

MENDELOVA UNIVERZITA V BRNĚ
AGRONOMICKÁ FAKULTA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

BRNO 2016

IVOŠ MAHR

Mendelova univerzita v Brně
Agronomická fakulta
Ústav techniky a automobilové dopravy



**Optimalizace časování ventilového rozvodu u
přepřňovaného motoru**

Diplomová práce

Vedoucí práce:
Ing. Marek Žák, Ph.D.

Vypracoval:
Ivoš Mahr

Brno 2016



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Autor práce: Bc. Ivoš Mahr
Studijní program: Zemědělská specializace
Obor: Automobilová doprava

Vedoucí práce: Ing. Marek Žák, Ph.D.
Konzultant: Ing. Marek Žák

Název práce: **Optimalizace časování ventilového rozvodu u přeplňovaného motoru**

Zásady pro vypracování:

1. V úvodní části věnujte pozornost teorii termodynamiky spalovacích motorů.
2. Proveďte teoretický rozbor časování ventilového rozvodu čtyřdobého zážehového motoru.
3. Navrhněte metodiku experimentu na reálném přeplňovaném motoru.
4. Realizujte měření na dynamometru. Soustřeďte se na vztahy mezi časováním ventilového rozvodu a systémem přeplňování.
5. Analyzujte výsledky měření, vytvořte doporučení k optimalizaci časování ventilového rozvodu a přeplňování. Komentujte případné změny v konstrukci.

Rozsah práce: 50-60 stran

Literatura:

1. HLAVŇA, V. a kol. *Dopravný prostriedok - jeho motor*. 1. vyd. Žilina: Žilinská univerzita, 2000. 442 s. ISBN 80-7100-665-3.
2. MARTYR, A J. -- PLINT, M A. *Engine testing theory and practice*. 3. vyd. Oxford: Burlington, MA, 2007. 442 s. ISBN 978-0-7680-1850-9.
3. *Motormanagement - Band 6 : Kombinierte Zünd- und Einspritzsysteme: 1995-98*. Berkshire: Autodata Ltd., 1998. 832 s. ISBN 0-85666-857-5.
4. BAUMRUK, P. *Príslušenství spalovacích motorů*. 2. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999. 241 s. ISBN 80-01-02062-2.
5. RAUSCHER, J. *Spalovací motory*. Brno: Vysoké učení technické, 2005.
6. KOŽOUŠEK, J. *Spalovací motory*.
7. VLK, F. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: Vutium, 2003. 580 s. ISBN 80-238-8756-4.
8. KOŽOUŠEK, J. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1978. 367 s.
9. MACEK, J. -- KLIMENT, V. *Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory : (přepřehování spalovacích motorů)*. 3. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003. 206 s. ISBN 80-01-02275-7.

Datum zadání: říjen 2014

Datum odevzdání: duben 2016

Bc. Ivoš Mahr

Autor práce

Ing. Marek Žák, Ph.D.

Vedoucí práce

doc. Ing. Jiří Čupera, Ph.D.

Vedoucí ústavu

doc. Ing. Pavel Ryant, Ph.D.

Děkan AF MENDELU

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem práci: **Optimalizace časování ventilového rozvodu u přeplňovaného motoru** vypracoval samostatně a veškeré použité prameny a informace uvádím v seznamu použité literatury. Souhlasím, aby moje práce byla zveřejněna v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách ve znění pozdějších předpisů a v souladu s platnou Směrnicí o zveřejňování vysokoškolských závěrečných prací.

Jsem si vědom/a, že se na moji práci vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, a že Mendelova univerzita v Brně má právo na uzavření licenční smlouvy a užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona.

Dále se zavazuji, že před sepsáním licenční smlouvy o využití díla jinou osobou (subjektem) si vyžádám písemné stanovisko univerzity, že předmětná licenční smlouva není v rozporu s oprávněnými zájmy univerzity, a zavazuji se uhradit případný příspěvek na úhradu nákladů spojených se vznikem díla, a to až do jejich skutečné výše.

V Brně dne 25.4.2016

.....
podpis

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce panu Ing. Markovi Žákovi, Ph.D., Doc. Ing. Jiřímu Čuperovi, Ph.D. a Ing. Vítovi Podlipnému za jejich cenné rady, podněty, připomínky a umožnění změření parametrů vozidlového motoru, které mi byly poskytnuty při řešení této diplomové práce.

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá optimalizací časování ventilového rozvodu u přeplňovaného motoru turbodmychadlem. Data byla získávána na zkušebně motorů Ústavu techniky a automobilové dopravy Mendelovy univerzity v Brně. Změnou časování otevírání a zavírání sacího a výfukového vačkového hřídele bylo cílem zlepšit parametry motoru. Provedeným výzkumem bylo zjištěno, jak se chová přeplňovaný motor turbodmychadlem se změnou časování ventilového rozvodu. Výsledky této práce umožňují nastavit časování ventilového rozvodu dle zatížení spalovacího motoru a tak snížit jeho spotřebu a zvýšit výkon.

ABSTRACT

This diploma thesis deals with optimization of timing valve train on turbocharged internal combustion engine. Experimental data was collected on engine dyno which belongs to the Institute of Engineering and Automobile Transport of Mendel University in Brno. Engine parameters were improved by changes in the timing of the intake and exhaust valves. Relation between the timing of the valves and characteristics of turbocharged engine with a turbocharger was researched. The results of this study make it possible to set the timing valve train according to the load of the internal combustion engine and thus reduce its consumption and increase performance.

OBSAH

1	ÚVOD.....	9
2	OBECNÁ PROBLEMATIKA SPALOVACÍCH MOTORŮ	9
2.1	TERMODYNAMIKA TEPELNÝCH MOTORŮ A JEJICH ÚČINNOST	10
2.1.1	VÝHODY PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ	12
2.1.2	NEVÝHODY PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ	12
2.1.3	TEORETICKÝ TEPELNÝ OBĚH ZÁŽEHOVÉHO SPALOVACÍHO MOTORU	13
2.1.4	TEORETICKÝ TEPELNÝ OBĚH PŘEPLŇOVANÉHO MOTORU.....	15
3	VÝMĚNA OBSAHU VÁLCŮ.....	17
3.1	POŽADAVKY NA VENTILOVÉ ROZVODY A JEJICH DRUHY	17
3.1.1	VENTILOVÉ ROZVODY	18
3.2	ČASOVÁNÍ ČTYŘDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU	19
3.2.1	EFEKTY VZNIKAJÍCÍ PŘI VÝMĚNĚ NÁPLNĚ VÁLCE	20
3.3	ZVYŠOVÁNÍ VÝKONU	21
3.3.1	ZVÝŠENÍ VÝKONU ZDVIHOVÝM OBJEMEM	22
3.3.2	ZVÝŠENÍ VÝKONU POČTEM VÁLCŮ	22
3.3.3	ZVÝŠENÍ VÝKONU OTÁČKAMI	22
3.3.4	ZVÝŠENÍ VÝKONU PŘEPLŇOVÁNÍM.....	22
3.3.5	OSTATNÍ ZPŮSOBY ZVYŠOVÁNÍ VÝKONU	23
3.4	PARAMETRY ZKOUŠENÉHO MOTORU A ČASOVÁNÍ ROZVODU	23
3.4.1	VENTILOVÝ ROZVOD NEPŘEPLŇOVANÉHO MOTORU	25
3.4.2	PŘEPLŇOVANÝ MOTOR.....	26
4	OPTIMALIZACE ČASOVÁNÍ ROZVODU.....	26
4.1	ÚPRAVA ROZVODOVÉHO MECHANISMU	28
4.2	MOTOROVÁ ZKUŠEBNA	28

4.3	METODIKA MĚŘENÍ.....	33
4.4	VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ.....	34
5	DISKUSE.....	46
6	ZÁVĚR	47
	PŘÍLOHA 1: TABULKA HODNOT PŘI KLAPCE 25 %.....	48
	PŘÍLOHA 2: TABULKA HODNOT PŘI KLAPCE 25 %.....	49
	PŘÍLOHA 3: TABULKA HODNOT PŘI KLAPCE 25 %.....	50
	PŘÍLOHA 4: TABULKA HODNOT PŘI KLAPCE 50 %.....	51
	PŘÍLOHA 5: TABULKA HODNOT PŘI KLAPCE 50 %.....	52
	PŘÍLOHA 6: TABULKA HODNOT PŘI KLAPCE 50 %.....	53
	PŘÍLOHA 7: TABULKA HODNOT PŘI KLAPCE 100 %.....	54
	PŘÍLOHA 8: TABULKA HODNOT PŘI KLAPCE 100 %.....	55
	PŘÍLOHA 9: TABULKA HODNOT PŘI KLAPCE 100 %.....	56
	POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE.....	57
	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	59
	SEZNAM PŘÍLOH.....	60

1 ÚVOD

Tato diplomová práce se zabývá vlivem časování spalovacích čtyřdobých motorů přepřňovaných turbodmychadlem. Pomocí navržené metodiky měření na motorovém dynamometru AVL jsou se změnou otevření a zavření sacích a výfukových ventilů rozvodového mechanismu vůči natočení klikového hřídele ověřovány parametry spalovacího motoru.

Měřením v této diplomové práci byly zjišťovány parametry přepřňovaného motoru turbodmychadlem, jako je průběh točivého momentu v závislosti na otáčkách. Měřením je zjišťováno, zda je systém přepřňování ovlivňován časováním ventilového rozvodu a jak se změní měřené parametry motoru.

2 OBECNÁ PROBLEMATIKA SPALOVACÍCH MOTORŮ

Nejvíce rozšířeným druhem tepelných motorů jsou pístové spalovací motory. Spalovací motor je tepelný stroj transformující chemickou energii paliva spalováním na tepelnou a následně přes klikový mechanismus na mechanickou práci. Při této transformační reakci vznikají ztrátové toky energie dané:

- Nedokonalou přeměnou chemických reakcí při spalování
- Podle 2. věty termodynamiky odvodem tepla ze stroje, který je nutný
- Tepelné ztráty odvodem tepla ze stroje chlazením či sáláním
- Ztrátami odváděné s pracovní látkou
- Mechanickými ztrátami vznikající třením při přeměně uvnitř stroje vyvinuté mechanické energie na obecně využitelnou mechanickou práci vně stroje

2.1 Termodynamika tepelných motorů a jejich účinnost

Hoření paliva v motoru je velmi složitý fyzikálně-chemický děj. Průběh hoření jsou dány zvláštnostmi a rychlostmi chemických reakcí za současného sdílení tepla v zóně plamene a přenosem tepla ve spalovacím prostoru a válce. [2]

Proces hoření se koná v plynné fázi, a aby mohlo docházet k oxidačním reakcím v dostatečných rychlostech, je třeba, aby bylo palivo dostatečně odpařeno a promíseno se vzduchem do válce nasávaného. Nejrychlejší způsob hoření nasáté směsi paliva a okysličovadla dochází, pokud jsou molekuly paliva rovnoměrně rozptýleny mezi molekuly kyslíku. V nestejnorodých směsích je rychlost hoření omezena rychlostí vzájemné difuze par paliva a vzduchu. Rychlost chemických reakcí mají až druhořadý význam. Limitou rychlosti hoření kapalného paliva je rychlost jeho odpařování a mísení paliva s okysličovadlem je tím lepší, čím je palivo do válce motoru lépe rozprášeno.[2]

Největší ztráty během procesu spalování paliva a přeměny energie na mechanickou práci jsou v tepelném oběhu, přeměňující teplo přivedené na vyšší teplotní úrovni Q_p v mechanickou práci W a teplo Q_o na nižší teplotní úrovni ze stroje dle 2. věty termodynamické odváděné.

Podle zákona zachování energie se mechanická práce vyjádří vztahem:

$$W = Q_p - Q_o . \quad (1)$$

A tepelná účinnost :

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_o}{Q_p} . \quad (2)$$

Celková účinnost motoru je dána:

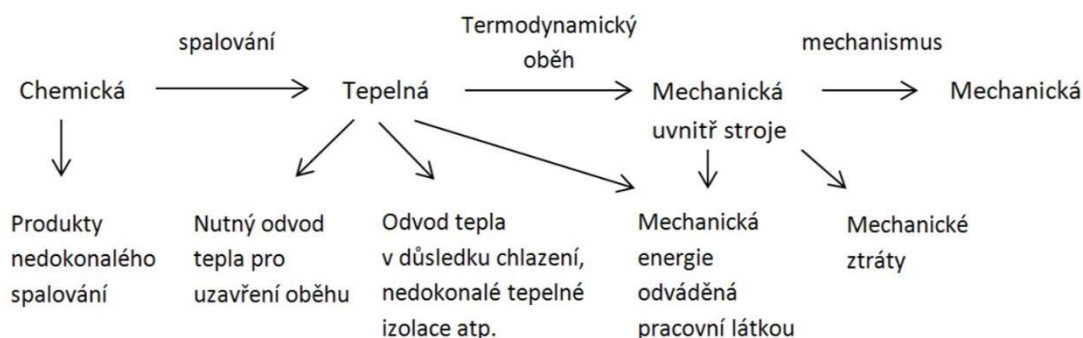
$$\eta_e = \eta_H \cdot \eta_t \cdot \eta_m . \quad (3)$$

Kde:

η_H [-]...Chemická účinnost

η_t [-]...Tepelná účinnost

η_m [-]...Mechanická účinnost



Obr. 1 Schéma transformace energie v palivu obsažené na mechanickou práci[1]

U pístových spalovacích motorů je přeměněna tepelná energie na mechanickou práci za využití vhodných kapalných nebo plyných paliv při tlaku vyšším než atmosférickém. Tlaku je dosahováno stlačením náplně ve válci, čímž se teplota směsi zvýší již na počátku spalování a spalování probíhá s vyššími spalovacími teplotami. Dle Carnotova principu se tímto docílují vyšších tepelných účinností a zvýšení měrného výkonu.

Způsoby pracovních oběhů pístových spalovacích motoru se v podrobnostech liší podle druhu motoru. Avšak většina se vyznačuje pravidelným opakováním těchto dějů:

1. Naplnění pracovního prostoru válce čerstvou náplní
2. Stlačením nasáté náplně válce pístem
3. Zažehnutím čerstvé směsi paliva se vzduchem elektrickou jiskrou, nebo vstříknutím paliva do kompresí zahřátého vzduchu a jeho vznícení
4. Spalování paliva, doprovázené vzestupem teploty, tlaku a menším nebo větším vzrůstem objemu náplně válce
5. Expanze spalin, působících tlakem na pohybující se píst, a konajících tak mechanickou práci
6. Výfuk, vytlačení nebo vypláchnutí spalin z válce

Teploty a tlaky plynů ve vnitřních prostorech motoru, kde dochází, k periodickému střídání dějů se ve velmi krátké době značně mění. Např. teploty ve spalovacím prostoru mohou dosáhnout až 2500 °C. Tato maxima však trvají jen velmi krátkou dobu odpovídající asi 1/10 až 1/15 otáčky motoru. Střední hodnota je podstatně nižší. Teplota stěn spalovacích prostorů je stálá a při oběhu kolísají jen nepatrně. Teploty třecích ploch pístové skupiny by neměli překročit dle druhu oleje 200 až 250 °C.[2]

U zážehových motorů z důvodu hrozby detonačního spalování není vhodné překračovat povrchovou teplotu stěn 250 °C.

2.1.1 Výhody pístových spalovacích motorů

Vyšší účinnost oproti parnímu stroji nebo spalovací turbíně a proto malá spotřeba a vysoký stupeň využití paliva. Při 80 % jmenovitého výkonu pístového spalovacího motoru dosahují 30 % až 42 % účinnosti. S klesajícím zatěžováním i přetěžováním motoru se však účinnost snižuje. Celková účinnost se velmi projevuje v měrné spotřebě paliva. Zážehové vozidlové čtyřdobé motory spotřebují asi 285 až 340 g·kW⁻¹·h⁻¹, u vozidlových vznětových motorů se pohybuje měrná spotřeba klem 220 až 280 g·kW⁻¹·h⁻¹. Oproti elektromotorům je účinnost malá avšak dostupnost a cena paliva, které má vysokou energetickou hustotu, činí z pístových spalovacích motorů zatím nejvhodnější pohonnou jednotku.

Malé rozměry a nízká hmotnost stroje. Zvyšováním otáček a přeplňováním se docílí zmenšení měrných rozměrů a hmotnosti na jednotku výkonu, což pro vozidlové motory činí 2-6 kg·kW⁻¹.

Možnost téměř okamžitého spuštění a rychlého zatížení. Nemusí se roztápet či udržovat pod parou kotel, jako u parního zařízení. Avšak do jisté míry je startovatelnost závislá na teplotě.

Možnost zastavení spalovacího motoru i v krátkých přestávkách. Tuto výhodu lze uplatnit zejména v úspoře paliva.

2.1.2 Nevýhody pístových spalovacích motorů

Nevýhodný průběh točivého momentu při změně otáček. Nejvyšší hodnoty točivého momentu pístového spalovacího motoru se nachází při poměrně vysokých otáčkách. Při stejné dodávce paliva a se vzrůstajícím zatížením dochází k poklesu otáček a točivý moment motoru respektive výkon motoru začne klesat. Proto je nutné mezi motor a hnací ústrojí vozidla zakomponovat zařízení na změnu převodového poměru,

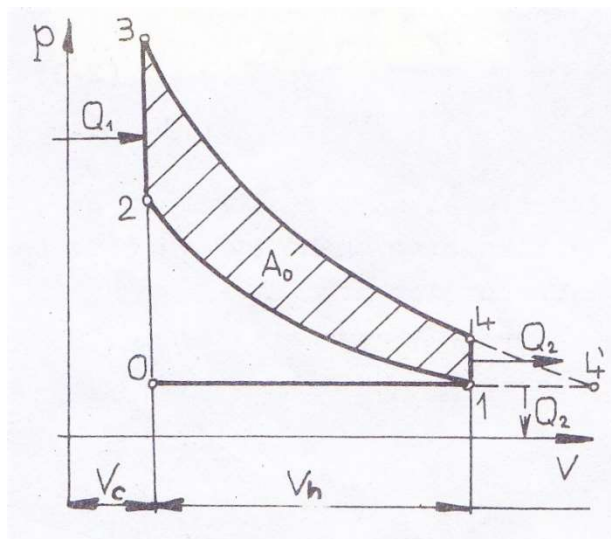
umožňující při malé jízdní rychlosti nebo rozjezdu chod motoru s dostatečně vysokými otáčkami.

