



**Vliv teploty plnicího vzduchu na parametry
přeplňovaného motoru**

Diplomová práce

Vedoucí práce:
Ing. Marek Žák, Ph.D.

Vypracoval:
Bc. Jiří Bárta



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Autor práce: Bc. Jiří Bárta
Studijní program: Zemědělská specializace
Obor: Automobilová doprava

Vedoucí práce: Ing. Marek Žák, Ph.D.

Název práce: **Vliv teploty plnicího vzduchu na parametry přeplňovaného motoru**

Jazyková varianta: Čeština

Zásady pro vypracování:

1. V úvodní části se věnujte problematice termodynamiky spalovacích motorů.
2. V literární rešerši popište konstrukční řešení systémů přeplňování spalovacích motorů.
3. Popište možná konstrukční řešení chladicích systémů plnicího vzduchu přeplňovaného motoru.
4. Navrhněte metodiku měření parametrů systému přeplňování na vozidlovém dynamometru.
5. Realizujte měření a analyzujte naměřená data

Rozsah práce: 50 - 60 stran

Literatura:

1. MACEK, J. *Spalovací motory I*. 1. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. 260 s. ISBN 978-80-01-03618-1.
2. MACEK, J. -- KLIMENT, V. *Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory:(přeplňování spalovacích motorů)*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. 206 s. ISBN 80-01-02275-7.
3. 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.
4. HLAVŇA, V. a kol. *Dopravný prostriedok - jeho motor*. 1. vyd. Žilina: Žilinská univerzita, 2000. 442 s. ISBN 80-7100-665-3.
5. ONDŘÁČEK, J. *Mobilní energetické prostředky I : (návodů do cvičení)*. 2. vyd. Brno: Vysoká škola zemědělská, 1989. 172 s.
6. KOŽOUŠEK, J. *Teorie spalovacích motorů : Vysokošk. učebnice pro studenty strojních fakult vys. škol techn. směru*. 2. vyd. Praha: SNTL, 1971. 701 s.
7. VLK, F. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: Nakladatelství VLK, 2002. 580 s. ISBN 80-238-8756-4.

Datum zadání: říjen 2015

Datum odevzdání: duben 2017

Bc. Jiří Bárta
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: Studie manipulace a dalšího využití výmětu výrobních linek.vypracoval/a 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 *Směrnici 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:.....

.....

podpis

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Markovi Žákovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a připomínky, které mi v průběhu zpracování diplomové práce poskytoval. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu při studiu.

ABSTRAKT

Tato diplomová práce na téma „Vliv teploty plnicího vzduchu na parametry přeplňovaného motoru” se zabývá v první části termodynamikou spalovacích motorů. V další části jsou popisovány jednotlivé systémy přeplňování spalovacích motorů a systémy chlazení plnicího vzduchu přeplňovaných motorů. Závěrečná část je věnována rozboru naměřených dat. Měření proběhlo v testovacích laboratořích společnosti XXX v Brně. Cílem této práce je určit jaký vliv má teplota nasávaného vzduchu na parametry přeplňovaného motoru.

KLÍČOVÁ SLOVA

Teplota plnicího vzduchu, přeplňování spalovacího motoru, kompresor, turbodmychadlo, chlazení plnicího vzduchu, mezichladič

ABSTRACT

The thesis entitled “The influence of charge air temperature on supercharged engine parameters” deals with thermodynamics of internal combustion engine in the first part. Next part describes systems of supercharging internal combustion engines and charge air cooling systems for supercharged engines. The final part is dedicated to analysis of measured data. The measurement took place at the engine testing room of XXX in Brno. The aim of the thesis is to determine the influence of intake air temperature on supercharged engine parameters.

KEYWORDS

Charge air temperature, charging of combustion engine, supercharger, turbocharger, charge air cooling, intercooler

OBSAH

1	ÚVOD	8
2	CÍLE PRÁCE.....	9
3	HISTORIE PŘEPLŇOVÁNÍ	10
4	TERMODYNAMIKA PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ	12
4.1	Základní termodynamické vztahy	14
4.2	Nasávaný vzduch	15
4.2.1	Teplota nasávaného vzduchu	17
4.2.2	Vlhkost nasávaného vzduchu.....	18
5	PŘEPLŇOVÁNÍ PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ.....	20
5.1	Dynamické přeplňování	25
5.1.1	Pulzační přeplňování.....	26
5.1.2	Rezonanční přeplňování	28
5.1.3	Kombinované přeplňování.....	30
5.2	Přeplňování mechanicky poháněným dmychadlem.....	32
5.2.1	Rootsovo dmychadlo	33
5.2.2	Lysholmovo dmychadlo	34
5.2.3	G dmychadlo (spirální dmychadlo)	35
5.2.4	Odstředivé (centrifugální) dmychadlo	36
5.2.5	Přeplňování tlakovzdušným výměníkem - COMPREX	37
5.3	Přeplňování turbodmychadlem	39
5.3.1	Regulace turbodmychadla.....	40
5.3.2	Vícestupňové přeplňování	45
6	SYSTÉMY CHLAZENÍ PLNICÍHO VZDUCHU	47
6.1	Konstrukční řešení chladičů stlačeného vzduchu	51
6.1.1	Mezichladiče voda - vzduch	52
6.1.2	Mezichladiče vzduch - vzduch	55

7	VLASTNÍ MĚŘENÍ.....	56
7.1	Motor.....	56
7.2	Dynamometr.....	57
7.3	Popis měření.....	58
7.4	Analýza naměřených dat.....	60
8	ZÁVĚR.....	65
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	66
	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	70
	SEZNAM TABULEK.....	73
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZNAČEK.....	74
	SEZNAM PŘÍLOH.....	77
	TABULKA NAMĚŘENÝCH PARAMETRŮ.....	I

1 ÚVOD

V dnešní době se trend vývoje spalovacích motorů ubírá cestou zvyšování výkonů, snižováním spotřeby paliva a zejména snižováním emisí. Největší skok udělal vývoj motorů během světových válek, kdy bylo potřeba v těžkých podmínkách udržovat motor ve vysokém zatížení. To platilo hlavně u motorů stíhacích letadel, které se nejčastěji pohybovaly v řídkém vzduchu, kde ztrácely výkon. Z tohoto důvodu se začaly používat systémy s přímým vstřikováním paliva a systémy přeplňování. Nejprve pomocí různých kompresorů a posléze i pomocí turbodmychadel.

Díky vývoji nových materiálů a technologií výroby se tyto systémy přeplňování postupně začaly využívat i v automobilovém průmyslu. Největší rozmach nastal na počátku 80. let hlavně v motorsportu. Dnes se jedná o zcela běžnou věc a automobil bez systému přeplňování si již nedokážeme ani představit.

Parametry nasávaného vzduchu jako jsou teplota, tlak a vlhkost výrazně ovlivňují výkonové parametry motoru. Teplý vzduch vzniká stlačením v turbodmychadle nebo kompresoru. Teplota vzduchu společně s tlakem mají zásadní vliv na hustotu vzduchu. Teplý vzduch má menší hustotu než vzduch studený, a proto ve stejném objemu obsahuje méně molekul kyslíku. Větší hmotnost vzduchu při stejném objemu umožňuje použít větší množství paliva. Z tohoto důvodu byly vyvinuty systémy pro chlazení plnicího vzduchu, tzv. mezichladiče stlačeného vzduchu (intercoolery).

Úvodní část rešerše je krátce věnována historii přeplňování. Další část je věnována problematice termodynamiky spalovacích motorů a vlastnostem nasávaného vzduchu, jako je například vlhkost a teplota, která výrazně ovlivňuje hustotu vzduchu. Následně jsou zde uvedeny jednotlivé způsoby přeplňování, jak dynamické přeplňování, tak i mechanické a pomocí turbodmychadla. Závěrečná část rešerše popisuje možná konstrukční řešení chladicích systémů přeplňovaných motorů. V poslední části práce je popsána metodika měření a následné zpracování a vyhodnocení naměřených dat.

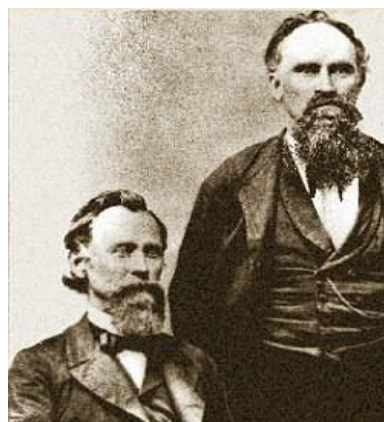
2 CÍLE PRÁCE

Cílem této diplomové práce je popsat a přiblížit problematiku teploty nasávaného vzduchu, termodynamiky spalovacích motorů, přeplňování a chlazení nasávaného vzduchu.

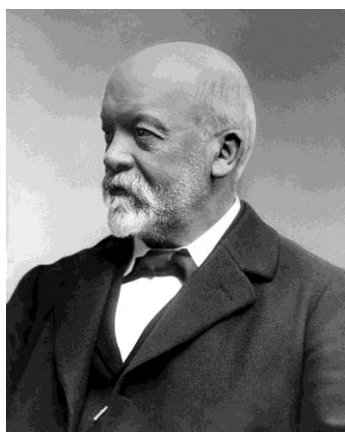
Experimentální část má kvantifikovat vliv této teploty na výkonové parametry přeplňovaného motoru.

3 HISTORIE PŘEPLŇOVÁNÍ

Kořeny přeplňovaných motorů se začaly objevovat téměř ve stejné době jako vynález prvního spalovacího motoru s vnitřním spalováním. Prvopočátky přeplňování jsou zaznamenány od roku 1860. Tehdy američtí bratři Philander a Francis Rootsovi vynalezli jako první na světě mechanické plnicí dmychadlo - Root's blower. Tento objev inspiroval německého vynálezce Gottlieba Daimlera, který chtěl využít Rootsova dmychadla k přeplňování spalovacího motoru. Tento objev mu byl v roce 1885 patentován.

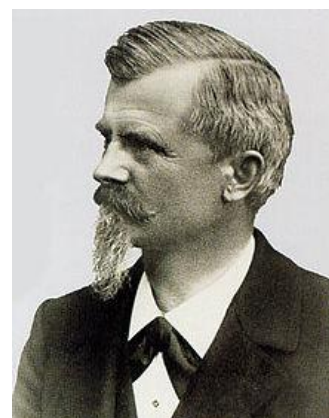


Obr. 3 Philander a Francis Rootsovi [19]



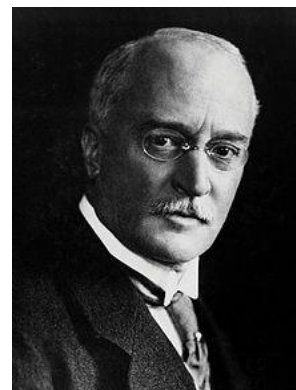
Obr. 1 Gottlieb Daimler [20]

Princip spočíval ve stlačení nasávaného vzduchu před vstupem do válců. Kompresor byl poháněn od klikové hřídele pomocí ozubených kol, řemene nebo řetězu. Tyto motory následně našly své uplatnění hlavně v leteckém průmyslu, kde kladně kompenzovaly tlakové ztráty a při zvyšující se nadmořské výšce dokázaly udržet dostatečný výkon. Největšího rozkvětu zažily tyto motory v průběhu druhé světové války, díky vysoké produkci bojových letounů. Kolem roku 1920 se také začaly objevovat první závodní automobily poháněné přeplňovaným motorem. Po smrti G. Daimlera pokračoval v dalším vývoji jeho dlouhodobý spolupracovník Wilhelm Maybach společně se synem G. Daimlera, Paulem. V roce 1921 představili svůj přeplňovaný zážehový motor pro osobní automobily, který byl představen ve dvou výkonových verzích a to 29,4kW (40koní) a 44,1kW (60koní). Zdvihový objem motoru byl 2,6 litru a začal se používat v automobilech značky Mercedes. Tento milník odstartoval následný dramatický rozvoj těchto motorů. [1]



Obr. 2 Wilhelm Maybach [21]

Dalším zaujatým vynálezcem, který žil na přelomu 19. a 20. století byl známý německý inženýr Rudolf Diesel. Jeho vynález vznětových motorů byl zcela revoluční a následně se využíval převážně v lodní dopravě po více jak 30 let. Současně s vývojem mechanického přeplňování probíhal v jiné části světa podobný vývoj, ovšem na trochu jiném principu, který je, jak se zdá v dnešní době, mnohem efektivnější a také častěji používaný. Jedná se o přeplňování motoru pomocí



Obr. 5 Rudolf Diesel [22]

turbodmychadla. O tento vynález se zasloužil švýcarský inženýr Alfred Büchi, který byl v roce 1905 oceněn patentem prvního turbodmychadlem přeplňovaného vznětového

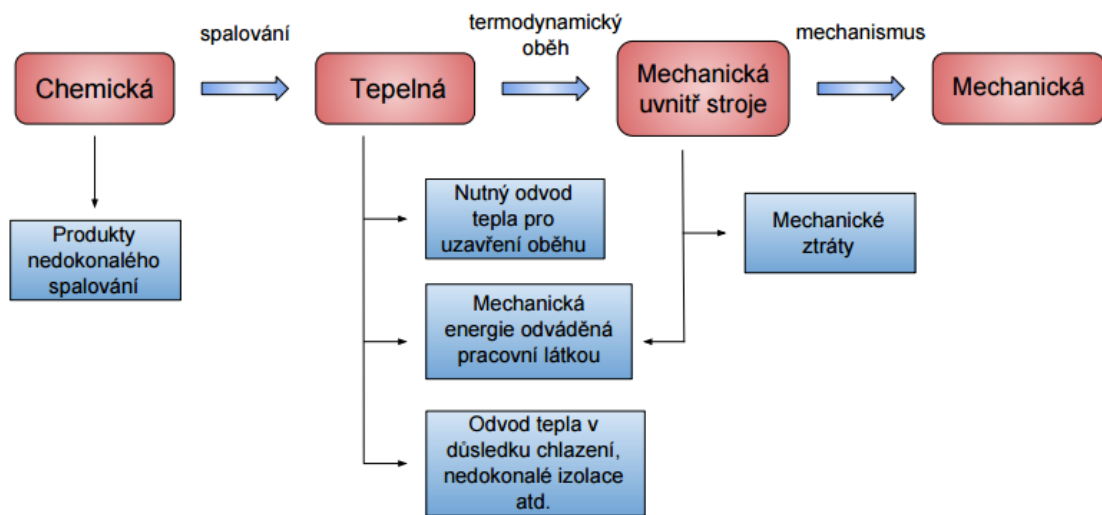


Obr. 4 Alfred Büchi [23]

motoru. Dalších 20 let mu ovšem trval další vývoj, aby mohl svůj přeplňovaný motor představit na trhu. Tento systém přeplňování také využíval stlačení vzduchu před nasátím do válců. Ovšem u turbodmychadla je na rozdíl od mechanického přeplňování kompresor poháněn turbínou, která je na stejné hřídeli a je roztáčena výfukovými plyny. Tím pádem byla efektivněji využita energie, která by šla za běžných okolností nazmar. Tento pohon se nejprve objevil v lodích a stacionárních motorech firmy MAN. Tyto jednotky však byly stále značně neefektivní a nastával u nich negativní poměr tlaků nasávaných a výfukových plynů. Tato nedokonalost vedla Büchiho k vývoji dalšího systému přeplňování využívajícího tlakové vlny, kterého bylo dosaženo rozdělením výfukového potrubí a větší přímostí potrubí. Tento systém přeplňování mu byl v roce 1925 patentován a dal základ všem pozdějším motorům přeplňovaných turbodmychadlem. [1]

4 TERMODYNAMIKA PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

Pístové spalovací motory jsou stroje, které pracují v otevřeném cyklu. Tepelná energie určená k přeměně na energii mechanickou se získává chemickou cestou, tedy spalováním hořlavé směsi paliva se vzduchem uvnitř motoru. [2]



Obr. 6 Schéma transformace energií ve spalovacích motorech [3]

V bočních větvích jsou naznačeny toky ztrátové energie, dané : [3]

- nedokonalým průběhem chemických reakcí při spalování, většinou oxidace
- nutným odvodem tepla ze stroje, v ideálním případě při teplotě okolí
- tepelnými ztrátami úmyslným (chlazení) a neúmyslným odvodem tepla
- ztrátami ve formě nevyužité mechanické energie odváděné s pracovní látkou
- mechanickými ztrátami (třením) při přeměně mechanické energie uvnitř stroje (práce tlaku na píst) na obecně využitelnou mechanickou práci na klikové hřídeli

Proces přeměny energií probíhá v podstatě dle obrázku 6. Tepelný oběh je tedy část, která je nejvíce zatížena ztrátami, protože přeměňuje teplo přiváděné - Q_p na mechanickou práci W a teplo - Q_o , které je potřeba ze stroje odvést. [3]

$$W = Q_P - Q_O \quad (1)$$

kde:

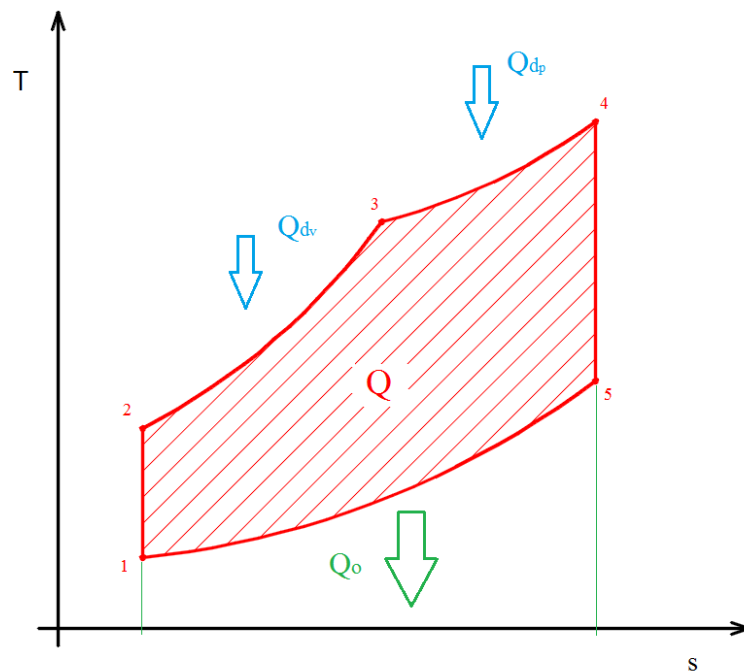
W	[W]	mechanická práce stroje
Q_P	[W]	teplo přivedené
Q_O	[W]	teplo odvedené

$$\eta_t = \frac{W}{Q_P} = 1 - \frac{Q_O}{Q_P} = \frac{W}{W + Q_O} \quad (2)$$

kde:

η_t	[-]	tepelná účinnost motoru
----------	-----	-------------------------

Při výpočtu tepelné účinnosti je nutné určit přivedené a odvedené teplo. Pro znázornění termodynamických dějů je ideální T-s diagram, kde pro vratné děje v uzavřené soustavě platí, že plocha pod čarou mezi stavy 5, 1 představuje sdělené (přivedené nebo odvedené) měrné teplo, vztažené na konstantní hmotnost pracovní látky. [3]



