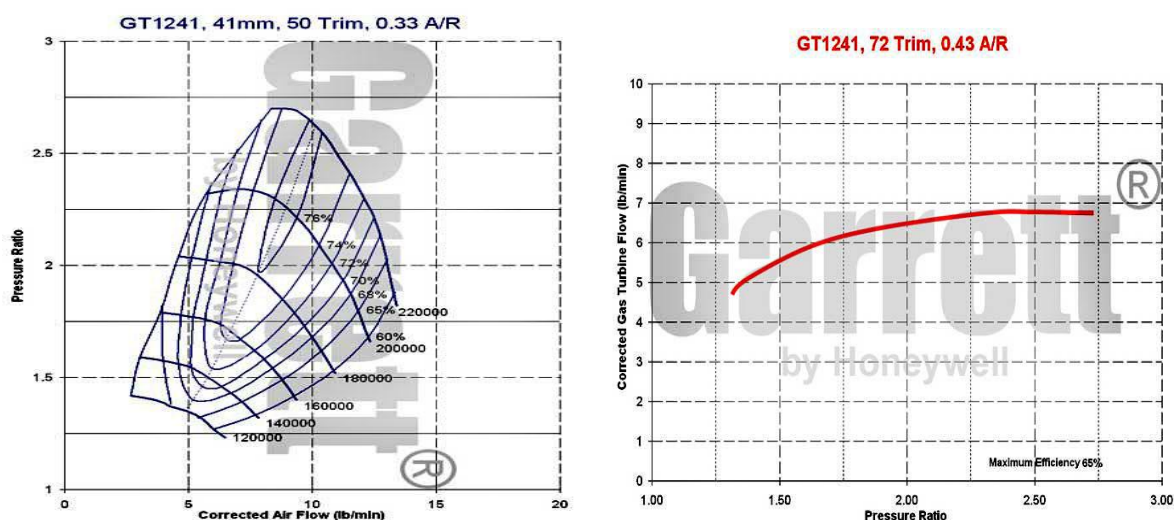
Obr. 21: Schéma povoleného uspořádání sacího systému přeplňovaného motoru dle pravidel FSAE [<http://www.fsaonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%20PRELIMINARY.pdf>].

6.2 Turbodmychadlo

Z nabídky turbodmychadel značky Garrett, spadající do společnosti Honeywell, byl dle parametrů motoru vybrán nejmenší dostupný agregát GT1241, který je dle údajů výrobce vhodný pro přeplňování motorů se zdvihovým objemem od 0,4 dm³ do 1,2 dm³.

Garrett GT1241	
Dmychadlo	50 Trim, 0,33 A/R
Průměr rotoru	41mm
Průměr vstupního hrdla	45,9mm
Průměr výstupního hrdla	36mm
Turbína	72 Trim, 0,43 A/R
Průměr vstupního hrdla	30mm
Průměr rotoru	35,5mm

Turbodmychadlo řady 12 je jedno z nejmenších nabízených zařízení firmy Garrett. Je chlazeno vodou a olejem a regulováno za pomoci Wastegate. Obě charakteristiky turbodmychadla, jak dmychadlová, tak turbínová, uvádějí hodnoty hmotnostním toku v librách za minutu. Ve výpočtu je tedy nutné na tuto skutečnost brát zřetel a hodnoty pro dosažení do charakteristiky přepočítat z metrických jednotek.

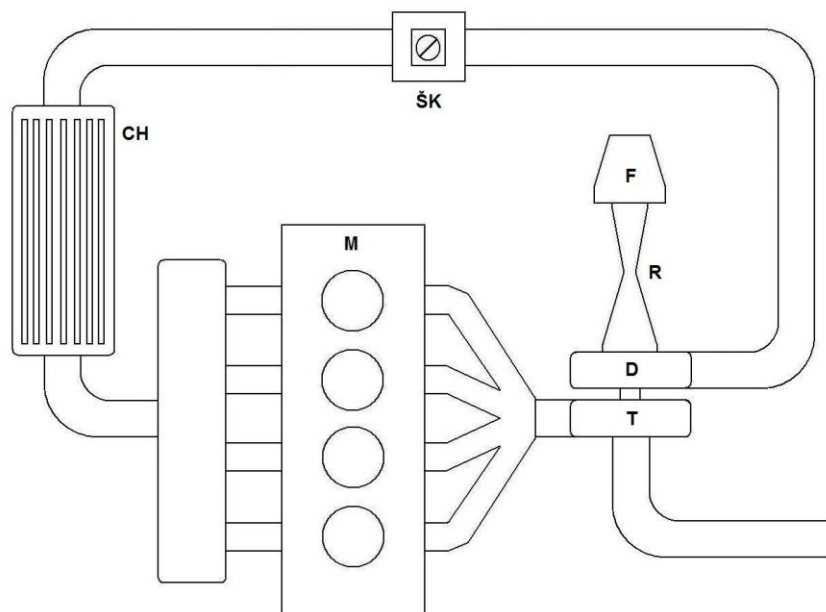


Obr. 22: Charakteristiky dmychadla a turbíny agregátu Garrett GT1241
[\[http://turbochargerspecs.blogspot.cz/2011/02/garrett-gt12-gt1241-130-hp.html\]](http://turbochargerspecs.blogspot.cz/2011/02/garrett-gt12-gt1241-130-hp.html).

Výsledkem připojení plnicího agregátu k motoru bude posunutí celé vnější otáčkové charakteristiky motoru do nižších hodnot otáček motoru a zvýšení točivého momentu motoru, dostupného již od velmi nízkých otáček. To je z našeho pohledu žádoucí, vzhledem k výše zmíněným omezením způsobených použitím pravidly nařizovaného restriktoru, který motor ve vyšších otáčkách omezuje.

6.3 Návrh uspořádání plnicího systému motoru

Aby motor splňoval pravidla soutěže, je nezbytné jeho sací trakt uspořádat dle zmiňovaných pravidel. Pro zjednodušený výpočet se neuvažuje použití ventilů blow-off, ani pop-off. Sestava obsahuje vzduchový filtr (F), restriktor (R), agregát plnicího turbodmychadla (T+D). Od výstupního hrdla dmychadla jde stlačený vzduch přes škrtecí klapku (ŠK) do mezichladiče (CH) a dále do motoru (M). (viz. obr. 24)



Obr. 23: Schéma přeplňovaného motoru GSX-R600 splňujícího pravidla FSAE.

6.4 Hrubý výpočtový odhad přeplňování

Z předchozího výpočtu maximálního průtoku vzduchu restriktorem vychází omezení hodnotou zhruba 0,07kg/s . S tímto maximem je nutné počítat i v případě návrhu přeplňování. Druhým omezením, které jsme si určili, je odhad maximálního efektivního tlaku motoru do 1,7 MPa. Třetím limitujícím faktorem jsou charakteristiky dmychadla a turbíny.

Atmosférické podmínky pro výpočet byly zvoleny tlak $p_{bar} = 98 \text{ kPa}$ a teplota okolí $t_{okolí} = 20^\circ\text{C}$.

V tabulkovém procesoru Microsoft Office Excel byl vytvořen zjednodušený program k výpočtům parametrů motoru a agregátu plnicího turbodmychadla pro režimy vnější otáčkové charakteristiky v rozsahu otáček motoru 2000-14000 1/min. s krokem výpočtu 500 1/min. Tyto hodnoty byly zvoleny s ohledem na shodnou stupnici vycházející z měření atmosférického motoru v laboratoři KVM TUL a zároveň použitou pro výpočtový odhad výkonu motoru s restriktorem.

Na základě odhadované návrhové křivky hmotnostního naplnění válce vzduchem na jeden cykl pro přeplňovaný motor z grafu (Obr.12, kapitola 4.4) byl proveden prvotní vzdálený výpočtový odhad parametrů motoru pro režimy vnější otáčkové charakteristiky motoru (VOCH). Poté byla sestavena tabulka (Tabulka 5) znázorňující hodnoty získané tímto výpočtovým odhadem.

Pro hrubý výpočtový odhad byly navrženy hodnoty plnicí účinnosti η_d , celkové účinnosti motoru η_c a součinitele přebytku vzduchu λ (Hodnoty byly uvažovány s ohledem na obvyklé hodnoty pro zážehové motory a s využitím výsledků měření na motoru)

Pro jednotlivé kroky byly dosazovány hodnoty $M_{vz/1}$ odečtené průběhu na Obr. 12. Aby maximální hodnota hmotnostního toku vzduchu \dot{m}_{vz} nepřekročila hraniční hodnotu 0,07 kg/s, docházelo zároveň ke kontrole výpočtem aktuálního hmotnostního toku vzduchu do motoru vztahem

$$\dot{m}_{vz} = M_{vz/1} \cdot \frac{n}{120} \cdot 4 .$$

Z této hodnoty bylo možné získat hmotnostní tok paliva do motoru:

$$\dot{m}_p = \dot{m}_{vz} \cdot \lambda \cdot L_{vt}$$

Součinitel teoretického množství vzduchu, potřebného pro hoření paliva, byl určen $L_{vt} = 14,5$ kg/kg

Zároveň bylo vypočítáno hmotnostní naplnění jednoho válce palivem na jeden pracovní cykl motoru:

$$M_{p/1} = \frac{\dot{m}_p}{\frac{n}{120} \cdot 4}$$

Tedy celkové hmotnostní naplnění válce na jeden pracovní cykl potom bude

$$M_{/1} = M_{p/1} + M_{vz/1} .$$

Po vypočítání hmotnostního toku paliva do motoru bylo možné vypočítat efektivní výkon motoru při výhřevnosti paliva $H_u = 14,5$ kJ/kg:

$$P_e = \dot{m}_p \cdot H_u \cdot \eta_c$$

z čehož můžeme následně vypočítat točivý moment motoru

$$M_t = \frac{P_e}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}}$$

a střední efektivní tlak pracovního oběhu motoru

$$p_e = \frac{120 \cdot P_e}{V_z \cdot n}$$

Výsledné hodnoty jsou zobrazeny v Tabulce 5

Otáčky [1/min.]	λ	η_d [%]	η_c [%]	Mv/1 [g/c]	Mp/1 [g/c]	M/1 [g/c]	mvz [kg/s]	mp [kg/s]	Pe [kW]	Mt [Nm]	pe [Mpa]
2000	1	85	24	0,155	0,011	0,166	0,010	0,0007	7,3	34,7	0,73
2500	0,95	90	25	0,175	0,013	0,188	0,015	0,0011	11,2	43,0	0,90
2998	0,93	95	25	0,212	0,016	0,228	0,021	0,0016	16,7	53,2	1,12
3500	0,92	95	26	0,218	0,016	0,234	0,025	0,0019	21,1	57,5	1,21
4000	0,91	95	26	0,221	0,017	0,238	0,029	0,0022	24,7	58,9	1,24
4500	0,9	95	27	0,228	0,017	0,245	0,034	0,0026	30,1	63,8	1,34
5000	0,89	95	27	0,234	0,018	0,252	0,039	0,0030	34,7	66,3	1,39
5500	0,88	93	27	0,232	0,018	0,250	0,043	0,0033	38,3	66,4	1,39
6000	0,87	93	27	0,231	0,018	0,249	0,046	0,0037	42,0	66,9	1,40
6500	0,86	93	26	0,225	0,018	0,243	0,049	0,0039	43,2	63,5	1,33
7000	0,85	92	26	0,22	0,018	0,238	0,051	0,0042	46,0	62,8	1,32
7500	0,84	92	26	0,214	0,018	0,232	0,054	0,0044	48,5	61,8	1,30
8000	0,83	92	26	0,208	0,017	0,225	0,055	0,0046	50,9	60,8	1,28
8500	0,82	91	26	0,199	0,017	0,216	0,056	0,0047	52,4	58,9	1,23
9000	0,81	91	25	0,193	0,016	0,209	0,058	0,0049	52,4	55,6	1,17
9500	0,8	91	25	0,185	0,016	0,201	0,059	0,0051	53,7	54,0	1,13
10000	0,79	90	25	0,178	0,016	0,194	0,059	0,0052	55,0	52,6	1,10
10500	0,78	90	24	0,17	0,015	0,185	0,060	0,0053	53,7	48,8	1,02
11000	0,77	90	24	0,163	0,015	0,178	0,060	0,0054	54,6	47,4	0,99
11500	0,75	89	23	0,155	0,014	0,169	0,059	0,0055	53,4	44,4	0,93
12000	0,75	89	23	0,149	0,014	0,163	0,060	0,0055	53,6	42,7	0,89
12500	0,75	89	22	0,14	0,013	0,153	0,058	0,0054	50,2	38,3	0,80
13000	0,75	88	22	0,136	0,013	0,149	0,059	0,0054	50,7	37,2	0,78
13500	0,75	88	21	0,13	0,012	0,142	0,059	0,0054	48,0	34,0	0,71
14000	0,75	88	21	0,124	0,011	0,135	0,058	0,0053	47,5	32,4	0,68
14500	0,75	87	20	0,122	0,011	0,133	0,059	0,0054	46,1	30,4	0,64

Tabulka 4: Hodnoty výkonu motoru, točivého momentu, středního efektivního tlaku a hmotnostního toku vzduchu i paliva vypočítané po dosažení návrhové hodnoty hmotnostního naplnění válce. Oranžová barva políček značí dosažené odhadované hodnoty, červená barva značí políčka, která je nutno při následných iteracích kontrolovat a žlutá barva políček označuje odhadované hodnoty, které se upravují v rámci iteračního výpočtu.