Nutnost spouštět odlehčený motor. Pro malý točivý moment v nízkých otáčkách je nutno spouštět motory nezátžené a cizím zdrojem. Teprve po dosažení vyšších otáček je možno motor zatěžovat.

Neekologičnost je i u moderních motorů velmi vysoká. 60% energie obsažené v palivu je přeměněno ve ztráty většinou přeměněné na teplo a odváděné přes chladicí soustavu do okolí. Oproti elektromotorům jsou spalovací motory velmi nešetrné ve využívání energie v palivu. Konvenční spalovací motory mají výhodu oproti elektromotorům v energii uložené v 1 kg paliva „, tzv. hustotu energie “.

2.1.3 Teoretický tepelný oběh zážehového spalovacího motoru

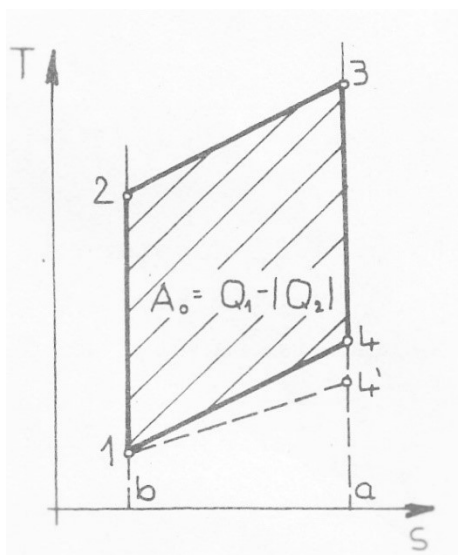
Na obr.1 je znázorněn teoretický termodynamický oběh čtyřdobého zážehového spalovacího motoru v p-v a T-s diagramu.



Obr. 2 Teoretický tepelný oběh zážehového motoru[2]

Při sacím zdvihu 0-1 je otevřen sací ventil, píst motoru provádí dráhu do dolní úvrati a do válce nasává čerstvou směs vzduchu a benzínu za atmosférického tlaku. V dolní poloze pístu se sací ventil uzavře a při vracení se do horní úvrati dojde k adiabatickému

stlačení nasáté směsi 1-2, při které roste teplota i tlak. V horní poloze pístu je směs zapálena elektrickou jiskrou zapalovací svíčky, která v okamžiku shoří. Teoreticky je v p-v diagramu je hoření směsi nahrazeno přívodem tepla Q_1 . Tím vzroste za stálého objemu V_k tlak z velikosti p_2 na p_3 (děj 2-3). Děj 3-4 znázorňuje expanzi plynu, který koná práci. Expanzí klesá teplota i tlak a objem plynu se zvětší na $V_k + V_z$. V dolní poloze pístu je otevřen výfukový ventil a plyn je vyfukován do atmosféry. Tento jev je teoreticky znázorněn jako odvod tepla Q_2 (4-1) a dále vytlačuje plyn ve zdvihu 1-0 v teoreticky atmosférickém tlaku. V horní poloze pístu se uzavře výfukový ventil, otevře sací a dj se opakuje. Cyklus v T-s diagramu na obr.2 je znázorněn plochou 1-2-3-4-1.



Obr. 3 T-s diagram zážehového motoru[2]

Teplo přivedené Q_1 je dáno plochou 2-3-a-b-2. Teplo odvedené Q_2 je dáno plochou 4-1-b-a-4. Rozdíl obou ploch označuje práci cyklu (1-2-3-4-1).

Tepelná účinnost zážehového spalovacího motoru roste se stoupajícím kompresním poměrem ϵ . Ten se u zážehových motorů pohybuje v rozmezí 8 až 12.

$$\epsilon = \frac{V_c + V_n}{V_n}$$

Kde je:

V_c [m³] objem válce

V_n [m³] objem spalovacího prostoru

Čím více je směs zkomprimována, tím lépe je využitě teplo do oběhu přivedené a nezávisí na množství přivedeného tepla. Avšak závisí na použitém adiabatickém součiniteli κ .

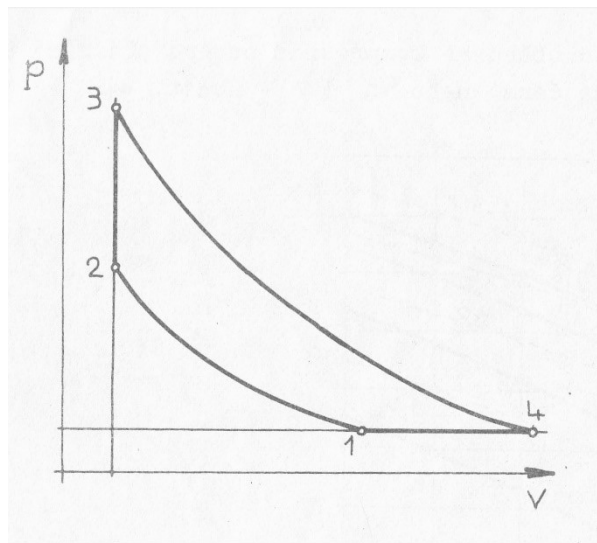
$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} = 1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

Nelze však kompresní poměr spalovacího motoru zvyšovat neustále. Omezení je dáno teplotou samovznícení směsi paliva a vzduchu přivedeného do válce motoru, která se nesmí při kompresi překročit.

2.1.4 Teoretický tepelný oběh přeplňovaného motoru

Porovnávací cyklus ideálního motoru přeplňovaného turbodmychadlem předpokládá rovnotlaký způsob přeplňování. To je zapříčiněno, je-li turbína turbodmychadla umístěna v bezprostřední blízkosti výfukového ventilu, respektive nedojde-li k poklesu tlaku spalin ve výfukovém potrubí. Je žádáno, aby došlo k poklesu tlaku spalin až na turbíně a tudíž se jedná o tepelný oběh s prodlouženou expanzí. Tento oběh je charakteristický tím, že adiabata při expanzi je podstatně delší než adiabata při kompresi. Pro zážehové motory použijeme Humpreyův cyklus na obr. 3 a platí:

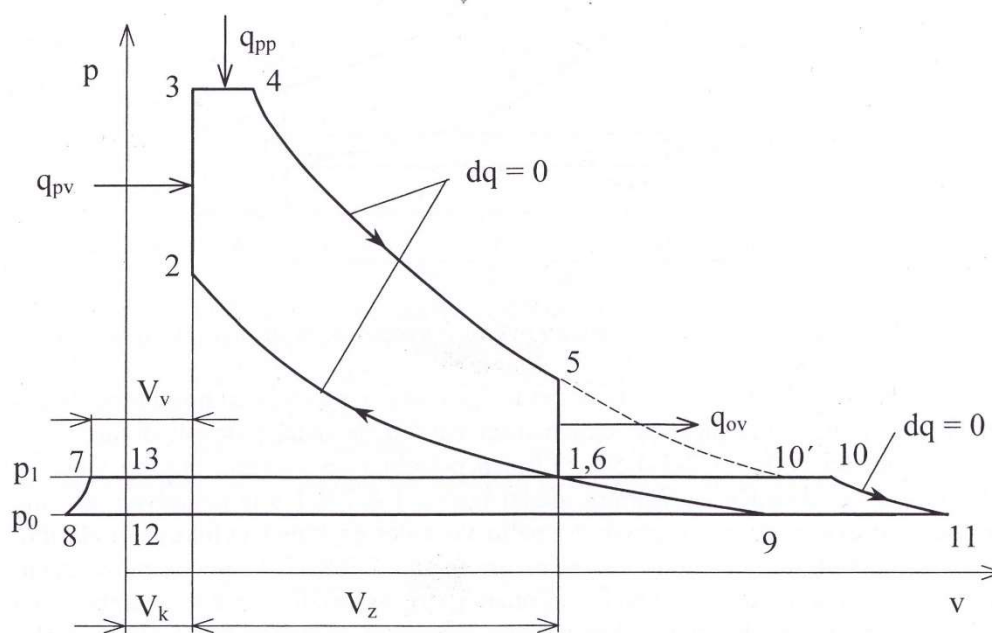
$$\eta_t = 1 - \frac{\kappa}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\lambda^{\frac{1}{\kappa}} - 1}{\lambda - 1}$$



Obr. 4 Tepelný oběh s prodlouženou expanzí
s přívodem tepla $v = \text{konst.}$ (Huprey)

Nashromáždí-li se plyny vyfukované z válce motoru v tlakové komoře před turbínou turbodmychadla a je seřízen odběr energie turbíny tak, aby tlak spalin v této komoře byl stálý, jedná se o tepelný oběh přeplňovaného motoru s rovnotlakou turbínou.[2] Předpokládá se stejný tlak výfukových plynů a tlaku čerstvé náplně válce přivedené do motoru. V praxi však musí být z hlediska požadovaného směru proudění hodnota tlaku spalin menší než plnicího média.[3]

Na obr. 4 je uveden ideální porovnávací cyklus s přívodem tepla do oběhu za stálého objemu i tlaku. Jedná se o cyklus smíšený, který neodpovídá zážehovému motoru, avšak znázorňuje práci plnicího dmychadla a turbíny turbodmychadla. Tato skutečnost není ovlivněna a je obdobná i pro izochorický přívod tepla do oběhu. Práce motoru je daná plochou ohraničenou mezi body 1,6-2-4-5-1,6. Práce kompresu turbodmychadla je dána plochou mezi body 9-1,6-7-8-9 a práce spalovací turbíny je dána plochou 10-11-12-13-10.



Obr. 5 Tepelný oběh přeplňovaného motoru s rovnotlakou turbínou[8]

3 VÝMĚNA OBSAHU VÁLCŮ

Pístový spalovací motor je stroj, který pracuje s periodicky opakujícími se ději. Jestliže dochází k uvolňování energie hořením paliva přímo v pracovním prostoru, je nutné odvést po skončení pracovního cyklu na konci expanze spaliny vzniklé a válec motoru naplnit čerstvou náplní. V této souvislosti se hovoří o výměně pracovní náplně válce, který je zabezpečen ventilovým rozvodem. Kvalita výměny obsahu náplně válce je možno ovlivnit užitím sacího a výfukového potrubí s proměnnou délkou nebo změnou časování rozvodu.

3.1 Požadavky na ventilové rozvody a jejich druhy

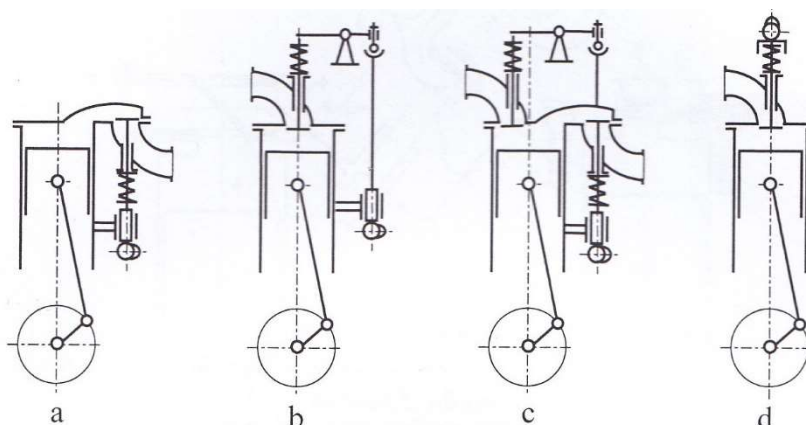
Rozvodové mechanismy obstarávají plnění válců motoru směsí popř. vzduchem a ovládají odvod zplodin vzniklé hořením ve válcích motoru. Proto musí rozvody otevírat a zavírat ventily nebo překrývat kanály ve správný okamžik. Vačkový hřídel ventilového rozvodu čtyřdobého spalovacího motoru je poháněn válečkovým řetězem, ozubeným řemenem nebo čelním ozubeným soukolím od klikového hřídele. Vačky rozvodového hřídele otevírají za pomoci dalších částí rozvodu (např. zdvihátek, vahadel) sací a

výfukové ventily proti síle ventilových pružin. Zavírání je prováděno za pomoci síly pružin. Vačkové hřídele se točí oproti klikovému hřídeli polovičními otáčkami. To je dáno principem čtyřdobých motorů, kde dochází k otevření a zavření výfukového i sacího ventilu jednou za dvě otáčky klikového hřídele.

3.1.1 Ventilové rozvody

Ventilové rozvody jsou skupinou mechanismů používající se nejčastěji prakticky pro všechny typy čtyřdobých motorů a od vzniku motorů byly vyvinuty čtyři základní druhy:

- SV (side valve)
- OHV (overhead valve)
- F (kombinace SV a OHV)
- OHC popř. DOHC (overhead camshaft)



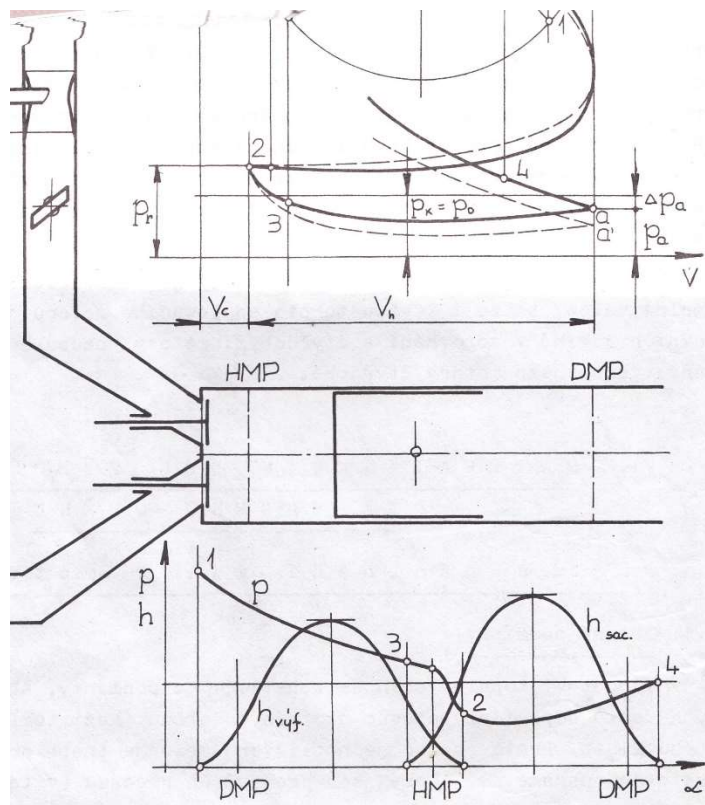
Obr. 6 Druhy ventilových rozvodů: a)SV, b)OHV, c)F, d)OHC [3]

Rozvody typu SV a F jsou v současné době zřídka používány. Rozvod SV se hojně využívá například pro motory v zahradní technice hlavně pro jednoduchost konstrukce, malý rozměr a jednoduchost hlavy válců. Rozvod SV má ventily umístěné v bloku motoru, výfukový a sací ventil je zdvihán vačkou na vačkovém hřídeli, který je umístěn v bloku motoru a hnán od klikového hřídele.

V rozvodech OHV i OHC jsou ventily uloženy v hlavě motoru. Vačkový hřídel je v případě OHV umístěn v bloku motoru a v případě OHC v hlavě motoru.[3]

3.2 Časování čtyřdobého zážehového motoru

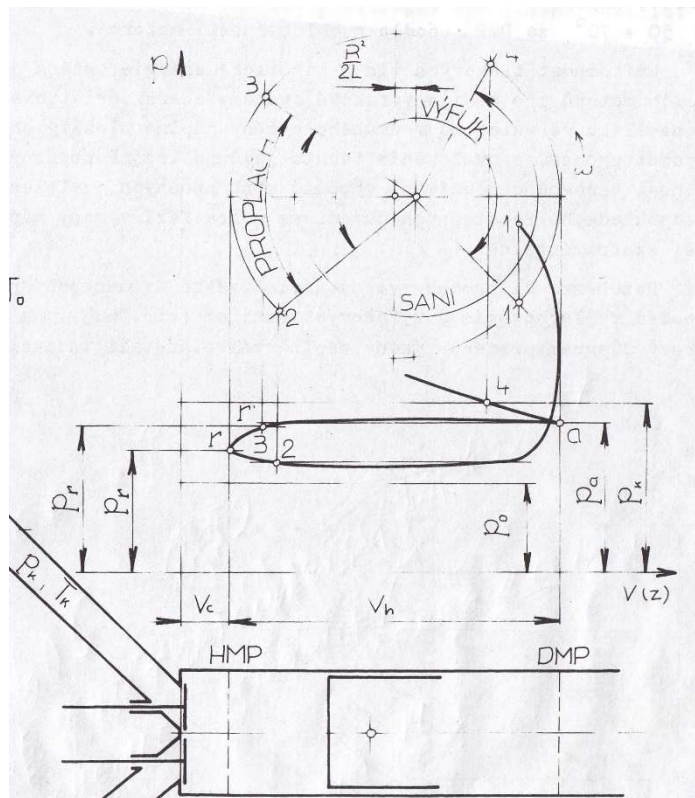
Velikost poklesu tlaku je funkcí rychlostního režimu motoru, hydraulických odporů všech jednotlivých částí systému, velikostí průtočných průřezů a hustoty náplně.