Obr. 7 T - s diagram se smíšeným přívodem tepla [4]

Q - teplo indikované, Q_{dv} - teplo přivedené za konst. objemu, Q_{dp} - teplo přivedené za konst. tlaku,
 Q_o - teplo odvedené

Výkonová bilance spalovacího motoru:

$$P_e - \dot{m}_v \frac{c_1^2}{2} + \dot{m}_{vp} \frac{c_2^2}{2} = \dot{m}_v \cdot i_1 + \dot{m}_p \cdot H_u \cdot \eta_{CH} - \dot{m}_{vp} \cdot i_2 - Q_o \quad (3)$$

kde:

P_e	[W]	efektivní výkon motoru
\dot{m}_v	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní tok vzduchu do motoru
c_1	[m·s ⁻¹]	přítoková rychlost vzduchu do motoru
i_1	[J·kg ⁻¹]	entalpie vzduchu na vstupu do motoru
\dot{m}_p	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní tok paliva do motoru
H_u	[J·kg ⁻¹]	dolní výhřevnost paliva
η_{CH}	[-]	chemická účinnost spalování paliva
\dot{m}_{vp}	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní tok výfukových plynů
i_2	[J·kg ⁻¹]	entalpie výfukových plynů
c_2	[m·s ⁻¹]	výstupní rychlost výfukových plynů
Q_o	[W]	celkový tepelný výkon chlazení

Vzhledem k tomu, že přítoková rychlost vzduchu a výstupní rychlost výfukových plynů jsou téměř stejné, můžeme efektivní výkon vyjádřit vztahem:

$$P_e = \dot{m}_v \cdot i_1 + \dot{m}_p \cdot H_u \cdot \eta_{CH} - \dot{m}_{vp} \cdot i_2 - Q_o \quad (4)$$

Celková účinnost tepelného motoru:

$$\eta_{celk} = \frac{P_e}{\dot{m}_p \cdot H_u} \quad (5)$$

4.1 ZÁKLADNÍ TERMODYNAMICKÉ VZTAHY

Pracovní látka se u pístových spalovacích motorů nachází nejčastěji v plynném skupenství. Vlastnosti plynů jsou pak obecně popsány několika veličinami jako jsou např. tepelné a látkové vlastnosti. Ty následně vyjadřují chování plynů při různých změnách jejich stavu. Některé vlastnosti jsou pro všechny plyny stejné. Jiné jsou naopak závislé na typu plynu a mění se s tlakem a teplotou. [2]

Teplota T je nejvýznamnější stavovou veličinou plynu. Její jednotkou i rozměrem je kelvin [K]. V termodynamických výpočtech se počítá vždy s teplotou v [K], která je označována jako absolutní, nebo termodynamická teplota. V případě, že je v určitém objemu shromážděno hmotnostní množství plynu je tím určena další veličina plynu a to hustota ρ . Převrácenou hodnotou hustoty je měrný objem. Teplota, tlak a hustota jsou základní stavové veličiny plynu. Vzájemný vztah mezi těmito veličinami, pro ideální plyny, určuje stavová rovnice (pro 1 kg plynu). [2]

$$p \cdot v = r \cdot T \quad (6)$$

Stavová rovnice pro hmotnostní množství plynu, který je uzavřeném objemu:

$$p \cdot V = M \cdot r \cdot T \quad (7)$$

kde:

p	[MPa]	tlak plynu
v	[m ⁻³]	měrný objem
r	[J·kg ⁻¹ K ⁻¹]	individuální plynová konstanta
T	[K]	termodynamická teplota
V	[m ³]	celkový objem
M	[kg·kg ⁻¹]	hmotnostní množství plynu

4.2 NASÁVANÝ VZDUCH

Vzduch je směs různých plynů, kapalných a pevných částic. Největší množství plynu ve vzduchu tvoří dusík, jehož hmotnostní podíl je 77%, dalším plynem je kyslík s hmotnostním podílem 23%. Ve vzduchu se pak nachází i další plyny, které se vyskytují pouze ve stopových množstvích (argon, neon, helium, xenon a vodík). [4]

Výkonové parametry spalovacích motorů značně ovlivňují vlastnosti nasávaného vzduchu, jako jsou tlak, vlhkost a také teplota vzduchu a jeho hustota. Dalším požadavkem na kvalitu nasávaného vzduchu je jeho mechanická čistota, kterou zabezpečuje sací filtr. [1]

Hmotnostní tok vzduchu nasávaného do spalovacího prostoru motoru určuje objemová účinnost, která vyjadřuje stupeň naplnění válců spalovacího motoru. Objemová účinnost vyjadřuje, jak moc se skutečně nasáté objemové množství vzduchu nebo směsi liší od množství, které by bylo možné teoreticky nasát, a které je tedy představováno zdvihovým objemem válce. [2] [5]

$$\eta_V = \frac{V_s}{V_t} = \frac{V_s}{V_z} \quad (8)$$

$$V_s = \frac{M_v}{\rho_1} \quad (9)$$

kde:

η_V	[-]	objemová účinnost
V_s	[m ⁻³]	skutečný spotřebovaný objem vzduchu na válec
V_t	[m ⁻³]	teoreticky možný objem nasátého vzduchu
V_z	[m ⁻³]	zdvihový objem válce
M_v	[kg]	hmotnostní náplň vzduchu na válec (změřená)
ρ_1	[kg·m ⁻³]	hustota vzduchu před sacím kanálem, v sacím potrubí

Samotná objemová účinnost není směrodatnou hodnotou. Výkon motoru je závislý na hmotnostním množství paliva spáleném ve válci. Toto množství paliva je závislé na hmotnostním obsahu kyslíku v nasávaném vzduchu. [5]

Parametry nasávaného vzduchu, které značně ovlivňují výkonové parametry motoru:

- teplota vzduchu
- tlak vzduchu
- relativní vlhkost vzduchu
- mechanické nečistoty

4.2.1 Teplota nasávaného vzduchu

Teplota nasávaného vzduchu výrazně ovlivňuje jeho hustotu. Teplý vzduch má nižší hustotu a je tedy řidší než studený vzduch. Důvodem je, že teplý vzduch obsahuje ve stejném objemu méně molekul vzduchu než vzduch chladnější. S rostoucí teplotou vzduchu tedy jeho hustota klesá a opačně. Hustotu nasávaného vzduchu můžeme vyjádřit úpravou stavové rovnice pro 1 kg plynu (6): [1]

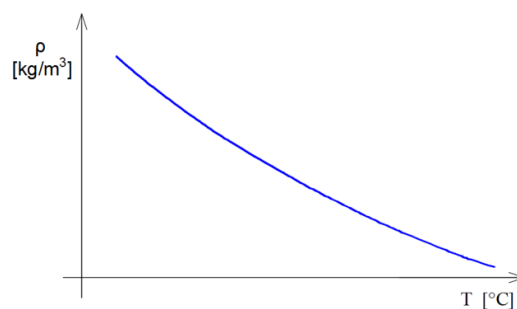
$$\rho_{vz} = \frac{p_{atm}}{r \cdot T_{atm}} \quad (10)$$

kde:

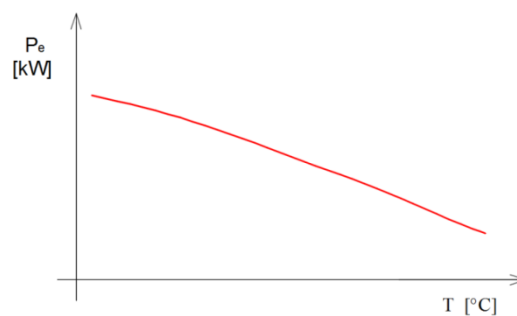
ρ_{vz}	[kg·m ⁻³]	hustota nasávaného vzduchu
p_{atm}	[Pa]	atmosférický tlak
T_{atm}	[K]	termodynamická teplota vzduchu

Z této rovnice je evidentní, které stavové veličiny přímo ovlivňují hustotu plnicího vzduchu a tím i výkon spalovacího motoru. Jedná se především o tlak a teplotu nasávaného vzduchu. Chlazení nasávaného vzduchu je popsáno v kapitole 6. [1]

Zvýšení hustoty vzduchu umožňuje dopravit do válce také vyšší množství paliva. To vede ke značnému nárůstu výkonových parametrů spalovacího motoru, zlepšení procesu spalování, snížení emisí a spotřeby paliva.[1]



Obr. 8 Závislost hustoty vzduchu na teplotě



Obr. 9 Vliv teploty nasávaného vzduchu na výkon motoru

4.2.2 Vlhkost nasávaného vzduchu

Vzduch obsahuje vždy ve spodních vrstvách vodní páry. Vodní pára se dostává do atmosféry nejen vypařováním vody z povrchu moří, řek, rybníků a jezer, ale i např. dýcháním rostlin. Všechny tyto jevy pozorujeme u zemského povrchu. Není tedy překvapující, že u povrchu Země je vodních par v ovzduší nejvíce. Dále platí, že nad hladinami velkých vodních ploch je vzduch vlhčí než nad souší. Vodní pára se vypařuje z povrchu vody i pevného ledu, sublimace. Sublimací se do okolního vzduchu uvolňuje mnohem méně molekul než při vypařování z vody kapalné. Rychlost vypařování vody závisí na její teplotě. Čím je teplota vyšší, tím více molekul vody ji opustí. V přírodě dochází také k jevu opačnému, kdy molekuly plynné fáze vody (páry) kondenzují a desublimují. [11]

Vlhký vzduch je typickým představitelem směsi plynů a par. Je směsí suchého vzduchu a vody. Vodu obsahuje ve formě přehřáté nebo syté vodní páry, kapalné vody, nebo jinovatky. Pro zjednodušení fyzikálního popisu vlhkého vzduchu, se kterým se setkáváme v přírodě nebo v technických procesech, se omezuje složení pouze na suchý vzduch a vodu. Přítomnost dalších látek, jako jsou různé plyny, kapalné nebo tuhé příměsi či znečišťující látky, se neuvažuje. [4]

Absolutní vlhkost vzduchu je hmotnost vodní páry, případně vody a ledu v objemové jednotce vlhkého vzduchu. [4]

$$\Phi = \frac{m_{vpa}}{V_{vz}} \quad (11)$$

kde:

Φ	[kg·m ⁻³]	absolutní vlhkost vzduchu
m_{vpa}	[kg]	hmotnost vodních par
V_{vz}	[m ³]	objem vzduchu

Relativní vlhkost vzduchu je veličina velmi často používaná. Je definovaná jako poměr hmotnosti vodní páry obsažené v objemové jednotce vlhkého vzduchu a hmotnosti vodní páry, která by byla v objemové jednotce vlhkého vzduchu obsažena, kdyby obsahoval sytou vodní páru. Relativní vlhkost je tedy poměr absolutní vlhkosti vzduchu a absolutní vlhkosti vzduchu nasyceného při stejné teplotě a udává míru nasycení vodních par. [4]

$$\varphi = \frac{\Phi}{\Phi_{max}} \cdot 100 \quad (12)$$

kde:

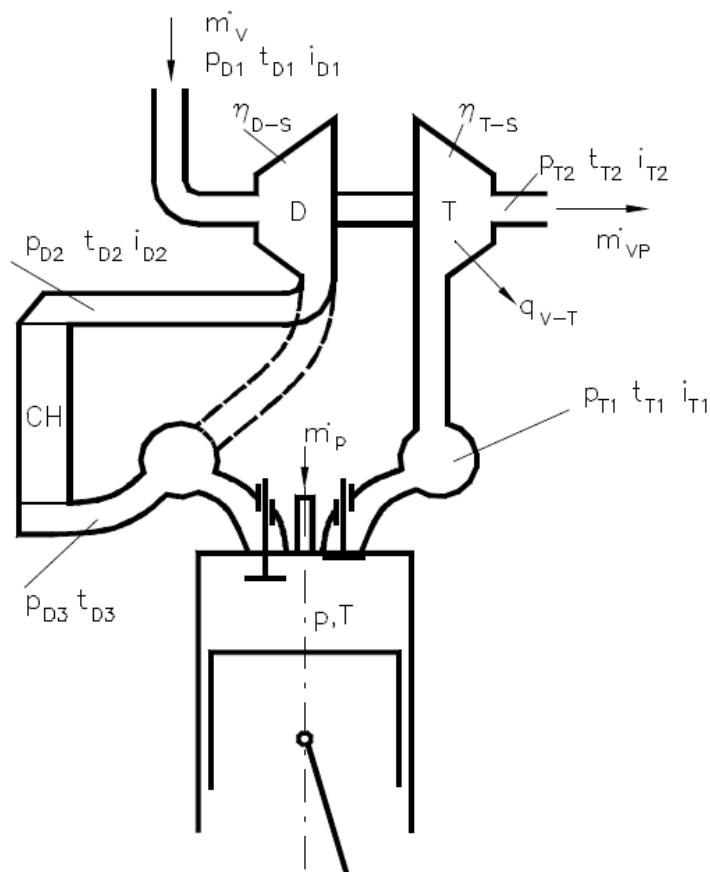
φ	[%]	relativní vlhkost vzduchu
Φ_{max}	[kg·m ⁻³]	absolutní vlhkost nasyceného vzduchu

Výhodou vlhkého vzduchu je, že voda obsažená ve vzduchu ve formě vodní páry má velké výparné teplo. To znamená, že ochlazuje spalovací prostor a zvětšuje tedy odolnost paliva proti detonačnímu hoření. Z tohoto důvodu se u některých závodních vozů používá vstříkávání vody přímo do válce.

Vodní páry zabírají ve vlhkém vzduchu část objemu, čímž se zmenšuje obsah kyslíku v čerstvé náplni. Proto výkon motoru s rostoucí vlhkostí vzduchu klesá. Nevýhodou vlhkého vzduchu je také obsah vodních par, které mohou způsobovat korozi uvnitř spalovacího motoru. [6]

5 PŘEPLŇOVÁNÍ PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

Přepřňování pístových spalovacích motorů je jedna z nejpoužívanějších metod, kterou lze zvyšovat výkonové parametry spalovacích motorů. V minulosti se zvýšení výkonu přepřňováním používalo zejména u vznětových motorů, kde výkon připadající na jeden kilogram je výrazně menší než u zážehových motorů. V současné době je hlavní motivací snižování spotřeby paliva, a tedy i oxidu uhličitého. Toho je dosaženo zmenšením zdvihového objemu motoru při zachování stejných výkonových parametrů, tzv. downsizing. Motor s menším zdvihovým objemem má větší celkovou účinnost a tedy i nižší spotřebu a emise při stejném výkonu, než motor s větším zdvihovým objemem. Stejné výkonové parametry jako u motorů s vysokým zdvihovým objemem jsou dosaženy právě přepřňováním. [5]



Obr. 10 Schéma přepřňování pístového spalovacího motoru pomocí turbodmyhadla [2]

Základním požadavkem, spojeným s problémem zvyšování středního efektivního tlaku p_e , je dosažení vyššího hmotnostního naplnění válce. Pro vznětové motory platí přibližné vztahy: [2]

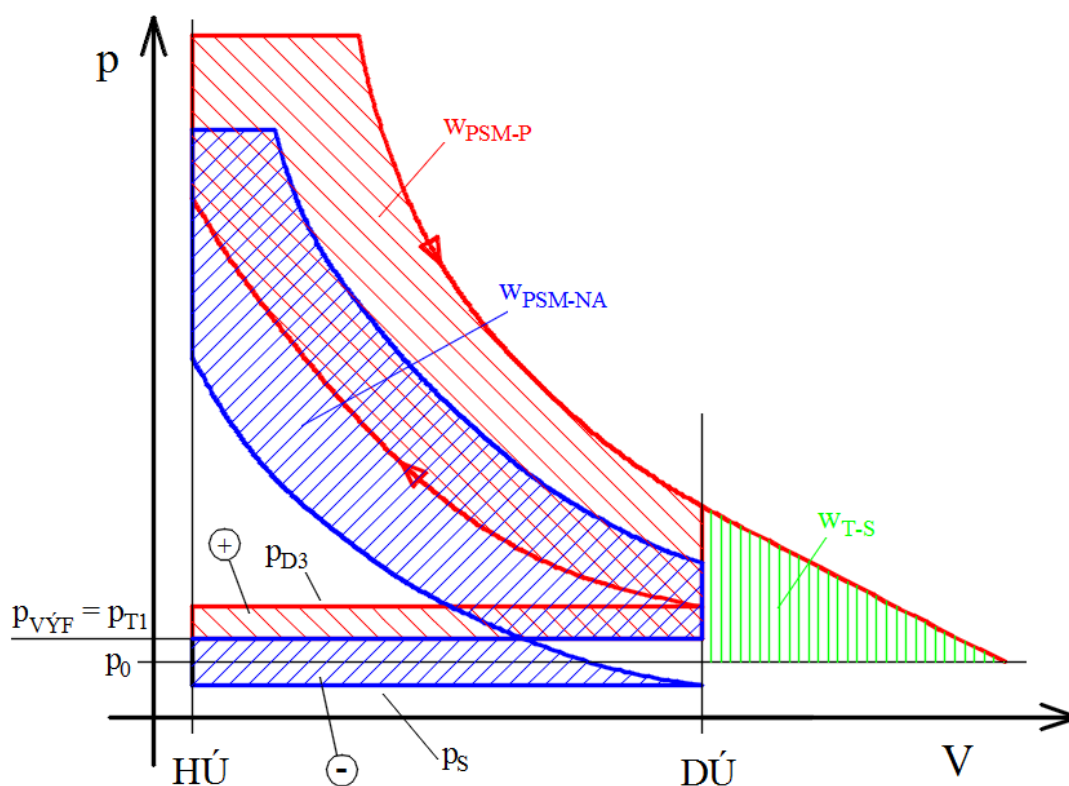
$$p_{D2} = (0,15 - 0,18) \cdot p_e \quad (13)$$

$$\dot{m}_{vzd} = (6 - 8) \cdot \frac{P_e}{3600} \quad (14)$$

kde:

p_{D2}	[MPa]	tlak za kompresorem, před chladičem stlačeného vzduchu (viz obrázek 10)
p_e	[MPa]	střední efektivní tlak
\dot{m}_{vzd}	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní tok nasátého vzduchu

Výhodou u přeplňovaných motorů je, že práce na výměnu obsahu válce se může změnit na kladnou. U nepřepřňovaných motorů je vždy záporná.