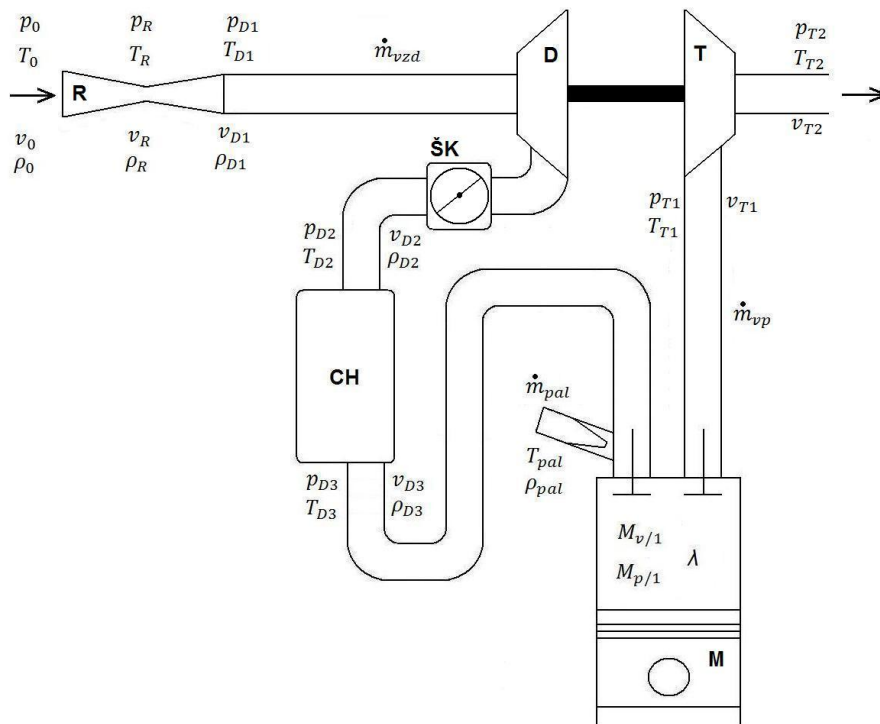
Vzhledem k vzájemné provázanosti výpočtů bylo možné postupnými iteracemi měnit hodnoty požadovaného točivého momentu, výkonu, hmotnostního naplnění válce vzduchem na cykl, až do fáze, kdy bylo dosaženo maximálního možného hmotnostního toku vzduchu, nebo do zvolené maximální hodnoty středního efektivního tlaku 1,7 MPa.

Tuto hodnotu kontrolujeme s ohledem na možnosti turbodmychadla pro otáčkový rozsah zhruba 3000-10000 1/min.

6.5 Ověření odhadu výpočtem spolupráce motoru a turbodmychadla

Po získání hodnot, které by mohly být považovány za blízké realitě, byly započaty výpočty spolupráce motoru s turbodmychadlem v režimech VOCH.

Pro výpočet přepřlovaného motoru bylo vytvořeno schéma uspořádání celé soustavy, které usnadnilo orientaci mezi jednotlivými veličinami.



Obr. 24: Termodynamické schéma přepřlovaného motoru pro orientaci ve výpočtu. Uspořádání sacího systému je provedeno s ohledem na pravidla FSAE.

Je nezbytné podotknout, že kvůli nutnosti použití restriktoru je zapotřebí brát v úvahu změny, které použitím tohoto zařízení ve výpočtu nastanou. S měnícím se hmotnostním tokem vzduchu do motoru se mění i tlak a teplota vzduchu v restriktoru. Jako vstupní hodnoty tlaku a teploty před dmychadlem tedy nelze brát hodnoty atmosférické. Tlak v sání před dmychadlem se bude zhruba rovnat tlaku v kritickém průřezu restriktoru, potom je tedy možno uvažovat $p_{D01} \approx p_R$. Teplota vzduchu vstupujícího do dmychadla bude atmosférická teplota $t_{okolí}$ snižena po průchodu restriktorem na hodnotu T_R a následně opět zvýšená na výslednou teplotu T_{D01} zpomalením průtoku vzduchu mezi restriktorem a motorem a také ohřevem od teplejších součástí motoru.

Z prvotního výpočtového odhadu byl získán i hmotnostní tok vzduchu do motoru \dot{m}_{vzd} . Dle kapitoly 3.1 a výpočtu expanzního poměru β lze za pomoci těchto údajů vypočítat další potřebné hodnoty.

Tlak v restriktoru $p_R = p_{vzd/R} = p_{D01}$ dostaneme iteračním počtem ze vzorce pro výpočet hmotnostního toku vzduchu restriktorem $\dot{m}_{vzd/R}$. Předpokládáme, že $\dot{m}_{vzd/R} = \dot{m}_{vz} = \dot{m}_D$, potom

$$\dot{m}_{vzd/R} = \mu_R \cdot S_R \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa_{vzd}}{\kappa_{vzd} - 1} \cdot \frac{p_{vzd/bar}^2}{r_{vzd} \cdot T_{vzd/bar}} \cdot \left(\frac{p_{vzd/R}}{p_{vzd/bar}}\right)^{\frac{2}{\kappa_{vzd}}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{vzd/R}}{p_{vzd/bar}}\right)^{\frac{\kappa_{vzd} - 1}{\kappa_{vzd}}}\right]}$$

Zde S_R je kritický průřez restriktoru o průměru 20 mm, $\mu_R = 0,95$ je součinitel průtoku restriktorem a $p_{vzd/bar}$ je atmosférický tlak snížený o ztrátu na filtru vzduchu.

Teplotu vzduchu proudícího restriktorem T_R vypočítáme

$$T_R = T_{vzd/bar} \cdot \left(\frac{p_{vzd/R}}{p_{vzd/bar}}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}$$

kde $T_{vzd/bar} = 273,15 + t_{okolí} = 293$ K a pro oba vzorce Poissonova konstanta pro vzduch je $\kappa = 1,4$.

Za restriktorem se teplota T_R zvýší na teplotu T_{D01} o hodnotu ΔT . Tuto hodnotu odhadneme v závislosti na zvyšujících se otáčkách motoru na 10 – 20 °C.

Z hmotnostního naplnění válce vzduchem $M_{vz/1}$, získaného prvotním výpočtovým odhadem lze získat další potřebné parametry pro výpočet přeplňování.

Potřebný plnicí tlak motoru p_{D3} za mezichladičem byl vypočítán ze vzorce

$$p_{D3} = \frac{T_{D3}}{V_{z/1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \eta_d} (M_{vz/1} \cdot r_{vzd} + M_{p/1} \cdot r_{pal})$$

přičemž jako teplota vzduchu za mezichladičem byla určena hodnota $T_{D3} = 50$ °C.

Statický tlak na výstupu z dmyhadla je součtem požadovaného plnicího tlaku a ztráty tlaku na mezichladiči

$$p_{D2} = p_{D3} + \Delta p_{ch}$$

Ztrátu tlaku na mezichladiči lze odhadnout na $\Delta p_{ch} = 5$ kPa

Celkový tlak je oproti statickému navýšen o dynamickou složku

$$p_{D02} = p_{D2} + \frac{1}{2} \cdot \rho_{D2} \cdot c_{D2}^2$$

Teplotu vzduchu na výstupu z dmyhadla určuje stupeň stlačení a izoentropická účinnost dmyhadla.

Teplota vzduchu po izentropickém stlačení na tlak p_{D2} by byla

$$T_{D2s} = T_{D01} \cdot \left(\frac{p_{D2}}{p_{D01}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}.$$

Izentropickou účinnost dmyhadla η_{Ds} je možno vzhledem k parametrům dmyhadla odhadnout na $\eta_{Ds} = 0,65$. Po dokončení výpočtu a zjištění polohy každého bodu pro daný hmotnostní tok vzduchu v charakteristice dmyhadla bude účinnost určena znovu a přesněji.

Skutečná teplota stlačeného vzduchu tedy bude

$$T_{D2} = T_{D01} + \frac{T_{D2s} - T_{D01}}{\eta_{Ds}}.$$

Hustota stlačeného vzduchu na výstupu z dmyhadla za předpokladu, že plynová konstanta $r_{vzd} = 287$ potom bude

$$\rho_{D2} = \frac{p_{D2}}{r_{vzd} \cdot T_{D2}}.$$

Zvolené dmyhadlo GT1241 má průměr vstupního hrdla $D_1 = 36\text{mm}$, z čehož průtočný průřez je roven

$$S_{D2} = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = 10,17 \text{ cm}^2.$$

Rychlost proudění v tomto místě tedy bude

$$c_{D2} = \frac{\dot{m}_{vz}}{S_{D2} \cdot \rho_{D2}}$$

a tedy celkový tlak na výstupu z dmyhadla

$$p_{D02} = p_{D2} + \frac{1}{2} \cdot \rho_{D2} \cdot c_{D2}^2.$$

Pracovní bod v charakteristice dmyhadla určuje stupeň stlačení a hmotnostní tok vzduchu dmyhadlem. Celkový stupeň stlačení vzduchu v dmyhadle je

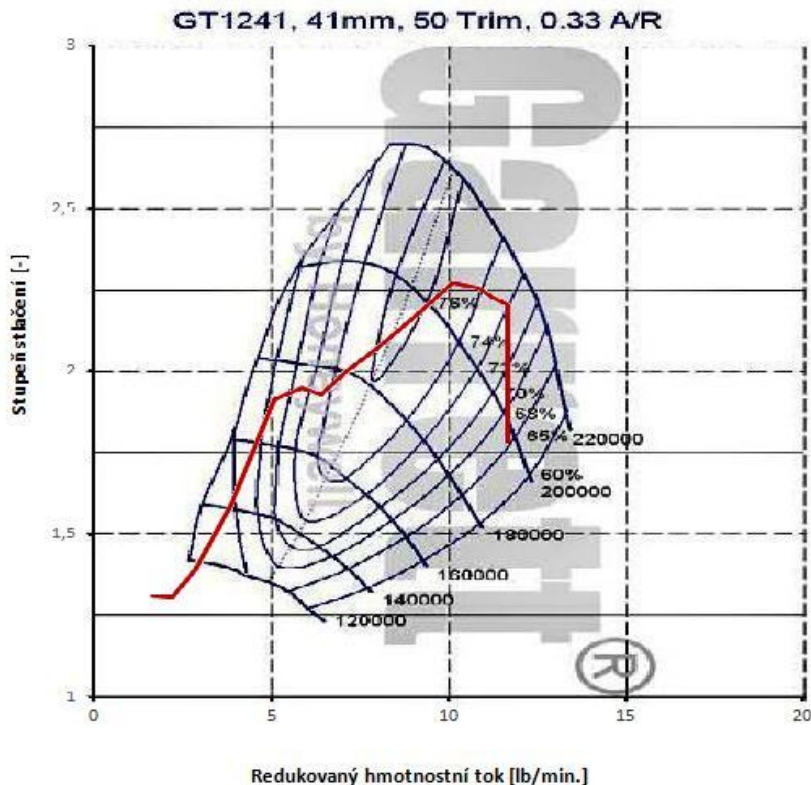
$$\pi_D = \frac{p_{D02}}{p_{D01}}.$$

Pro zakreslení pracovního bodu do charakteristiky dmyhadla je nezbytné hmotnostní tok vzduchu přepočítat na standardní podmínky uvedené v charakteristice dmyhadla. Redukovaný hmotnostní tok vzduchu určuje vztah

$$\dot{m}_{Dred} = \dot{m}_D \cdot \frac{p_{ref}}{p_{D01}} \cdot \sqrt{\frac{T_{D01}}{T_{ref}}}$$

Referenční tlak je $p_{ref} = 98 \text{ kPa}$ a referenční teplota $T_{ref} = 293 \text{ K}$

Charakteristika dmyhadla po dosažení pracovních bodů bude mít tuto podobu:



Obr. 25: Dmyhadlová charakteristika turbodmyhadla Garrett GT1241 pro motor GSX-R600 s restriktorem umístěným na vstupu do dmyhadla. Vliv restriktoru je patrný na svislém průběhu koncové části vnější otáčkové charakteristiky.

Nyní je možné přesněji odečíst izentropickou účinnost dmyhadla η_{Ds} z charakteristiky dmyhadla a zpětně dosadit pro získání přesnější teploty dmyhadlem stlačeného vzduchu.

Příkon dmyhadla vypočítáme dle vzorce, za předpokladu, že uvažujeme měrnou tepelnou kapacitu vzduchu $\bar{c}_{pvzd} = 1008 \text{ J/kgK}$ a izentropický exponent $\kappa = 1,4$:

$$\dot{W}_D = \dot{m}_D \cdot \bar{c}_{pvzd} \cdot T_{D01} \left(\pi_D^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{Ds}}$$

Pro reálnost celkového výpočtu je nutné, aby $\dot{W}_D \approx \dot{W}_T$

Pro výfukové plyny platí přibližná hodnota $\kappa = 1,32$ a měrné tepelné kapacity $\bar{c}_{pspal} = 1180 \text{ J/kgK}$. Pulzační součinitel β_T klesá se zvyšujícími se otáčkami z hodnoty 1,1 na hodnotu 1. Celková účinnost turbíny η_T bude dosahovat maximální

hodnoty 0,65 v oblasti středních otáček zhruba 5000 – 9000 1/min. Mimo tuto oblast bude izoentropická účinnost turbíny klesat. Tyto hodnoty odečteme z charakteristiky turbíny.

Výkon turbíny potom bude

$$\dot{W}_T = \dot{m}_T \cdot \bar{c}_{pspal} \cdot T_{T01} \left(1 - \pi_T^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} \right) \cdot \beta_T \cdot \eta_T$$

Teplotu výfukových plynů T_{T01} vystupujících z válců motoru a vstupujících do turbíny lze odhadnout výpočtem z energetické bilanční rovnice motoru

$$\dot{m}_p \cdot H_u \cdot \eta_{CH} + \dot{m}_D \cdot \bar{c}_{pvzd} \cdot (T_{D2} - T_{ref}) = P_e + \dot{Q}_{chlaz} + \dot{m}_T \cdot \bar{c}_{pspal} \cdot (T_{T01} - T_{ref})$$

Hranice jsou určeny na sací straně plnicím potrubím za mezichladičem stlačeného vzduchu a výfukové straně výfukovým potrubím před vstupem do turbíny. Celkové množství přiváděné energie je dáno entalpickým tokem vzduchu a výhřevností paliva vztažené k referenční teplotě $T_{ref} = 298$ K. Přivedená energie se dělí mezi efektivní výkon motoru, teplo odvedené chlazením a entalpický tok výfukových plynů.