Obr. 7 Průběh výměny náplně válce ve čtyřdobém nepřepřlňovaném zážehovém motoru[2]

Na obr. 6 jsou uvedeny průběhy sacího a výfukového zdvihu na indikátorovém diagramu v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele α . Na konci a počátku zdvihu probíhá pohyb ventilu malou rychlostí. Toto je výhodou z hlediska životnosti rozvodového mechanismu a jeho setrvačných sil avšak průtočné průřezy mezi talířem a sedlem ventilu jsou velmi malého charakteru. Při větším otevření ventilů v průběhu sání i výfuku se úhly otevření zvětšují. Proces výfuku začíná asi $30 - 60^\circ$ před dolní úvratí (bod 1 na obr. 6). Od tohoto okamžiku probíhá výfuk pouze v důsledku rozdílu tlaků ve výfukovém potrubí a válci. Následující výfuk probíhá pohybem pístu do horní úvratí. K zavření výfukového ventilu dochází $0 - 20^\circ$ za horní úvratí (bod 2). Sací ventil otevírá $20 - 0^\circ$ před horní úvratí (bod 3). V důsledku překrytí ventilů dochází ve spalovacím

prostoru k podtlaku. Díky tomu se v době překrytí ventilů začíná pohybovat čerstvá náplň a dojde k propláchnutí prostoru při současném dozívání pohybu zplodin. Avšak při velkém překrytí ventilů dochází u nepřímo vstřikových soustav k úniku čerstvé směsi do výfukového potrubí a tím dochází ke zvýšení emisí v podobě nespálených uhlovodíků.



Obr. 8 Průběh výměny náplně válce ve čtyřdobém přeplňovaném zážehovém motoru[2]

Jestliže je spalovací motor přeplňován turbodmychadlem (obr. 7), kdy je tlak v plnicím potrubí větší jak ve výfukovém potrubí, dovoluje překrytí ventilů. Zplodiny hoření jsou po otevření výfukového ventilu přivedeny do plynové turbíny, která pohání kompresor. Existence ztrát v plnicím traktu, stejně jako v případě nepřepřňovaného motoru, má za následek ztrátu tlaku a tudíž je tlak vstupující do motoru nižší než tlak generovaný kompresorem.

3.2.1 Efekty vznikající při výměně náplně válce

Při výměně náplně válce vznikají dynamické jevy, jako jsou např. **setrvačný efekt** a **vlnový efekt**. Setrvačný efekt vzniká při sání čerstvé směsi do válce. Ve chvíli, kdy píst dosáhne dolní úvrati, má sloupec plynu v sacím potrubí kinetickou energii. Její část je

možno využít, jestliže je časování sacího ventilu posunuto za dolní úvrať, protože proudící plyny se do válce natlačí vlivem setrvačnosti. Stejný průběh se odehrává na konci výfuku, kdy výfukové spaliny o dané rychlosti vlivem své setrvačnosti způsobí urychlení plynu v sacím kanále a vlivem překrytí ventilů dojde k propláchnutí spalovacího prostoru.

Vlnový efekt vzniká při plnicím zdvihu, kdy se ve válci vytvoří podtlaková vlna, která se šíří rychlostí zvuku přes sací potrubí. Jestliže dojde v sacím potrubí k náhlé změně průřezu, postupující tlaková vlna se, dle teorie šíření vln na volném konci potrubí odrazí jako vlna přetlaková. Tento jev se při sání využívá k dodatečnému plnění válce. Tyto popisované efekty jsou nejúčinnější pouze pro jeden režim motoru. Je to zapříčiněno pevnými délkami sacího a výfukového potrubí. Je žádoucí, aby docházelo k lepšímu odvodu spalin, plnění válců motoru v širším spektru otáček, proto se používá variabilní délky potrubí a změna časování a zdvihu ventilů.

3.3 Zvyšování výkonu

Základní možnosti zvyšování výkonu lze provést:

- zvýšením středního efektivního tlaku působící na píst motoru plynoucí ze vztahu:

$$p_e = \frac{H_u}{\sigma_t \lambda_z} \cdot \rho_{pl} \cdot \eta_d \cdot \eta_i \cdot \eta_m \quad [\text{Pa}] \quad (3.1)$$

Kde:

H_u [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]... je výhřevnost použitého paliva

λ_z [-]... spalovací součinitel přebytku vzduchu

σ_t [-]... teoretický směšovací poměr vzduchu a paliva

ρ_{pl} [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]... hustota plnicího vzduchu

η_d [-]... dopravní účinnost motoru

η_i [-]... indikovaná účinnost motoru

- otáčkami motoru
- počtem válců
- zdvihovým objemem

3.3.1 Zvýšení výkonu zdvihovým objemem

Zvyšováním zdvihového objemu lze docílit úměrného zvýšení výkonu. Dochází k působení středního efektivního tlaku na větší plochu pístu a ke zvýšení termické účinnosti, protože dochází k menšímu prostupu tepla stěnou válce.

3.3.2 Zvýšení výkonu počtem válců

Při zvyšování počtu válců se dosáhne úměrného zvýšení výkonu, někdy i více, protože se relativně snižují mechanické ztráty motoru. Avšak platí to tehdy, pokud motor dosahuje velmi dobré hodnoty středního efektivního tlaku a s přidáním počtu válců se zvyšuje i zdvihový objem motoru. [3]

3.3.3 Zvýšení výkonu otáčkami

Za předpokladu, že spalovací motor dosahuje dobrých hodnot středního efektivního tlaku, lze použít ke zvýšení výkonu zvýšení otáček motoru. S růstem otáček neroste výkon motoru úměrně z důvodu vzrůstu mechanické ztráty. Omezením je střední efektivní rychlost pístu, aby nedošlo k destrukci motoru.

3.3.4 Zvýšení výkonu přeplňováním.

Přeplňování je považována jako nejefektivnější způsob zvyšování výkonu spalovacího motoru. Dochází ke zvýšení středního indikovaného tlaku působící na píst. Je docíleno zvětšení kladné plochy indikátorového diagramu. Dopravením většího množství čerstvého vzduchu do pracovního prostoru motoru je při zachování stejného stechiometrického poměru možné dodat do směsi více paliva. Avšak aby bylo přeplňování účinné, je potřebné vzduch stlačený kompresorem (poháněný turbínou turbodmychadla nebo mechanicky od klikové hřídele) ochladit a tím zvýšit jeho hustotu.

3.3.5 Ostatní způsoby zvyšování výkonu

Zvýšení výkonu u stávajícího motoru lze dosáhnout i použitím paliva s vyšší výhřevností. Čím více je v palivu energie, tím více se do oběhu přivede tepla, které se může expanzí přeměnit na mechanickou práci. Avšak tato možnost je omezená existencí vhodných a dostupných paliv pro spalovací motory.

Zdokonalením výměny náplně válce a spalovacího prostoru změnou časování ventilového rozvodu se využívá. Pokud spalovací motor pracuje stacionárně ve spektru otáček s nejvyšším točivým momentem lze provést vhodné nastavení časování a zdvihu ventilů mechanicky. Pro spalovací motory, které pracují v širším spektru otáček, se musí zabezpečit změna těchto parametrů s otáčkami motoru.

Efektivní výkon motoru je tedy dán vztahem:

$$P_e = i \cdot V_h \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} \quad [\text{W}] \quad (3.2)$$

Kde:

i [-]...počet válců spalovacího motoru

V_h [m^3]...zdvihový objem jednoho válce

p_e [Pa]...střední efektivní tlak působící na píst

n [Hz]...otáčky motoru

τ [-]...otáčkový součinitel, vyjadřující počet otáček motoru potřebných pro expanzní zdvih (pro čtyřdobý motor $\tau = 2$).

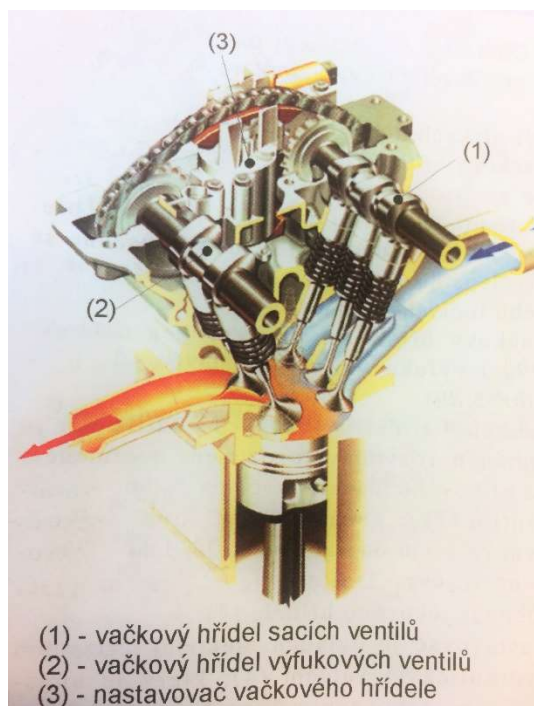
3.4 Parametry zkoušeného motoru a časování rozvodu

Pro porovnávací měření změny časování ventilového rozvodu byl použit turbodmychadlem přeplňovaný zážehový čtyřválcový motor značky Audi, jeho seriové parametry jsou k dispozici v tabulce 1. Zkušební motor byl oproti sériovému motoru vybaven plně programovatelnou závodní řídicí jednotkou. V sacím potrubí na vstupu do turbodmychadla byl umístěn hmotnostní průtokoměr nasávaného vzduchu (MAF),

nebylo užito katalyzátoru ve výfukovém potrubí a motor nepoháněl ostatní příslušenství (alternátor, kompresor klimatizace a čerpadlo servo řízení).

Tab. 1 Technické parametry zkušebního motoru udávané výrobcem

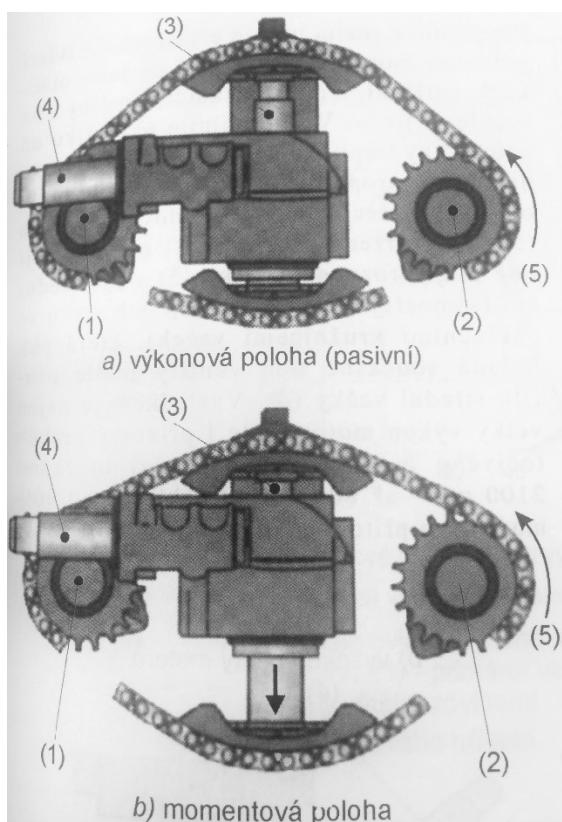
Výrobce	AUDI
Typ motoru	APU
Zdvihový objem	1781 cm ³
Vrtání	81 mm
Zdvih	86,4 mm
Kompresní poměr	9,5
Maximální plnicí tlak	167 kPa
Počet ventilů na válec	5
Palivo	Natural 95
Maximální výkon	110 kW
Točivý moment	210 Nm



Obr. 9 Částečný řez motorem Audi 1.8 20V[4]

3.4.1 Ventilový rozvod nepřepřlňovaného motoru

Ventilový rozvod motoru je poháněn momentem od klikové hřídele přes zubový řemen, který je napínán systémem kladky a tlumiče vzniklých vibrací. Olejový tlumič vibrací zároveň působí i jako napínací prvek. Pružina působí silou na excentricky uloženou napínací kladku. I když je ventilový rozvod typu DOHC, pryžový řemen se zuby pohání pouze výfukový vačkový hřídel. To je z důvodu možnosti změny časování sací vačkové hřídele.



Obr. 10 Změna časování sacího vačkového hřídele [4]

Dvacetiventilové provedení hlavy válců využívá systému Porsche Variocam. Sací vačkový hřídel je poháněn jednořadým řetězem. Ten je napínán tlakem oleje přes napínací kladky. Natočení vačkového hřídele je dosaženo pomocí těchto dvou napínacích kladek. Pokud se změní poloha napínacích kladek, změní se délka řetězu pohánějící sací vačkový hřídel. Tímto způsobem je umožněno u motoru 1.8 20V změnit časování sacích ventilů dle potřeby. Sací ventily jsou otevírány v rozmezí 0° před horní úvratí až 18° po

horní úvrati pístu. Zavírány jsou 22° po dolní úvrati nebo až 40° po dolní úvrati. Výfukový ventil má nastaveno otevírání 38° před dolní úvrati a zavírá 8°.

3.4.2 Přeplňovaný motor

Provedení ventilového rozvodu je stejné jako u nepřeplňovaného motoru, avšak není využito elektronického regulačního systému natáčení sacích ventilů. Napínání řetězu pro pohon sací vačkové hřídele je opět řešeno tlakem oleje ze systému tlakového mazání a při spouštění motoru je nastaveno otevírání sacího ventilu na 12° za horní úvrati aby bylo zabezpečeno, že se nedostane při spouštění motoru nespálená směs do výfukového potrubí, čímž by došlo k úniku nespálených uhlovodíků do vzduchu a mohlo by dojít také k poškození katalyzátoru. Po dosažení tlaku oleje dojde ke změně polohy nastavovače vačkové hřídele na 0° před horní úvrati, kdy začne do motoru proudit čerstvá směs.

Stupeň komprese je 9,5 a při maximálním absolutním tlaku plnění, který dosahuje až 170 kPa výrobce uvádí točivý moment 210 Nm ve jmenovitých otáčkách 1750 – 4600 min⁻¹. Nejvyšší výkon motoru je naměřen při otáčkách 5700 min⁻¹, a to 110 kW.

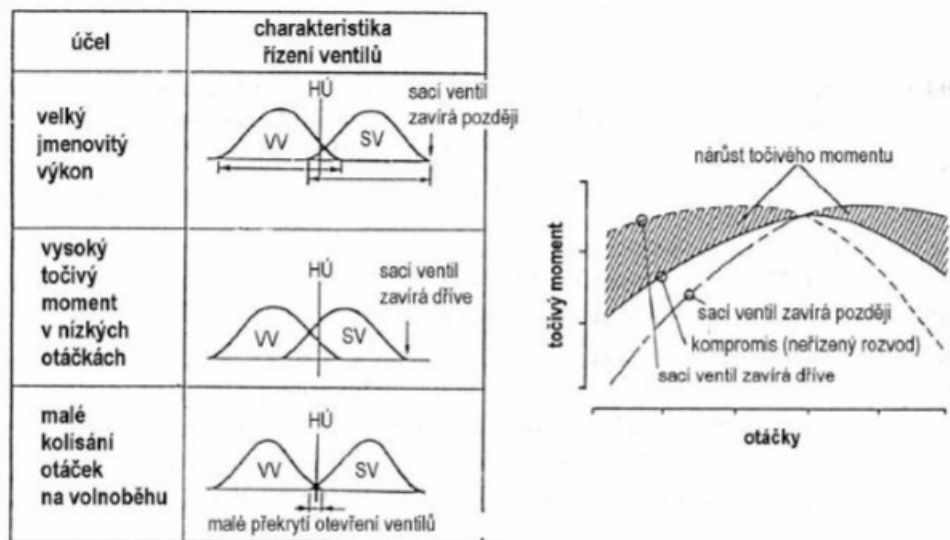
Turbodmychadlo KKK – K03 je poháněno výfukovými plyny a při otáčkách 128 000 min⁻¹ stlačuje vzduch potřebný pro spalování. Díky tomu má motor vysoký točivý moment v širokém spektru otáček. Znamená to, že lze již přerazovat na vyšší převodový stupeň dříve, což příznivě ovlivňuje spotřebu a produkované emise vozidlem. Pro regulaci turbodmychadla se užívá elektronicky regulovaný vnitřní obtokový ventil, tzv. „wastegate nebo bypass“.