Obr. 11 Porovnání pracovních oběhů nepřepřňovaného a přeplňovaného motoru [2]

W_{PSM-NA} - práce nepřepřňovaného motoru, W_{PSM-P} - práce přeplňovaného motoru, W_{T-S} - práce spotřebovaná turbínou

Kromě přeplňování, které zvyšuje hodnotu středního efektivního tlaku, lze výkon motoru zvýšit už jen zvětšením objemu motoru, nebo zvýšením maximálních otáček motoru. Zvětšení zdvihového objemu motoru ať zvyšováním objemu válce, nebo zvyšováním počtu válců, je spojeno s nárůstem hmotnosti motoru i jeho příslušenství. Zvyšování otáček motoru negativně ovlivňuje jeho životnost. Využívá se tedy převážně při ladění motorů závodních a speciálních automobilů, u kterých není požadována vysoká životnost, např. motory vozů Formule 1 dosahovaly až 20 000 otáček za minutu. Jejich životnost však byla pouze jeden nebo dva závody. [5]

Způsoby přeplňování spalovacích motorů

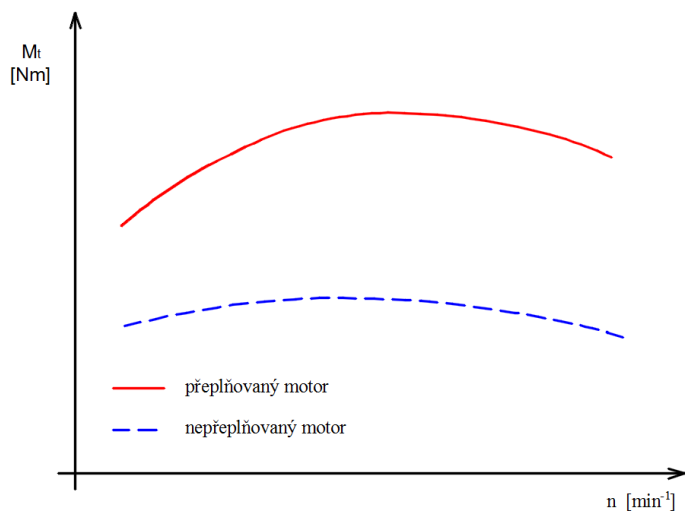
Přeplňování spalovacích motorů je možné rozdělit podle způsobu, jakým je docíleno přeplnění motoru na: [5]

- dynamické plnění válce motoru
- přeplňování mechanicky poháněným dmychadlem
- přeplňování turbodmychadlem
- přeplňování tlakovzdušným výměníkem

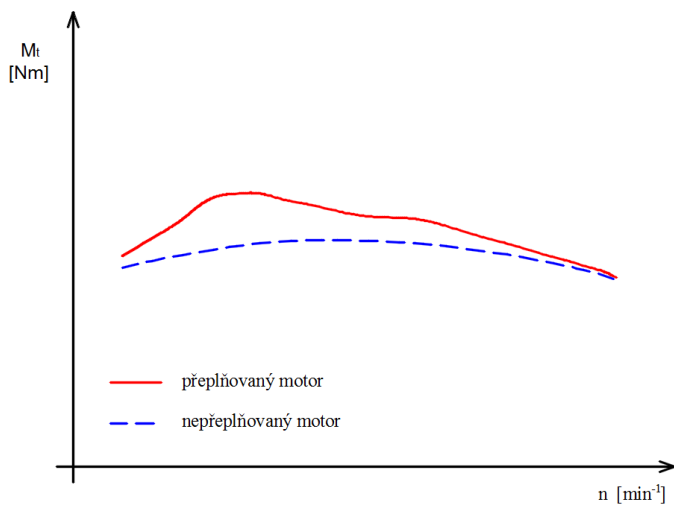
Dále je možné přeplňování spalovacích motorů rozdělit podle velikosti plnicího tlaku na: [5]

- Nízkotlaké - součinitel stlačení plnicího vzduchu do 1,5.
Možné dosáhnout zvýšení efektivního výkonu až o 30%
- Středotlaké - součinitel stlačení plnicího vzduchu od 1,6 - 2.
Možné dosáhnout zvýšení efektivního výkonu až o 50%
- Vysokotlaké - součinitel stlačení plnicího vzduchu od 2,1 - 3,5.
Možné zvýšení efektivního výkonu až o 100%
- Zvláště vysokotlaké - součinitel stlačení plnicího vzduchu od 3,6 - 6.
Možné zvýšení efektivního výkonu až o 400%

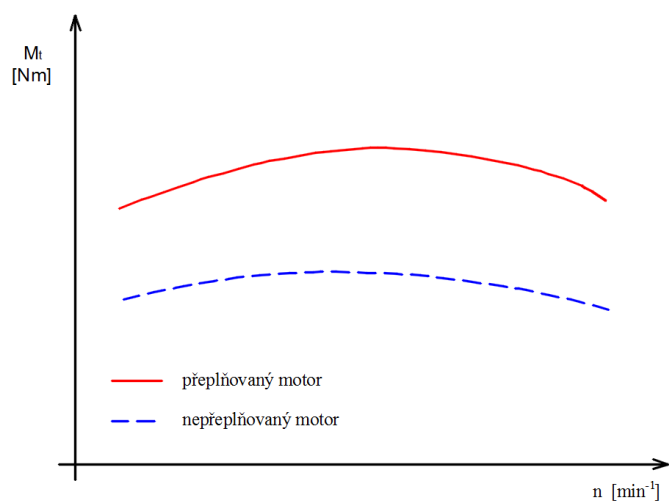
Přeplňováním se do pracovního prostoru motoru dostává více vzduchu a díky tomu je možné zvětšit i množství paliva na jeden pracovní oběh. Tím se zvýší točivý moment motoru i výkon. Vyšší spalovací tlaky při plném zatížení motoru, nebo při velkém zvýšení výkonu však vyžadují zesílení konstrukce celého klikového mechanismu. [7]



Obr. 12 Porovnání nepřepřlňovaného motoru s motorem přepřlňovaným turbodmychadlem [7]



Obr. 13 Porovnání nepřepřlňovaného motoru s motorem přepřlňovaným tlakovými vlnami [7]



Obr. 14 Porovnání nepřepřlňovaného motoru s motorem přepřlňovaným mechanickým dmychadlem [7]

Základní vztahy významných parametrů přeplňovaných pístových spalovacích motorů

Efektivní výkon:

$$P_e = \frac{\dot{m}_{vzd}}{\lambda \cdot L_t} \cdot H_u \cdot \eta_{celk} = \frac{V_Z \cdot \varepsilon \cdot n \cdot \rho_{PL} \cdot \eta_d}{(\varepsilon - 1) \cdot \lambda \cdot L_t \cdot 120} \cdot H_u \cdot \eta_{celk} \quad (15)$$

kde:

λ	[-]	součinitel přebytku vzduchu
ε	[-]	kompresní poměr
L_t	[kg]	teoretické množství vzduchu
n	[min ⁻¹]	otáčky motoru
ρ_{PL}	[kg/m ³]	hustota paliva
η_d	[-]	plnicí (dopravní) účinnost
η_{celk}	[-]	celková účinnost tepelného motoru

Střední efektivní tlak:

$$p_e = \frac{3600}{L_t \cdot \lambda \cdot m_{pe}} \cdot \rho_{PL} \cdot \eta_d \quad (16)$$

kde:

m_{pe}	[g/kWh]	měrná efektivní spotřeba paliva
----------	---------	---------------------------------

Dopravní (plnicí) účinnost:

Účinnost naplnění válce čerstvým vzduchem popisuje tzv. plnicí účinnost. Pro vznětové motory se někdy plnicí účinnost označuje jako dopravní. [2]

$$\eta_d = \frac{\dot{m}_{vzd}}{V_{Z1} \cdot i_v \cdot \rho_1 \cdot \frac{n}{60 \cdot k_s}} \quad (17)$$

kde:

V_{Z1}	[m ³]	zdvihový objem 1 válce
i_v	[-]	počet válců
k_s	[-]	součinitel ($k_s = 1$ pro 2dobý, $k_s = 2$ pro 4dobý motor)

5.1 DYNAMICKÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

Při konstruování motoru je cílem dosažení vysokého točivého momentu při nízkých otáčkách a vysokého jmenovitého výkonu při maximálních otáčkách. Průběh točivého momentu motoru je úměrný nasátému množství (hmotnosti) vzduchu v závislosti na otáčkách motoru. Nejjednodušším způsobem přeplňování je využití dynamiky nasávaného vzduchu. U systému centrálního vstřikování je potřeba k rovnoměrnému promíchání směsi vzduchu s palivem krátké a stejně dlouhé sací potrubí. U vícebodového vstřikování je sacím potrubím veden jen vzduch a palivo je vstřikováno až těsně před sací ventily. To umožňuje více volnosti při konstrukci sání. Navýšení výkonu dynamickým přeplňováním se pohybuje v jednotkách procent. Ve většině případů se jedná o 5 % až 8% maximálního výkonu. [7]

Krátké potrubí umožňuje vysoký jmenovitý výkon, ovšem se ztrátami točivého momentu v nízkých otáčkách. Dlouhé sací potrubí má opačné vlastnosti. Velký objem sběrného potrubí vyvolává při určitých otáčkách rezonanční efekt, který zlepšuje plnění. Má ale za následek možné dynamické chyby, jako je například různé složení směsi při rychlých změnách zatížení. Téměř ideální průběh točivého momentu umožňuje přepínání sacího potrubí, které se přestavuje v závislosti na zatížení, otáčkách a poloze škrticí klapky. [7]

Možné způsoby přestavení:

- přestavení délky sacího potrubí
- přepínání mezi různými délkami nebo průměry sacího potrubí
- volitelné vypínání jednotlivých trubic u systému s vícenásobným sacím potrubím
- přepínání na různé objemy sběrného potrubí

Podle konstrukce sacího potrubí rozlišujeme dva způsoby dynamického přeplňování:

- pulzační přeplňování kmity v potrubí
- rezonanční přeplňování

Oba tyto způsoby se mohou vzájemně kombinovat. [7]

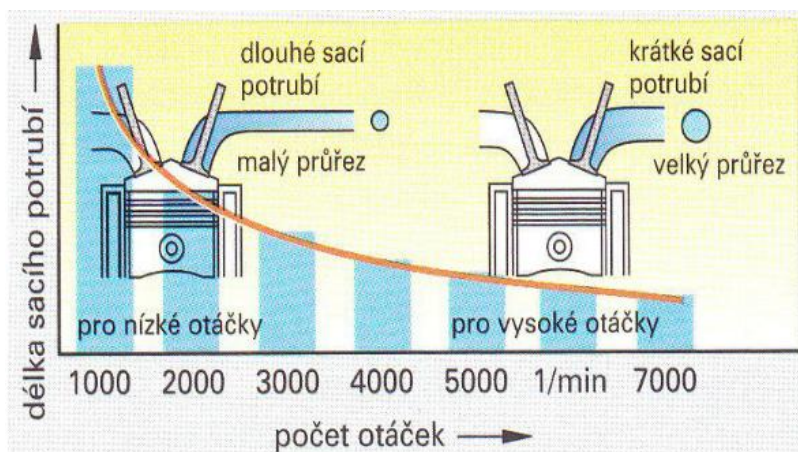
5.1.1 Pulzační přeplňování

Pulzační přeplňování využívá dynamiky nasávaného vzduchu. Každý válec má samostatné sací potrubí o určité délce, které je připojeno ke sběrnému potrubí. Objem potrubí je větší než zdvihový objem válce. Rozkmitání sloupce proudícího vzduchu vyvolá sání pohybem pístu. Vhodnou délkou sacího potrubí se kmity ovlivňují tak, aby se tlaková vlna pohybovala otevřeným sacím ventilem a tím zlepšila naplnění válce. Při nízkých otáčkách je výhodné dlouhé a tenké potrubí. V horní oblasti otáček naopak krátké a silné sací potrubí. [7]

Regulovatelná délka sacího potrubí spolupracuje s první rezonanční komorou při nízkých otáčkách motoru. Délka potrubí se postupně mění až do vysokých otáček, kdy se otevře ještě druhá rezonanční komora. [7]

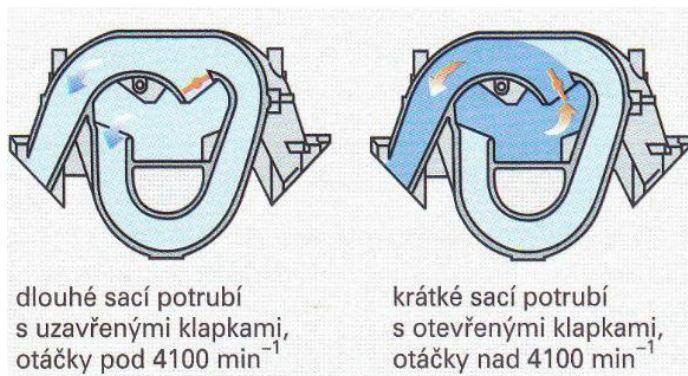


Obr. 15 Radiální a přímý systém změny délky sacího potrubí [7]



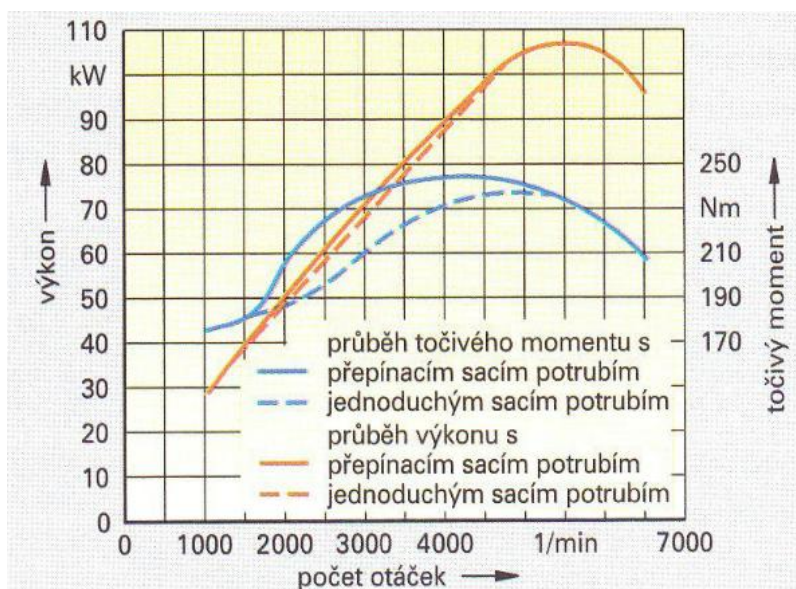
Obr. 16 Změna délky sacího potrubí v závislosti na otáčkách motoru [8]

Používají se také přepínatelná sací potrubí, která mohou mít dvě nebo tři rozdílné délky. Změna délky potrubí je provedena buď škrticími klapkami, které se otvírají a zavírají, nebo rotačním šoupátkem. V horní oblasti otáček se klapky nebo šoupátko otevrou a motor nasává krátkým širokým potrubím. [7]



Obr. 17 Dvoustupňový zapínatelný sací systém [8]

Následující graf znázorňuje vliv přepínatelného sacího potrubí na průběhu točivého momentu a výkonu motoru. Z grafu vyplývá, že ve spodní části otáček se u motoru dosahuje vyššího a rovnoměrnějšího průběhu točivého momentu spojeného s vyšším výkonem. [8]

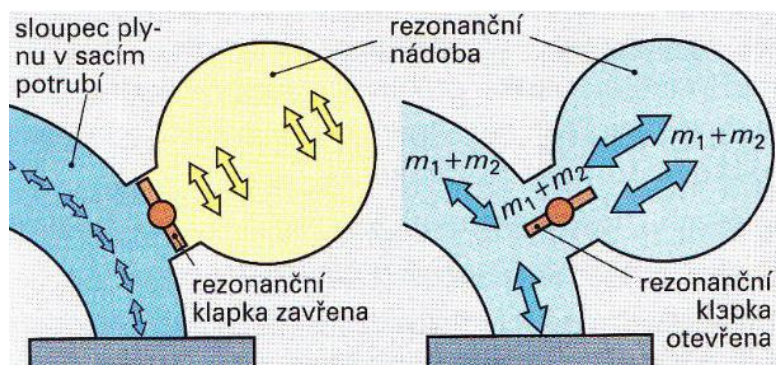


Obr. 18 Vliv přepínatelného sacího potrubí na točivý moment a výkon motoru [8]

5.1.2 Rezonanční přeplňování

Pokud se frekvence sání daná otáčkami motoru shoduje s frekvencí kmitů vln ve sloupci plynu, dochází k rezonanci. Rezonance je zesílené vlastní kmitání systému, které závisí na velikosti kmitající hmoty. Rezonance tedy způsobuje další dynamické zvýšení tlaku plnění. [7]

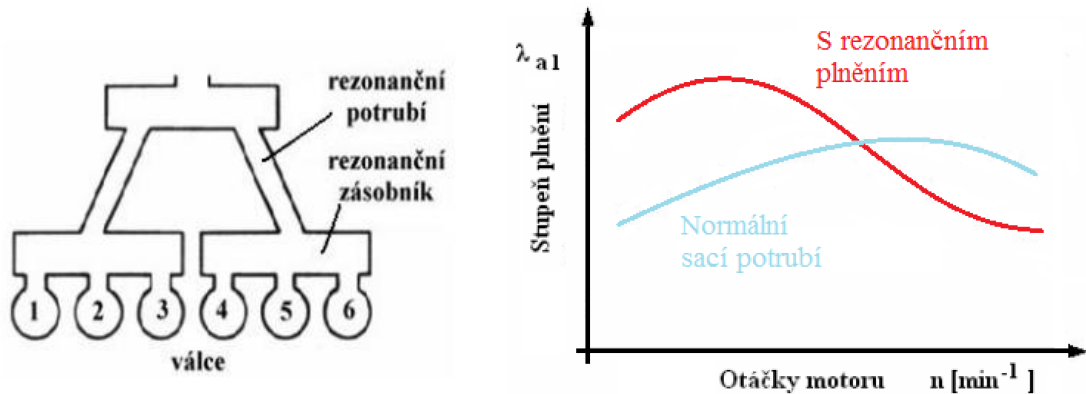
Pokud se otevřením rezonanční klapky zvětší kmitající sloupec plynu v sacím potrubí, klesne jeho frekvence kmitání. To vyvolá při nízkých otáčkách motoru rezonanční přeplňování. [8]



Obr. 19 Rezonanční přeplňování [8]

Rezonanční přeplňování s rezonanční komorou pro více válců

Skupiny válců jsou propojeny pomocí krátkých kanálů s rezonanční komorou. Ta je spojena rezonančním potrubím s okolní atmosférou případně i se sběrným zásobníkem. Pro vybudění tlakové vlny se využije válec, který v pořadí sání předchází válci, a který má být důsledkem rezonančního jevu přeplňován. Tento způsob je využíván především u šestiválcových motorů, kdy jsou válce rozděleny do dvou skupin. Při nejobvyklejším pořadí systému zapalování a tedy i sání jednotlivých válců řadového šestiválcového motoru 1-5-3-6-2-4, vybudí podtlaková vlna prvního válce při pohybu přetlakovou vlnu v rezonančním potrubí, která doplní část vzduchu do třetího válce. Pátý válec vybudí tlakovou vlnu pro šestý, třetí pro druhý, šestý pro čtvrtý a druhý pro první. Podle tohoto rozdělení jsou příslušné válce propojeny společným rezonančním zásobníkem. Obdobně tento systém platí i pro další možnost zapalování řadového motoru 1-4-2-6-3-5, případně motoru vidlicového 1-4-2-5-3-6. [9]