Pro tuto rovnici potřebný hmotnostní tok výfukových plynů turbínou bude určen součtem hmotnostního toku vzduchu a hmotnostního toku paliva do motoru

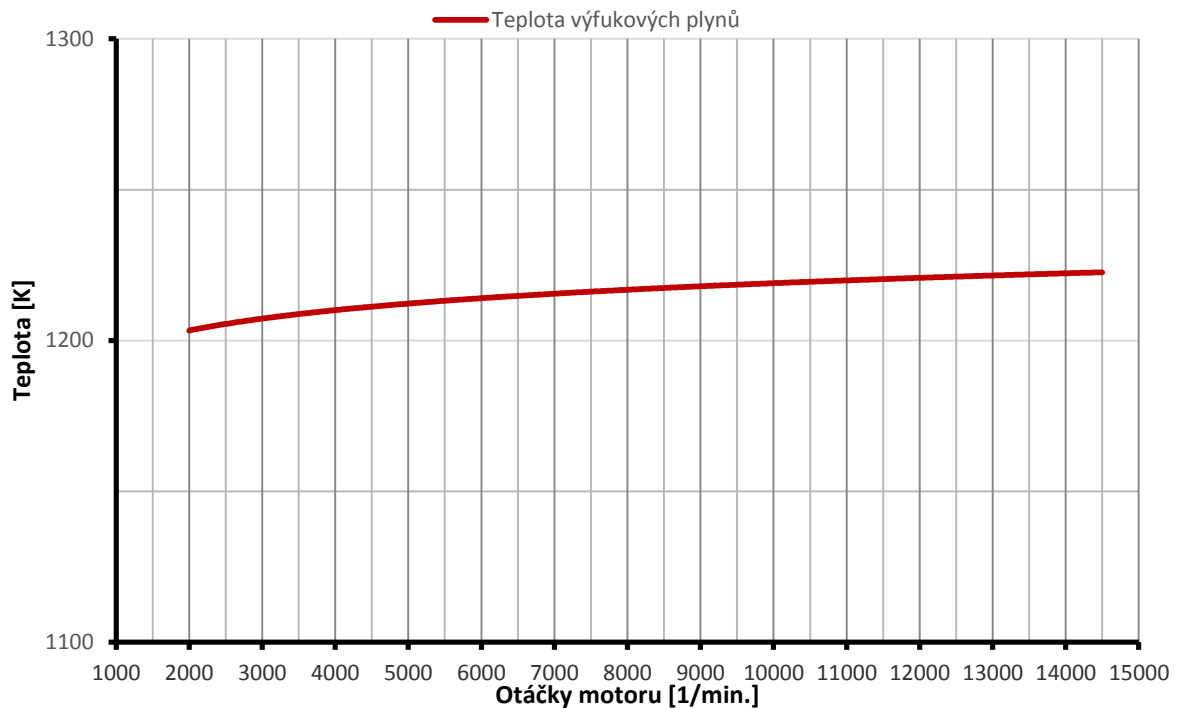
$$\dot{m}_T = \dot{m}_D + \dot{m}_p$$

Chemickou účinnost hoření lze u zážehového motoru odhadovat na

$\eta_{CH} = 0,98$. Celkový odvod tepla chladicí kapalinou lze u motocyklového vysokootáčkového motoru odhadovat na 60 – 80 % efektivního výkonu motoru P_e . Měrné izobarické tepelné kapacity je možno určit pro vzduch $\bar{c}_{pvzd} = 1005$ J/kgK a pro spaliny $\bar{c}_{pspal} = 1105$ J/kgK. Celková teplota výfukových plynů pak bude

$$T_{T01} = T_{ref} + \frac{\dot{m}_p \cdot H_u \cdot \eta_{CH} + \dot{m}_D \cdot \bar{c}_{pvzd} \cdot (T_{D2} - T_{ref}) - P_e - \dot{Q}_{chlaz}}{\dot{m}_T \cdot \bar{c}_{pspal}}$$

Průběh teploty výfukových plynů v závislosti na otáčkách ukazuje Obr.26



Obr. 26: Teplota výfukových plynů přeplňovaného motoru v závislosti na otáčkách.

Tlak výfukových plynů na výstupu z turbíny lze odhadnout. Jedná se o účinek průtokového odporu výfukového systému. V našem případě to bude součet atmosférického tlaku $p_{bar} = 98\text{kPa}$ a tlakové ztráty na výfukovém tlumiči $\Delta p_{tl} = 5\text{kPa}$, tedy $p_{T2} = 103\text{ kPa}$.

Tlak výfukových plynů před turbínou byl určen na základě potřebného stupně expanze výfukových plynů na turbíně π_T . Ten byl zjištěn na základě výpočtu přibližné shody výkonů na obou koncích hřídele turbodmychadla.

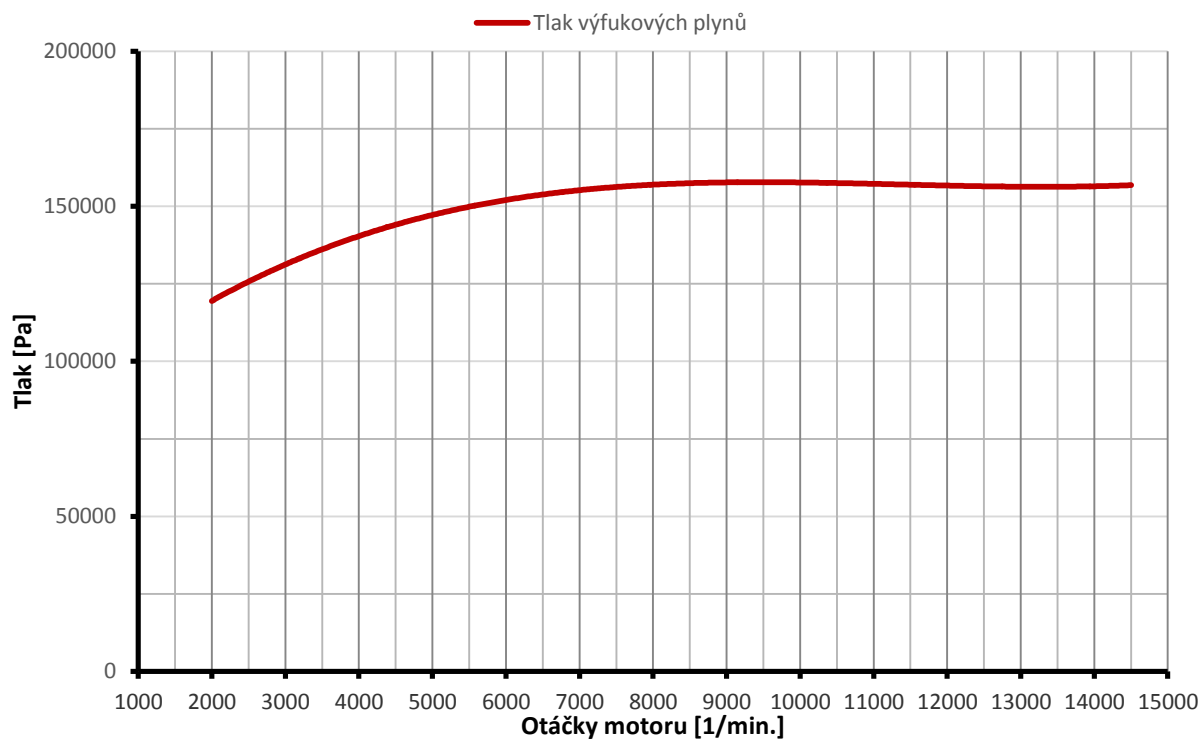
Pokud tedy platí rovnice

$$\pi_T = \frac{p_{T01}}{p_{T2}}$$

pak samotný tlak výfukových plynů před turbínou je vyjádřen

$$p_{T01} = p_{T2} \cdot \pi_T .$$

Průběh tlaku výfukových plynů v závislosti na otáčkách motoru ukazuje Obr. 27.



Obr. 27: Tlak výfukových plynů přeplňovaného motoru v závislosti na otáčkách.

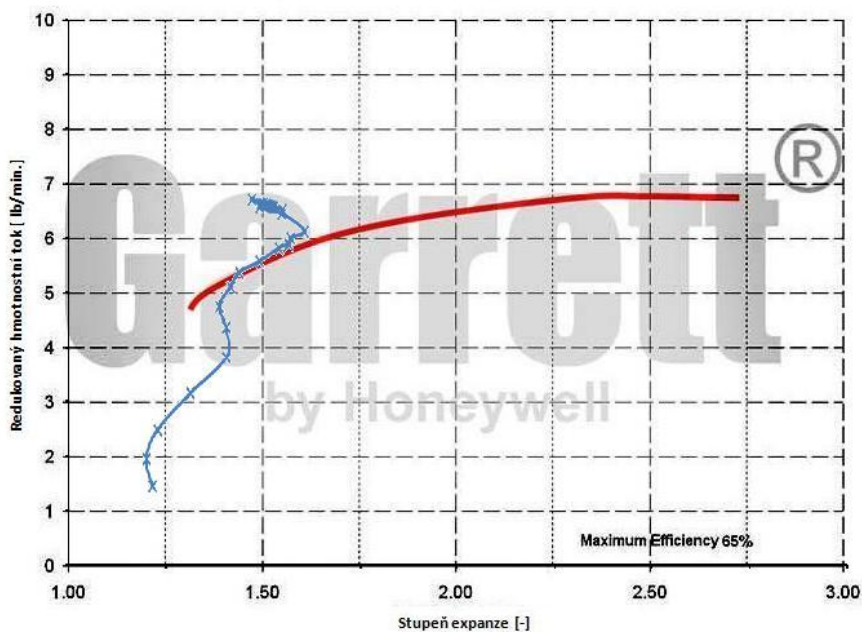
Pro dosažení do charakteristiky turbíny je ještě nezbytné vypočítat redukovaný hmotnostní tok výfukových plynů turbínou

$$\dot{m}_{Tred} = \dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{T_{T01}}}{p_{T01}}$$

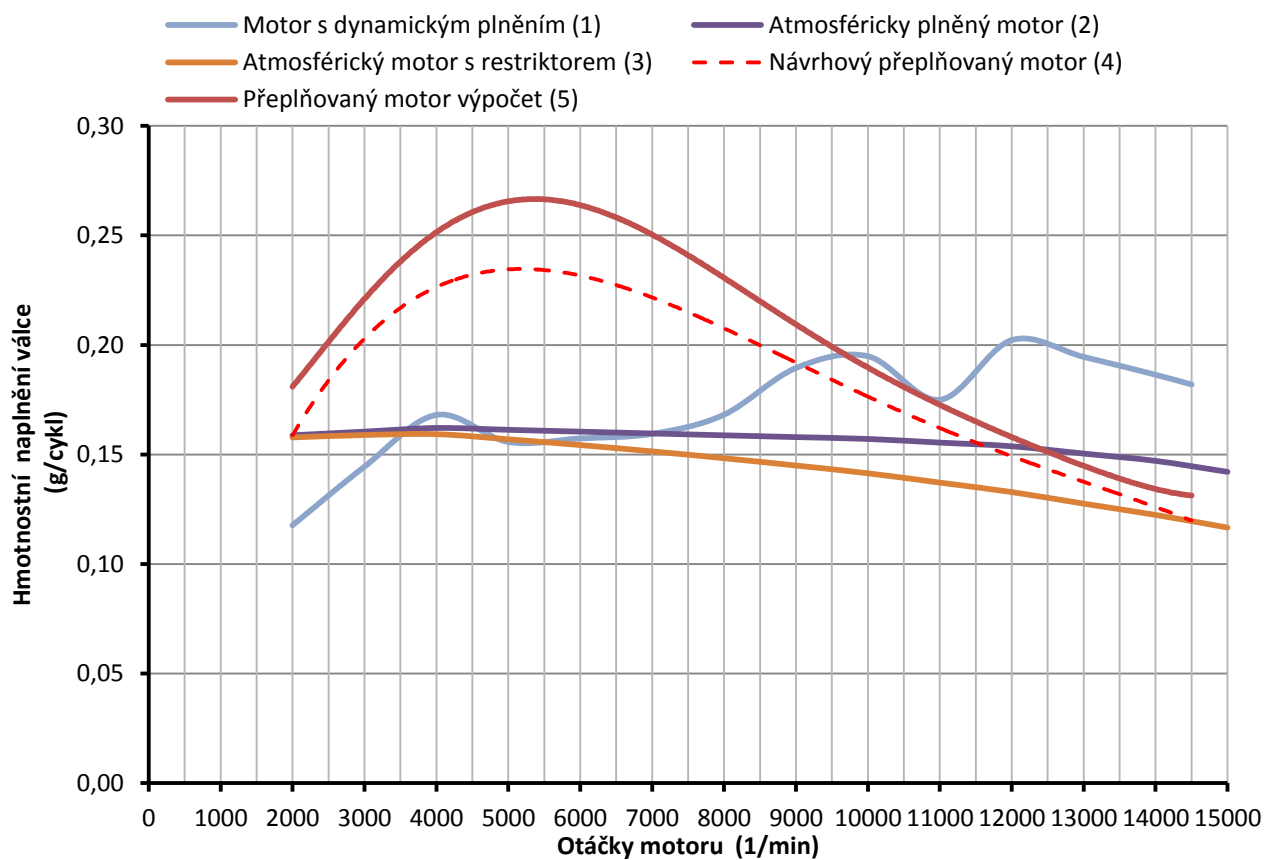
Výpočtový odhad hmotnostního naplnění válce vzduchem můžeme porovnat s předchozími odhady na Obr. 29.