4 OPTIMALIZACE ČASOVÁNÍ ROZVODU

Optimalizací časování ventilového rozvodu se rozumí měnit počátek zdvihu ventilů pro sání a výfuk. Aby bylo možné nasát do válce co největší množství čerstvé směsi, je vhodné sací ventil otevírat na počátku vzniku nižšího tlaku ve válci než v sacím potrubí. Důležité je, aby došlo k uzavření sacího ventilu ve chvíli, kdy rychlost plnění je nulová. Pokud by docházelo k pozdějšímu zavření sacích ventilů, tak vlivem pohybu pístu by docházelo k vytlačování směsi zpět do sacího potrubí. Tyto okamžiky otevíření a zavření se s otáčkami a zátěží motoru mění. Při vyšších otáčkách dochází k vyšší kinetické energii plnicího plynu a tak je motor schopen se plnit i v době, kdy je píst v pohybu k horní úvrati

motoru. Pokud je ale vlivem snížení otáček motoru sníženo i množství nasávané směsi do motoru je tento efekt minimalizován, a proto se využívá přeplňování, nejčastěji turbodmychadlem.[6]

Střihem ventilů nebo- li tzv. překrytím je rozuměno, že dříve než dojde k uzavření výfukového ventilu dochází k otevření ventilu sacího. Při vyšších otáčkách u atmosféricky plněného motoru se tohoto využívá jako ejektorového efektu, který podporuje nasátí čerstvé směsi, a navíc nezůstávají zbytky spalín ve spalovacím prostoru. Optimalizace je závislá na jízdním režimu. Je vhodné nastavovat žádné překrytí ventilů při nízkých a vysokých otáčkách a zatížení. Při středních otáčkách motoru a velkém zatížení je vhodné nastavit překrytí ventilů. Při nízkých otáčkách je na atmosféricky plněném motoru nežádoucí velké překrytí z důvodu možnosti nasátí velkého množství výfukových plynů do sacího potrubí a tím by mohlo dojít ke špatnému hoření směsi. K takovému řešení se přistupuje pouze za předpokladu řízeného snížení teploty spalovacího prostoru a tím i snížení emisí v podobě NO_x . [5]



Obr. 11 Vliv vzájemné polohy sací a výfukové vačky[12]

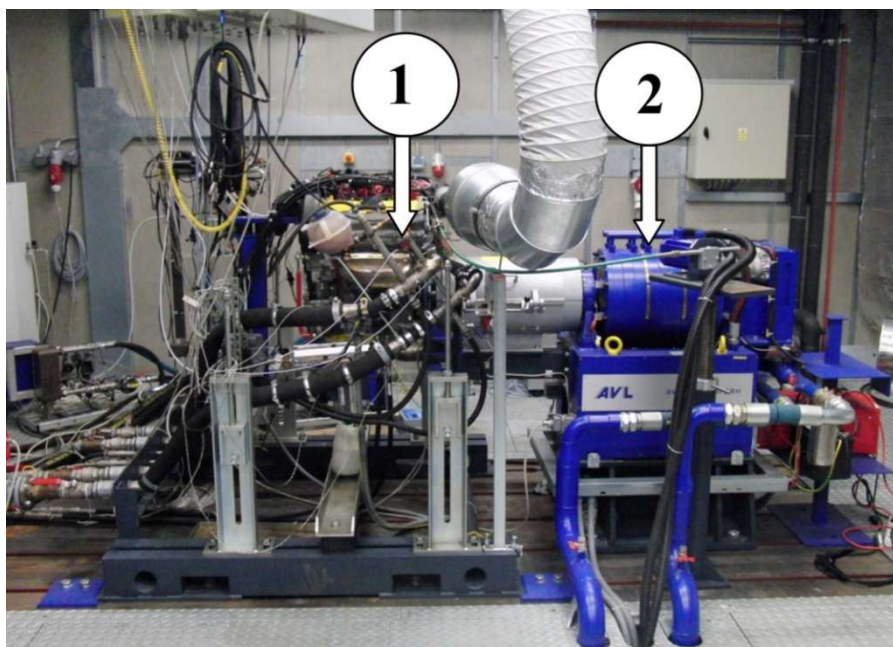
Nevariabilní rozvodové mechanismy optimálně pracují pouze v určitém, úzkém, rozmezí otáček. Pokud se změní provozní podmínky, dojde ke zhoršení plnění válce a tím i parametru motoru.

4.1 Úprava rozvodového mechanismu

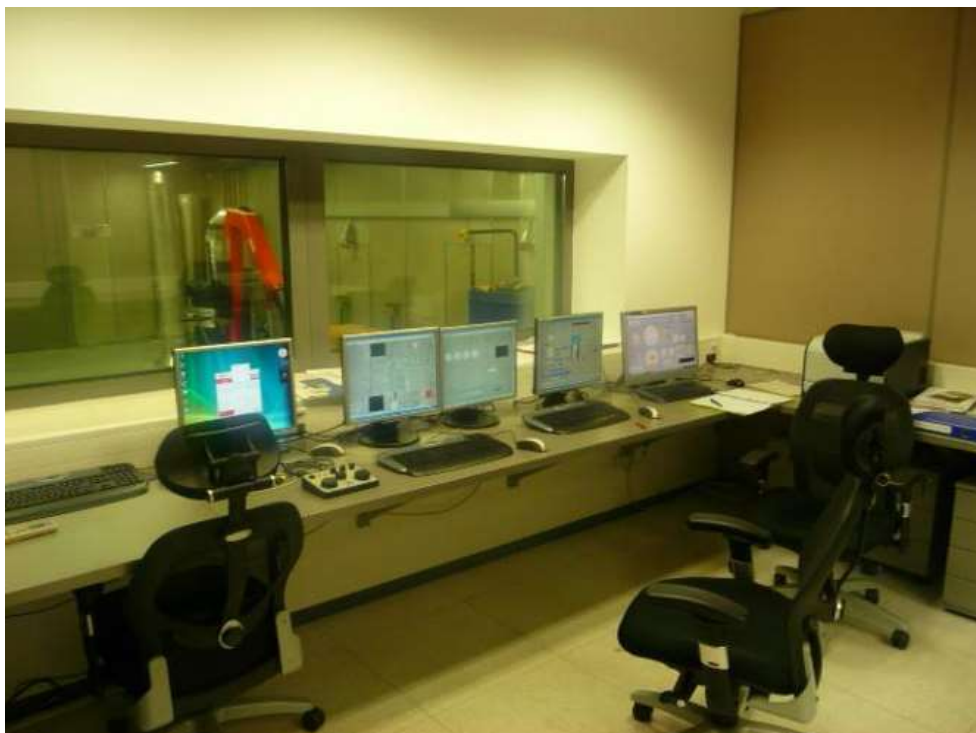
Rozvodový mechanismus byl upraven tak, aby bylo možné měnit časování výfukového a sacího vačkového hřídele nezávisle na sobě. Byl odebrán válečkový řetěz pohánějící sací vačkový hřídel včetně jeho napínacího ústrojí. Pohon sací vačky byl řešen ozubeným řemenem, který pohání hřídel výfukových ventilů.

4.2 Motorová zkušebna

Měřené parametry motoru byly zaznamenány pomocí senzorů motorové zkušebny. Ta je složena ze dvou oddělených stanovišť. Na zkušebním stanovišti byl upevněn zkoušený motor na elektrický vířivý dynamometr přes spojovací hřídel, který nesmí mít větší čelní a obvodovou házivost jak 0,2 mm. Hřídel je opatřena na obou koncích pružnými členy z důvodu zachycení torzních kmitů. Byly měřeny údaje o teplotě a tlaku nasávaného vzduchu, teplota a tlak paliva, spotřeba paliva pomocí dvojice hmotnostních (Coriolisových) průtokoměrů, tlak a teploty oleje potřebného k mazání motoru, teplota spalin.



Obr.12 Motorový dynamometr Mendelovy univerzity v Brně, 1 - Zkoušený motor, 2 – dynamometr AVL Alpha 240



Obr. 13 řídicí stanoviště motorové zkušebny[7]

Naměřené hodnoty byly zpracovávány v řídicím stanovišti zkušebny, ve stejném čase průběžně ukládány do paměti měřícího počítače. Data byly zpracovány pomocí softwaru vytvořeném v prostředí LabView na Ústavu techniky a automobilové dopravy.

Na Obr. 11 je znázorněno zkušební pracoviště motorové zkušebny. Aby bylo měření relevantní a měřilo se za stále stejných podmínek je součástí měřícího stanoviště také teplotní kondice olejové náplně AVL 554S, chladicí kapaliny motoru AVL 553S a



Obr. 14 Teplotní kondice AVL 553S vlevo a AVL 554S vpravo[7]

chladičí kapaliny mezichladiče stlačeného vzduchu typu vzduch/voda. Teplotní kondice jsou na vstupu do motoru schopny regulovat teplotu kapalin s přesností $\pm 1^\circ\text{C}$.

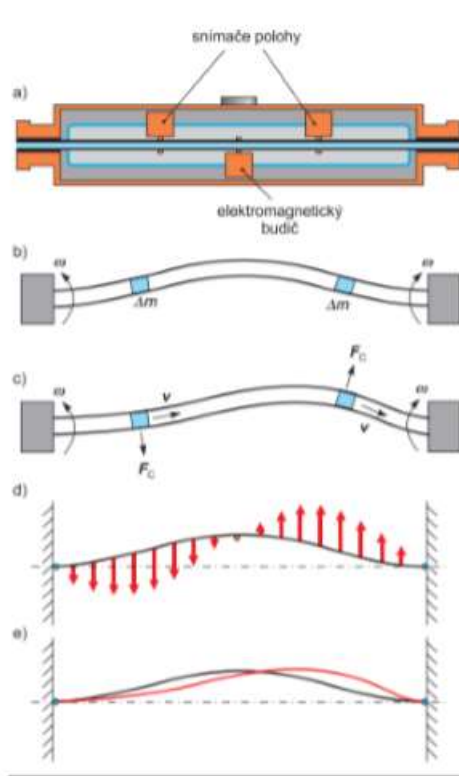
Vzduchotechnika prostoru, v němž je motor zkoušen, je nedílnou součástí. Zajišťuje požadovanou teplotu a tlak v okolí motoru. Zajišťuje i přívod čerstvého vzduchu k sání motoru a odvod zplodin vyfukovaných výfukovým systémem.

4.1.1 Hmotnostní průtokoměry

Pro potřeby diplomové práce byl do palivového okruhu vřazen Coriolisův průtokoměr, který měřil spotřebu paliva velmi přesně, přesnost průtokoměru může dosahovat až k 0,1%. Princip Coriolisova průtokoměru spočívá ve využívání Coriolisových sil. Průtokoměr se skládá z měřicí trubice a budiče kmitů. Neprotéká-li žádná kapalina, je trubice rozkmitána rovnoměrnými kmity, proudí-li kapalina v trubici, jsou vlivem kmitů částice kapaliny buď urychlovány, nebo zpomalovány, čímž vzniká deformace trubice, která je přímo úměrná proudícímu množství kapaliny.



Obr. 15 Coriolisovy hmotnostní průtokoměry



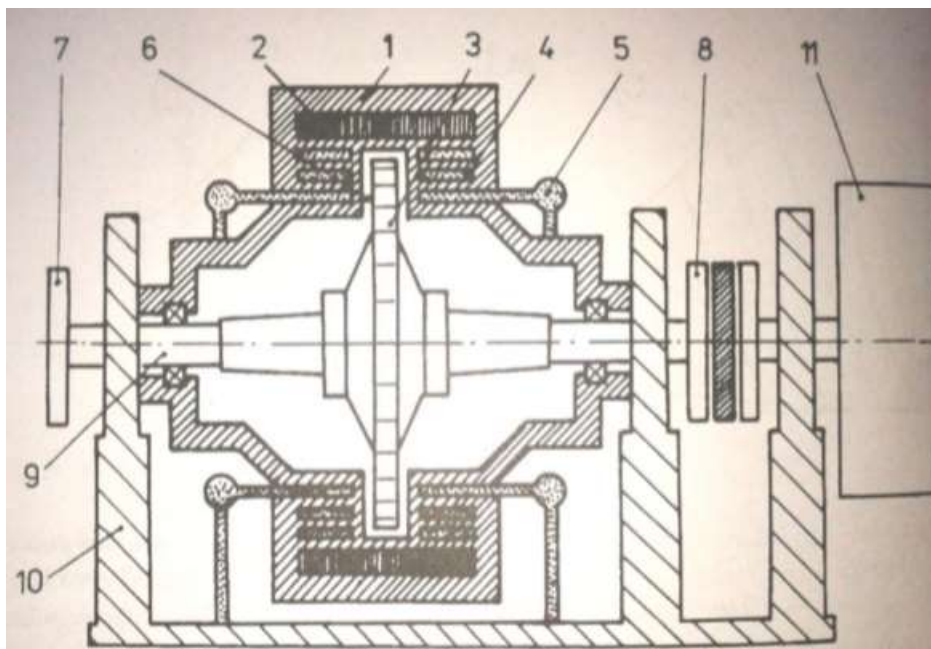
Obr. 16 Princip hmotnostního průtokoměru: a) umístění senzorů, b) kmitající trubice při nulovém průtoku, c) deformace při působení sil, d) účinek sil (Automa, 2010)

4.1.2 Dynamometr

Pro zatížení motoru, měření točivého momentu a stanovení otáček motoru byl použit elektrický vířivý dynamometr AVL DP 240 pracující na principu Foucaultových vířivých proudů. Základní údaje jsou v tab. 2. Rotor dynamometru je na svém obvodu opatřen ozubením. Stator uložený volně přes tenzometrické měření obsahuje kruhovou cívku. Procházející proud budí magnetické pole. Pakliže se ozubený rotor otáčí v magnetickém poli statoru, indukují se v rotoru tzv. Foucaultovy proudy, které působí proti změně magnetického pole a vyvolávají moment působící proti otáčení klikového hřídele motoru. Vířivé proudy vzniklé na rotoru dynamometru mění kinetickou energii na energii tepelnou, kterou je nutné odvést do chladicího systému zkušebny. Regulaci zajišťuje řídicí počítač zkušebny včetně záznamu dat.

Na obr. 17 je zobrazeno funkční schéma elektromagnetického vířivého dynamometru. Volně uložené těleso (1) má ozubený pólův kotouč (3). Budicí vinutí a

chladicí komory (4) kde protéká chladicí kapalina. Pólový kotouč má poměrně nízký moment setrvačnosti a dynamometr se může otáčet oběma směry.



Obr. 17 Funkční schéma elektromagnetické vířivé brzdy (Vlk,2001)

Tab. 2 Technické údaje o dynamometru AVL DP 240

Maximální brzdňý výkon	240 kW
Maximální brzdňý moment	600 Nm
Maximální otáčky	1000 min ⁻¹
Typ regulace	Otáčková a momentová

4.1.3 Termočlánky

Na motorové zkušebně se termočlánky používají ke zjišťování teplot nasávaného vzduchu, chladicí kapaliny nebo výfukových plynů. Fungují na principu dvou odlišných kovů spojených vodič. Pokud je tento vodič spojený konec termočlánku zahříván nebo ochlazován, vzniká mezi jeho konci elektrické napětí, které je úměrné s teplotou. Podle druhu zvolených materiálů termočlánku se vyskytují různé druhy a charakteristiky. Na zkušebně se převážně používají termočlánky od firmy OMEGA.

4.1.4 Mezichladič stlačeného vzduchu

Mezichladič stlačeného vzduchu někdy nazýván také jako „intercooler“ se používá výhradně u přeplňovaných motorů s cílem ochladit vzduch stlačený kompresorem turbíny nebo mechanicky poháněným od klikové hřídele. U většiny produkčních vozidel se v současné době používá typ vzduch/vzduch. Novější vozy jsou vybaveny typem vzduch/voda zejména kvůli zmenšení objemu sacího traktu, což příznivě působí na tzv. turboefekt. Tento typ chladiče byl použit i na motorové zkušebně Mendelovy univerzity v Brně, avšak důvodem byla lepší regulace teploty nasávaného vzduchu do motoru.



Obr.18 Mezichladič stlačeného vzduchu typu vzduch/voda

4.3 Metodika měření

Experimentální optimalizace časování proběhla ve školní zkušebně spalovacích motorů v areálu Mendelovy univerzity v Brně. Jako palivo byl použit Natural 95 běžně prodávány v síti čerpacích stanic v České republice. V celém provozním rozsahu byla provedena optimalizace k plnicímu tlaku palivová mapa v programovatelné závodní řídicí jednotce. Na širokopásmové lambda sondě se udržovala mírně bohatší směs benzínu a vzduchu na hodnotě 0,95.

Pro zjištění, jakým způsobem ovlivňuje časování vačkového rozvodu parametry motoru, bylo nutné stanovit metodu vhodnou pro měření. Nejlepším způsobem by bylo

uzavřít obtokový ventil regulující turbodmychadlo na stálo a nechat všechny plyny proudící ze spalovacího prostoru přes turbínu, avšak toto není z hlediska životnosti motoru a turbodmychadla proveditelné. Proto se programovatelná řídicí jednotka nastavila tak, aby byl maximální plnicí tlak $p_{\max} = 160$ kPa. Při této regulaci je obtokový ventil zavřený pouze, než turbodmychadlo dodá patřičný tlak, což je žádoucí, avšak aby nedocházelo k přesáhnutí požadované hodnoty plnicího tlaku, dochází k regulaci už podstatně dříve, než dosáhne tohoto tlaku.

Přenastavení časování probíhalo skokově a to tak, že se nastavilo sériové nastavení otevírání výfukových ventilů 38° a následně 32° před dolní úvratí a tedy docházelo k uzavírání výfukových ventilů 8° nebo 2° před horní úvratí pístu. Pozdější zavření výfukového ventilu by mohlo znamenat destrukci ventilového rozvodu. Pro tyto dva stavy výfukové vačkové hřídele bylo měněno časování sacího vačkového hřídele ve stavech:

- Otevření 0° před horní úvratí a zavření 22° za dolní úvratí
- Otevření 8° před horní úvratí a zavření 14° za dolní úvratí
- Otevření 12° za horní úvratí a zavření 34° za dolní úvratí

Pro každou z šesti kombinací nastaveného časování bylo změřeno pro rozsah otáček motoru od 1500 min^{-1} do 5000 min^{-1} při otevření škrticí klapky na 25%, 50%, 100% umístěné na sacím potrubí, aby bylo možné ověřit parametry motoru při různé zátěži motoru.