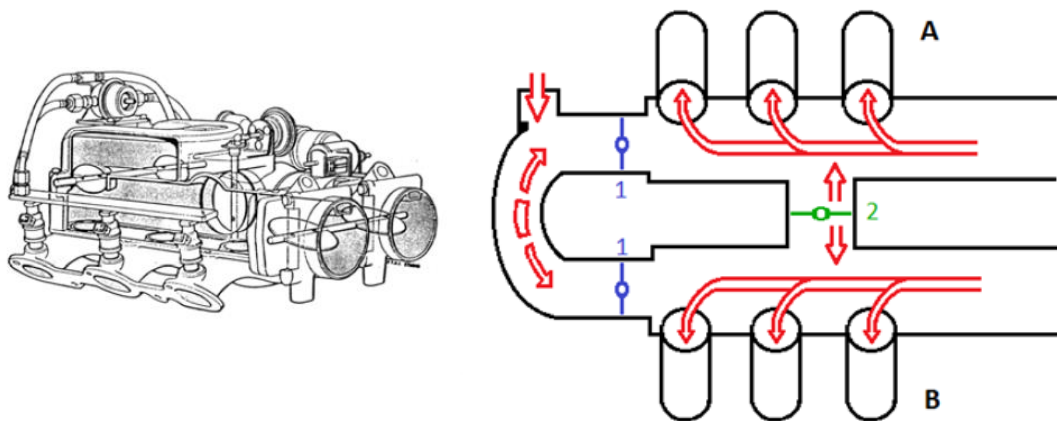


Obr. 20 Rezonanční systém přeplňování a jeho vliv na plnění válců [7]

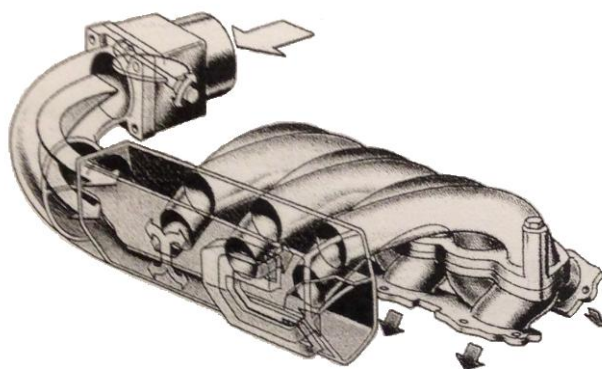
Přepínatelné sací systémy

Systémy dynamického přeplňování zlepšují plnění především v nízkých otáčkách. K přepínání sacího systému slouží například klapky oddělující nebo spojující prostory přiřazené skupinám válců v závislosti na otáčkách motoru. [7]

Variabilní sací systém PSA nemá posuvné mechanismy nebo klapky a pracuje s rezonančním efektem. Pohyb tlakových pulsů je řízený soustavou klapek. Pro otáčky motoru nižší jak 4000 min^{-1} jsou všechny klapky oddělující propojení sacích potrubí jednotlivých řad válců uzavřeny. Přetlakovou vlnu vybudí stejný válec, který je touto vlnou plněn. V rozmezí otáček 4000 až 5000 min^{-1} se obě klapky 1 (modré - obr. 21) otevrou. Přetlaková vlna v potrubí je pak vytvořena, podobně jako v předešlém případě u řadového šestiválcového motoru, předchozím válcem který zrovna sál. Při otáčkách vyšších jak 5000 min^{-1} jsou otevřeny klapky 1 i 2 (modré i zelené viz. obr. 21) a je využito krátkého rezonančního kanálu. [9]



Obr. 21 Přepínatelné rezonanční sací potrubí Peugeot 605 [7] [9]

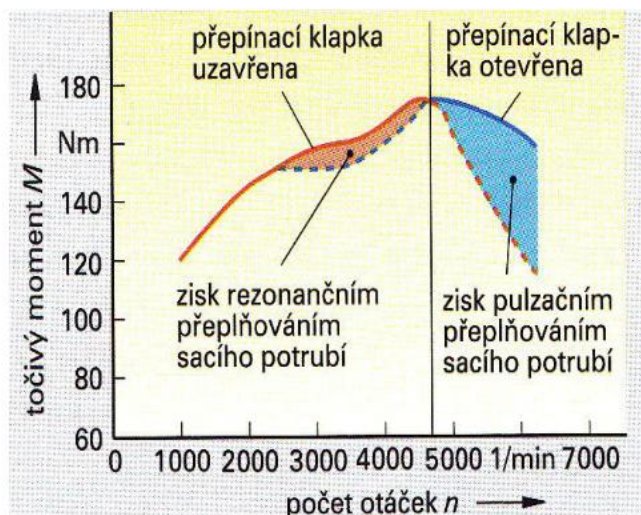


Obr. 22 Variabilní sací systém pro vidlicový motor [7]

Zvláštní význam má rezonanční přepřňování v kombinaci s turbodmychadlem, kde vyrovnává malý točivý moment v nízkých otáčkách motoru. [7]

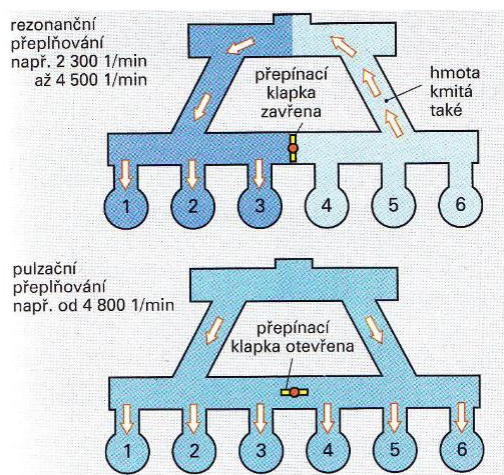
5.1.3 Kombinované přepřňování

Kombinované přepřňování využívá efekt obou hlavních systémů dynamického přepřňování. Kombinuje se rezonanční systém přepřňování a jednoduché systémy s dynamickým sacím potrubím. Rezananční přepřňování zlepřuje plnění v nízkých a středních otáčkách motoru a ve vysokých otáčkách se využije pulzačního přepřňování. V systému sacího potrubí je umístěna klapka, která se podle počtu otáček otevře nebo zavře. Otvírání a zavírání přepřnací klapky je zpravidla elektrické nebo elektropneumatické. [8]



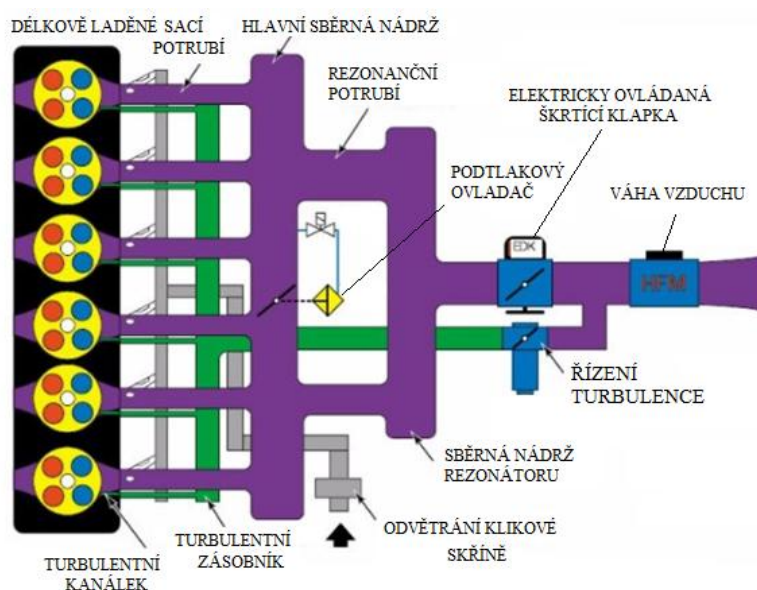
Obr. 23 Vliv kombinovaného přepřňování na změnu točivého momentu [8]

Například když je motor v oblasti nízkých až středních otáček, je přepínací klapka uzavřena. Nasává-li jeden z prvních tří válců, působí prostor skupiny válců 4, 5, 6 jako další rezonanční prostor. Tím se sníží frekvence kmitající hmoty a přizpůsobí se frekvenci otevírání ventilů. [8]



Obr. 24 Kombinované přepřehování [8]

Kombinovaný rezonanční sací systém se soustavou řízení turbulence pracuje ve vysokých otáčkách jako délkově laděné sací potrubí. V nízkých otáčkových režimech je pak rezonanční potrubí uváděné do činnosti klapkou rezonátoru. Rovnoměrnější chod motoru při nízkých zatíženích a volnoběhu zabezpečuje systém sání, který je doplněný soustavou pro řízení turbulence čerstvé náplně ve válci motoru. [9]



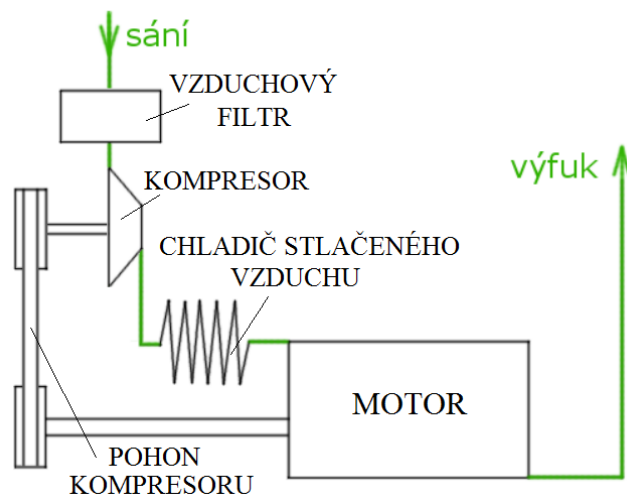
Obr. 25 Kombinovaný rezonanční sací systém se soustavou řízení turbulence [9]

5.2 PŘEPLŇOVÁNÍ MECHANICKY POHÁNĚNÝM DMYCHADLEM

U mechanicky poháněných dmychadel (někdy označováno jako kompresory) je výkon sloužící k jejich pohonu odebírán přímo z klikové hřídele spalovacího motoru. To představuje jejich hlavní nevýhodu oproti turbodmychadlům, které využívají zcela nevyužitou energii odcházejících výfukových plynů. Hlavní výhodou je u mechanicky poháněných dmychadel rychlá odezva na změnu polohy plynového pedálu. Nedochozí u nich k tzv. turboefektu, což je opožděný nárůst točivého momentu, který je způsobený prodlevou nárůstu tlaku v sání. To je charakteristické pro turbodmychadla. [5]

Pohon dmychadel od klikové hřídele motoru je realizován ozubenými koly, ozubeným řemenem a u malých dmychadel i klínovými řemeny. U dmychadel s vysokými pracovními otáčkami je důležité, aby byl rotor dmychadla chráněn před náhlými změnami otáček klikového hřídele. K tomu slouží prokluzové spojky. [5]

Plnicí tlak lze u mechanicky poháněných dmychadel řídit obtokem. Část stlačeného vzduchu je vedena do válců a určuje plnění. Druhá část vzduchu proudí obtokem zpět k sací straně. Obtokový ventil je zpravidla ovládán řídicí jednotkou motoru. Na výstupu z dmychadla je zahřátý vzduch odváděn do chladiče vzduchu, kde dojde k jeho ochlazení až o 50 °C. Tímto ochlazením se zvýší hustota vzduchu. [7]

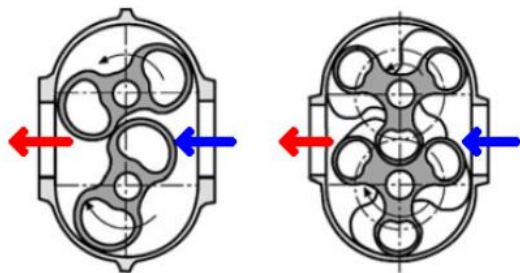


Obr. 26 Schéma uspořádání mechanického dmychadla na motoru [2]

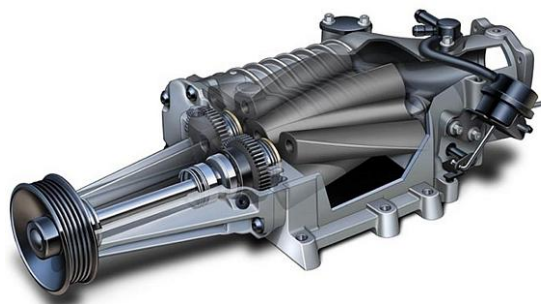
5.2.1 Rootsovo dmychadlo

Rootsovo dmychadlo patří mezi nejpoužívanější zubový kompresor s vnější kompresí. Dmychadlo má dva rotory a počet zubů na rotoru je různý. V současné době mají rotory dmychadla dva nebo tři zuby (lopatky). Ke stlačování nedochází v pracovním prostoru, ale až za ním. Komprese u tohoto dmychadla je poměrně nízká, ale jak kompresor urychluje vzduch a dodává ho více, než je motor schopný nasát, vzniká v sacím potrubí vysoký tlak. [5]

Na obrázku 27 je klasický typ Rootsova kompresoru, který má vstup a výstup umístěný nahoře a dole. I když je to jednoduché řešení, nemusí být vždy efektivní. Vzduch, který vstupuje do kompresoru ve skutečnosti naráží na lopatky rotorů, které se točí v opačném směru (proti proudu vzduchu). Tato konstrukce není příliš efektivní. Proto mají moderní Rootsova dmychadla poněkud odlišnou konstrukci. Přívod vzduchu je na přední straně kompresoru, zatímco výstup je na spodní straně v zadní části těla. Lopatky rotorů jsou mírně zkrouceny (viz obr. 28). Přemístění vstupu je výhodné, protože vzduch vstupuje do komory v axiálním směru, takže nejde proti lopatkám rotoru. Zkroucené rotory se otáčejí a tlačí vzduch od vstupu směrem k výstupní straně. Důsledkem je tok vzduchu bez pulzů a tím i větší účinnost. [12]



Obr. 27 Čelní řez Rootsovým dmychadlem, dvoulopatková a třílopatková verze [1]



Obr. 28 Rootsovo dmychadlo [24]

Rootsovo dmychadlo spotřebovává při vysokých otáčkách velké množství energie. Pokud tedy není vyžadováno zvýšení výkonu motoru, například při jízdě na dálnici, je lepší kompresor od motoru odpojit např. elektromagnetickou spojkou. Dalším možným řešením je použití obtokového ventilu. Rotory se ale neustále točí a spotřebovávají tak energii vzniklou důsledkem tření. Nevýhodou je také hlasitý a nepříjemný hluk. [12]

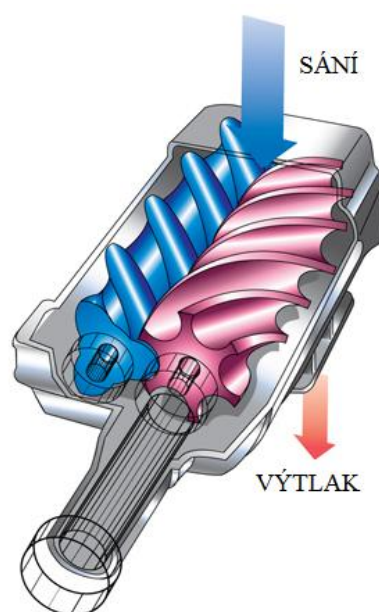
5.2.2 Lysholmovo dmychadlo

Lysholmovo dmychadlo, nebo také šroubový kompresor se skládá, stejně jako Rootsovo dmychadlo, ze dvou rotorů. Ty jsou však více zakroucené do šroubovice s kónickým úkosem. Jeden rotor má vnější závit a druhý vnitřní. Když se otáčejí, vzduch je zachycen mezi šrouby a pouzdra a je postupně tlačěn směrem k výstupu. Prostor mezi rotory a pouzdry se směrem k výstupu neustále zmenšuje. Z toho vyplývá, že šroubové kompresory mají vnitřní stlačení vzduchu. Proto jsou efektivnější pro vysokotlaké přeplňování. [12]



Obr. 29 Lysholmův kompresor - princip stlačení vzduchu [25]

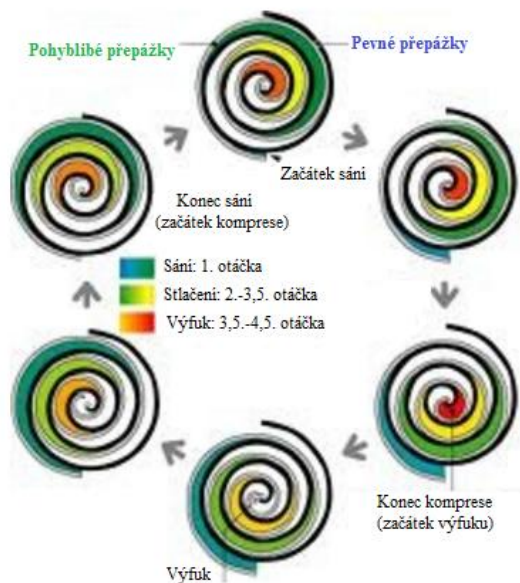
Kromě vysokého plnicího tlaku má Lysholmův kompresor také vysokou účinnost, široký rozsah otáček a kompaktní velikost. Je tedy výhodnou volbou pro vysoce výkonné automobily. Nevýhodou tohoto dmychadla jsou však vyšší ztráty při běhu na prázdno a také poměrně vysoké pořizovací náklady, protože pro výrobu rotorů je potřebná velmi vysoká přesnost obrábění. [12]



Obr. 30 Lysholmův kompresor [26]

5.2.3 G dmyhadlo (spirální dmyhadlo)

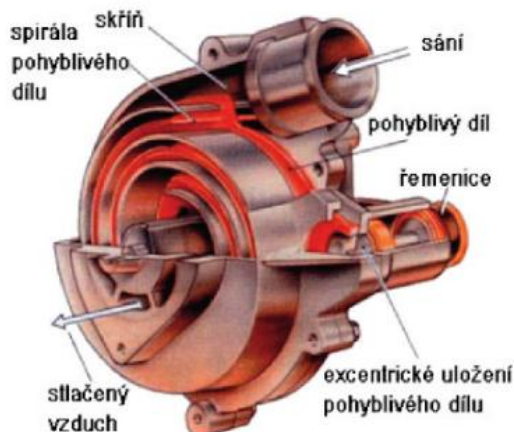
G dmyhadlo je mechanicky poháněné spirální dmyhadlo, jehož název je odvozen od tvaru funkční části. Princip dmyhadla byl poprvé patentován v roce 1903 v USA. Skříň dmyhadla se skládá ze dvou částí, které mají na každé straně dvě spirálové přepážky. Uvnitř nepohyblivé skříně je výtlačný díl dmyhadla, který má také po obou stranách dvě spirálové přepážky zapadající do mezer mezi přepážkami skříně. Výtlačný díl dělá krouživý pohyb, ale neotáčí se. Mezi pevnými a pohyblivými přepážkami vznikají na obou stranách čtyři pracovní komory, které se plynule posouvají ke středu dmyhadla. Výtlačný díl je uložen na excentrickém čepu hřídele, který je poháněn dvojitým klínovým řemenem od klikového hřídele motoru. Aby se neotáčel, je uložen ještě na dalším výstředníkovém hřídeli. Ten je spřažen s hlavním hřídelem také klínovým řemenem s převodovým poměrem 1:1. Celá pohybová soustava tedy tvoří paralelogram. Vzduch je nasáván na vnější straně skříně dmyhadla a vytlačuje se u jejího středu přes jazýčkové ventily. [5]