Po dosažení do charakteristiky turbíny vypadá průběh následovně (Obr. 28):

GT1241, 72 Trim, 0.43 A/R



Obr. 28: Charakteristika turbíny agregátu Garrett GT1241 po připojení k motoru GSX-R600 s restriktorem umístěným na vstupu do dmyhadla.



Obr. 29: Graf porovnávající průběh hmotnostního naplnění válce vzduchem ve srovnání s předchozími uvažovanými případy.

6.6 Výpočet mezichladiče stlačeného vzduchu

Vzhledem k použití mezichladiče je nezbytné vypočítat potřebný tepelný výkon chladiče plnicího vzduchu, jestliže požadavek na teplotu plnicího vzduchu v plnicím potrubí motoru je $T_{D3} = 50^\circ\text{C}$

Z výše uvedených výpočtů je znám stupeň stlačení na dmychadle, hmotnostní tok vzduchu dmychadlem, teplota vzduchu stlačeného dmychadlem i potřebný příkon dmychadla.

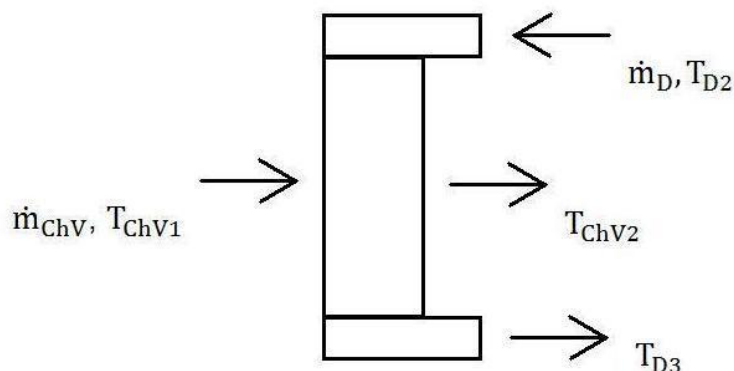
Tepelný výkon chladiče plnicího vzduchu pak bude

$$P_{\text{CHL}} = \dot{m}_D \cdot \bar{c}_{pvzd} \cdot (T_{D2} - T_{D3})$$

Z výše uvedených výpočtů byl vypočítán tepelný výkon chlazení, který se v nejvyšších hodnotách přibližuje hodnotě $P_{\text{CHL}} = 4\text{kW}$.

Z této hodnoty je možno vypočítat potřebnou teplosměnnou plochu mezichladiče, který bude typu vzduch-vzduch.

Zjednodušené schéma takového chladiče vypadá následovně:



Obr. 30: Schéma chladiče stlačeného vzduchu

Tepelný výkon chladiče je možno dále rozepsat jako

$$P_{\text{CHL}} = \dot{m}_D \cdot \bar{c}_{pvzd} \cdot (T_{\text{ChV2}} - T_{\text{ChV1}}) = \dot{m}_D \cdot \bar{c}_{pvzd} \cdot (T_{D2} - T_{D3})$$

a současně platí:

$$P_{\text{CHL}} = \alpha_{pv} \cdot S_{chl/pv} \cdot \left(\frac{T_{D2} + T_{D3}}{2} - \frac{T_{\text{ChV1}} + T_{\text{ChV2}}}{2} \right).$$

V uvedeném postupu se zanedbává vliv kinetické energie ochlazovaného vzduchu, která se podílí na celkové entalpii vstupujícího a vystupujícího vzduchu. Pokud jsou rychlosti proudícího vzduchu menší než 100 m/s, je toto zjednodušení přípustné.

Součinitel přestupu tepla lze výpočtově odhadnout za pomoci známých empirických vztahů

$$\alpha_{pv} = konst \cdot Re^{0,6} \cdot \frac{\lambda_{vz}}{d} .$$

Reynoldsovo číslo vychází ze vztahu

$$Re = \frac{\bar{c}_{pvzd} \cdot d}{\nu_{vz}} .$$

Pro teplotu vzduchu přibližně 50 °C platí následující hodnoty.

Součinitel tepelné vodivosti vzduchu

$$\lambda_{vz} = 0,03 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$$

a kinematická viskozita vzduchu

$$\nu_{vz} = 18 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2\text{s}^{-1} .$$

Účinnost chlazení plnicího vzduchu vyjadřuje vztah

$$\eta_{\text{CHL}} = \left(\frac{T_{D3} - T_{D2}}{T_{D3} - T_{ChV1}} \right) .$$

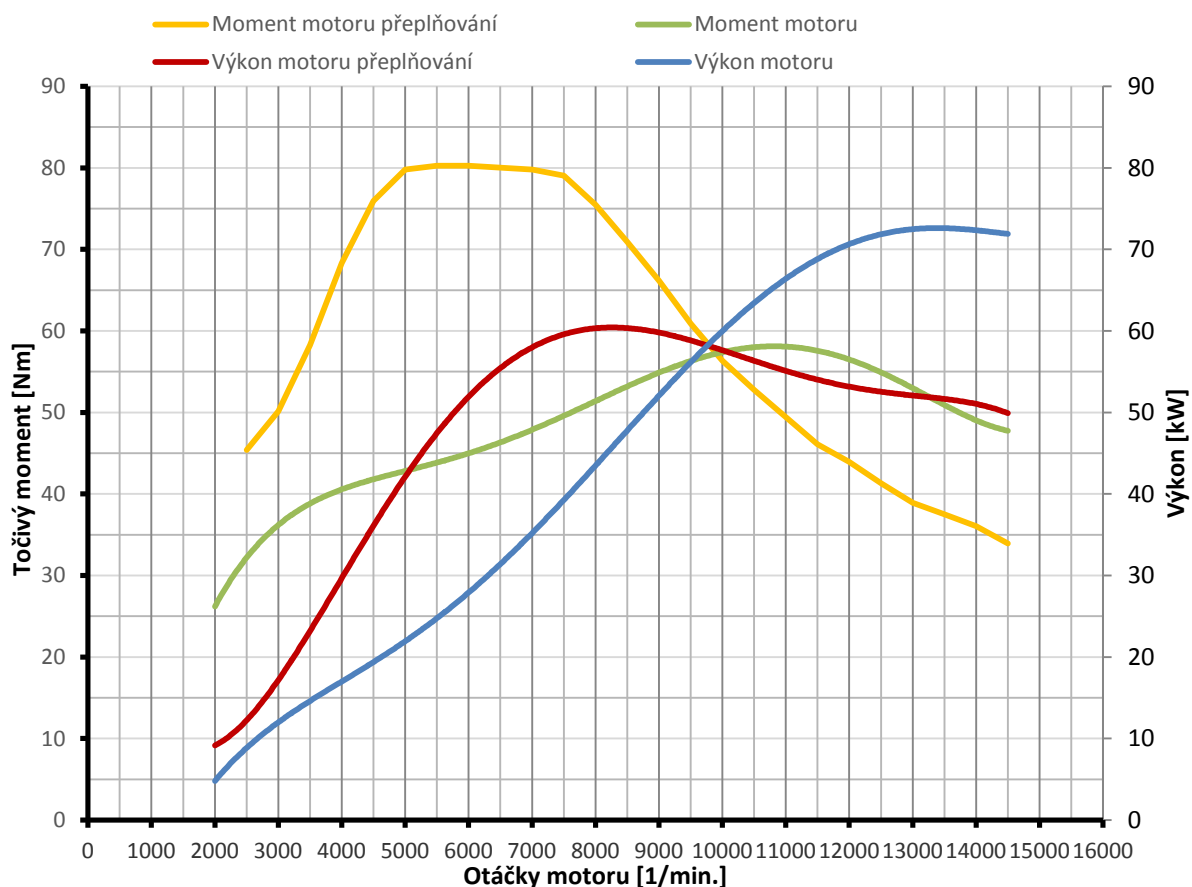
Pro chladiče plnicího vzduchu přeplňovaných motorů se hodnota η_{CHL} pohybuje v rozsahu 0,75 - 0,9.

Z těchto výpočtů lze dostat přibližnou velikost čelní plochy mezichladiče

$$S_{chl/pv} \cong 0,013 \text{ m}^2$$

V případě nejjednodušší čtvercové konstrukce by tedy rozměry chladiče stlačeného vzduchu mohly být přibližně 0,114 x 0,114 m.

6.7 Výsledná vnější otáčková charakteristika motoru



Obr. 31 Hodnoty VOCH původního motoru GSX-R600 v sériovém provedení v porovnání s hodnotami vycházejícími z výpočtového odhadu motoru přepřínovaného turbodmychadlem.

Je zřejmé, že použitím turbodmychadla je možné dospět k výraznému zvětšení maximální hodnoty točivého momentu motoru a také posunutí maximálních hodnot jak točivého momentu, tak výkonu do spektra nižších otáček motoru. Při zvětšení výkonových parametrů dojde k nárůstu spalovacích tlaků ve válcích a zároveň k mechanickému i tepelnému namáhání klikové skupiny, hlavy válců, ventilů a dalších podstatných dílů motoru. Z hlediska zvýšení tepelných parametrů bude tedy pravděpodobně nutné upravit i chladicí soustavu motoru.

Vzhledem k určení motoru ovšem není nutno příliš brát v potaz snížení životnosti některých podstatných dílů motoru. Ten bude v provozu pouze při zkušebních jízdách vozu Formula Student a také při několika závodech. Jeho celkový nájezd lze tedy odhadovat v desítkách, maximálně stovkách kilometrů, než bude pro další sezonu vyměněn za nový agregát.

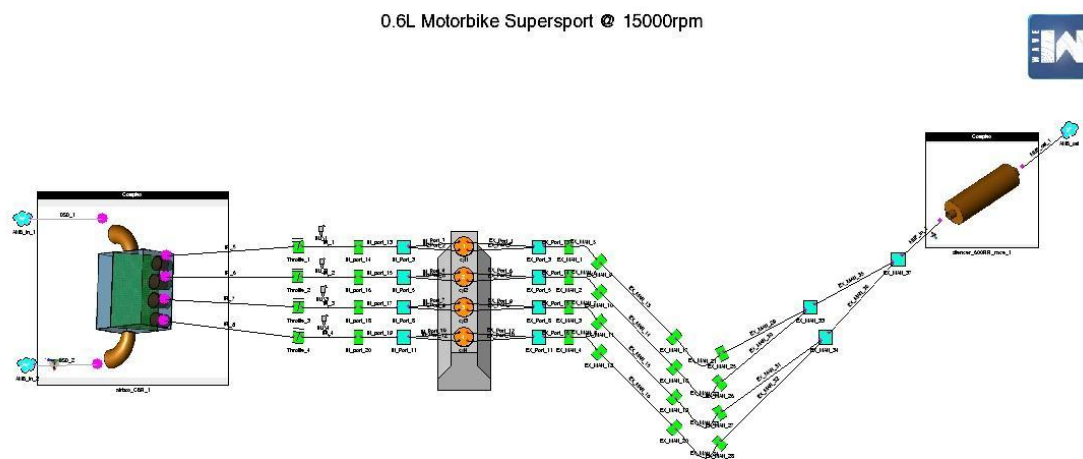
7 Simulační výpočet v programu WAVE Build

Výpočtové odhady je vhodné ověřit simulačním výpočtem v programu Wave Build od společnosti Ricardo. Pro samotnou simulaci je nezbytné vytvořit jednoduchý výpočtový model celého motoru a zadat všechna potřebná vstupní data.

7.1 Motor GSX-R600 v sériovém provedení

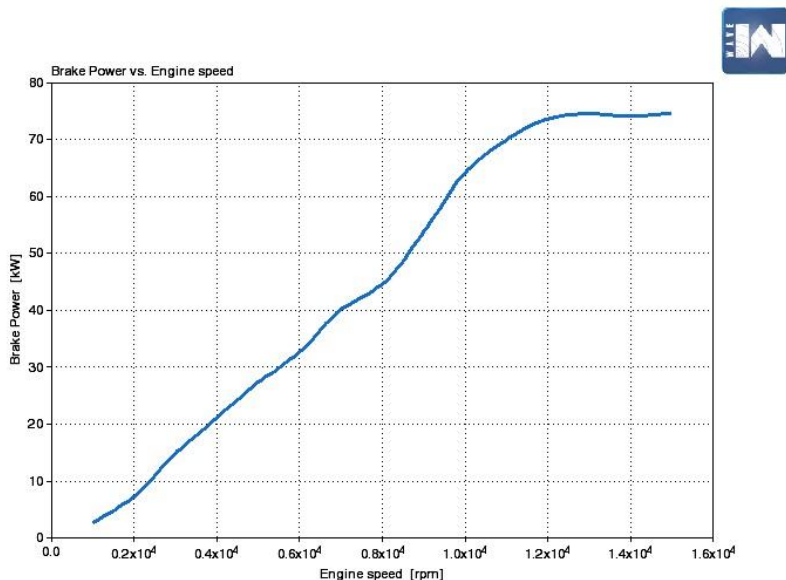
Pro simulaci výpočtu samotného motocyklového motoru v jeho neupravené podobě byl s výhodou použit model podobného čtyřválcového motocyklového motoru o zdvihovém objemu 0,6 l, který se v programu Wave nachází ve složce Examples, seznamu motorů sloužících jako příklady pro jednodušší seznámení a naučení s programem. Název „0,6L Motorbike Supersport“ zůstal zachován.