4.4 Vyhodnocení měření

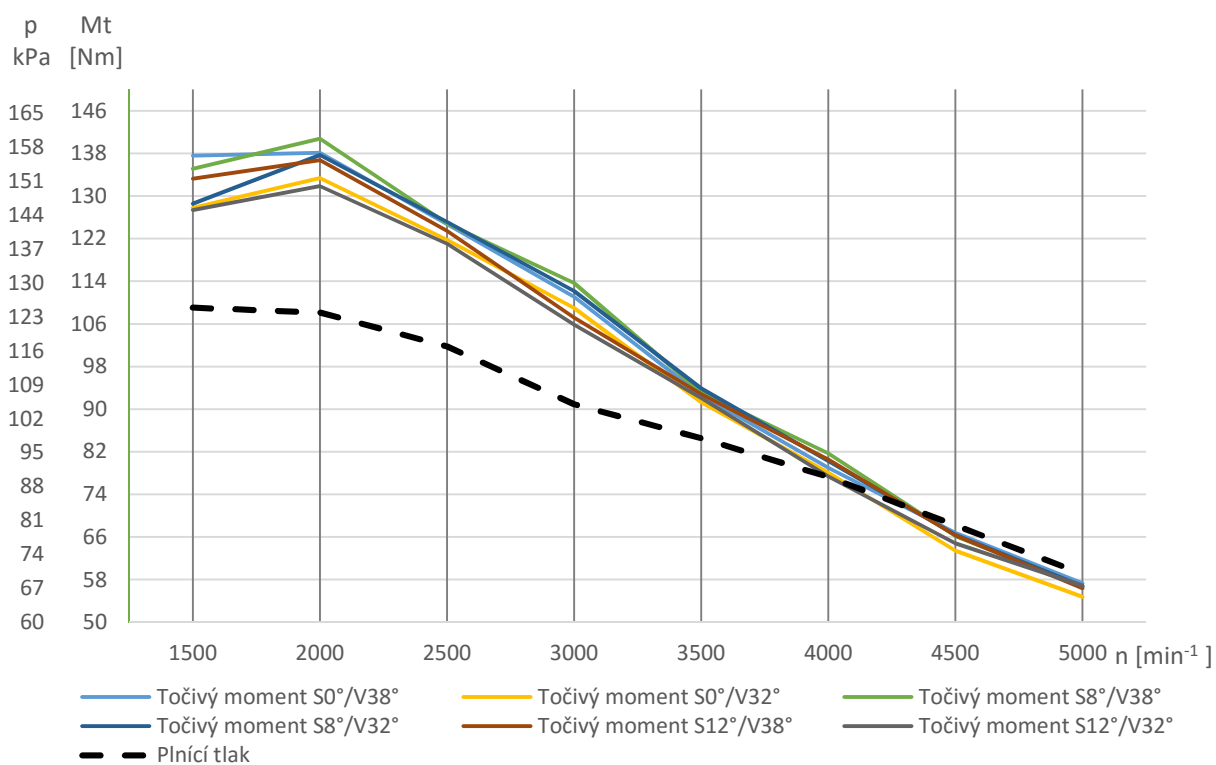
Aby bylo možné porovnat parametry motoru při různém nastavení časování ventilového rozvodu, bylo nutné zpracovat naměřené hodnoty zaznamenané a uložené do tabulky v počítači motorové zkušebny. Aby byly naměřené výsledky relevantní, zaznamenává motorová zkušebna po deseti sekundách ustálení motoru dalších pět sekund. Za tuto dobu zaznamená měřené údaje padesátkrát a je nutné z měření provést průměr.

4.4.1. Otevření klapky na 25 %

Na obr. 12 jsou vyneseny točivé momenty při různém nastavení časování vačkových hřídelů a dle následující tabulky jsou pojmenovány a vyneseny barevně v následujících grafech obdobně.

Tab. 3 časování vačkového rozvodu a označení v grafech

Sání začíná 0° před horní úvratí, výfuk zavírá 8° před horní úvratí	S0°/V38°	—
Sání začíná 0° před horní úvratí, výfuk zavírá 2° před horní úvratí	S0°/V32°	—
Sání začíná 8° před horní úvratí, výfuk zavírá 8° před horní úvratí	S8°/V38°	—
Sání začíná 8° před horní úvratí, výfuk zavírá 2° před horní úvratí	S8°/V32°	—
Sání začíná 12° za horní úvratí, výfuk zavírá 8° před horní úvratí	S12°/V38°	—
Sání začíná 12° za horní úvratí, výfuk zavírá 2° před horní úvratí	S12°/V32°	—



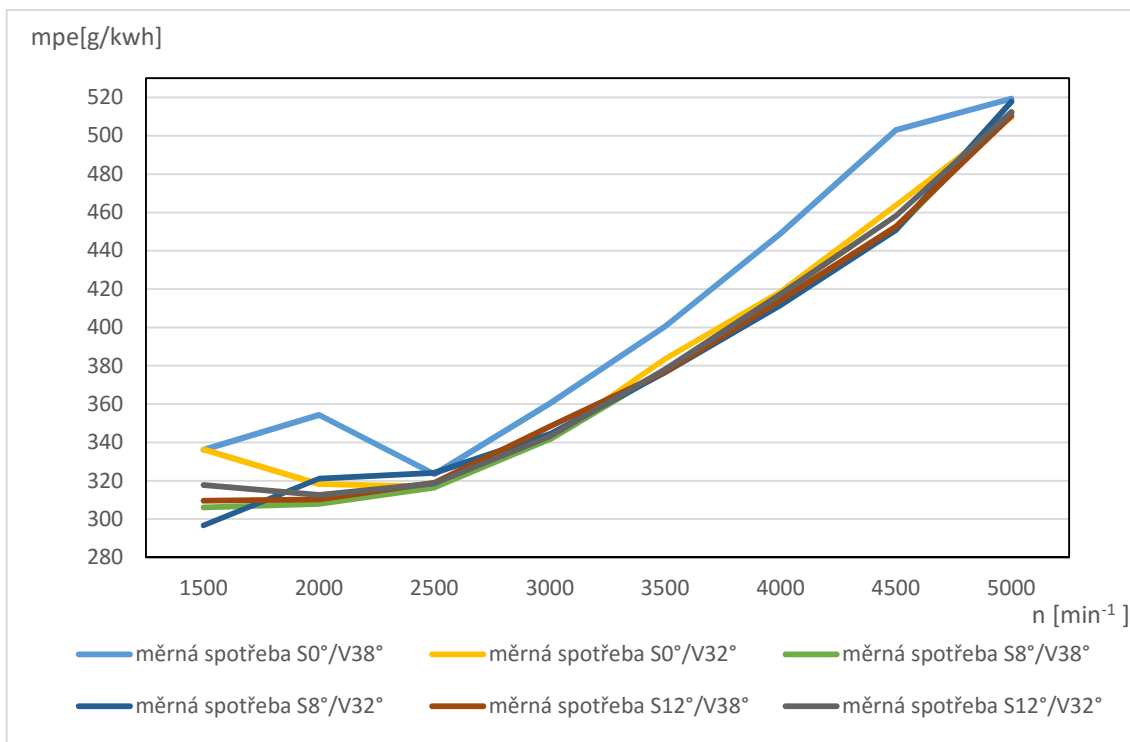
Obr. 19 Točivý moment v závislosti na otáčkách při 25% otevření škrtkové klapky

Na obr. 12 jsou znázorněny točivé momenty při otevření škrtecí klapky v sání na 25%. Černou přerušovanou čarou je vyobrazen plnicí tlak. V takto malém zatížení, které se v provozu používá nejčastěji, jsou v parametrech motoru velmi malé rozdíly. Točivý moment s otáčkami motoru rapidně klesá. To je dáno poklesem plnicího tlaku vlivem omezení průtoku vzduchu do motoru. Plnicí tlak je pro všechny konfigurace vačkových hřídelů stejný a se změnou se neliší.

Při této zátěži motoru (25%), je nejdůležitějším parametrem měrná spotřeba paliva, což je znázorňuje obr. 13. Nejlepší (nejnižší) měrné spotřeby bylo dosaženo při největším točivém momentu, kdy sací ventily otevíraly 8° před horní úvratí pístu, což je právě o 8° dříve než je nastaveno z výroby, a zavíraly 14° za dolní úvratí pístu.

Dřívější otevření sacího ventilu by mohlo mít za následek zvýšení emisí výfukových plynů, zejména nespálených uhlovodíků HC. To by se mohlo stát při vyšších otáčkách motoru, kdy by se nemusely včas zavřít výfukové ventily, které zavírají 8° před horní úvratí, a vlivem slabší pružiny ventilu z důvodu minimalizování opotřebení mechanismu vačkového hřídele, by mohlo dojít k tzv. přestřihu a úniku směsi paliva do výfukového traktu.

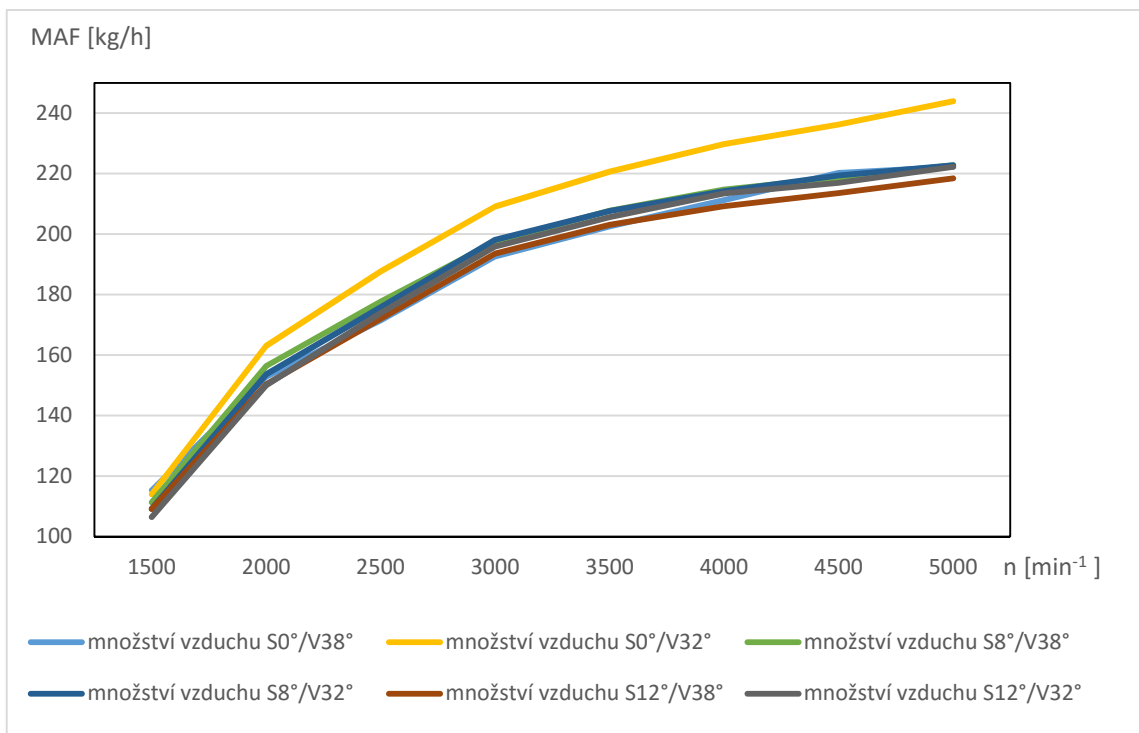
Naopak nejhorší měrné spotřeby bylo dle obr. 13 dosaženo při nastavení časování z výroby, kdy sání začínalo 0° před horní úvratí, a výfuk začínal 38° před horní úvratí a zavíral 8° před horní úvratí pístu.



Obr. 20 měrná spotřeba paliva při klapce otevření škrticí klapky na 25 %

Na obr. 14 jsou vyneseny do grafu množství nasávaného vzduchu do motoru v závislosti na otáčkách. V otáčkách od 2000 min^{-1} a výše už strmost spotřebovávaného vzduchu klesá vlivem snižování plnicího tlaku, jak je znázorněno na obr. 12.

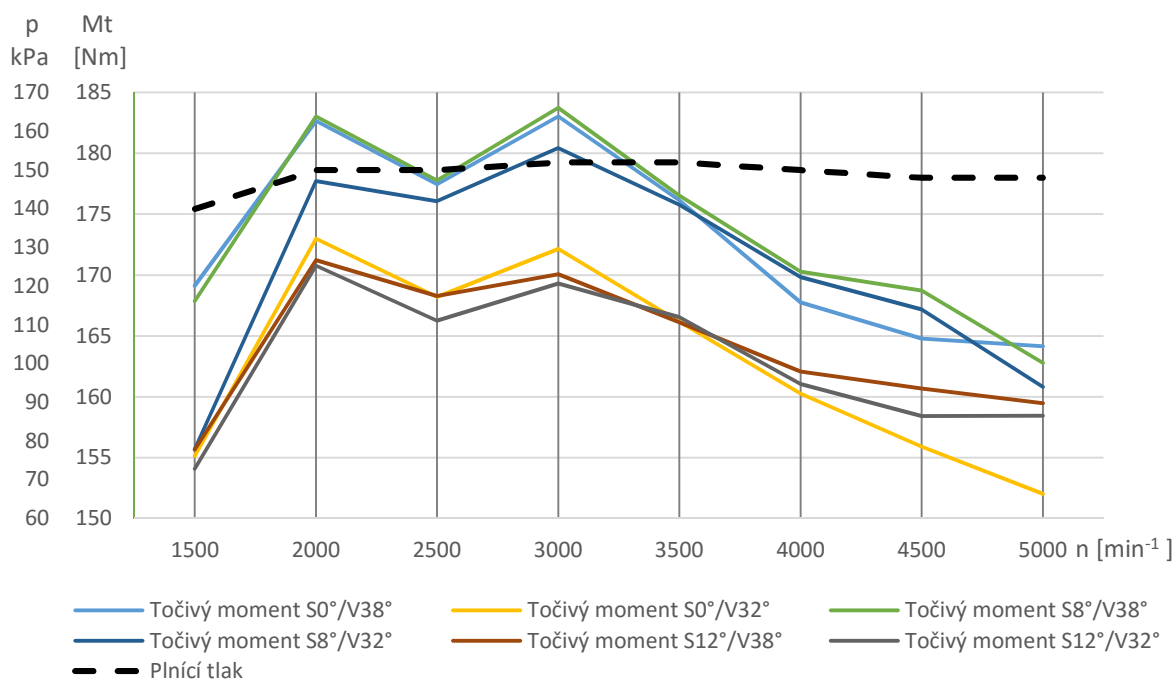
Při nastavení otevření sacích ventilů 0° před horní úvratí a otevření výfukových ventilů 32° před dolní úvratí a jejich zavření při 2° před horní úvratí je množství nasávaného vzduchu vyšší než v ostatních případech.



Obr. 21 Množství nasávaného vzduchu do motoru v závislosti na otáčkách při 25% otevření klapky

4.4.2. Otevření klapky na 50 %

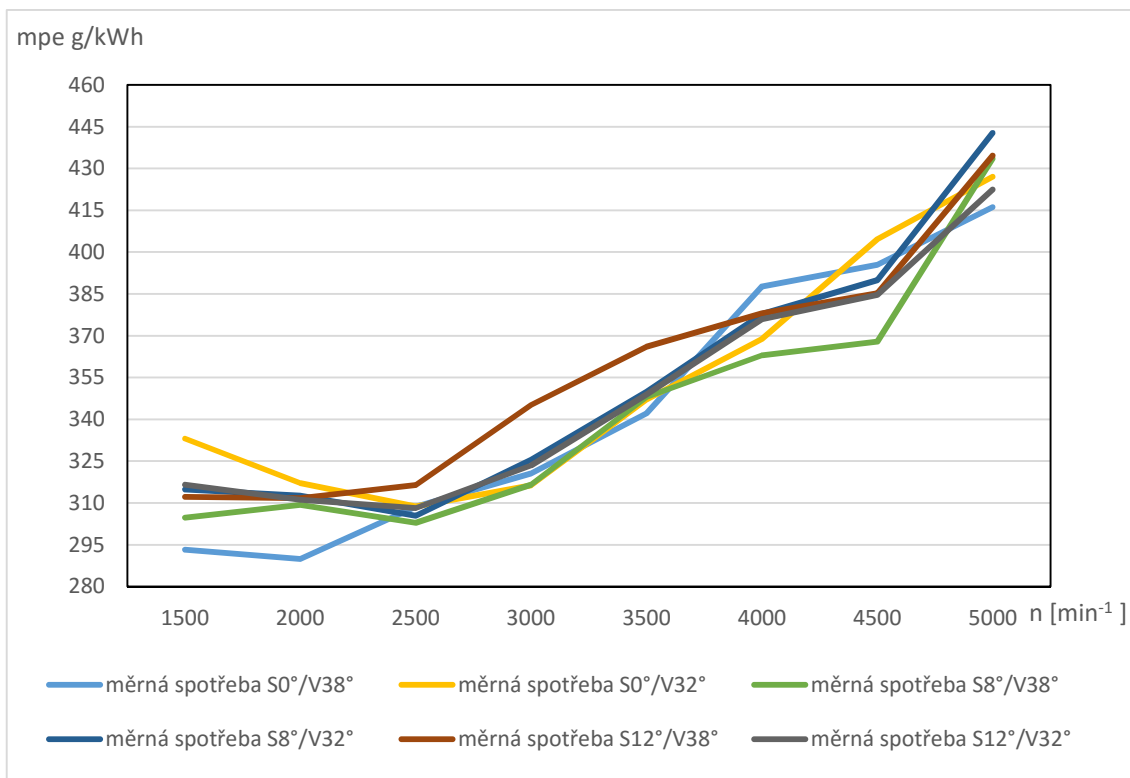
Při otevření škrticí klapky na 50% jsou oproti zatížení motoru na 25 % rozdíly v točivých momentech znatelné a změna nastavení doby otevírání sacích i výfukových ventilů má dle předpokladu vliv na parametry motoru.



Obr. 22 Točivý moment v závislosti na otáčkách při 50 % otevření škrticí klapky

I když průběhy mají stejný průběh v závislosti na otáčkách, ukazuje se, že se časování projevuje v dosaženém momentu. Tlak plnění je opět stejný pro každé nastavení a jeho maximální hodnota dosahuje 152 kPa.