Obr. 31 Princip funkce G dmyhadla [27]

G dmyhadlo má oproti ostatním konstrukcím řadu předností. Především není namáháno vysokými teplotami jako turbodmyhadlo. Opracování jeho hlavních částí nemusí být tak přesné, jako například u Lysholmova dmyhadla, a je tedy i levnější. Jeho relativní rychlosti jsou malé, tudíž se mohla použít nemazaná těsnění z bronzu s teflonovým povlakem. Další výhodou je, že díky pracovnímu principu vznikají na sací straně pouze malé pulzace, které nezvyšují hladinu hluku motoru. [5]

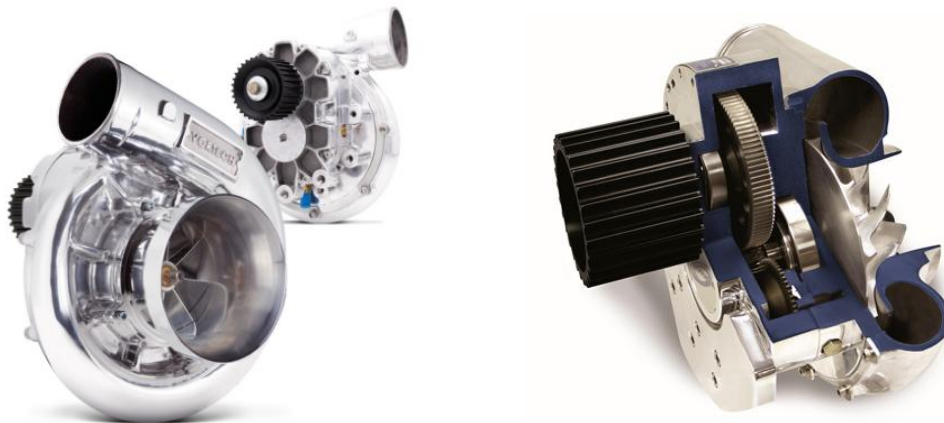
Dmyhadlo je využito pouze pro dosažení vysokého výkonu a točivého momentu motoru. Při částečných zatíženích motoru je výstup dmyhadla propojen se vstupem. Tím výrazně poklesne odběr výkonu od klikové hřídele motoru a vzduch vstupuje do motoru obtokovým ventilem. [5]



Obr. 32 G dmyhadlo [5]

5.2.4 Odstředivé (centrifugální) dmyhadlo

Odstředivý kompresor je velmi podobný turbodmyhadlu, ale místo výfukových plynů je poháněn od klikové hřídele. To znamená, že má jen jednu turbínu, která k výrobě maximálního plnicího tlaku dosahuje až 60 000 otáček za minutu. Takovýchto otáček je možné dosáhnout díky několikanásobnému zpřevodování. Tlak kompresoru roste nelineárně, exponenciálně s otáčkami motoru. Odstředivé dmyhadlo tedy dosahuje malého plnicího tlaku při nízkých a středních otáčkách motoru a nejlépe funguje při vysokých otáčkách. Na rozdíl od turbodmyhadla, které pomocí ventilu „waste gate“ udržuje ve vysokých otáčkách konstantní maximální plnicí tlak, nemá odstředivý kompresor žádné takové zařízení. Z toho důvodu jeho výstupní charakteristika musí být navržena tak, aby dosahoval maximálního plnicího tlaku při maximálních otáčkách motoru. [12]



Obr. 33 Odstředivé dmyhadlo [28][29]

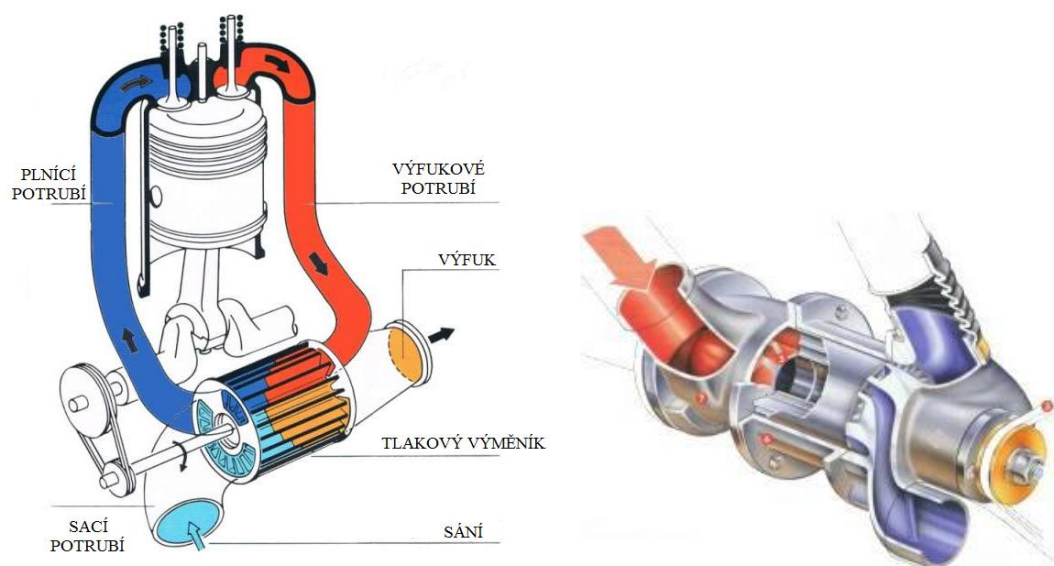
Stejně jako turbodmyhadlo, používá odstředivý kompresor oběžné kolo, které tlačí vzduch ven odstředivou silou. Naklápěcí lopatky usměřují proudění vzduchu směrem k výstupu. Výhodou je jednoduchá, malá a lehká konstrukce. Proto je snadné toto dmyhadlo zabudovat i do již vyrobených vozů. Protože míra plnění vzduchu při nízkých otáčkách je zanedbatelná, motor nepotřebuje mnoho úprav. [12]

Vzhledem k nízké setrvačnosti a tření, má centrifugální dmyhadlo nejvyšší účinnost mezi všemi kompresory. Na druhou stranu jeho dodávka energie není příliš velká. [12]

5.2.5 Přeplňování tlakovzdušným výměníkem - COMPREX

U systému přeplňování tlakovzdušným výměníkem comprex se využívá energie výfukových plynů. Hlavním prvkem systému je rotor výměníku. Energie výfukových plynů se dál přímo předává plnicímu vzduchu v jednotlivých komorách tlakového výměníku. Rotor výměníku je přes náhonový řemen poháněn od klikové hřídele motoru. Z jedné strany jsou na čelo skříně výměníku připojeny potrubí nasávaného vzduchu a plnicí potrubí. Plnicím potrubím je stlačený vzduch dopravován do válce motoru. Na druhé straně je připojeno sběrné výfukové potrubí, které přivádí spaliny z motoru do rotoru výměníku a také potrubí odvádějící spaliny do katalyzačního tlumiče výfukového systému. [5]

Princip činnosti je následující. Spaliny ze sběrného výfukového potrubí vstupují do kanálek rotoru a vytlačují vzduch do plnicího sběrného potrubí motoru. Stlačený vzduch je pak po otevření sacího ventilu nasán do válce motoru. Otáčením rotoru narazí po jisté době tento proud spalín na čelo statoru a odrazí se. Tím se směr proudění otočí a spaliny odcházejí z kanálků rotoru do výfukového potrubí. Současně za odraženou vlnou vzniká v kanálku rotoru podtlak, který nasává ze sacího potrubí čerstvý vzduch. Při dalším pootočení rotoru je kanálek naplněn vzduchem. Aby se odstranila část vzduchu, která se smísila se spaliny, pokračuje proudění ve směru nasávání čerstvého vzduchu. Do výfukového potrubí je tak odváděn i výplachový vzduch. Dalším pootočením je kanálek rotoru, naplněný čerstvým vzduchem, uzavřen čelem statoru a proudění se zastaví. Při dalším pootočení je čerstvý vzduch znovu vytlačován spaliny do plnicího potrubí. [5]



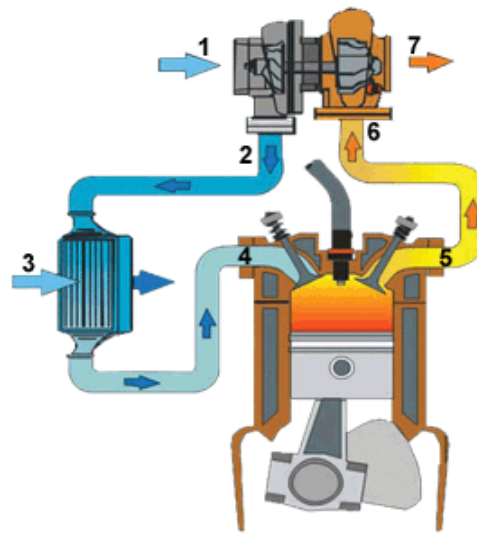
Obr. 34 Tlakovzdušný výměník COMPREX [30] [31]

Dosahované výkonové parametry jsou srovnatelné s přeplňováním turbodmychadlem. Systém však rychleji reaguje na změny provozních režimů. Naopak je ale rozměrnější, což komplikuje jeho zástavbu ve vozidle. Spaliny vstupují do tlakového výměníku o tlaku značně vyšším než je tlak vzduchu v jednotlivých kanálcích. [5]

5.3 PŘEPLŇOVÁNÍ TURBODMYCHADLEM

V dnešní době představuje přeplňování spalovacích motorů pomocí turbodmychadla nejčastější způsob přeplňování. V porovnání s mechanicky poháněnými dmychadly mají motory přeplňované turbodmychadly dvě základní přednosti. V první řadě jsou tyto motory ekonomičtější, protože mají nižší měrnou efektivní spotřebu paliva. Dále turbodmychadla mají jednodušší konstrukci a tedy i menší zástavbové rozměry. [5]

Turbodmychadla umožňují dosáhnout motorům s malým objemem vysokých kroutících momentů a výkonů s dobrou účinností motoru. Ve srovnání s atmosférickým motorem stejného výkonu, je přeplňovaný motor stavebně menší. Z tohoto důvodu má i vyšší výkonovou hmotnost. [7]



Obr. 35 Schéma funkce motoru s turbodmychadlem [13]

1 - vstup vzduchu do kompresoru, 2 - výstup stlačeného vzduchu z kompresoru, 3 - chladič stlačeného vzduchu (intercooler), 4 - sací potrubí, 5 - výfukové potrubí, 6 - vstup výfukových plynů do turbínové části turbodmychadla, 7 - výstup výfukových plynů

Přeplňování pomocí turbodmychadla je založeno na využití energie výfukových plynů na výstupu z válců k práci v oběžném kole plynové turbíny. Výfukové plyny opouštějící spalovací prostor vstupují do turbínové sekce. V turbíně se tepelná energie a dynamické účinky proudících výfukových plynů mění na mechanickou práci a roztáčejí lopatky turbíny. Turbínové kolo je spojeno hřídelí s kolem kompresoru, které má tedy stejné otáčky. Díky tomu začne kompresor nasávat a stlačovat velké množství okolního vzduchu a dopravovat jej do spalovacího prostoru. Protože stlačením vzduchu dojde také k jeho výraznému zahřátí, tak prochází plnicím chladičem vzduchu, kde se vzduch ochladí a získá tak ještě vyšší hustotu. [2][13]

Stupeň využití energie výfukových plynů závisí na konstrukci výfukového systému motoru a na celkové účinnosti turbodmychadla. Vhodným turbodmychadlem lze dosáhnout až 100 % nárůstu výkonu. [2][13]

Potřebný příkon turbodmychadla je dán rovnicí: [2]

$$P_D = \dot{m}_v \cdot W_{C-S} \cdot \frac{1}{\eta_{C-S}} = \dot{m}_{vzd} \cdot T_{D1} \cdot \kappa \cdot \frac{\Pi_c^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{C-S}} \quad (18)$$

kde:

P_D	[W]	příkon turbodmychadla
W_{C-S}	[J]	izotermická práce kompresoru
η_{C-S}	[-]	izotermická účinnost kompresoru
T_{D1}	[K]	teplota nasávaného vzduchu
Π_c	[-]	stupeň stlačení kompresoru (tlakový poměr)
κ	[-]	měrná tepelná kapacita vzduchu při stálém tlaku (adiabatický exponent)

Turbodmychadlo a hnací turbína plnicího agregátu mají společný hřídel, a proto musí platit: [2]

$$P_D = P_T \cdot \eta_{Dm} \quad (19)$$

kde:

P_T	[W]	výkon turbíny
η_{Dm}	[J]	mechanická účinnost dmychadla (ztráty v uložení hřídele)

5.3.1 Regulace turbodmychadla

Regulace turbodmychadla probíhá v podstatě sama. S rostoucím zatížením roste i průtok spalin, a tím i množství stlačeného vzduchu v sání motoru. Problémem je nastavení vhodných parametrů turbodmychadla. Z pohledu nízké měrné spotřeby paliva, je vhodné, aby byl motor provozován při nižších otáčkách. Z toho důvodu je nutné, aby turbodmychadlo při těchto otáčkách dodávalo optimální množství vzduchu. Při plném zatížení motoru by ale množství spalin z motoru bylo příliš velké a v průtočných průřezích turbíny by docházelo ke škrcení vzduchu. Proto je většinou turbodmychadlo opatřeno různými prvky, které tomu zabraňují. [5]

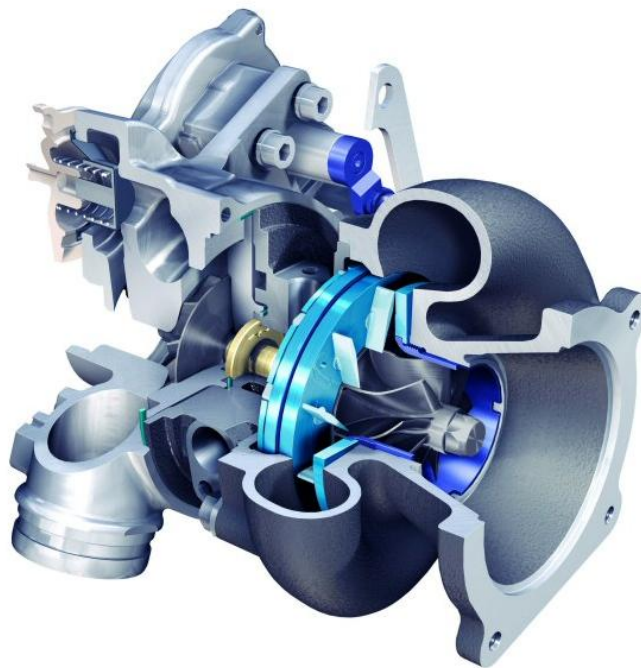
Natáčení rozváděcích lopatek turbíny

V dnešní době se jedná o jeden z nejčastějších typů regulace pracovního režimu turbodmychadla. Toto řešení umožňuje co nejlepší využití energie výfukových plynů a dosažení rychlého nárůstu točivého momentu motoru při jeho akceleraci. [5]

Existuje celá řada různých zkratk, které se běžně používají, když se odkazuje na turbodmychadla s variabilní geometrií turbín. Ve většině případů to byly ochranné známky, které konkrétní výrobci použili s odkazem na jejich produkty. [15]

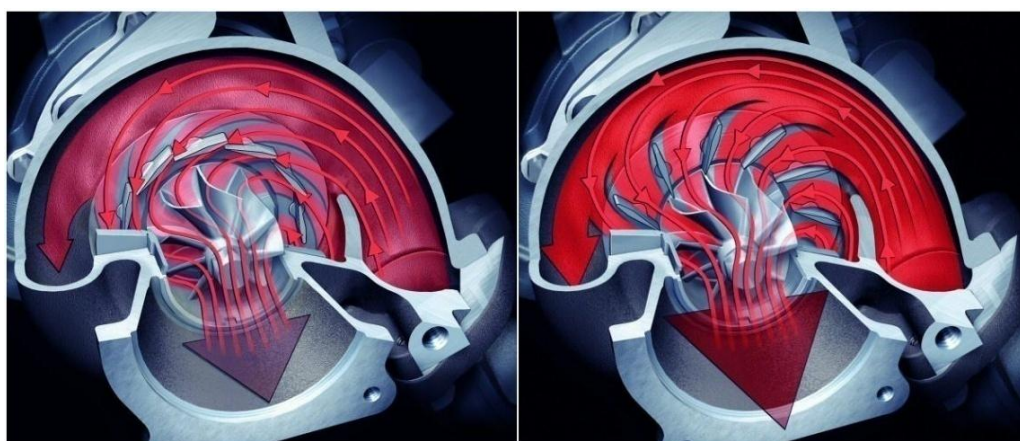
- VGT - Turbodmychadlo s variabilní geometrií (Cummins / Holset)
- VNT - Variabilní Tryska turbína (Honeywell / Garrett)
- VTG - Variable Turbine Geometry (BorgWarner a ABB)
- VGS - Variable Geometry System turbodmychadla (IHI)
- VTA - Variable Turbine Area (MAN Diesel & Turbo)

Turbodmychadlo má ve statoru turbíny umístěné lopatky rozvaděče s možností jejich natočení. Lopatky rozvaděče jsou spojeny prstencem, který se natáčí a všechny lopatky se natácejí synchronizovaně o stejný úhel. Natočením lopatek se změní průtokový průřez vstupního kanálu a úhel, pod kterým spaliny vstupují do oběžného kola turbíny. Změnou průtokového průřezu se mění rychlost vstupujících spalin, které ovlivňují otáčky turbíny a dmychadla, což zase ovlivňuje velikost plicního tlaku. [5]



Obr. 36 Turbodmychadlo s variabilní geometrií lopatek [32]

Při nízkých otáčkách a nízkém zatížení motoru, když je nízký průtok výfukových plynů, se lopatky natočí směrem k tangenciální poloze. Tím se zúží vstupní průřez a vynutí se zrychlení proudu výfukových plynů a tím i zvýšení otáček turbínového kola. Tak se dosáhne požadovaného plnicího tlaku už při nízkých otáčkách motoru. Naopak při vyšších otáčkách a zatíženích, kdy by byl plnicí tlak příliš vysoký se lopatky natočí směrem k radiální poloze. Vstupní průřez se zvětší, takže klesne průtoková rychlost výfukových plynů, otáčky turbíny a tedy i plnicí tlak. [5]



Obr. 37 Ukázka natáčení lopatek při různých zatíženích [32]