V modelu bylo nezbytné v nastavení válcové jednotky upravit mírně odlišné parametry zdvihu a vrtání motoru, jakož i délku ojnice. Protože v běžně dostupných údajích o motorech se obvykle objevují pouze základní data, pro správné zadání zdvihu a časování sacích a výfukových ventilů bylo zapotřebí zjistit potřebné údaje ke konkrétnímu motoru dle roku výroby a typového označení. Hodnoty byly získány na <http://aperaceparts.com/tech/06gsxr600.html>. Upraveny byly také hodnoty součinitele přebytku vzduchu λ , který byl převzat z měření motoru na dynamometru v laboratořích KVM TUL. Vzhledem k prakticky shodným rozměrům airboxu byl tento v modelu zachován. Upraveny byly pouze průměry a délky jednotlivých částí sacího potrubí. Výfuková soustava s tlumičem výfuku byla s ohledem na podobnost také zachována z výfukového modelu. Zároveň bylo nutné rozšířit rozsah otáček v tabulce pro výpočet zadáním veškerých potřebných hodnot. Simulační model motoru ukazuje Obr. 32.



Obr. 32: Simulační model motoru GSX-R600 v sériovém provedení.

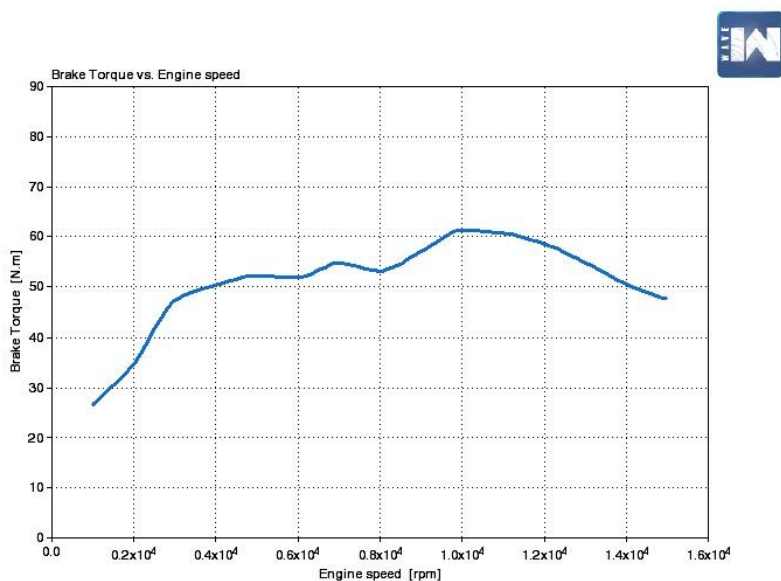
Výpočtem byly získány první výsledky, které se od skutečných hodnot měřených na motoru odlišovaly místy o mnohem více než přijatelných 10%. Následovaly tedy nezbytné úpravy parametrů simulace a po dalších opakovaných výpočtech se vypočtený průběh výkonu přiblížil reálným hodnotám.



Obr. 33: Průběh výkonu vypočítaný programem Wave na modelu motoru GSX-R600 v sériovém provedení.

V simulaci dosahuje motor maximálního výkonu zhruba 74kW v oblasti 12000 – 15000 1/min.

Průběh vypočteného točivého momentu motoru ukazuje Obr. 34.



Obr. 34: Točivý moment vypočítaný programem Wave na modelu motoru GSX-R600 v sériovém provedení.

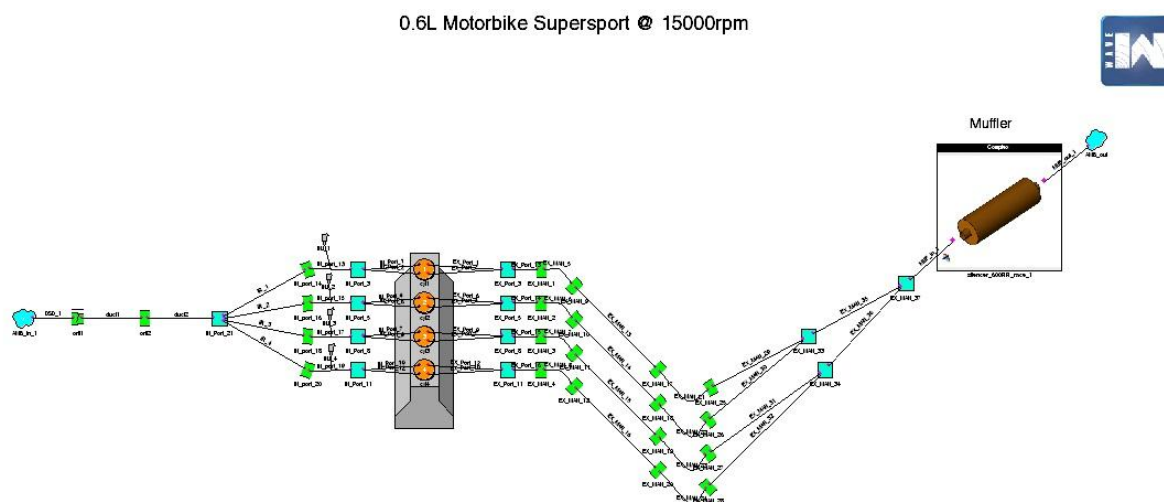
Maximální točivý moment 61Nm je dosahován přibližně v 10000 1/min

Vypočtené průběhy se již reálnému motoru značně přibližují. Pro další potřebné výpočty však musíme počítat s faktem, že výsledky se budou v určitých oblastech opět částečně rozcházet se skutečností a nelze se tedy plně spoléhat na jejich přesnost.

7.2 Motor GSX-R600 s restriktorem

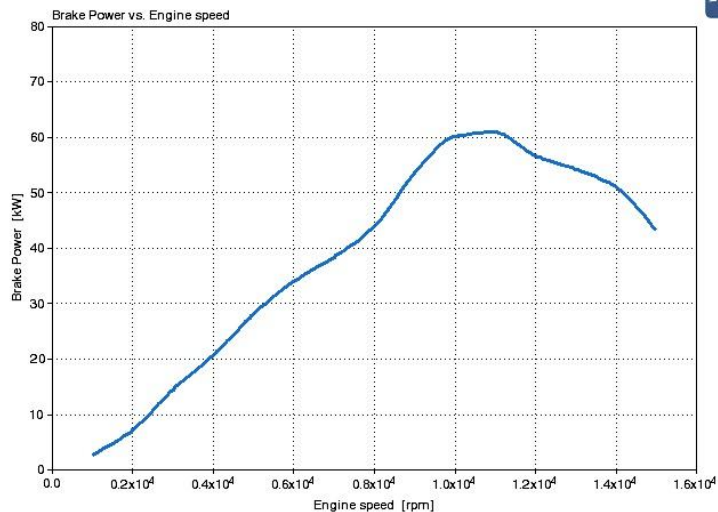
Podle pravidel FSAE má motor s restriktorem upravený celý systém sání. V simulačním modelu byly tedy odstraněny všechny čtyři škrtkovací klapky, tvořící u skutečného motoru jedno těleso, dále byl odstraněn vzduchový filtr, jenž je v simulaci nahrazen sníženým tlakem na vstupu do sání oproti tlaku okolního vzduchu. Na začátek sání byla dle pravidel přidána jedna větší škrtkovací klapka a za ní restriktor, složený ze dvou zužujících se potrubí, setkávajících se v přírubě zmenšené na požadovaných 20mm průměru. Výfukový systém byl zachován v nezměněné podobě.

Simulační schéma upraveného motoru ukazuje Obr. 35.



Obr. 35: Simulační model motoru GSX-R600 s upraveným systémem sání, splňujícím pravidla soutěže FSAE.

Vypočtená výkonová charakteristika motoru omezeného restriktorem je na Obr. 36.

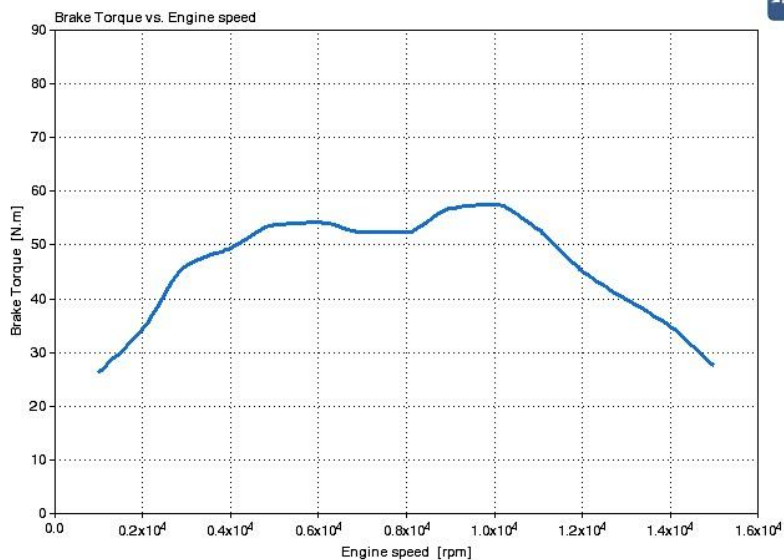


Obr. 36: Průběh výkonu vypočítaný programem Wave na motoru GSX-R600 s upraveným systémem sání a restriktorem.

Úprava sacího systému a zejména připojení restriktoru snížilo maximální výkon motoru na přibližně 61kW v 10000 – 11000 1/min.

Tato čísla jsou velmi blízká hodnotám dosaženým výpočtovým odhadem.

Vypočtenou křivku točivého momentu motoru ukazuje Obr. 37



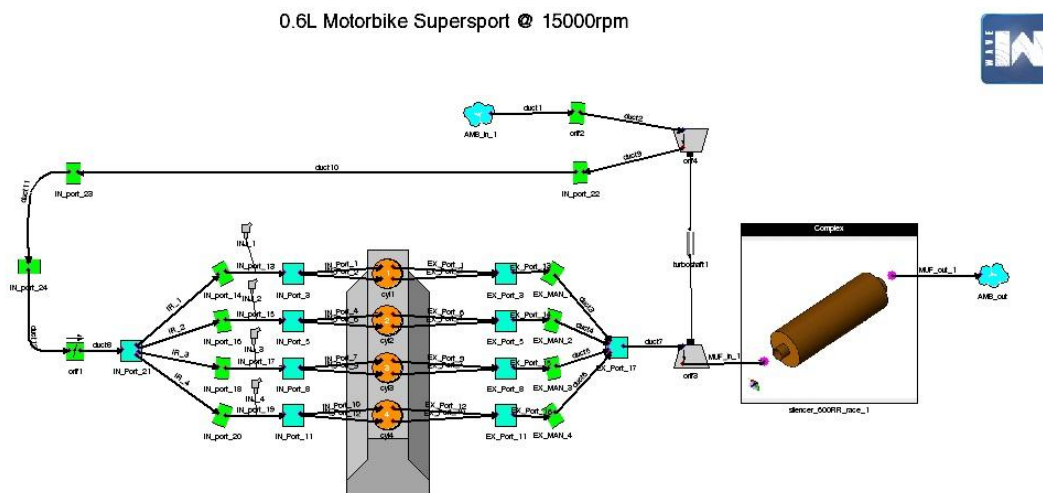
Obr. 37: Průběh točivého momentu vypočítaný programem Wave na motoru GSX-R600 s upraveným systémem sání a restriktorem.

Dle simulace dosahuje motor s upraveným sacím potrubím maximálního momentu zhruba 58Nm v oblasti 9000 – 10000 1/min. I tato hodnota se velmi blíží hodnotě dosažené výpočtovým odhadem.

7.3 Motor GSX-R600 s turbodmychadlem

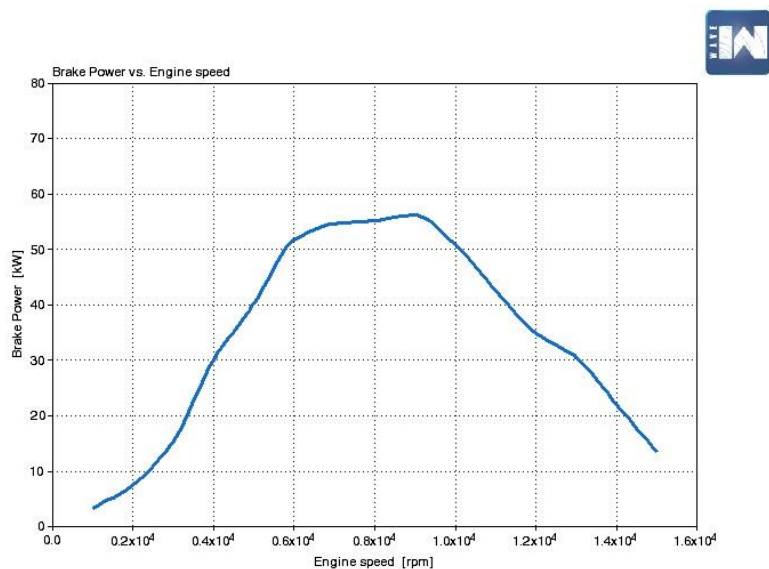
Simulační model přeplňovaného motoru bylo již nutné upravit jak na sací, tak výfukové straně. Opět bylo nezbytné se řídit schématem dle pravidel FSAE. Tedy na sací straně je motor na vstupu do sání vybaven opět imaginárním filtrem vzduchu, řešeným snížením tlaku vzduchu, za ním restriktorem, shodně vymodelovaným jako v předchozím případě a napojujícím se na dmychadlo plnicího agregátu. Z dmychadla pak vede potrubí přes škrtkovací klapku přímo do jednotlivých sacích větví do válců. Mezichladič stlačeného vzduchu byl pro zjednodušení výpočtu vypuštěn, hodnoty vypočítaného výkonu lze tedy očekávat o něco horší, než u skutečného motoru. Na výfukové straně byla za výfukové svody přidána turbína, ze které vede potrubí do výfukového tlumiče a která je spojena s dmychadlem hřídelí. Pro správný běh výpočtu bylo nezbytné do programu zadat charakteristiky dmychadla i turbíny. Z důvodů zjednodušení byly v nabídce programu vybrány charakteristiky nejbližšího nejmenšího dostupného turbodmychadla a autorem upraveny do takové míry, aby se hodnoty co nejvíce přibližovaly uvažovanému turbodmychadlu Garrett GT1241.