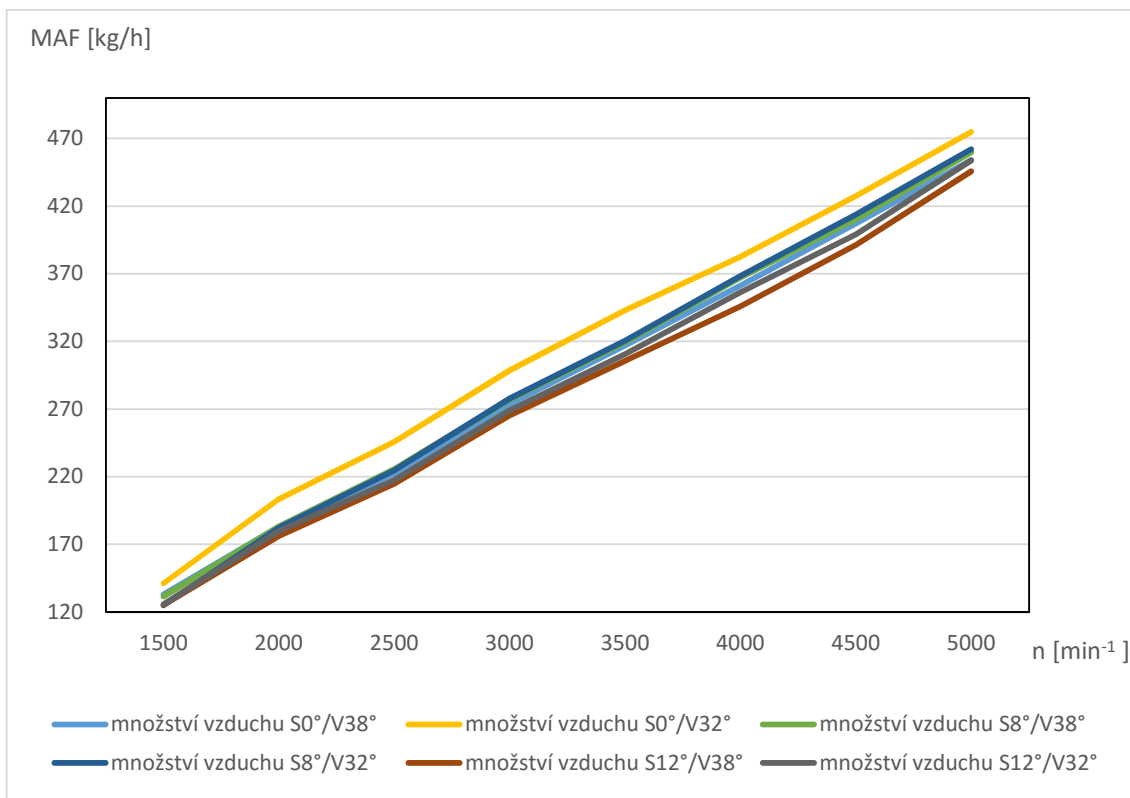
Při této zátěži motoru a v těchto otáčkách nedochází k jeho poklesu, protože množství vzduchu, které přes klapku proteče, už stačí k naplnění válců čerstvou směsí. Nejvyšších hodnot točivého momentu bylo dosaženo při otevírání výfukových ventilů 38 ° před dolní úvratí, kdy k jejich uzavírání docházelo 8 ° před horní úvratí, a to s nastavením sací vačky, která otevírala ventily 0 ° a 8 ° před horní úvratí pístu.



Obr. 23 měrná spotřeba paliva při 50 % otevření škrticí klapky

Měrná spotřeba dosahuje nejnižších hodnot v případě nastavení vačkových hřídelí pro nejvyšší točivý moment a ostatní nastavení jsou v malém rozptylu. Z ekonomického hlediska určitě není dobré v této zátěži spalovacího motoru použití nastavení kdy, sací vačkový hřídel otevírá ventily 12 ° za horní úvratí pístu a výfukové ventily 38 ° před dolní úvratí. Nejlepší měrné spotřeby jsou v oblasti nejvyššího točivého momentu motoru.

Spotřebovávané množství vzduchu je při této zátěži motoru lineárního charakteru a s růstem otáček stoupá i spotřebovávané množství vzduchu.

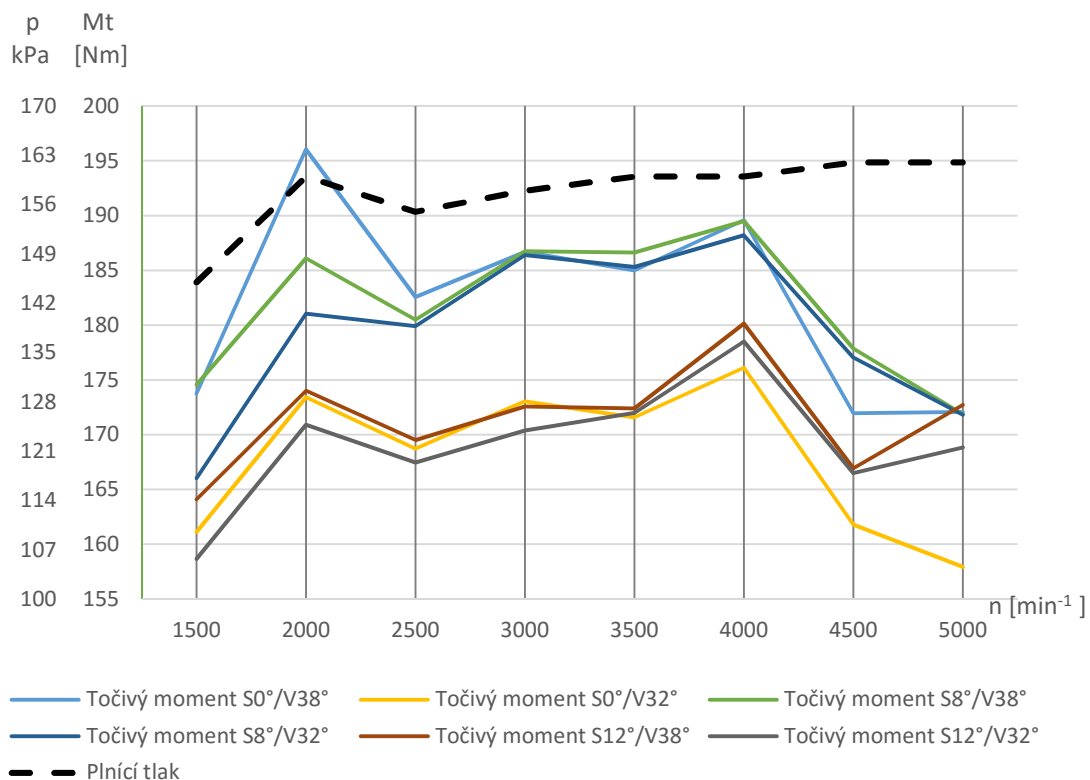


Obr. 24 Množství nasávaného vzduchu do motoru v závislosti na otáčkách při 25% otevření klapky

Ačkoliv opět bylo změřeno, že největšího množství nasávaného vzduchu, obdobně jako v případě zatížení motoru na 25 %, nenastává v nastavení otevírání sacích ventilů 0° před horní úvratí a zavření výfukových ventilů 2° před horní úvratí pístu, nejlepších provozních parametrů. V tomto nastavení motoru dochází pravděpodobně k nejlepší plnicí účinnosti. To se však neprojevuje příznivě a nedochází tak k lepšímu dosažení parametrů jako je například točivý moment. Při tomto nastavení nedochází k přestřihu ventilů a tudíž by nemělo docházet k tomu, aby se částečné množství čerstvé náplně dostávalo do výfukového traktu.

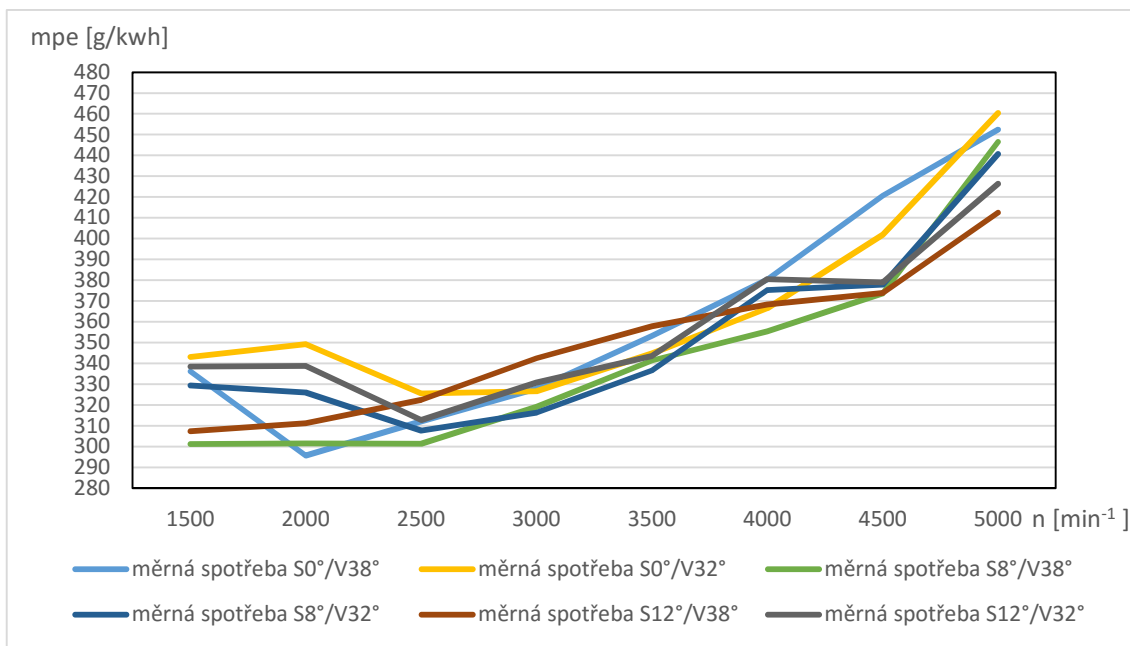
4.4.3. Otevření klapky na 100 %

Při maximálním zatížení motoru je dosaženo nejvyššího točivého momentu 195 Nm při 2000 min^{-1} . Oproti zatížení na 50 % dosahuje většího plnicího tlaku a tím i většího točivého momentu. Klapka při plném otevření způsobuje menší ztráty při plnění.



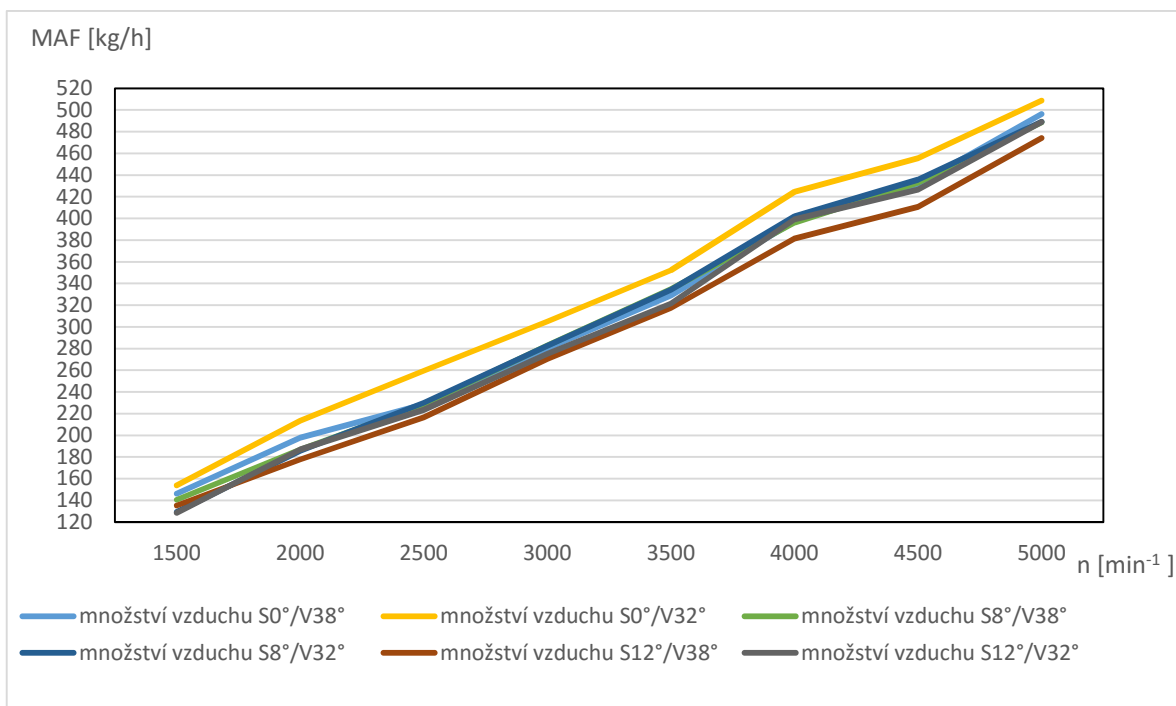
Obr. 25 Točivý moment v závislosti na otáčkách při 100 % otevření škrticí klapky

Nejlepších parametrů v maximálním zatížení nastává při nastavení výrobce a to ve chvíli, kdy sací ventily otevírají 0 ° a zavírají 22 ° za dolní úvratí. Výfukové ventily otevírají 38 ° před dolní úvratí a zavírají 8 ° před horní úvratí. V případě nastavení, kdy se výfukové a sací ventily překrývají 6 ° před horní úvratí, nedochází k vysokému točivému momentu v nižších otáčkách. Od 3000 min⁻¹ je průběh s překrytím ventilů stejný.



Obr. 26 měrná spotřeba paliva při 100 % otevření škrticí klapky

Nejdeálnější měrná spotřeba je na obr. 20 vyobrazena zelenou barvou. Odpovídá to nastavení otevření sacích ventilů 8 ° před horní úvratí a výfukové ventily jsou zavírány 8 ° před horní úvratí.

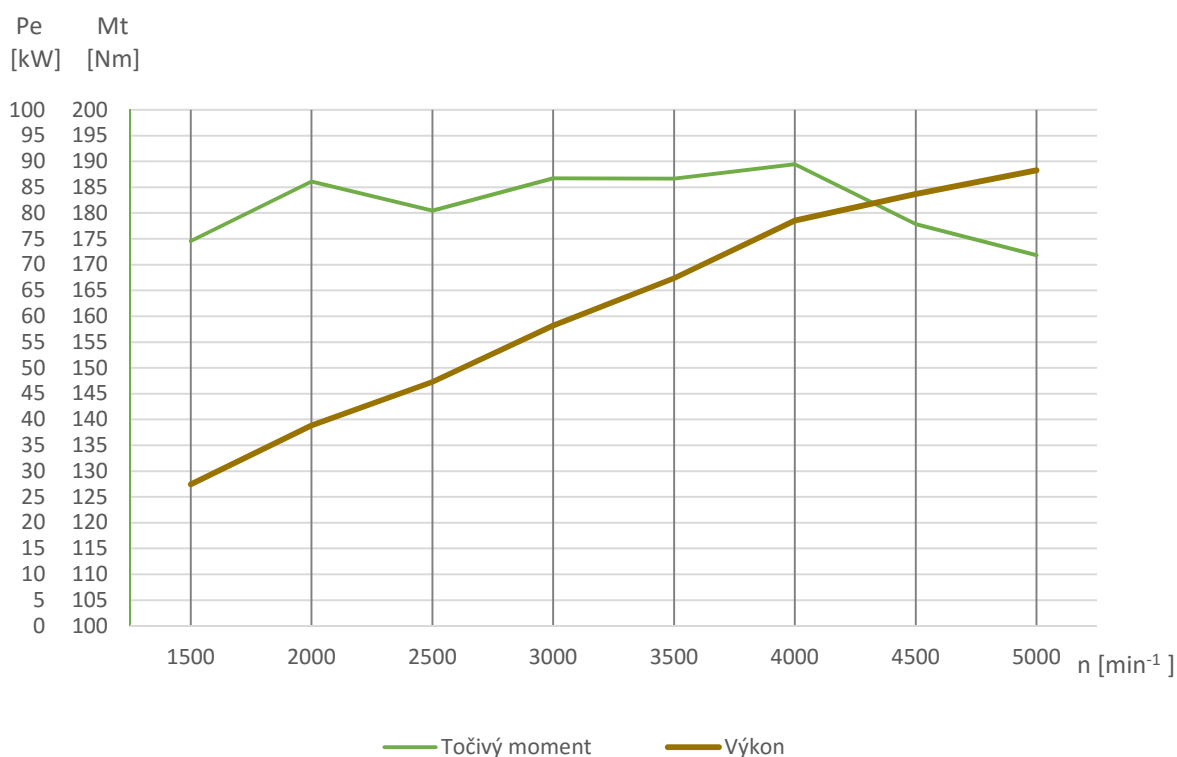


Obr. 27 Množství nasávaného vzduchu do motoru v závislosti na otáčkách při 100 % otevření klapky