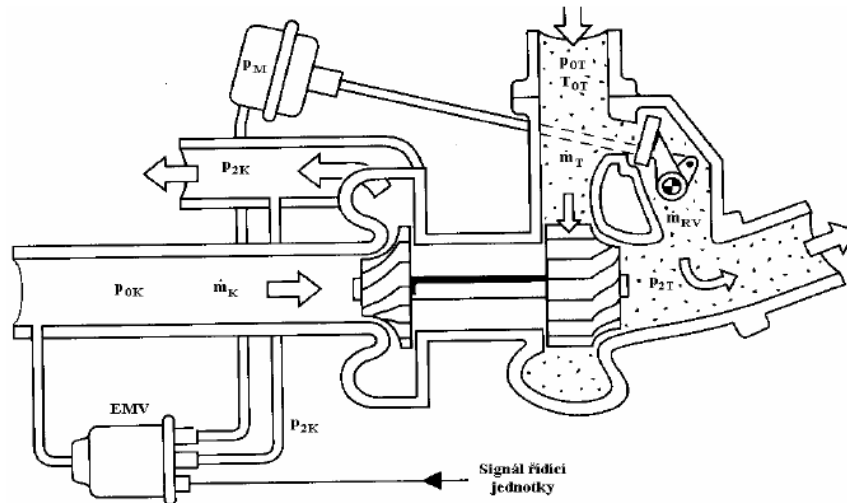
Obtok výfukových plynů „WasteGate”

Regulace odpouštěním výfukových plynů před turbínou je systém regulace turbodmyhadla, který se také nazývá Wastegate. Ten nám poskytuje kontrolu nad plnicím tlakem vstupujícím do motoru. Existují dvě konfigurace wastegate ventilů. Ve většině případů je ventil zabudovaný přímo v turbínové skříni, nebo může být i externí. Systém ovládání ventilu je buď pneumatický nebo elektronicky pomocí ovládacího členu, aktuátoru. [14]



Obr. 38 Interní a externí wastegate [14]

Pro tuto regulaci musí být navržena turbína tak, aby při maximálním točivém momentu motoru mělo turbodmychadlo při plném hmotnostním toku turbínou takové otáčky, při kterých kompresor dosahuje maximálního plnicího tlaku vzduchu. Překročením maximálního plnicího tlaku v sání začne membránový regulační ventil otvírat obtokovou klapku a část výfukových plynů začne obtékat mimo turbínu přímo do výfukového potrubí. [10] [14]

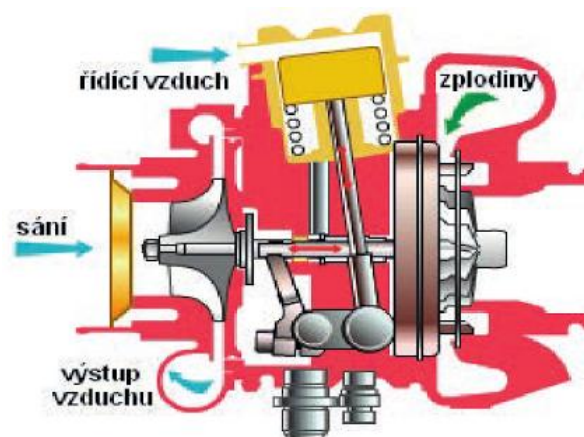


Obr. 39 Schéma odpouštění výfukových plynů [10]

Změna šířky rozváděcího kola

Další regulací pracovního režimu turbíny je změna šířky rozváděcího kola turbíny. Tento způsob je zdánlivě nejjednodušším způsobem změny geometrie turbíny. Náročnost vyplývá z jeho principu. Celé rozváděcí kolo s lopatkami je nutné rovnoměrně axiálně posouvat po celém obvodu turbínové skříně při teplotách až 800°C a přitom lopatky zasouvat do prstence v druhé stěně, která má vytvořené otvory s profilem zasouvaných lopatek. [5]

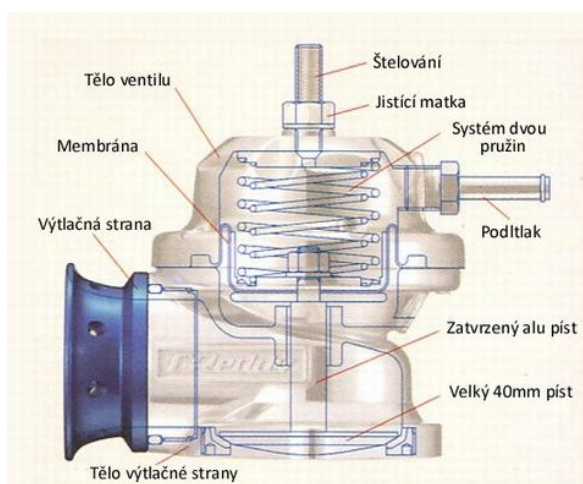
Z hlediska parametrů to je originální řešení, protože proti ostatním způsobům regulace, zde protéká celý hmotnostní tok turbínou při optimálním úhlu náběhu proudu do oběžného kola. Turbína tak má stále vysokou vnitřní účinnost. Zvětšení ztrát je způsobeno pouze zvýšenými třecími ztrátami ve statoru a náhlým rozšířením v rotoru turbíny. [10]



Obr. 40 Regulace změnou šířky rozváděcího kola turbíny [5]

Blow - off ventil (BOV)

Blow-off ventil je přetlakové zařízení na sacím potrubí, bránící tlakovým rázům kompresoru. BOV by měl být instalován mezi kompresor a škrticí klapku. Když se škrticí klapka prudce uzavře, například při rychlém ubrání plynu, a tím se vytvoří v sacím potrubí přetlak a pulzace vzduchu, které brzdí kompresorové kolo a přetěžují je. Vysoké zatížení a přepětí kompresorového kola, pak může vést k selhání axiálního ložiska. Aby se zabránilo poškození turbodmychadla a motoru při uzavření škrticí klapky, kdy vzduch stlačený turbodmychadlem nemá kam proudit, jsou přepřehované motory vybaveny přepouštěcím ventilem. Po zavření škrticí klapky vznikne za klapkou podtlak, který se využije k otevření přepouštěcího ventilu. Přebytečný vzduch se tak vyfoukne ven z potrubí ven do atmosféry což je doprovázené charakteristickým zvukem. [14] [16]

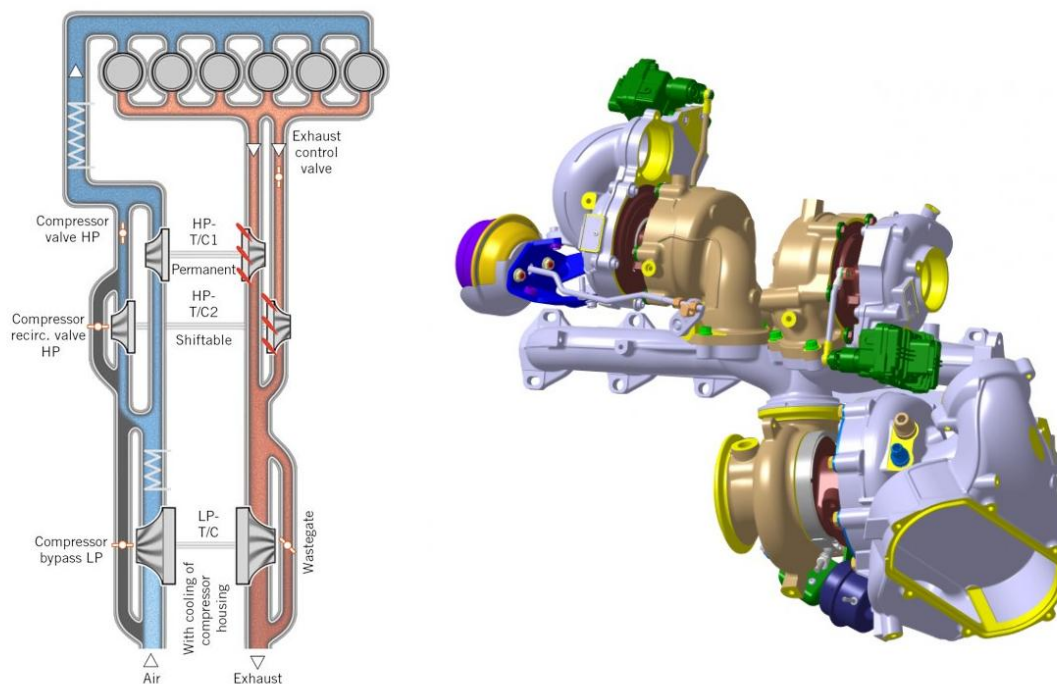


Obr. 41 Blow-off ventil [33] [34]

5.3.2 Vícestupňové přepřívání

Pro dosažení co nejvyšší účinnosti motoru s vysokým stupněm plnění, je potřeba na straně turbíny co nejlépe využít energii výfukových plynů, a na kompresorové straně snížit práci potřebnou ke stlačení plnicího vzduchu. Ke zvýšení účinnosti se používá rozdělení komprese a expanze do více stupňů. [7]

Vícestupňové přepřívání spočívá v použití dvou nebo více turbodmychadel zapojených sériově nebo paralelně. Výhodou tohoto použití je dosažení vyšších plnicích tlaků nebo zvýšení pracovního rozmezí turbodmychadla od nejnižších po maximální otáčky motoru. Všechny různé kombinace a konstrukční řešení přináší vesměs stejné výhody. Na druhou stranu z důvodu složitosti konstrukce jsou systémy vícestupňového přepřívání drahé, a proto je nutné zvážit v jakých vozidlech systém vícestupňového přepřívání použít. [1]

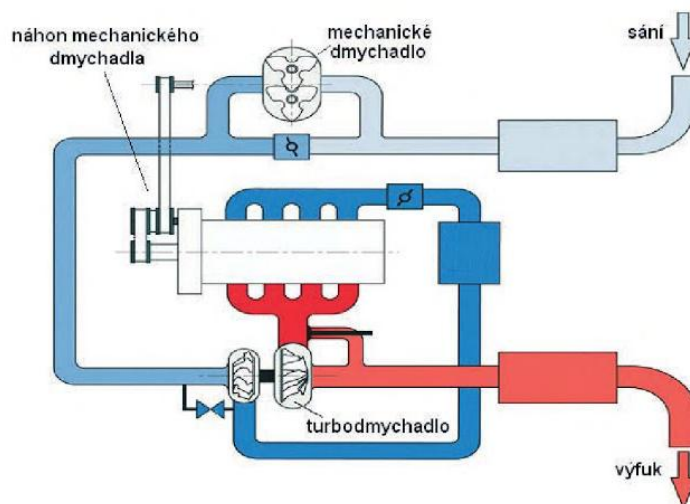


Obr. 42 Třístupňové přepřívání [35]

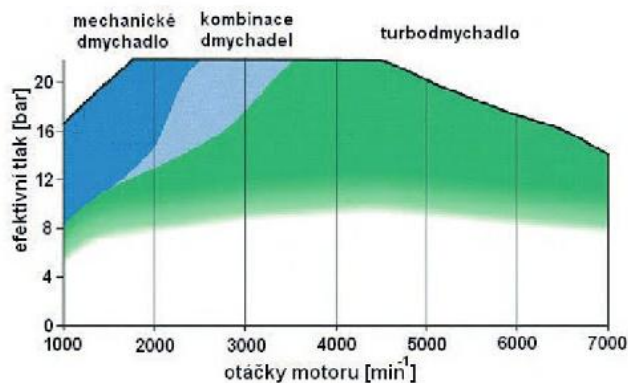
Kombinace mechanického dmyhadla s turbodmyhadlem

Nevýhodou použití turbodmychadel k přeplňování malých spalovacích motorů je nízký točivý moment a výkon ve spodní oblasti otáček, kdy malé množství výfukových plynů nedokáže roztočit turbínu dmyhadla. Tuto nevýhodu lze odstranit kombinací mechanického dmyhadla s turbodmyhadlem. Při nízkých otáčkách, kdy ještě nepracuje turbodmyhadlo, dodává do motoru stlačený vzduch mechanické dmyhadlo. To se při vyšších otáčkách odpojuje pomocí elektromagnetické spojky, aby zbytečně neodebíralo výkon z klikové hřídele a přeplňování motoru již zajišťuje pouze turbodmyhadlo. Za rozvojem této technologie přeplňování stojí downsizing. [5]

Typickým představitelem, který využívá tuto kombinaci přeplňování je společnost Volkswagen s motory TSI. U motoru 1,4 TSI pracuje do otáček 2400 min^{-1} pouze mechanické dmyhadlo a od těchto otáček se připojuje i turbodmyhadlo. Při otáčkách nad 3500 min^{-1} pracuje už pouze turbodmyhadlo. [5]



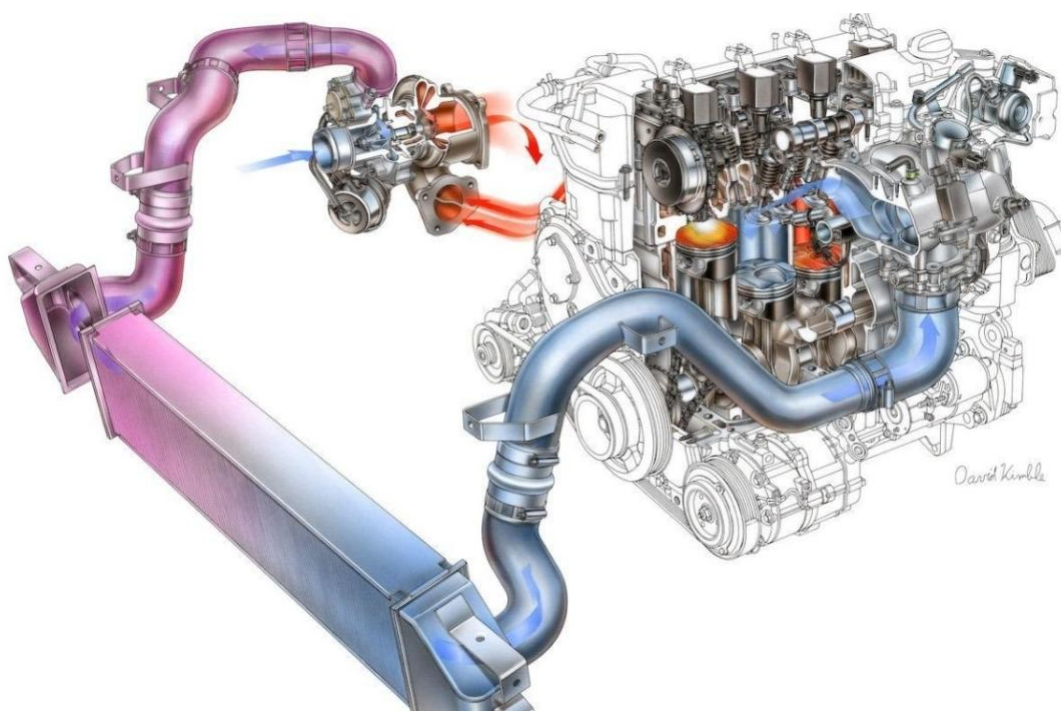
Obr. 43 Schéma kombinovaného přeplňování [5]



Obr. 44 Součinnost dmyhadel [5]

6 SYSTÉMY CHLAZENÍ PLNICÍHO VZDUCHU

Jak již bylo zmíněno v kapitole 4.2.1, hmotnostní naplnění válce čerstvou směsí nebo vzduchem přímo ovlivňuje výkon motoru, protože stlačováním vzduchu dochází k jeho zahřátí. Zahřátý vzduch má větší objem než chladnější vzduch, a proto je vhodné u vyšších stupňů přeplňování použít chlazení stlačeného vzduchu. Použití chladiče stlačeného vzduchu „intercooleru” je obvyklé u systémů přeplňování se součinitelem plnicího vzduchu větším než 1,5. Při tomto stlačení dochází v kompresoru k výraznému ohřátí vzduchu. Intercooler je ve většině případů umístěn na trase mezi kompresorem a škrticí klapkou motoru. V automobilech je nejčastěji umístěn v oblasti přední masky, kde využívá proudu náporového vzduchu. Zapojení mezichladiče stlačeného vzduchu do sacího systému spalovacího motoru je patrné z obrázku 45. [5]



Obr. 45 Systém přeplňování s mezichladičem stlačeného vzduchu [36]

Výše ochlazení plnicího vzduchu při použití chladiče je závislé na: [5]

- velikosti teplosměnné plochy chladiče
- druhu chladicího média (voda nebo vzduch)
- vstupní teplotě chladicího média
- poměru hmotnostního toku a chladicího média
- druhu a účinnosti chladiče

Chlazení plnicího vzduchu přepřňovaného motoru má své následující výhody: [5]
[1]

- zvýšení hustoty plnicího vzduchu, při nepatrném snížení tlaku ztrátou v chladiči
- při stejné dávce paliva se sníží hladina celého tepelného oběhu, a tím i maximální spalovací teploty a tlaky
- snížení tepelného a částečně i mechanického namáhání motoru
- snížení teploty výfukových plynů
- snížení měrné spotřeby paliva o 3-5% při jmenovitém výkonu motoru
- při stejné spotřebě paliva se chlazením dosáhne zvýšení výkonu motoru o 5-6%
- zvýšení jmenovitého výkonu přepřňovaného motoru chlazením je asi 10-35%
- snížení emisí NOx vlivem nižších teplot spalování

Nezávisle na konstrukci kompresoru dochází v každém kompresoru vlivem stlačení nasávaného vzduchu ke zvýšení teploty, což závisí především na požadovaném kompresním poměru. Rovnice teplotní změny vzduchu při stlačení v kompresoru je dána vztahem: [1]

$$T_{D2} = T_{D1} \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{c-s}} \cdot \left[\left(\frac{p_{2c}}{p_{1c}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \right\} \quad (20)$$

kde:

T_{D2}	[K]	teplota vzduchu na výstupu z kompresoru
p_{2c}/p_{1c}	[-]	tlakový (kompresní) poměr

Příklad účinnosti chlazení plnicího vzduchu, při úvaze ideálního motoru s následujícími charakteristikami: [1]

Je dán reálný kompresor s parametry:

- kompresní poměr $p_2/p_1 = 2,5$
- izotermická účinnost $\eta_{c-s} = 0,7$

Stavové veličiny nasávaného vzduchu:

- kompresní poměr $T_1 = 293 \text{ K (} 20 \text{ °C)}$
- izotermická účinnost $p_1 = 100 \text{ kPa}$

Plynová konstanta vzduchu: $r = 287 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Měrná tepelná kapacita vzduchu: $\kappa = 1,4$

Dosazením uvedených parametrů do rovnice teplotní změny vzduchu (20) vyjde výsledná teplota vzduchu na výstupu z kompresoru přibližně $T_2 = 418 \text{ K}$ ($145 \text{ }^\circ\text{C}$). V následujícím srovnání, s využitím stavové rovnice plynu, můžeme porovnat hustoty vzduchu při různých teplotách, který je nasáván do válce. [1]

Dosazením do rovnice (10) dostaneme pro atmosférický motor hustotu nasávaného vzduchu:

$$\rho_1 = \frac{p_1}{r \cdot T_1} = \frac{100\,000}{287 \cdot 293} = 1,19 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} (= 100\%) \quad (21)$$

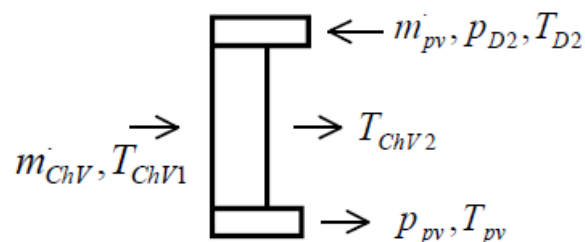
Pro přeplňovaný motor bez chladiče stlačeného vzduchu:

$$\rho_2 = \frac{p_2}{r \cdot T_2} = \frac{250\,000}{287 \cdot 418} = 2,09 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} (= 175\%) \quad (22)$$