Schéma přeplňovaného motoru na Obr. 38.



Obr. 38: Simulační model motoru GSX-R600 s připojeným turbodmychadlem a restriktorem.

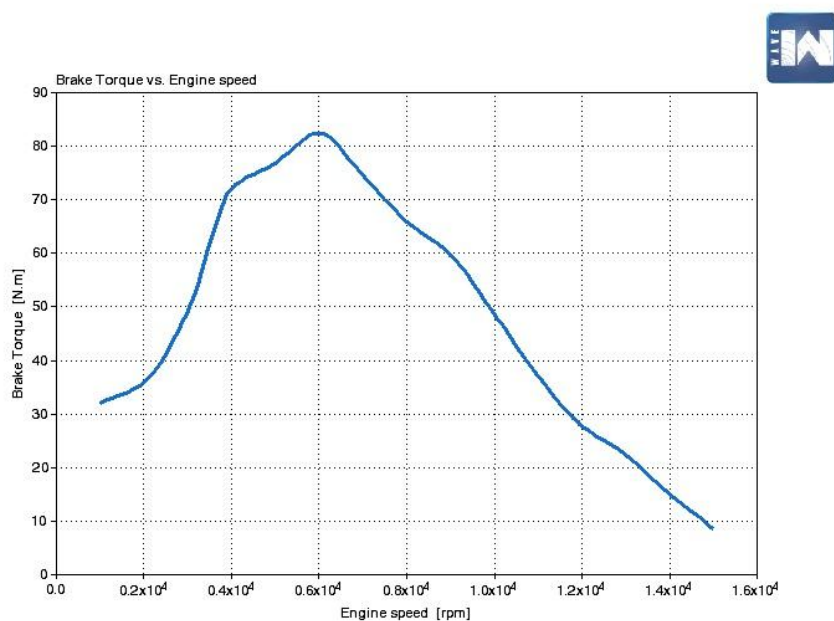
Průběh výkonové křivky přeplňovaného motoru je na Obr. 39.



Obr. 39: Průběh výkonu vypočítaný programem Wave na přeplňovaném motoru GSX-R600 s restriktorem.

Dosažený maximální výkon je oproti výpočtovému odhadu mírně snížený, avšak ve shodných otáčkách. Motor dosahuje zhruba 56 kW v 9500 1/min.

Průběh točivého momentu podle simulačního výpočtu je na Obr. 40



Obr. 40: Průběh točivého momentu vypočítaný programem Wave na přeplňovaném motoru GSX-R600 s restriktorem.

Dle simulačního výpočtu dosahuje motor maximálního momentu 82 Nm v 6000 1/min. Výpočtový odhad počítá s prakticky shodnou hodnotou 80N v širším otáčkovém rozsahu 4500 – 7000 1/min.

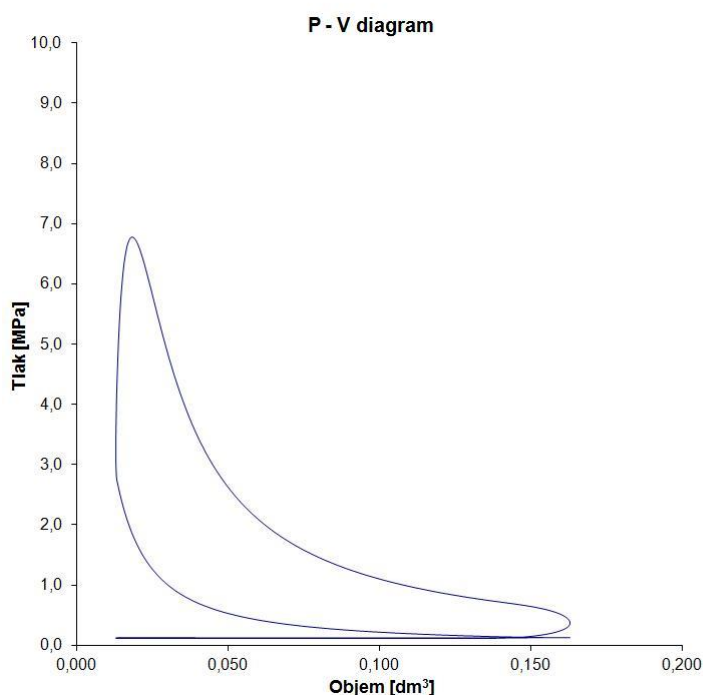
8 Simulační výpočet v programu TLAK

Změnu parametrů a přibližnou správnost výpočtového odhadu pro přeplňovaný motor GSX-R600 oproti sériové verzi lze zjistit po zadání dostupných geometrických rozměrů motoru a dalších hodnot do programu Tlak.xls. Parametry byly zjišťovány pro režimy maximálního točivého momentu a maximálního výkonu motoru. Zadávanými hodnotami byl tlak v sání, tlak ve výfuku a hodnota součinitele přebytku vzduchu. Výslednými hodnotami pak bylo hmotnostní naplnění válce vzduchem a palivem, maximální tlak ve válci, indikovaná práce ve vysokotlaké i nízkotlaké oblasti diagramu $p - V$, indikovaný výkon a mechanická účinnost motoru.

8.1 Motor GSX-R600 v sériovém provedení

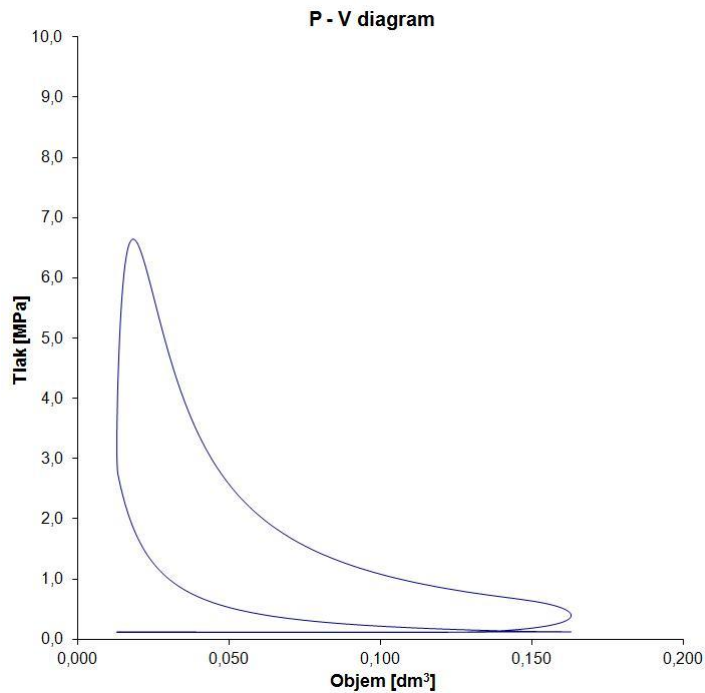
Pro atmosféricky plněný motor byly zadávány hodnoty získané měřením motoru v laboratoři KVM TUL. Zadávané i výsledné hodnoty jsou zobrazeny v Tabulce 6.

Diagram $p - V$ pro režim maximálního točivého momentu motoru znázorňuje Obr. 41.



Obr. 41: Diagram $p - V$ atmosférického motoru GSX-R600 pro režim maximálního točivého momentu.

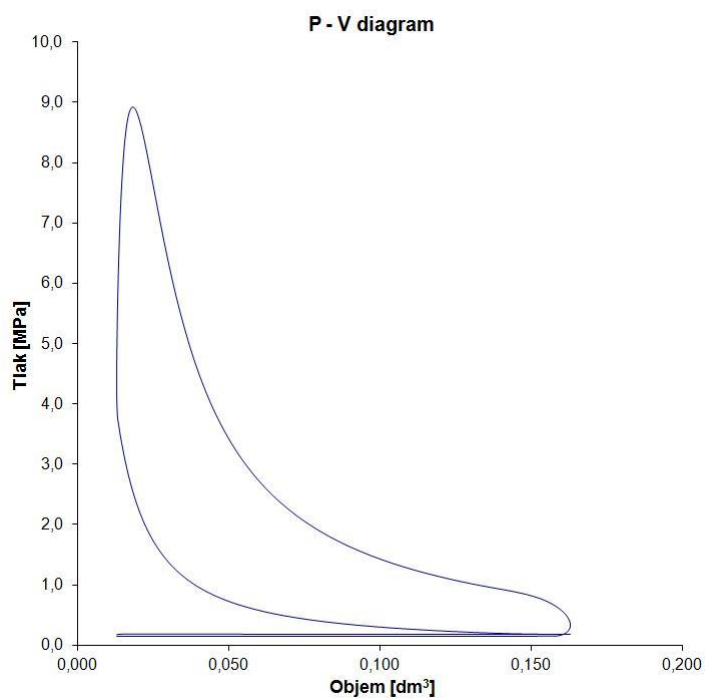
Diagram $p - V$ pro režim maximálního výkonu motoru znázorňuje Obr. 42.



Obr. 42: Diagram $p - V$ atmosférického motoru GSX-R600 pro režim maximálního výkonu.

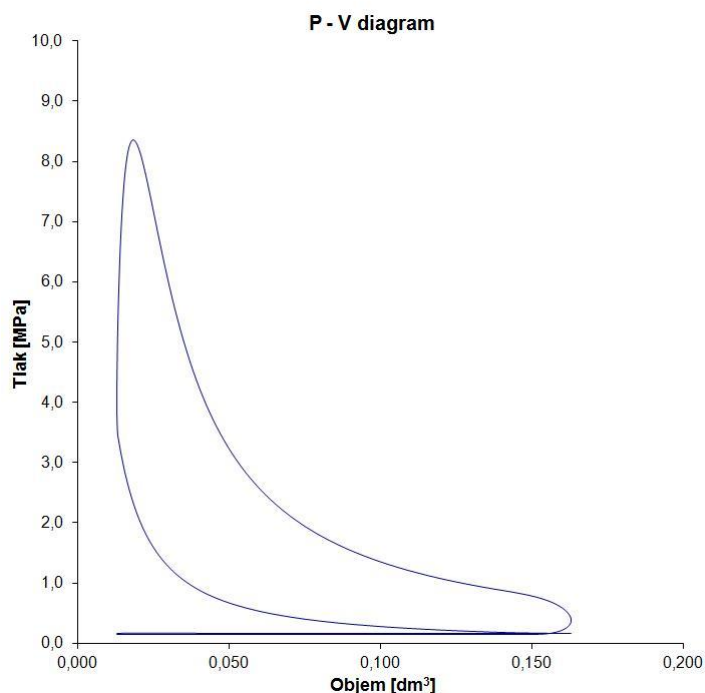
8.2 Motor GSX-R600 přepřňovaný turbodmychadlem

Simulační výpočet přepřňovaného motoru je založen na hodnotách, získaných výpočtovým odhadem pro přepřňování. Zadávané i výsledné hodnoty jsou zobrazeny v Tabulce 6. Diagram $p - V$ pro režim maximálního točivého momentu přepřňovaného motoru ukazuje Obr. 43.



Obr. 43: Diagram $p - V$ přepřňovaného motoru GSX-R600 pro režim maximálního točivého momentu motoru.

Diagram p – V pro režim maximálního výkonu motoru ukazuje Obr. 44.



Obr. 44: Diagram p – V přepřňovaného motoru GSX-R600 pro režim maximálního výkonu motoru.

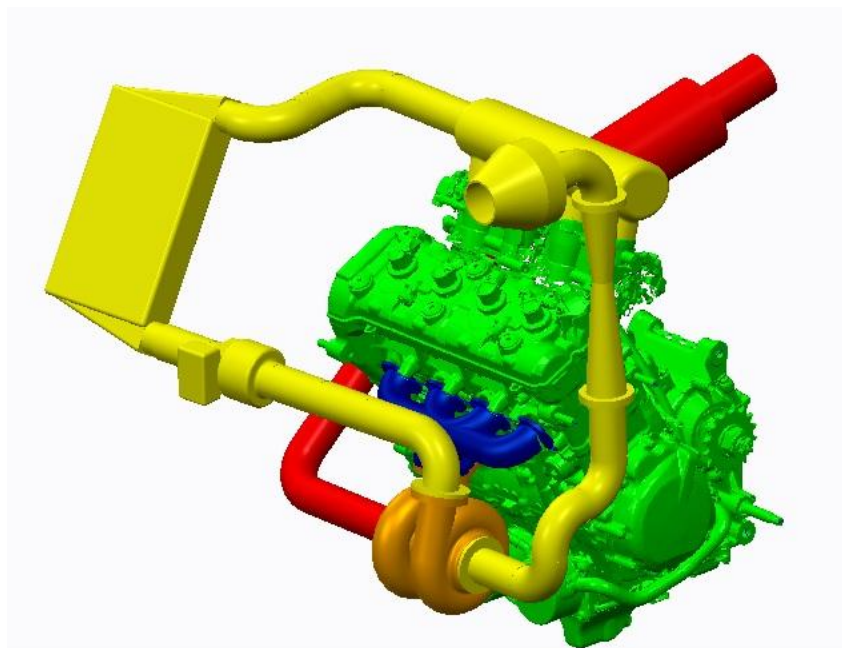
Parametr	n = 11000 [1/min] M _t = 58 [Nm] P _e = 66,8 [kW]	n = 13500 [1/min] P _e = 73 [kW]	n = 6000 [1/min] M _t = 80 [Nm] P _e = 50,3 [kW]	n = 8000 [1/min] P _e = 61 [kW]
p _{sání} [kPa]	100 (128)	100 (126)	160	150
P _{výf} [kPa]	115	115	150	150
M _{v1} [g]	0,195	0,192	0,26	0,235
M _{p1} [g]	0,016	0,015	0,021	0,020
λ [-]	0,8	0,82	0,78	0,76
p _{max} [MPa]	6,78	6,64	8,92	8,36
W _{i-VT} [J]	232	226	298	283
W _{i-NT} [J]	0	-1	5	2
P _i [kW]	85	101,7	63,5	77,9
η _{mech} [-]	0,785	0,718	0,792	0,783

Tabulka 6: Modelový výpočet pracovního oběhu nepřepřňovaného a přepřňovaného motoru v programu TLAK.xls poskytuje vzájemné porovnání základních parametrů motoru pro obě varianty. Hodnoty tlaku, uvedené u atmosférického motoru v závorce, zohledňují vliv dynamického efektu přepřňování. Zvýšení maximálních tlaků ve válci přepřňovaného motoru, které je podle modelového výpočtu až o 2,15 Mpa (tj. o zhruba 25%), je určitým rizikem pro životnost i spolehlivost motoru. Vzhledem ke způsobu provozu motoru v soutěžích automobilu Formula Student to pro přepřňovaný motor nemusí být omezení. Přepřňovaný motor by posílením točivého momentu v oblasti středních otáček značně zvýšil vozu Formula Student dynamiku jízdy.