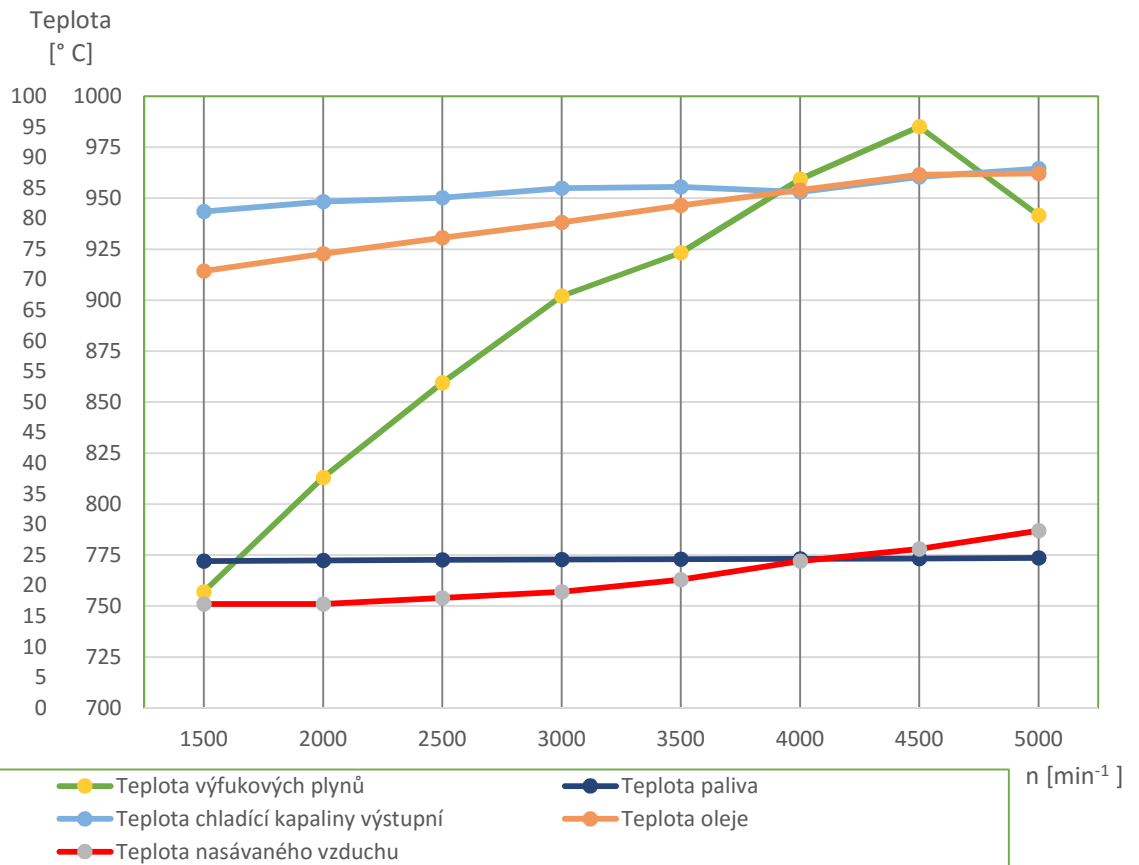
Na maximální otevření škrticí klapky motoru je průběh hmotností spotřeby vzduchu v závislosti na otáčkách motoru obdobný jako v případě 50% otevření. V nižších otáčkách motoru větší otevření klapky příliš neovlivňuje množství nasávaného vzduchu do motoru. Škrticí klapka otevřená na 50 % tedy omezuje průtok vzduchu až od určité výše otáček a tedy množství proudícího vzduchu.

4.4.4. Dosažené parametry na optimalizované nastavení

Na následujících obrázcích jsou ostatní měřené údaje na optimalizované nastavení ventilového rozvodu spalovacího motoru v závislosti na otáčkách.



Obr. 28 Závislost točivého momentu a výkonu na otáčkách u optimalizovaného časování rozvodu vačkových hřídelů při klapce 100 %



Obr. 29 Teploty kapalin a plynů

Se stoupajícím výkonem motoru stoupá i teplota nasávaného vzduchu po zchlazení. Teplota výfukových plynů roste s dosaženými otáčkami motoru. K nejvyšší tepelné zátěži turbodmychadla, výfukových ventilů, a ostatních součástí dochází při otáčkách motoru 4500 min^{-1} . Jsou to hraniční otáčky motoru, při kterých začíná klesat točivý moment motoru.

5 DISKUSE

Diplomová práce je zaměřena na optimalizaci časování zdvihu ventilů zážehového motoru. Výsledky byly zaznamenávány do otáčkových charakteristik. Bylo měřeno ve třech zátěžích motoru dle otevření škrticí klapky na 25 %, 50 % a 100 %.

Je patrné, že v nízké zátěži motoru kopíruje křivka točivého momentu křivku tlaku v sacím potrubí a se snižujícím se tlakem se snižuje i točivý moment motoru. V této zátěži je vhodné nastavení z hlediska chodu motoru, dosažené měrné spotřeby a emisí protože točivé momenty jsou téměř stejné. Všeobecně zažité pravidlo, kdy se doporučuje v nízkých zatíženích motoru malý nebo žádný stříh ventilu v tomto případě platí. Z hlediska měrné spotřeby se dosáhlo nejlepších výsledků při zavírání výfukového ventilu 8° před horní úvratí pístu a otevírání 8° před horní úvratí pístu.

V zátěži kdy je škrticí klapka otevřena z 50 % a 100 %, je dosaženo nejlepších parametrů motoru a to jak z hlediska točivého momentu motoru, tak z hlediska měrné spotřeby paliva při žádném stříhu ventilu. Pro tento přeplňovaný motor neplatí tvrzení, že by měl výfukový ventil zavírat později až za horní úvratí jak uvádí (Motejl, Hořejš, a kolektiv), kdy ve středních otáčkách a zvýšeném zatížení motoru je v hodné většího stříhu ventilu. Při stříhu ventilu, kdy výfuk zavírá 2° před horní úvratí a sání otevírá 8° před horní úvratí, a tedy dochází k překrytí ventilu po dobu 6° otočení klikové hřídele není dosaženo většího točivého momentu a navíc ve spektru otáček od 1500 do 3500 min^{-1} dochází k jeho snížení.

6 ZÁVĚR

Experimentálním měřením bylo zjištěno, že je vhodné oproti sériovému nastavení časování rozvodu posunout otevírání sacích ventilů o 8° dříve a časování výfukových ventilů zachovat. Při optimalizování nedojde ke stříhu ventilů, neboť výfuk otevírá 38° před dolní úvratí a zavírá 8° před horní úvratí. Sání otevírá 8° před horní úvratí a zavírá 14° za dolní úvratí. Veškeré výsledky byly porovnávány s odbornou literaturou. V té jsou popsány vlivy změn časování ventilových rozvodu u atmosféricky plněných spalovacích motorů. U přeplňovaných motorů turbodmychadlem se odehrává plnění a výfuk válců jiným způsobem. K ejektorovému principu při stříhu nedochází, protože turbína působí jako vřazený odpor ve výfukovém svodu. Vlivem přetlaku v sacím potrubí nedochází k plnění válců motoru až ve chvíli, kdy píst koná vratný pohyb ke spodní úvratí. Je tak možno otevřít sací ventily v dřívější době, i když je už výfukový ventil zavřený a nedochází tak k žádnému stříhu sacích a výfukových ventilů. U přeplňovaného motoru nedochází k výrazným změnám při změně časování, protože není nutné, aby se dosahovalo vysoké rychlosti proudění směsi ihned po otevření sacího ventilu. Tuto úlohu obstarává turbodmychadlo. Z výsledků práce je taktéž patrné, že pozdější otevírání sacích ventilů není vhodné. Dochází k poklesu množství nasávané směsi do prostorů válce a tím i k poklesu točivého momentu motoru. Pokud dojde k uzavření sacích ventilů později za dolní úvratí pístu, kompresor turbodmychadla už není schopen dodat větší množství směsi do válce. Píst v danou chvíli vyvíjí práci a přetlačuje se tak s turbodmychadlem. V měřeném spektru otáček nedochází ani k setrvačnosti směsi vlivem kinetické energie plynu.

Ačkoliv dosažené výsledky jsou optimalizovány na nejvhodnější průběh točivého momentu motoru a jeho měrné spotřeby paliva, může být toto nastavení nevhodné z hlediska vyprodukovaných emisí nebo ve vyšších otáčkách motoru.

Další výzkum by se měl zaměřovat na měření emisí výfukových zplodin při různých optimalizacích ventilového rozvodu popř. i pro vyšší otáčky motoru, v kterých se spalovací motor provozuje méně častou dobu, popř. by bylo vhodné zaměřit se na tepelnou bilanci spalovacího motoru.

PŘÍLOHA 1: Tabulka hodnot při klapce 25 %

S0° před HÚ/V8° před HÚ	Otáčky motoru [1/min]	Moment motoru [Nm]	Výkon motoru [kW]	Klapka [%]	Teplota sání [°C]	Teplota výfuk [°C]	Tlak sání [kPa]	Lambda [-]	MAF_průtok_filtr [kg/h]	měrná sp.(g/kWh)
	1500	137,560012	21,631431	25	18	769,36718	125	0,95	115,271564	336,1774355
	2000	138,152983	28,861971	25	18	816,112285	124	0,95	152,772275	354,301929
	2500	124,734693	32,628638	25	18	852,88791	117	0,95	171,4461	323,5011219
	3000	111,053207	34,761939	25	18	883,863864	105	0,95	192,658863	360,2819739
	3500	92,630531	33,905244	25	18	904,094849	98	0,95	202,520159	400,4891692
	4000	79,000941	33,084593	25	18	905,770645	90	0,95	211,267906	448,9889901
	4500	66,796487	31,584136	25	18	915,753964	80	0,95	220,222813	502,994288
	5000	57,279906	30,182479	25	18	930,618823	70	0,95	222,28444	519,3200996
S0° před HÚ/V 2° před HÚ										
	Otáčky motoru [1/min]	Moment motoru [Nm]	Výkon motoru [kW]	Klapka [%]	Teplota sání [°C]	Teplota výfuk [°C]	Tlak sání [kPa]	Lambda [-]	MAF_průtok_filtr [kg/h]	měrná sp.(g/kWh)
	1500	127,814025	20,068449	25	19	720,814598	120	0,95	113,980012	336,3218553
	2000	133,376456	27,935803	25	19	797,17886	123	0,95	163,093804	318,3391578
	2500	121,777991	31,755432	25	19	847,986524	118	0,95	187,628888	316,9423108
	3000	108,974407	34,028753	25	19	895,459458	106	0,95	209,171298	342,055996
	3500	91,331577	33,317335	25	19	913,712806	99	0,95	220,676026	383,4947783
	4000	78,116268	32,312884	25	19	931,156816	90	0,95	229,758828	418,4676304
	4500	63,44403	29,591253	25	19	944,524803	78	0,95	236,190644	463,7351112
	5000	54,805585	28,726871	25	19	932,259634	68	0,95	243,934337	509,6628867

PŘÍLOHA 2: Tabulka hodnot při klapce 25 %

S8° před HÚ/V 8° před HÚ										
	Otáčky motoru [1/min]	Moment motoru [Nm]	Výkon motoru [kW]	Klapka [%]	Teplota sání [°C]	Teplota výfuk [°C]	Tlak sání [kPa]	Lambda [-]	MAF_průtok_filtr [kg/h]	měrná sp.(g/kWh)
	1500	135,113302	21,241162	25	17	749,436203	122	0,95	111,334851	306,0010088
	2000	140,771272	29,44321	25	17	812,954663	127	0,95	156,441162	307,9814327
	2500	124,871189	32,426492	25	17	854,10571	118	0,95	177,678562	316,3801993
	3000	113,687904	35,191317	25	17	885,100723	105	0,95	197,533838	341,5733773
	3500	93,189135	33,97131	25	17	921,879895	100	0,95	207,76392	377,5967132
	4000	81,688803	33,736628	25	17	923,290856	92	0,95	214,708348	413,0085852
	4500	66,189575	30,969659	25	17	949,546678	80	0,95	218,61495	451,0859483
	5000	56,687066	29,443449	25	17	935,822193	71	0,95	222,739811	512,3824998
S8° před HÚ/V2° před HÚ										
	Otáčky motoru [1/min]	Moment motoru [Nm]	Výkon motoru [kW]	Klapka [%]	Teplota sání [°C]	Teplota výfuk [°C]	Tlak sání [kPa]	Lambda [-]	MAF_průtok_filtr [kg/h]	měrná sp.(g/kWh)
	1500	128,554284	22,189685	25	17	750,004129	124	0,95	109,197979	296,6287714
	2000	137,719523	28,874742	25	17	805,40166	126	0,95	153,646012	321,0962716
	2500	125,141578	32,747062	25	17	847,602392	120	0,95	175,822518	324,1272148
	3000	112,188529	34,524227	25	17	897,594011	108	0,95	198,131114	344,3475505
	3500	93,881288	33,871834	25	18	929,177896	100	0,95	207,60938	376,5610094
	4000	80,279359	33,59875	25	18	931,640251	92	0,95	214,209353	411,5933777
	4500	66,430469	30,929036	25	18	955,436967	80	0,95	219,376831	450,8270158
	5000	56,756602	29,048591	25	18	940,300926	70	0,95	222,809255	517,8084197

PŘÍLOHA 3: Tabulka hodnot při klapce 25 %

S12°za HÚ/V8° před HÚ										
	Otáčky motoru [1/min]	Moment motoru [Nm]	Výkon motoru [kW]	Klapka [%]	Teplota sání [°C]	Teplota výfuk [°C]	Tlak sání [kPa]	Lambda [-]	MAF_průtok_filtr [kg/h]	měrná sp.(g/kWh)
	1500	133,279414	20,923275	25	15	768,411718	123	0,95	109,081	309,5450879
	2000	136,763114	28,643542	25	15	822,583429	125	0,95	150,414247	310,2759428
	2500	123,457707	32,284694	25	15	862,614404	120	0,95	172,017748	318,8623687
	3000	107,1541	33,666284	25	16	912,310096	108	0,95	193,572226	348,3778608
	3500	92,80813	34,052579	25	16	921,540044	101	0,95	203,061709	376,7960717
	4000	80,537096	33,775064	25	16	920,369156	90	0,95	209,202394	414,3026346
	4500	66,343299	31,064458	25	17	940,779279	80	0,95	213,576053	452,493071
	5000	56,412167	29,491194	25	17	929,277648	70	0,95	218,458194	510,3876771
S12°za HÚ/V2° před HÚ										
	Otáčky motoru [1/min]	Moment motoru [Nm]	Výkon motoru [kW]	Klapka [%]	Teplota sání [°C]	Teplota výfuk [°C]	Tlak sání [kPa]	Lambda [-]	MAF_průtok_filtr [kg/h]	měrná sp.(g/kWh)
	1500,358348	127,377767	20,015095	25	18	721,971985	123	0,95	106,412814	317,8393607
	1999,66335	131,881763	27,818012	25	18	791,316524	125	0,95	150,034331	312,6439445
	2500,45281	121,054418	31,615076	25	18	845,354346	120	0,95	173,887117	318,5393892
	2999,928922	105,853457	33,31668	25	18	904,551846	108	0,95	195,944402	343,1840748
	3500,233397	92,072261	33,530625	25	18	914,158779	101	0,95	205,632483	378,0743723
	4000,155159	77,371143	32,702018	25	18	928,279621	90	0,95	213,420823	417,373356
	4501,264134	64,791764	30,074434	25	18	941,732175	80	0,95	217,017635	458,3284926
	4999,719985	56,892513	29,064058	25	18	926,822923	70	0,95	222,302192	512,4258629

PŘÍLOHA 4: Tabulka hodnot při klapce 50 %

S0° před HÚ/V8° před HÚ	Otáčky motoru [1/min]	Moment motoru [Nm]	Výkon motoru [kW]	Klapka [%]	Teplota sání [°C]	Teplota výfuk [°C]	Tlak sání [kPa]	Lambda [-]	MAF_průtok [kg/h]	měrná sp. (g/kWh)
	1500	169,114935	26,559095	50	16	787,357524	140	0,95	132,915968	293,295084
	2000	182,653372	38,37922	50	16	832,57308	150	0,95	182,961837	289,8673032
	2500	177,454993	46,008865	50	17	861,779185	150	0,95	222,255776	308,5752713
	3000	183,021275	56,788015	50	18	904,163965	152	0,95	273,823962	320,6164188
	3500	176,153157	64,621721	50	20	925,536514	152	0,95	317,088241	342,131959
	4000	167,74776	70,263564	50	22	921,250944	150	0,95	361,199988	387,613529
	4500	164,786762	77,493734	50	25	944,255468	148	0,95	407,251078	395,4360878
	5000	164,156175	85,483402	50	26	945,501906	148	0,95	453,883035	416,1254485
S0° před HÚ/V 2° před HÚ										
	Otáčky motoru [1/min]	Moment motoru [Nm]	Výkon motoru [kW]	Klapka [%]	Teplota sání [°C]	Teplota výfuk [°C]	Tlak sání [kPa]	Lambda [-]	MAF_průtok [kg/h]	měrná sp. (g/kWh)
	1500	155,139224	24,49904	50	18	761,965621	138	0,95	141,123186	333,1395434
	2000	172,987684	36,253527	50	18	812,168994	146	0,95	203,476537	317,1711817
	2500	168,200629	42,940403	50	19	868,752322	148	0,95	245,718759	308,7796591
	3000	172,149792	54,135891	50	20	916,729094	150	0,95	298,639439	316,3567401
	3500	166,180034	60,599731	50	22	933,349111	149	0,95	342,987749	347,056359
	4000	160,254053	66,259004	50	23	955,703778	149	0,95	382,471148	368,828469
	4500	155,890868	72,225604	50	25	952,413632	145	0,95	427,525472	404,6064745
	5000	152,023409	79,630157	50	27	947,173332	141	0,95	474,709585	426,9958805