Pro přeplňovaný motor s mezichladičem stlačeného vzduchu a teplotou za chladičem $T_3 = 313 \text{ K}$ ($40 \text{ }^\circ\text{C}$):

$$\rho_3 = \frac{p_2}{r \cdot T_3} = \frac{250\,000}{287 \cdot 313} = 2,78 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} (= 234\%) \quad (23)$$

Z výsledků je vidět enormní účinnost chlazení stlačeného vzduchu, protože při konstantním tlaku došlo ke zvýšení jeho hustoty z $2,09$ na $2,78 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, což je nárůst hustoty plnicí směsi o 33 %. Z toho vyplývá, že je výhodné mít u přeplňovaných motorů mezichladič stlačeného vzduchu. [1]



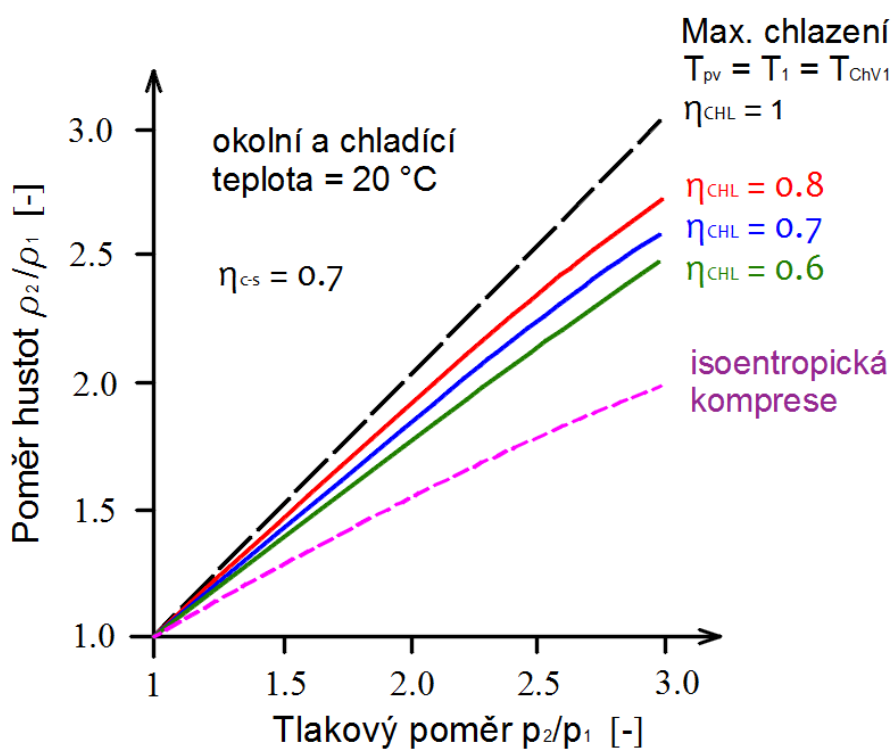
Obr. 46 Schéma chladiče plnicího vzduchu [2]

Účinnost mezichladiče je vlastnost použitá pro posouzení kvality chlazení plnicího vzduchu. Je definována jako poměr mezi skutečným a maximálně možným odvodem tepla. Účinnost chladiče se většinou pohybuje v rozsahu od 75% do 90%. [2]

$$\eta_{CHL} = \frac{T_{D2} - T_{pv}}{T_{D2} - T_{ChV1}} \quad (24)$$

kde:

η_{CHL}	[-]	účinnost chladiče stlačeného vzduchu
T_{pv}	[K]	teplota stlačeného vzduchu vystupující z chladiče
T_{ChV1}	[K]	teplota chladicího vzduchu před chladičem



Obr. 47 Vliv účinnosti mezichladiče v závislosti na hustotě vzduchu a tlakovém poměru [1]

6.1 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ CHLADIČŮ STLAČENÉHO VZDUCHU

Mezichladiče stlačeného vzduchu se skládají z chladičí komory, kterou proudí stlačený vzduch, a z chladičí mřížky, která zajišťuje výměnu tepla mezi ohřátým stlačeným vzduchem a proudícím okolním vzduchem. Pro zvýšení teplosměnné plochy jsou žebra uspořádána do jednotlivých průtokových kanálů s lamelami. K přenosu tepla dochází přímým prouděním vzduchu mezi těmito kanálky (lamelami). Z tohoto důvodu musí být vyrobeny z materiálu, který účinně vede teplo, nejlépe tedy kov. Rychlost přenosu tepla (výkon mezichladiče) se vypočítá: [1]

$$Q_{CHL} = k \cdot S_C \cdot \Delta T \quad (25)$$

kde:

Q_{CHL}	[W]	výkon chladiče stlačeného vzduchu
k	[W/m ² ·K]	koeficient prostupu tepla
S_C	[m ²]	chladičí plocha
ΔT	[K]	rozdíl teplot chladičího vzduchu před a za chladičem

Rovnice ukazující vlivy plnicího vzduchu, chladičí kapaliny a stěny ve vztahu k přenosu tepla. Velikost této hodnoty je určena součtem členů ve jmenovateli, které samy o sobě závisí na mezichladiči: [1]

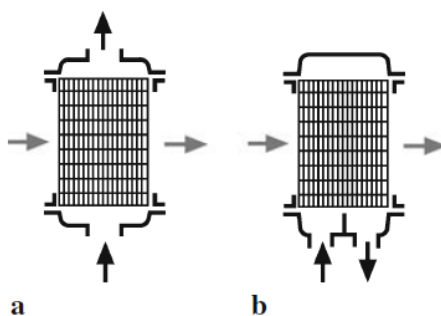
$$\frac{1}{k \cdot S_C} = \frac{1}{\alpha_{in} \cdot S_{in}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{out} \cdot S_{out}} \quad (26)$$

kde:

α_{in}	[W]	koeficient prostupu tepla na straně chladičího vzduchu
α_{out}	[W/m ² ·K]	koeficient prostupu tepla na straně plnicího vzduchu
S_{in}	[m ²]	chladičí plocha
S_{out}	[m ²]	teplota chladičího vzduchu za chladičem
δ	[m ²]	tloušťka převádějící stěny
λ_s	[m ²]	tepelná vodivost stěny

Z rovnice (26) je vidět, že součin $\alpha \cdot S$ musí být co největší aby se dosáhlo vysoké hodnoty přestupu tepla $k \cdot S_C$. To určuje konstrukci a rozměry chladiče. Konstrukce chladiče se také liší v závislosti na použitém chladičím médiu, vzduchu nebo vodě. [1]

Mezichladiče vzduch - vzduch jsou konstruovány s prakticky stejnou teplosměnnou plochou na straně chladicího i plicního vzduchu. Pro mezichladiče voda - vzduch je velikost teplosměnné plochy mezi vodou a vzduchem v poměru asi 10:1. To znamená, že chladicí plocha na straně vzduchu vždy představuje limitní, kritickou hodnotu. Proto nejsou na straně vody nutná žádná žebra. [1]

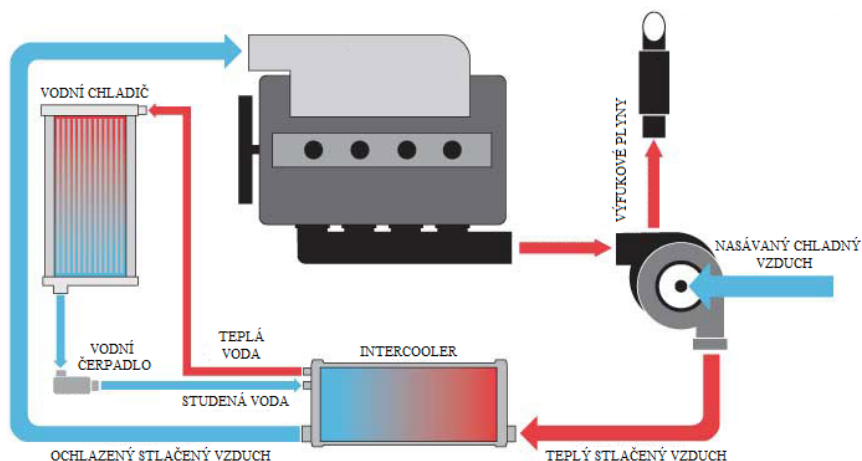


Obr. 48 Konstrukční řešení mezichladiče a) křížové proudění b) dvojitě křížové proudění [1]

6.1.1 Mezichladiče voda - vzduch

Ve vodním intercooleru dochází k výměně tepla mezi vodou a vzduchem. Voda je čerpána přes mezichladič, čímž dochází k ochlazení stlačeného vzduchu a teplo je přenesené do vody. Tento způsob chlazení může být umístěn kdekoli, ale musí k němu být přivedena voda. Vzhledem k požadavkům na průtok vody vyžaduje toto chlazení vodní čerpadlo, nádrž a tepelný výměník pro vodu. Ten musí být umístěn tak, aby byl ochlazován proudícím vzduchem. [17]

V závislosti na konstrukci, se vodní mezichladiče rozlišují na mezichladiče s kulatými trubkami nebo plochými trubkami. [1]

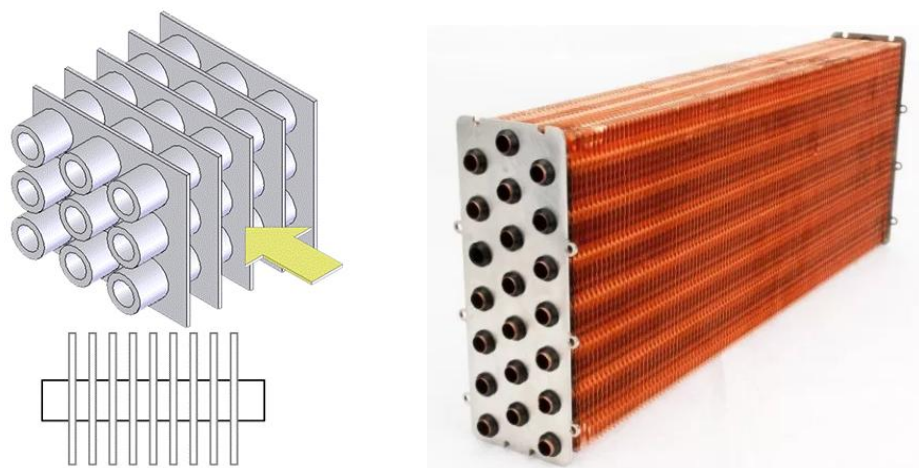


Obr. 49 Schéma zapojení mezichladiče voda - vzduch [18]

Mezichladiče s kulatými trubkami

Jádro mezichladiče s kulatými trubicemi se skládá z velkého množství desek (žebér), které jsou navlečeny na trubky. Spojení se provádí buď hydraulicky nebo mechanicky rozšiřováním trubek, nebo měkkým pájením. Kvalita přenosu tepla těchto dvou metod se od sebe výrazně neliší. Existují ovšem rozdíly s ohledem na možné kombinace materiálů. Hydraulickou expanzí jsou spojovány materiály, které nelze spojit pájením, například trubky z nerezové oceli, mědi, mosazi nebo titanu s žebry z mědi nebo hliníku. Mezichladiče s kulatými trubicemi se nejčastěji používají v případě, že chladicí kapalina je neupravená voda nebo mořská voda. Vzhledem ke kontaminaci a korozi musí být jednotlivé průtoky pozorovány a mezichladiče se musí v pravidelných intervalech čistit. [1]

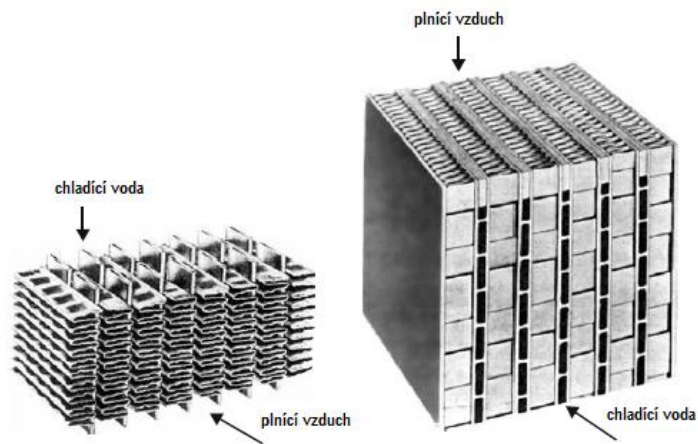
Účinnost chladičů s kruhovými trubicemi je do určité mezery. V případě použití plochých trubek se účinnost chladiče výrazně zvýší. [1]



Obr. 50 Mezichladič s kruhovými trubicemi [37]

Mezichladiče s plochými trubicemi

Vzhledem k proudění na straně plnicího vzduchu mají efektivnější tvar bez ztát tlaku ploché trubice, proto mohou být žebra hustěji naskládána. Úzké trubkové kanály však nejsou vhodné pro čerpání špinavé vody, a proto by měly být použity pouze v systémech s uzavřenou smyčkou chladicí vody. Používají se dvě provedení chladičů s plochými trubicemi. [1]



Obr. 51 Chladiče s plochými trubicemi [1]

V případě plochých oválných tenkostěnných trubek (s nebo bez vnitřních žebek) jsou vzduchové lamely na boky trubek připájeny. Na koncích mezichladiče jsou přivařena nebo přišroubována vodní sběrná potrubí do kterých je přivedena chladičí voda. Tato konstrukce vyžaduje speciální lisovací nástroje. [1]

V druhém případě se blok mezichladiče skládá z plechů, tyčí a nosných lamel, které společně tvoří vodní kanály, a na druhé straně vzduchové kanály. Vodní sběrná potrubí jsou přivařena ke koncům bloku. Tato konstrukce je vhodná pro malosériovou výrobu. [1]

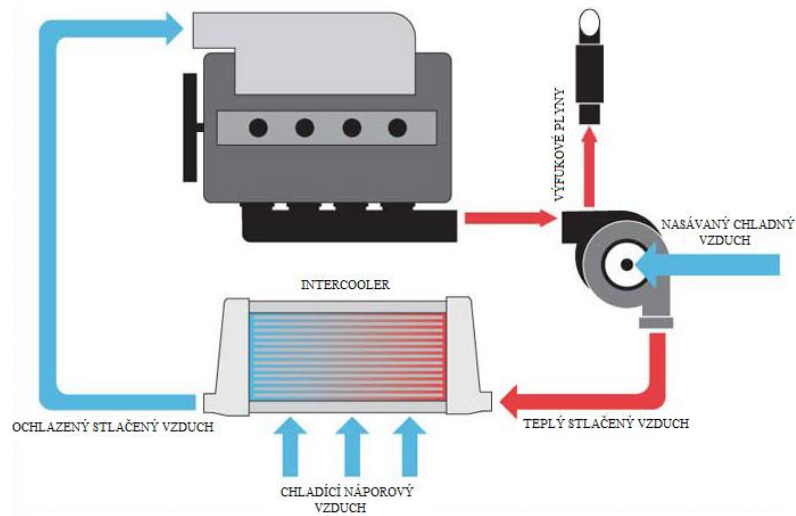


Obr. 52 Intercooler voda - vzduch [38] [39]

6.1.2 Mezichladiče vzduch - vzduch

Mezichladič vzduch - vzduch odebírá teplo ze stlačeného vzduchu pomocí sítě trubek s chladicími žebry. Stlačený vzduch je tlačěn přes mezichladič a předává své teplo trubkám s chladicími žebry. Chladný venkovní vzduch proudící přes chladič pohlcuje teplo z chladicích žebřer mezichladiče a odvádí jej pryč, čímž se snižuje teplota stlačeného vzduchu. Výhodou tohoto systému je jednoduchost, nízké náklady a nízká hmotnost. Díky těmto faktorům se jedná o nejčastější způsob chlazení stlačeného vzduchu. Mezichladiče typu vzduch - vzduch se vyrábí kompletně celé z hliníku a používají se převážně dva druhy hliníkových chladičů: [1] [18]

- mezichladiče s malou hloubkou bloku (asi 30 mm) a s trubkami bez vnitřních žebřer, pro střední hodnoty hmotnostního proudu vzduchu
- provedení s hloubkou bloku 50 až 100 mm, s turbulentními vložkami v trubkách, převážně pro vysoké hodnoty hmotnostního toku stlačeného vzduchu



Obr. 53 Schéma zapojení mezichladiče vzduch - vzduch [18]



Obr. 54 Konstrukční řešení hliníkových chladičů vzduch - vzduch [41]

7 VLASTNÍ MĚŘENÍ

Součástí diplomové práce bylo měření a vyhodnocení dat na reálném přeplňovaném motoru. Měření bylo provedeno v testovacích laboratořích společnosti XXX na motorové zkušebně vybavené elektrickým dynamometrem AVL a motorem Audi.

7.1 MOTOR

Jak zde již bylo uvedeno, měření probíhalo na přeplňovaném zážehovém motoru Audi 2.0 TFSI (Turbo Fuel Stratified Injection - vrstvené vstřikování paliva). Jedná se o motor koncernu Volkswagen s označením EA888 s proměnlivou změnou výšky zdvihu výfukových ventilů (valvelift). Tento motor se používal například u modelů Audi TT, A4, A5, Q5 nebo Seat Exeo. Parametry motoru jsou uvedeny v tabulce 1.

Tabulka 1 Parametry motoru

Označení	2.0 TFSI (EA888)
Výrobce	Audi
Palivo	BA - 98N
Zdvihový objem	1984 cm ³
Max. otáčky	6000 min ⁻¹
Počet válců	4
Počet ventilů na válec	4
Uspořádání	řadový
Vrtání	82,5 mm
Zdvih	92,8 mm
Plnění	turbodmychadlem
Kompresní poměr	9,6 : 1
Pořadí zapalování	1-3-4-2



Obr. 55 Motor Audi 2.0 TFSI [42]

7.2 DYNAMOMETR

Testovací cela byla vybavena elektrickým aktivním dynamometrem AVL DynoExact 330. Parametry dynamometru jsou uvedeny v tabulce 2.

Elektromagnetické vířivé dynamometry pracují na principu vzniku vířivých proudů. Základem je vodivý rotující kotouč uložený v magnetickém poli statoru. Rotací kotouče dochází ke změně magnetického pole a tím k indukci elektrického proudu. Proud zpětně vytváří kolem kotouče magnetické pole s opačným směrem, čímž vzniká brzdná síla. Aktivní dynamometry jsou schopny energii absorbovat i produkovat a naopak tak motor roztáčet. Dají se tak například určit pasivní odpory, simulovat režim brzdění motorem, případně i simulovat zatížení motoru při řazení.