9 3D model soustavy přeplňovaného motoru

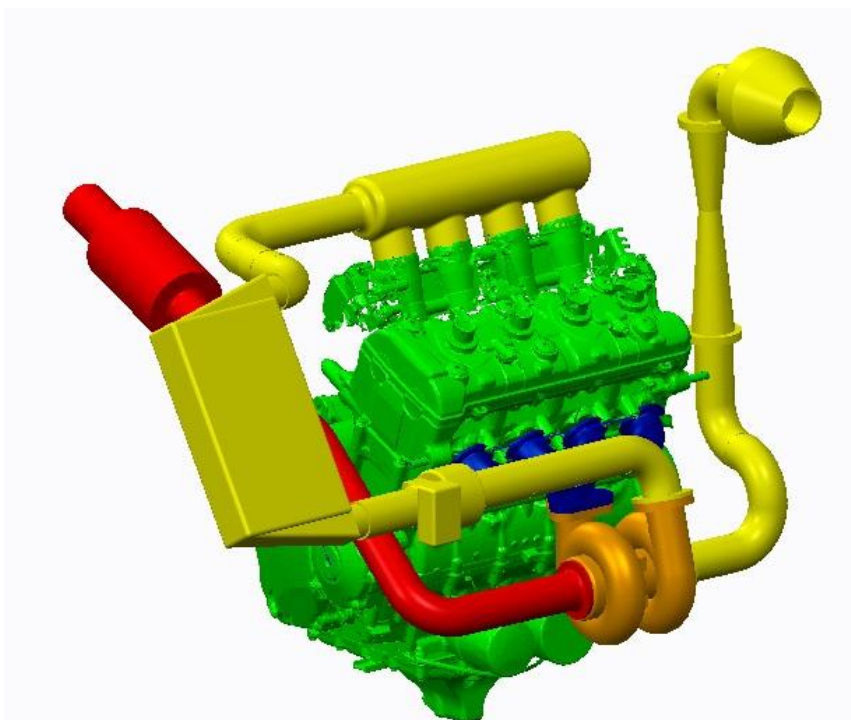
Model systému přeplňování byl vytvořen v programu PTC Creo na základě již vytvořeného modelu motocyklového motoru GSX-R600. Ten byl týmem FS TUL za pomoci technologie reverzního inženýrství získán 3D skenerem na katedře výrobních systémů (KVS) TUL. Došlo k jeho osazení výfukovým potrubím, turbodmychadlem, tlumičem výfuku, vzduchovým filtrem, restriktorem, škrtkovací klapkou a mezichladičem stlačeného vzduchu. Soustava slouží pouze pro hrubší představu celkového vzhledu. Rozměry komponentů jsou pouze odhadnuté a jejich poloha na vozidle Formula student se může změnit v závislosti na finální poloze ostatních komponent jakými jsou například aerodynamické kryty karoserie, zadní přítláčné křídlo atd. Použitý model automobilu byl vytvořen kolegy z týmu Formula Student TUL. Pouze konstrukce předních hlav kol je také dílem autora této práce.

Model motoru GSX-R600 se systémem přeplňování je na Obr. 45.



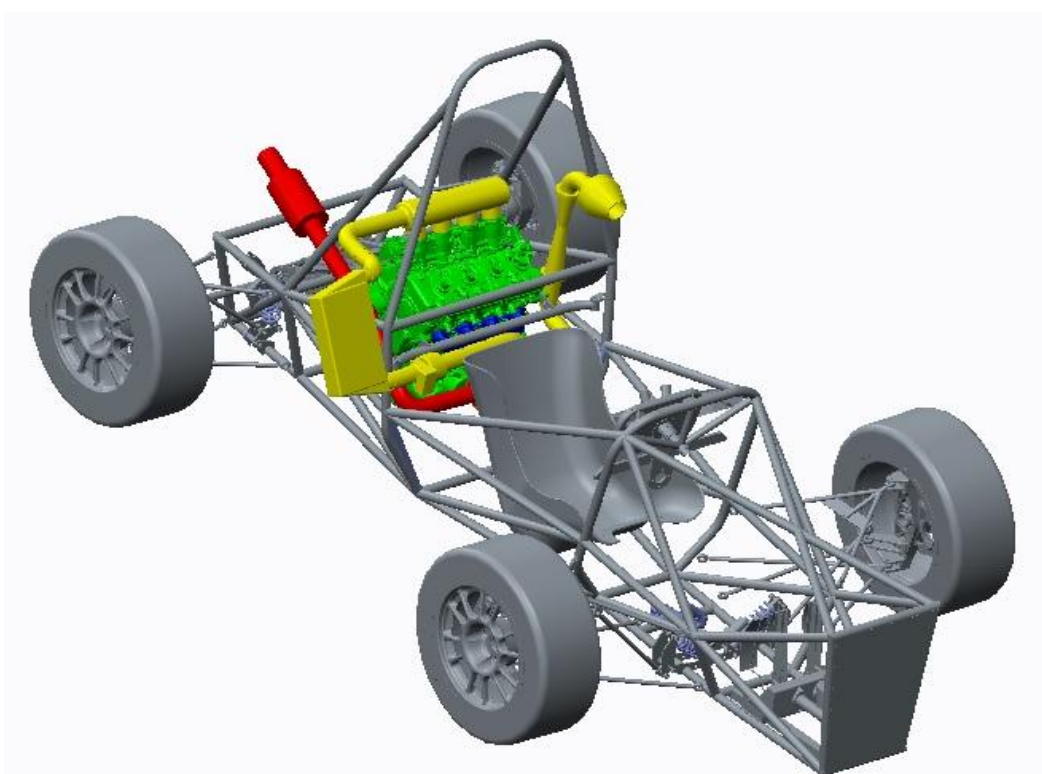
Obr. 45: Model sestavy motoru GSX-R600 s přeplňováním.

Motor se systémem přeplňování z jiného úhlu pohledu na Obr. 46.



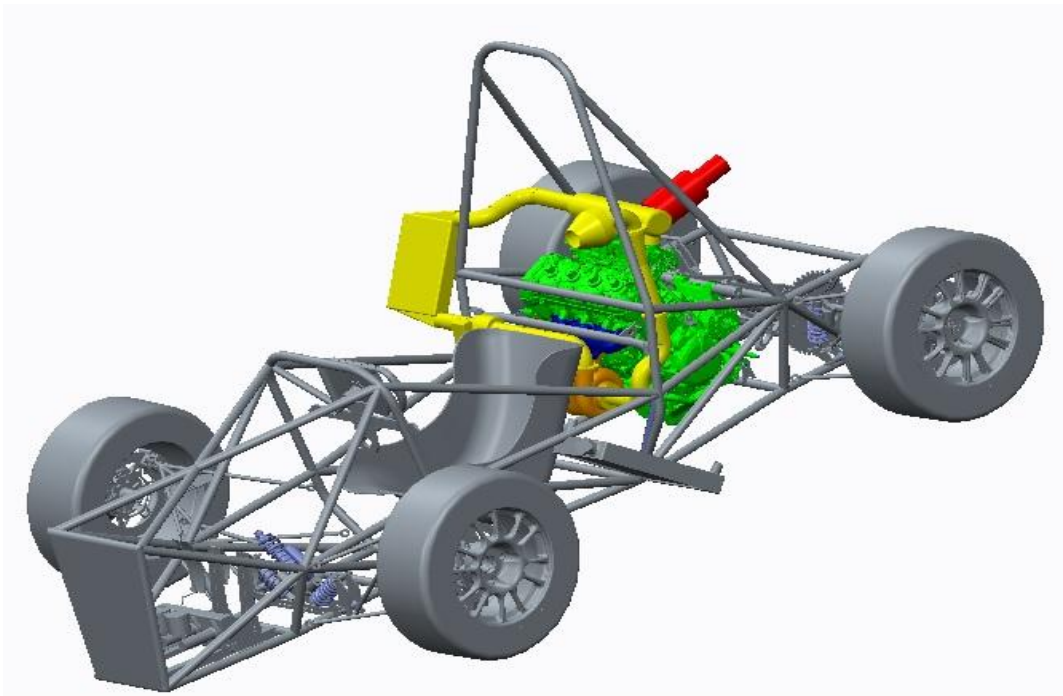
Obr. 46: Model sestavy motoru GSX-R600 s přeplňováním.

Celou sestavu vloženou do holého modelu vozu Formula student ukazuje Obr. 47.



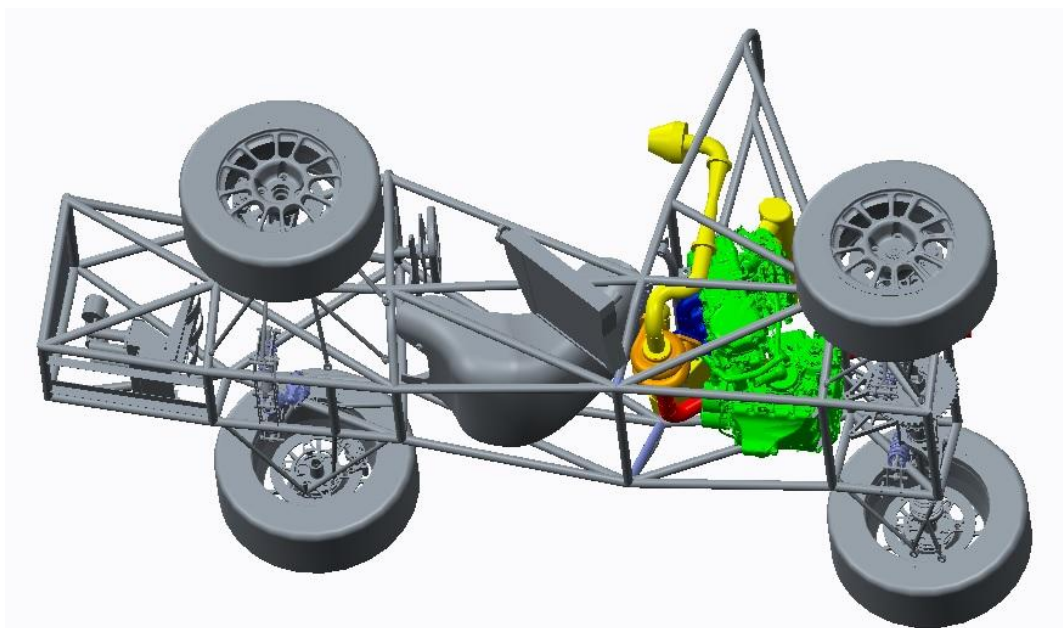
Obr. 47: Model vozu Formula Student TUL s přeplňovaným motorem GSX-R600.

Druhý pohled na uložení motoru v rámu vozu znázorňuje Obr. 48.



Obr. 48: Model vozu Formula Student TUL s přeplňovaným motorem GSX-R600.

Třetí pohled na vozidlo, tentokrát ze spodní strany na Obr. 49.



Obr. 49: Model vozu Formula Student TUL s přeplňovaným motorem GSX-R600.

Při návrhu systému přeplňování v modelu vozidla bylo nezbytné brát v úvahu kolize veškerých komponentů a zejména potrubí s rámem vozidla, což bylo pečlivě kontrolováno a případně upraveno. Z důvodu přehlednosti a zjednodušení zatím není řešen nezbytný přívod mazacího oleje a případné chladící kapaliny do

turbodmychadla. Tyto provozní kapaliny by se ve vhodném místě, například za čerpadlem odebíraly z motoru a po průchodu turbodmychadlem opět vracely zpět do systému motoru. Vzhledem k celkové jednoduchosti modelu také nejsou řešeny mnohé další nezbytné úpravy, jako například tepelný štít mezi motorem a sedačkou řidiče a další případné izolační materiály (například na potrubí).

10 Závěr

Z vlastního výpočtu a simulací v programech Wave a TLAK lze získat poměrně blízkou představu o skutečné změně výkonových parametrů zážehového motoru Suzuki GSX-R600 po připojení turbodmychadla Garrett GT1241.