PŘÍLOHA 5: Tabulka hodnot při klapce 50 %

S8° před HÚ/V 8° před HÚ										
	Otáčky motoru [1/min]	Moment motoru [Nm]	Výkon motoru [kW]	50	Teplota sání [°C]	Teplota výfuk [°C]	Tlak sání [kPa]	Lambda [-]	MAF_průtok [kg/h]	měrná sp. (g/kWh)
	1500	167,865704	26,425179	50	17	777,168799	142	0,95	131,473496	304,7175196
	2000	183,030524	38,222875	50	17	814,554842	150	0,95	183,194676	309,2979008
	2500	177,763891	46,236224	50	18	866,758475	152	0,95	225,74814	302,8536024
	3000	183,753237	57,468827	50	19	904,594071	152	0,95	276,94178	316,5313606
	3500	176,531518	63,809506	50	20	921,543803	152	0,95	319,33554	348,0631554
	4000	170,268948	71,257528	50	22	948,737987	152	0,95	367,061842	362,9774667
	4500	168,73548	79,145184	50	24	977,703307	150	0,95	410,319205	367,9339225
	5000	162,791327	83,980074	50	26	942,555477	149	0,95	459,663049	433,5944262
S8° před HÚ/V2° před HÚ										
	Otáčky motoru [1/min]	Moment motoru [Nm]	Výkon motoru [kW]	50	Teplota sání [°C]	Teplota výfuk [°C]	Tlak sání [kPa]	Lambda [-]	MAF_průtok [kg/h]	měrná sp. (g/kWh)
	1500	155,671154	24,488249	50	18	767,251734	139	0,95	124,772484	314,7802442
	2000	177,713075	37,385798	50	18	810,235018	149	0,95	182,433137	312,6733312
	2500	176,070459	46,08512	50	18	862,560559	152	0,95	224,694978	305,3743811
	3000	180,438076	55,530064	50	19	906,822031	153	0,95	277,769774	325,5625277
	3500	175,785647	63,481486	50	20	924,978943	154	0,95	320,598027	349,884768
	4000	169,83087	70,649991	50	22	937,607732	152	0,95	368,356813	377,7610955
	4500	167,183249	77,747918	50	25	961,330088	150	0,95	413,708659	389,9387377
	5000	160,80443	83,716223	50	26	940,740503	149	0,95	462,102011	442,7330411

PŘÍLOHA 6: Tabulka hodnot při klapce 50 %

S12°za HÚ/V8° před HÚ										
	Otáčky motoru [1/min]	Moment motoru [Nm]	Výkon motoru [kW]	50	Teplota sání [°C]	Teplota výfuk [°C]	Tlak sání [kPa]	Lambda [-]	MAF_průtok [kg/h]	měrná sp. (g/kWh)
	1500	155,656476	24,545178	50	16	775,993079	138	0,95	125,249073	312,1406575
	2000	171,21337	35,90276	50	16	818,686082	149	0,95	176,27639	311,7427462
	2500	168,280597	44,100598	50	17	857,030498	151	0,95	214,788568	316,4569106
	3000	170,078514	53,145171	50	18	894,860315	152	0,95	265,470696	345,1757451
	3500	166,120989	60,917857	50	19	904,34311	150	0,95	305,655416	366,0091162
	4000	162,065428	68,14765	50	21	922,585183	150	0,95	345,845273	378,0309226
	4500	160,690259	75,369234	50	23	945,87854	150	0,95	391,213793	385,2532188
	5000	159,471455	83,460889	50	25	922,683544	146	0,95	445,665279	434,5927708
S12°za HÚ/V2° před HÚ										
	Otáčky motoru [1/min]	Moment motoru [Nm]	Výkon motoru [kW]	50	Teplota sání [°C]	Teplota výfuk [°C]	Tlak sání [kPa]	Lambda [-]	MAF_průtok [kg/h]	měrná sp. (g/kWh)
	1500	154,07745	24,142249	50	17	757,610204	139	0,95	125,674235	316,5575005
	2000	170,766121	35,742549	50	17	816,073682	149	0,95	179,780816	311,1311395
	2500	166,262257	43,48918	50	18	862,887708	150	0,95	217,646906	308,1790459
	3000	169,309644	53,327186	50	19	909,145166	151	0,95	268,886704	323,4910051
	3500	166,544798	61,034711	50	21	928,865324	154	0,95	310,683116	348,9580871
	4000	161,051447	67,418984	50	23	940,062702	150	0,95	356,30419	375,970869
	4500	158,424963	74,628286	50	25	961,015929	149	0,95	399,092798	384,6136705
	5000	158,444714	82,633917	50	27	939,867053	145	0,95	453,73054	422,4183999

PŘÍLOHA 7: Tabulka hodnot při klapce 100 %

S0° před HÚ/V8° před HÚ	Otáčky motoru [1/min]	Moment motoru [Nm]	Výkon motoru [kW]	Klapka [%]	Teplota sání [°C]	Teplota výfuk [°C]	Tlak sání [kPa]	Lambda [-]	MAF_průtok [kg/h]	měrná sp. (g/kWh)
	1500	173,742343	27,256644	100	13	730,024902	145	0,95	146,049908	336,1998271
	2000	196,034292	41,116123	100	14	829,795702	160	0,95	197,729225	295,6079541
	2500	182,555855	47,768342	100	15	857,800732	155	0,95	228,44513	312,1840821
	3000	186,675774	58,689934	100	16	890,163878	158	0,95	280,171502	327,848094
	3500	184,98754	68,020682	100	17	901,272168	160	0,95	328,785509	353,2078523
	4000	189,575046	79,271397	100	19	921,809416	160	0,95	397,482388	380,3260588
	4500	171,97339	81,273185	100	22	926,23594	162	0,95	431,82472	420,6004477
	5000	172,071499	90,542215	100	25	922,536798	162	0,95	496,202199	452,4390197
S0° před HÚ/V 2° před HÚ										
	Otáčky motoru [1/min]	Moment motoru [Nm]	Výkon motoru [kW]	Klapka [%]	Teplota sání [°C]	Teplota výfuk [°C]	Tlak sání [kPa]	Lambda [-]	MAF_průtok [kg/h]	měrná sp. (g/kWh)
	1500	161,122528	25,271331	100	19	764,751328	140	0,95	153,857604	343,1192049
	2000	173,413807	35,585017	100	19	797,747803	149	0,95	213,519338	349,2281316
	2500	168,72941	44,073518	100	20	853,321795	149	0,95	259,508646	325,5644353
	3000	173,036541	54,566625	100	22	909,643835	152	0,95	304,948377	326,5680624
	3500	171,571666	63,350572	100	23	929,001343	152	0,95	352,324618	344,7343617
	4000	176,118739	72,595708	100	27	969,297693	160	0,95	424,678081	366,5153868
	4500	161,7778	76,605645	100	28	966,350302	154	0,95	455,490479	401,8904873
	5000	157,922872	82,640048	100	30	936,817046	154	0,95	508,665607	460,3654151

PŘÍLOHA 8: Tabulka hodnot při klapce 100 %

S8° před HÚ/V 8° před HÚ										
	Otáčky motoru [1/min]	Moment motoru [Nm]	Výkon motoru [kW]	Klapka [%]	Teplota sání [°C]	Teplota výfuk [°C]	Tlak sání [kPa]	Lambda [-]	MAF_průtok [kg/h]	měrná sp. (g/kWh)
	1500	174,566935	27,403918	100	17	756,941907	143	0,95	140,466233	301,2746207
	2000	186,087506	38,873624	100	17	812,955883	150	0,95	186,954339	301,4645097
	2500	180,490384	47,292544	100	18	859,43379	153	0,95	228,580584	301,4179783
	3000	186,747012	58,166329	100	19	902,061572	156	0,95	282,936008	319,0953825
	3500	186,635906	67,363575	100	21	923,220342	160	0,95	334,933561	341,4341059
	4000	189,478592	78,520951	100	24	959,411813	160	0,95	396,092766	355,4037317
	4500	177,861673	83,684077	100	26	985,076282	160	0,95	433,053586	373,6632956
	5000	171,870682	88,251396	100	29	941,64705	160	0,95	488,540122	446,5576273
S8° před HÚ/V2° před HÚ										
	Otáčky motoru [1/min]	Moment motoru [Nm]	Výkon motoru [kW]	Klapka [%]	Teplota sání [°C]	Teplota výfuk [°C]	Tlak sání [kPa]	Lambda [-]	MAF_průtok [kg/h]	měrná sp. (g/kWh)
	1500	166,036909	26,019873	100	19	757,728504	142	0,95	129,372261	329,3478027
	2000	181,046473	37,983252	100	18	802,066673	151	0,95	185,692064	326,0747658
	2500	179,895129	46,760972	100	19	860,791985	153	0,95	230,01067	307,7079749
	3000	186,396546	58,513858	100	20	912,934585	156	0,95	282,438343	316,2846142
	3500	185,298541	67,865761	100	21	932,510563	158	0,95	334,246164	336,5815496
	4000	188,194996	77,350223	100	25	945,755923	160	0,95	401,965103	375,196992
	4500	177,054104	82,396596	100	27	981,21178	161	0,95	435,857142	377,8005587
	5000	171,819677	89,566755	100	29	948,342688	158	0,95	489,086941	440,7037857

PŘÍLOHA 9: Tabulka hodnot při klapce 100 %

S12°za HÚ/V8° před HÚ										
	Otáčky motoru [1/min]	Moment motoru [Nm]	Výkon motoru [kW]	Klapka [%]	Teplota sání [°C]	Teplota výfuk [°C]	Tlak sání [kPa]	Lambda [-]	MAF_průtok [kg/h]	měrná sp. (g/kWh)
	1500	164,113596	25,59007	100	17	774,71747	141	0,95	135,139581	307,3165099
	2000	173,999154	36,600847	100	17	817,179985	150	0,95	177,6404	311,2282074
	2500	169,496399	43,875613	100	18	853,173779	152	0,95	216,547329	322,4766797
	3000	172,559261	53,662915	100	19	894,942353	155	0,95	270,488904	342,5431324
	3500	172,407453	63,214519	100	20	902,230857	157	0,95	317,410323	357,8783222
	4000	180,149227	74,829585	100	24	943,515376	160	0,95	381,349306	368,3666961
	4500	166,933459	78,193029	100	25	973,454565	160	0,95	410,649477	373,8819352
	5000	172,705427	90,738224	100	26	925,998351	160	0,95	474,160483	412,5386122
S12°za HÚ/V2° před HÚ										
	Otáčky motoru [1/min]	Moment motoru [Nm]	Výkon motoru [kW]	Klapka [%]	Teplota sání [°C]	Teplota výfuk [°C]	Tlak sání [kPa]	Lambda [-]	MAF_průtok [kg/h]	měrná sp. (g/kWh)
	1500	158,656615	25,019327	100	18	752,937865	140	0,95	128,337265	338,5404012
	2000	170,92235	35,642546	100	18	794,844854	150	0,95	186,942936	338,7404761
	2500	167,474762	43,602247	100	19	862,574535	151	0,95	223,403662	312,7945218
	3000	170,370545	52,975043	100	20	906,865185	154	0,95	275,320062	330,7875748
	3500	171,978767	62,858351	100	21	922,42118	155	0,95	321,558224	343,5301381
	4000	178,493239	73,479486	100	25	947,632348	158	0,95	399,161647	380,4545258
	4500	166,487129	78,246487	100	27	972,50294	158	0,95	426,70327	378,9772313
	5000	168,841696	87,65833	100	29	943,337522	154	0,95	488,982998	426,3623092

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MACEK Jan., SUK Bohuslav. Spalovací motory I. Praha : Vydavatelství ČVUT, 2003. 244 s. ISBN 80-01-02085-1.
- [2] ŠTOSS Milan. Spalovací motory I. Brno: Vydavatelství VUT Brno, 1992. 264 s. ISBN 80-214-0417-5.
- [3] HLAVŇA Vladimír., KUKUČA Pavol a spol. Dopravný prostriedok-jeho motor. Žilina: Žilinská univerzita Žilina, 2003. 442 s. ISBN 80-8070-046-X
- [4] ZDENĚK Jan., ŽDÁNSKÝ Bronislav. Automobily. 3, Motory. Vydavatelství Avid 2008, Brno
- [5] DRÁPAL, L. Variabilní ventilové rozvody. VUT Brno, 2007 (elektronický text)
- [6] HEISLER, H. Advanced Engine Technology. SAE International, First edition, 1995. ISBN 1-56091-734-2.
- [7] KOPR, Pavel. Úplná charakteristika spalovacího motoru a její využití při provozu vozidla. Brno, 2015 59 s. Diplomová práce, Agronomická fakulta, Ústav techniky a automobilové doprav
- [8] HLAVŇA, V. a kol. Dopravný prostriedok - jeho motor. 1. vyd. Žilina: Žilinská univerzita, 2000. 442 s. ISBN 80-7100-665-3.
- [9] MARTYR, A J. -- PLINT, M A. Engine testing theory and practice. 3. vyd. Oxford: Burlington, MA, 2007. 442 s. ISBN 978-0-7680-1850-9.
- [10] Motormanagement - Band 6 : Kombinierte Zünd- und Einspritzsysteme: 1995-98. Berkshire: Autodata Ltd., 1998. 832 s. ISBN 0-85666-857-5.
- [11] BAUMRUK, P. Příslušenství spalovacích motorů. 2. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999. 241 s. ISBN 80-01-02062-2.
- [12] RAUSCHER, J. Spalovací motory. Brno: Vysoké učení technické, 2005.
- [13] KOŽOUŠEK, J. Spalovací motory.
- [14] VLK, F. Vozidlové spalovací motory. Brno: Vutium, 2003. 580 s. ISBN 80-238-8756-4.
- [15] KOŽOUŠEK, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I. 1. vyd. Praha: SNTL, 1978. 367 s.

- [16] MOTEJL, V., HOŘEJŠ, K., a kolektiv. *Učebnice pro řidiče a opraváře automobilů*. Brni: Littera.
- [17] VLK, F. : *Automobilová technická příručka*. Brno: fvlk.
- [18] CEDRYCH Mario, SCHWARZ Jiří. : *Automobily Škoda Octavia*, 4. vyd., 2006 Praha : Grada Publishing, 400 s.
- [19] HEP Stanislav, POLÓNI Marián. : *Přepĺňovanie spaľovacích motorov*, vydavateľství: Slovenská technická univerzita v Bratislave STU Bratislava 2006, ISBN: 80-227-0295-X.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Schéma transformace energie v palivu obsažené na mechanickou práci.....	11
Obr. 2 Teoretický tepelný oběh zážehového motoru.....	13
Obr. 3 T-s diagram zážehového motoru.....	14
Obr. 4 Tepelný oběh s prodlouženou expanzí s přívodem tepla $v=\text{konst.}$ (Huprey).....	16
Obr. 5 Tepelný oběh přeplňovaného motoru s rovnotlakou turbínou.....	17
Obr. 6 Druhy ventilových rozvodů: a)SV, b)OHV, c)F, d)OHC	18
Obr. 7 Průběh výměny náplně válce ve čtyřdobém nepřepřňovaném zážehovém motoru.....	19
Obr. 8 Průběh výměny náplně válce ve čtyřdobém přeplňovaném zážehovém motoru...	20
Obr. 9 Částečný řez motorem Audi 1.8 20V.....	25
Obr. 10 Změna časování sacího vačkového hřídele	26
Obr. 11 Vliv vzájemné polohy sací a výfukové vačky.....	27
Obr.12 Motorový dynamometr Mendelovy univerzity v Brně.....	28
Obr. 13 řídicí stanoviště motorové zkušebny.....	29
Obr. 14 Teplotní kondice AVL 553S vlevo a AVL 554S v pravo.....	29
Obr. 15 Coriolisovy hmotnostní průtokoměry.....	30
Obr. 16 Princip hmotnostního průtokoměru: a) umístění senzorů, b) kmitající trubice při nulovém průtoku, c) deformace při působení sil, d)účinek sil.....	31
Obr. 17 Funkční schéma elektromagnetické vířivé brzdy.....	32
Obr.18 Mezichladič stlačeného vzduchu typu vzduch/voda.....	33
Obr. 19 Točivý moment v závislosti na otáčkách při 25% otevření škrticí klapky.....	35
Obr. 20 měrná spotřeba paliva při klapce otevření škrticí klapky na 25 %.....	36
Obr. 21 Množství nasávaného vzduchu do motoru v závislosti na otáčkách při 25% otevření klapky.....	37
Obr. 22 Točivý moment v závislosti na otáčkách při 50 % otevření škrticí klapky.....	38
Obr. 23 měrná spotřeba paliva při 50 % otevření škrticí klapky.....	39
Obr. 24 Množství nasávaného vzduchu do motoru v závislosti na otáčkách při 25% otevření klapky	40
Obr. 25 Točivý moment v závislosti na otáčkách při 100 % otevření škrticí klapky.....	41
Obr. 26 měrná spotřeba paliva při 100 % otevření škrticí klapky.....	42
Obr. 27 Množství nasávaného vzduchu do motoru v závislosti na otáčkách při 100 % otevření klapky.....	43

Obr. 28 Závislost točivého momentu a výkonu na otáčkách u optimalizovaného časování rozvodu vačkových hřídelů při klapce 100 %.....	44
Obr. 29 Teploty kapalin a plynů.....	45

SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA 1: Tabulka hodnot při klapce 25 %.....	48
PŘÍLOHA 2: Tabulka hodnot při klapce 25 %.....	49
PŘÍLOHA 3: Tabulka hodnot při klapce 25 %.....	50
PŘÍLOHA 4: Tabulka hodnot při klapce 50 %.....	51
PŘÍLOHA 5: Tabulka hodnot při klapce 50 %.....	52
PŘÍLOHA 6: Tabulka hodnot při klapce 50 %.....	53
PŘÍLOHA 7: Tabulka hodnot při klapce 100 %.....	54
PŘÍLOHA 8: Tabulka hodnot při klapce 100 %.....	55
PŘÍLOHA 9: Tabulka hodnot při klapce 100 %.....	56