Vzhledem k pravidlům FSAE je nutné sériový atmosférický motor pro použití ve voze Formula Student vybavit restriktorem, který snižuje maximální výkon motoru. Jednou z cest, jak obejít vliv restriktoru na snížení výkonových parametrů motoru ve vyšších otáčkách, je systém přeplňování, který posune celou vnější otáčkovou charakteristiku motoru do pásma středních otáček. Z výpočtů i simulací vyplývá, že v ideálním případě by mohl maximální výkon motoru dosahovat téměř stejné hodnoty jako u nepřeplňovaného motoru s restriktorem, avšak průběh točivého momentu by mohl dojít značných změn. Oproti nepřeplňovanému motoru vychází výrazný nástup točivého momentu již od nízkých otáček, přičemž jeho maximální hodnota by mohla být vyšší zhruba o 30% a dostupná v širším otáčkovém pásmu. Lze se tedy domnívat, že by mohlo dojít k významným zlepšením jízdních vlastností vozu Formula Student, zejména ke zvýšení akcelerace.

Předpokládané zvýšení dynamiky jízdy může ovšem ovlivnit rozběh plnicího agregátu, tzv. prodleva turbodmychadla, tedy časová prodleva, kterou potřebují výfukové plyny k dosažení potřebného vyššího tlaku před turbínou.

Vliv zvýšených spalovacích tlaků a teplot přeplňovaného motoru, způsobujících snížení životnosti a spolehlivosti motoru nelze zanedbat, avšak vzhledem k určení motoru, který ve voze Formula Student najede během sezony při testech a závodech maximálně několik stovek kilometrů, to není významné omezení.

Skutečné vlastnosti přeplňovaného motoru však mohou ukázat až nezbytná měření motoru na zkušebně a nakonec také jízdní zkoušky motoru ve vozidle Formula Student.

11 Seznam použité literatury

1. Beroun, S., Páv, K.: Vybrané statě z vozidlových spalovacích motorů. Skripta KVM FS TUL, 2013. ISBN 978-80-7372-957-8.
2. Beroun, S., Brabec, P., Páv, K.: Sběrka příkladů ke studiu předmětů zaměřených na pístové spalovací motory. Skripta KVM FS TUL, 2016. ISBN 978-80-7494-270-9.
3. Kameš, J.: Speciální motorová vozidla: Spalovací motory. KAT TF ČZU, 2010. ISBN 80-213-0895- 8
4. Pavlů, T.: Rám pro upevnění motocyklového motoru k dynamometru. Bakalářská práce KVM FS TUL, 2016.
5. Dolák, J.: Zvýšení pružnosti zážehového závodního motoru přeplňováním. Diplomová práce FSI UDAI VUT Brno, 2011.
6. Pravidla Formula Student 2017/2018. *Fsaeonline.com*. [online] 2017 [cit. 2017-03-12] Dostupné z: <http://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%20PRELIMINARY.pdf>
7. Single Inlet Restrictor Function. *Raetech.com*. [online] 2014. [cit. 2017-03-20] © 2014. Dostupné z: http://www.raetech.com/Restrictors/Restrictor_Function.php
8. Deleker, J., Pindur, I.: Technika: Přeplňování. *Autohit.cz*. [online] 2012. [cit. 2017-03-22] Dostupné z: <http://www.autohit.cz/reportaze/31533-technika-preplnovani>
9. Láník, O.: Přeplňování. *Auto.cz*. [online] 2004. [cit. 2017-03-22]] © 2017 Dostupné z: <http://www.auto.cz/preplnovani-1-dil-teorie-mechanicke-preplnovani-16778>
10. Turbocharged petrol engines. *Wikipedia.com*. [online] 2017. [cit. 2017-03-22] Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Turbocharged_petrol_engines
11. Historie vývoje turbodmychadel. *Turbodmychadla.webnode.cz*. [online] 2008. [cit. 2017-03-22] © 2008. Dostupné z: <http://turbodmychadla.webnode.cz/historie/>
12. Bednář, M.: BMW 2002 Turbo. *Autoforum.cz*. [online] 2015. [cit. 2017-03-22] © 2017. Dostupné z: <http://www.autoforum.cz/fascinace/bmw-2002-turbo-de-decka-dnesni-m4-zabila-ropna-krize/>
13. Růžička, L.: Audi Sport Quattro S1. *Driversweb.cz* [online] 2011. [cit. 2017-03-22] © 2016. Dostupné z:

http://www.driversweb.cz/clanky/Blog/LEGENDY_RALLY_Audi_Sport_Quattro_S1

14. History of turbocharging. *Turbos.bwauto.com*. [online] 2017. [cit. 2017-03-22] © 2017. Dostupné z:
<http://www.turbos.bwauto.com/products/turbochargerHistory.aspx>
15. Dragoun, A.: Aston Martin One-77 má nejvýkonnější atmosferický motor na světě. *Auto.cz* [online] 2010. [cit. 2017-03-23] © 2017. Dostupné z:
<http://www.auto.cz/aston-martin-one-77-nejvykonnejsi-atmosfera-51559>
16. Přepřínování motoru. *Eluc.kr-olomoucky.cz*. [online] 2014. [cit. 2017-03-25]. Dostupné z:
<https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1462>
17. Turbocharger Specs. *Turbochargerspecs.blogspot.cz*. [online] 2011. [cit. 2017-04-6]. Dostupné z:
<http://turbochargerspecs.blogspot.cz/2011/02/garrett-gt12-gt1241-130-hp.html>
18. 06 GSX-R600. *Aperaceparts.com*. [online] 2011. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z:
<http://aperaceparts.com/tech/06gsxr600.html>

12 Seznam použitých obrázků

- Obr. 1: Schéma uspořádání atmosféricky plněného motoru dle pravidel FSAE.....11
[online]. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z:
[<http://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%20PRELIMINARY.pdf>].
- Obr. 8: Vliv restriktoru několika různých průměrů na výkonovou charakteristiku motoru 1,4L.....17
[online]. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z:
[http://www.raetech.com/Restrictors/Restrictor_Function.php].
- Obr. 11: Vůz Formula Student s motorem GSX-R600 s proměnnou délkou sání.....19
[online]. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z:
[<https://www.youtube.com/watch?v=JMVioC2XGO0>].
- Obr. 13: Dvojité přeplňování radiálního leteckého motoru.....24
[online]. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z:
[http://rwebs.net/avhistory/images/_geturbo/ge_fig9.JPG].
- Obr. 14: Motor závodního vozu Audi Quattro S1 s velkým turbodmychadlem.....25
[online]. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z:
[https://www.flickr.com/photos/aaron_fernandez/6038635650/].
- Obr. 15: Jednoduché schéma systému přeplňování motoru turbodmychadlem s mezichladičem.....27
[online]. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z:
[<http://www.muscledcardiy.com/performance/introduction-turbochargers-questions-answered/>].
- Obr. 16: Náporové sání silničního motocyklu.....28
[online]. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z:
[<http://www.chlifbikers.cz/technika/zkratky/20.jpg>].
- Obr. 17: Variabilní sání VVIS motoru Volvo a plynule regulovatelné sání DIVA motoru BMW.....29
[online]. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z:
[http://farm3.static.flickr.com/2030/2101588650_05c3280d16_o.jpg]
[http://www.autozine.org/technical_school/engine/VIM_DIVA.jpg].

Obr. 18: Rezonanční sací potrubí BMW DISA.....	29
[online]. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: [http://kimhj8574.egloos.com/5627700].	
Obr. 19: Řez turbodmychadlem s dvojitým přívodem spalin Twinscroll.....	31
[online]. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: [http://www.eagleridgegm.com/what-is-a-turbocharger-and-how-does-it-work/].	
Obr. 20: Dvojité přeplňování motoru VW 1.4 TSI a Lancia Delta S4 1.8.....	31
[online]. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: [http://www.greencarcongress.com/2005/08/inside_vws_new_.html] [http://www.ecv1.com/e-home.htm].	
Obr. 21: Schéma povoleného uspořádání sacího systému přeplňovaného motoru dle pravidel FSAE.....	32
[online]. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: [http://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%20PRELIMINARY.pdf].	
Obr. 22: Charakteristiky dmychadla a turbíny agregátu Garrett GT1241.....	33
[online]. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: [http://turbochargerspecs.blogspot.cz/2011/02/garrett-gt12-gt1241-130-hp.html].	

13 Seznam zkratek

FSAE	Formula Society of Automotive Engineers
VOCH	vnější otáčková charakteristika
SF,FS	Formula Student
E85	ethanolové palivo
RPM	revolutions per minute

14 Seznam symbolů a jednotek

β	poměr tlaků na vstupu a výstupu trysky	[-]
p_{vzd}	tlak vzduchu	[kPa]
r_{vzd}	měrná plynová konstanta vzduchu	[J/kgK]
T	teplota	[K]
κ	Poissonova konstanta	[-]
v	rychlost	[m/s]
\dot{m}_{vzd}	hmotnostní tok vzduchu	[kg/s]
μ_{tr}	součinitel průtoku tryskou	[-]
S_{tr}	kritický průřez trysky	[cm ²]
η_d	plnicí účinnost motoru	[%]
$M_{vzd/1}$	hmotnostní naplnění válce vzduchem	[g/cykl]
$V_{z/1}$	objem válce motoru	[dm ³]
ρ_{vzd}	hustota vzduchu	[kg/m ³]
p_{bar}	atmosférický tlak	[kPa]
$t_{okolí}$	atmosférická teplota	[°C]
n	otáčky motoru	[1/min.]
λ	součinitel přebytku vzduchu	[-]
L_{vt}	teoretického množství vzduchu potřebné k hoření	[kg/kg]
\dot{m}_p	hmotnostní tok paliva	[kg/s]
$M_{p/1}$	hmotnostní naplnění válce palivem	[g/cykl]
$M_{/1}$	celkové hmotnostní naplnění válce	[g/cykl]
H_u	výhřevnost paliva	[kJ/kg]
P_e	efektivní výkon motoru	[kW]
η_c	celková účinnost motoru	[%]
M_t	točivý moment motoru	[Nm]
p_e	střední efektivní tlak motoru	[MPa]
V_z	zdvihový objem motoru	[dm ³]
p_{D01}	tlak před dmychadlem	[kPa]
p_R	tlak v kritickém průřezu restriktoru	[kPa]

T_R	teplota vzduchu v kritickém průřezu restriktoru	[K]
T_{D01}	teplota vzduchu před vstupem do dmyhadla	[K]
p_{D3}	plnicí tlak motoru	[kPa]
T_{D3}	teplota vzduchu za mezichladičem	[K]
p_{D2}	tlak vzduchu stlačeného dmyhadlem	[kPa]
p_{D3}	tlak stlačeného vzduchu za mezichladičem	[kPa]
p_{D02}	dynamická složka tlaku za dmyhadlem	[kPa]
ρ_{D2}	hustota stlačeného vzduchu za dmyhadlem	[kg/m ³]
c_{D2}	rychlost vzduchu za dmyhadlem	[m/s]
η_{Ds}	izoentropická účinnost dmyhadla	[%]
T_{D2s}	teplota vzduchu po izoentropickém stlačení	[K]
T_{D2}	skutečná teplota vzduchu po stlačení	[K]
S_{D2}	průřez vstupního hrdla dmyhadla	[cm ²]
D_1	průměr vstupního hrdla dmyhadla	[mm]
π_D	stupeň stlačení v dmyhadle	[-]
\dot{m}_D	hmotnostní tok vzduchu dmyhadlem	[kg/s]
\dot{m}_{Dred}	redukovaný hmotnostní tok vzduchu dmyhadlem	[kg/s]
p_{ref}	referenční tlak	[kPa]
T_{ref}	referenční teplota	[K]
\bar{c}_{pvzd}	měrná tepelná kapacita vzduchu	[J/kgK]
\dot{W}_D	příkon dmyhadla	[kW]
\dot{W}_T	výkon turbíny	[kW]
\bar{c}_{pspal}	měrná tepelná kapacita spalin	[J/kgK]
β_T	pulzační součinitel na turbíně	[-]
η_T	izoentropická účinnost turbíny	[%]
T_{T01}	teplota výfukových plynů před turbínou	[K]
π_T	stupeň expanze na turbíně	[-]
η_{CH}	chemická účinnost hoření paliva	[%]
\dot{Q}_{chlaz}	tepelný výkon odvedený chladičí soustavou	[kW]
\dot{m}_T	hmotnostní tok výfukových spalin	[kg/s]
Δp_{tl}	tlaková ztráta na tlumiči výfukových plynů	[kPa]
p_{T2}	tlak výfukových plynů za turbínou	[kPa]
p_{T01}	tlak výfukových plynů před turbínou	[kPa]
\dot{m}_{Tred}	redukovaný hmotnostní tok výfukových plynů turbínou	[kg/s]
P_{ChL}	tepelný výkon odvedený mezichladičem	[kW]
η_{CHL}	účinnost chlazení	[%]

$S_{chl/pv}$	plocha mezichladiče stlačeného vzduchu	[m ²]
α_{pv}	součinitel přestupu tepla	[-]
λ_{vz}	součinitel tepelné vodivosti vzduchu	[Wm ⁻¹ K ⁻¹]
ν_{vz}	kinematická viskozita vzduchu	[m ² s ⁻¹]
T_{ChV1}	teplota chladícího vzduchu na vstupu do chladiče	[K]
T_{ChV2}	teplota chladícího vzduchu na výstupu z chladiče	[K]
p_{max}	maximální tlak pracovního oběhu motoru	[MPa]
W_{i-VT}	práce indikovaná ve vysokotlakém oběhu	[J]
W_{i-NT}	práce indikovaná ve nízkotlakém oběhu	[J]
P_i	indikovaný výkon motoru	[kW]
η_{mech}	mechanická účinnost motoru	[-]

15 Seznam příloh

Příloha A: CD

Obsah CD

Složka	Obsah	formát souborů
[TEXT]	Text diplomové práce	(.pdf)
[VÝPOČET]	Výpočtové programy	(.xls)
[CAD DATA]	Vytvořené modely	(.step)
[OBRÁZKY]	Obrázky použité v práci	(.jpeg)
[VÝKRES]	Výkres	(.pdf)

16 Seznam výkresů

Výkres č.1: 01-01, Píst GSX-R600