Tabulka 2 Parametry dynamometru

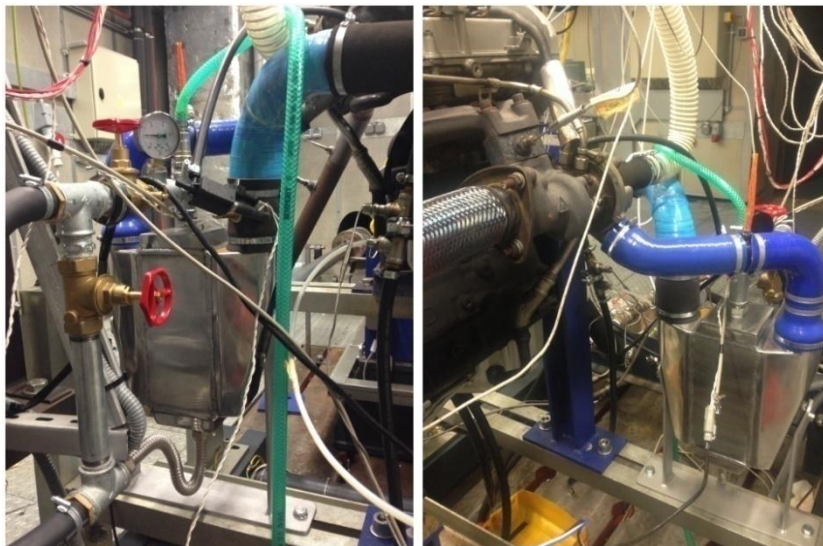
Výrobce	AVL	
Model	DynoExact330	
Max. brzdný výkon	330	[kW]
Max. otáčky	8000	[ot/min]
Max. brzdný moment	600	[Nm]
Přesnost měř. otáček	± 1	[min ⁻¹]
Přesnost měř. momentu	± 0,2	[%]



Obr. 56 Dynamometr AVL DynoExact [43]

7.3 POPIS MĚŘENÍ

Teplota nasávaného vzduchu do motoru byla ovládána pomocí mezichladiče stlačeného vzduchu typu "voda - vzduch", kdy se teplotou vody proudící přes intercooler poměrně přesně regulovala teplota nasávaného vzduchu.



Obr. 57 Intercooler voda - vzduch

Před měřením byly nejprve stanoveny provozní podmínky (viz tabulka 3), za kterých probíhalo měření a při nichž byl zřetelně vidět vliv teploty nasávaného vzduchu na výkonové parametry motoru a to bez ovlivnění výsledků dalšími činiteli. Měření tedy probíhalo při maximálním otevření škrticí klapky, konstantním plnicím tlaku a při stechiometrickém poměru.

Tabulka 3 Laboratorní a provozní podmínky

Laboratorní podmínky v cele:		
Relativní vlhkost vzduchu	40	[%]
Teplota vzduchu	25 ± 1	[°C]
Barometrický tlak	990	[mbar]
Základní podmínky pro měření:		
Otevření škrticí klapky	100	[%]
Nastavení lambdy v řídicí jednotce	1 (0,9; 0,8)	[-]
Přetlak turbodmychadla	800	[mbar]
Rozsah otáček motoru	2000 - 5000	[min ⁻¹]
Teplota oleje	114 - 127	[°C]
Teplota chladicí vody	85,4	[°C]
Teplota nasávaného vzduchu	25 - 60	[°C]
Limitní teplota turbodmychadla	990	[°C]

Na počátku měření proběhlo zahřátí motoru a všech kapalin na provozní podmínky. Celkem bylo naměřeno 34 bodů v rozmezí otáček od 2000 min^{-1} do 5000 min^{-1} . Otáčky se postupně zvyšovaly po 500 min^{-1} a teplota nasávaného vzduchu se při jednotlivých otáčkách měnila z $25 \text{ }^\circ\text{C}$ až na $60 \text{ }^\circ\text{C}$.

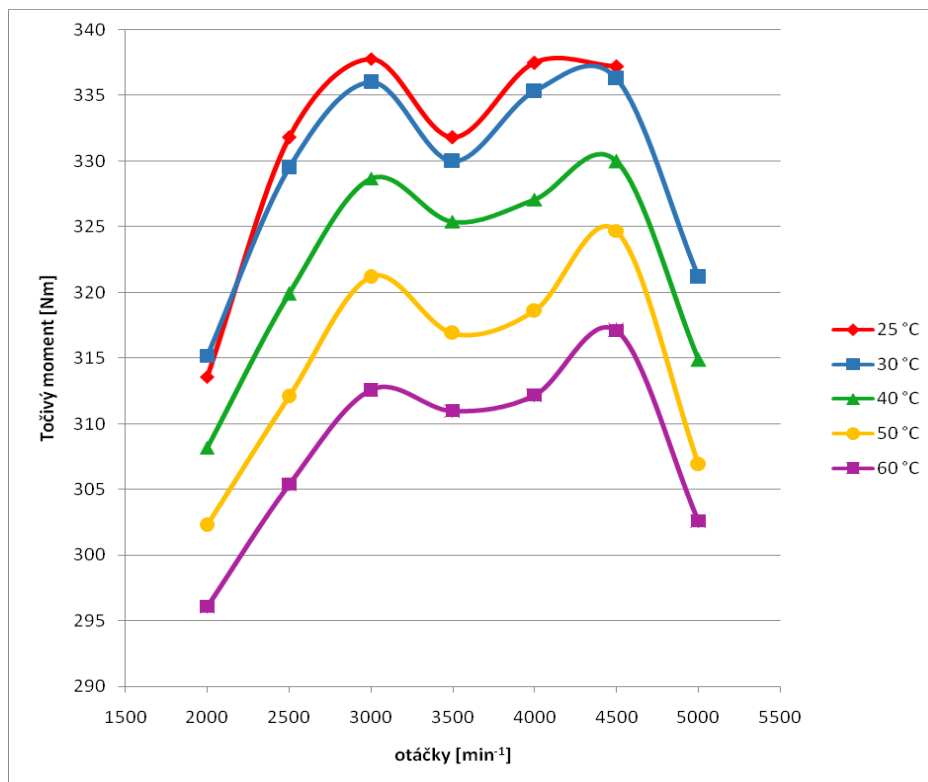
Z důvodu lepší viditelnosti výsledků byl zvolen na počátku měření konstantní plnicí tlak 80 kPa . Bylo tudíž nutné nastavit takové prvotní otáčky, při kterých je turbodmychadlo schopné tohoto plnicího tlaku dosáhnout. První hodnoty tak byly měřeny při otáčkách 2000 min^{-1} a při teplotě nasávaného vzduchu přibližně $25 \text{ }^\circ\text{C}$, což byla nejnižší teplota, na kterou byl intercooler schopen vzduch vychladit. Následně se mezichladič postupně ohříval na $30 \text{ }^\circ\text{C}$ a dále se teplota zvyšovala po $10 \text{ }^\circ\text{C}$ až na $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Poté se zvýšily otáčky motoru na 2500 min^{-1} , mezichladič se ochladil na počáteční teplotu a měření se opakovalo.

Maximální teplota nasávaného vzduchu (tj. $60 \text{ }^\circ\text{C}$) byla limitována ze dvou důvodů. Prvním byl fakt, že mezichladič byl natolik velký, že i při zastaveném průtoku vody se vzduchu ochlazoval přes jeho stěny okolním proudícím vzduchem na cele. Postupem času se při vyšších otáčkách motoru (4500 min^{-1}) ukázalo, že při této teplotě se motor pohyboval na hranici detonačního hoření (tzv. klepání).

Při otáčkách 4000 min^{-1} a součiniteli přebytku vzduchu $\lambda = 1$ by došlo k překročení maximálních povolených teplot výfukové části turbodmychadla. Z tohoto důvodu bylo třeba zvýšit bohatost směsi na $\lambda = 0,94$. Vstříknutím většího množství paliva tak došlo k ochlazení spalovacího prostoru a tím i ke snížení teploty výfukových plynů. Při otáčkách 4500 min^{-1} se pak musel součinitel λ snížit na hodnotu $0,89$ a při 5000 min^{-1} dokonce na $0,81$. Z tohoto důvodu se pak otáčky již dále nezvyšovaly.

Při 5000 ot/min již nebyl výkon mezichladiče dostatečný na to, aby byl schopný zchladit nasávaný vzduch na počáteční teplotu $25 \text{ }^\circ\text{C}$. Z tohoto důvodu jsou u těchto otáček pouze 4 hodnoty s počáteční teplotou nasávaného vzduchu $30 \text{ }^\circ\text{C}$. Všechny naměřené hodnoty jsou uvedené v tabulce v příloze.

7.4 ANALÝZA NAMĚŘENÝCH DAT



Obr. 58 Závislost točivého momentu na teplotě nasávaného vzduchu

Z grafu je zřejmé, že teplota nasávaného vzduchu ovlivňuje výkonové parametry motoru. Pokles točivého momentu a tedy i výkonu je způsoben nižší hustotou teplého vzduchu, která s rostoucí teplotou vzduchu klesá.

Pro lepší představu je uveden z naměřených hodnot konkrétní příklad poklesu hustoty vzduchu. Hustotu lze vyjádřit ze stavové rovnice plynu (10), kde je barometrický tlak 90 kPa a měrná plynová konstanta vzduchu $287 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Vybral jsem hodnoty při otáčkách 3000 min^{-1} .

Viditelný pokles točivého momentu při otáčkách 3500 min^{-1} je pouze v jednotkách Nm (max. 6 Nm). Takový pokles je při vyšší hodnotě točivého momentu kolem 320 Nm zanedbatelný. K poklesu mohlo pravděpodobně dojít vznikem pulzačních (rezonančních) vln v sání, nebo chybou měření.

Tabulka 4 Tabulka vybraných hodnot pro 3000 ot/min

Pe [kW]	M _T [Nm]	T2C_H [°C]	T1E [°C]	P1E_EGR [kPa]
106,12	337,8	107,2	26,28	80,7
98,21	312,6	107	60,09	80,2

Hustota nasávaného vzduchu při teplotě 26,28 °C (299,38 K):

$$\rho_1 = \frac{p_1}{r \cdot T_1} = \frac{90\,000 + 80\,700}{287 \cdot 299,38} \cong 1,987 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (27)$$

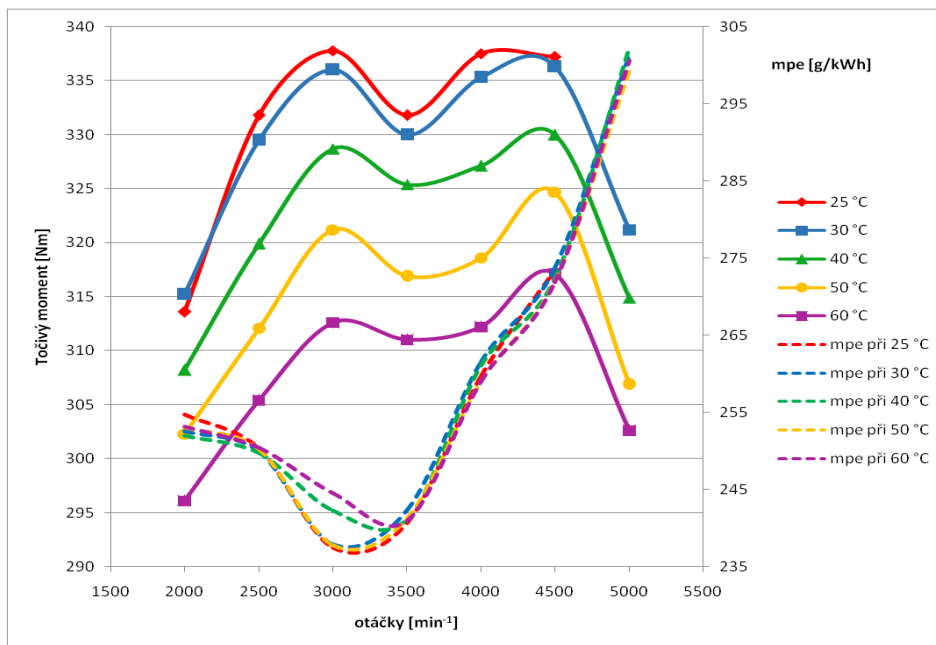
Hustota nasávaného vzduchu při teplotě 60,09 °C (342,24 K):

$$\rho_2 = \frac{p_2}{r \cdot T_2} = \frac{90\,000 + 80\,200}{287 \cdot 342,24} \cong 1,733 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (28)$$

Hustota nasávaného vzduchu při teplotě 107 °C (380,15 K), což by bylo v případě, že by byl odstraněn intercooler a nedocházelo by k chlazení nasávaného vzduchu:

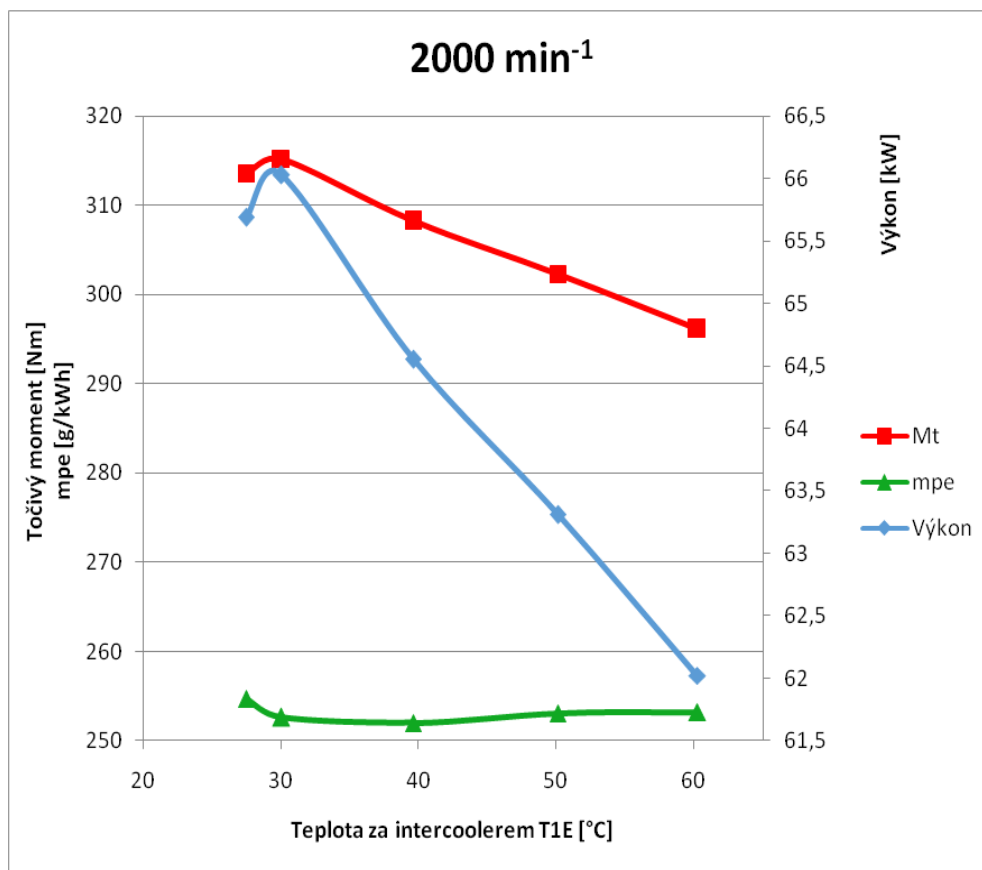
$$\rho_3 = \frac{p_3}{r \cdot T_3} = \frac{90\,000 + 80\,200}{287 \cdot 380,15} \cong 1,56 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (29)$$

Z výsledků je zřetelně vidět pokles hustoty nasávaného vzduchu. Při změně teploty z 26 °C na 60 °C poklesla hustota vzduchu přibližně o 13 %. Vlivem toho došlo také k poklesu točivého momentu téměř o 8 %. Z grafu je patrné, že pokles točivého momentu je rovnoměrný v celém rozsahu měřených otáček.



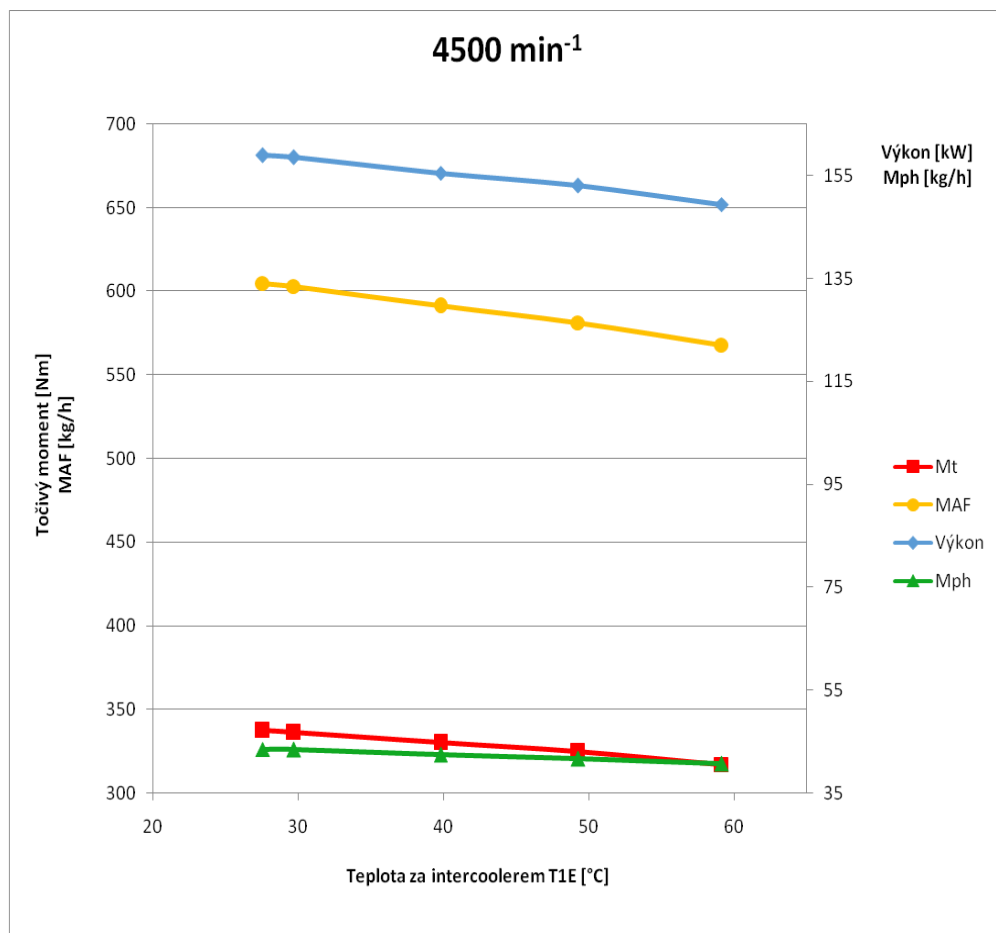
Obr. 59 Závislost točivého momentu a měrné spotřeby na teplotě nasávaného vzduchu

Do grafu na obrázku 59 byla navíc přidána měrná efektivní spotřeba paliva. Je vidět, že s rostoucí teplotou vzduchu se spotřeba mírně zvyšuje. Strmé stoupání měrné spotřeby přibližně od 4000 ot/min je způsobené výše zmíněným zvyšováním bohatosti směsi, za účelem ochlazení spalovacího prostoru a snížením teploty výfukových plynů.



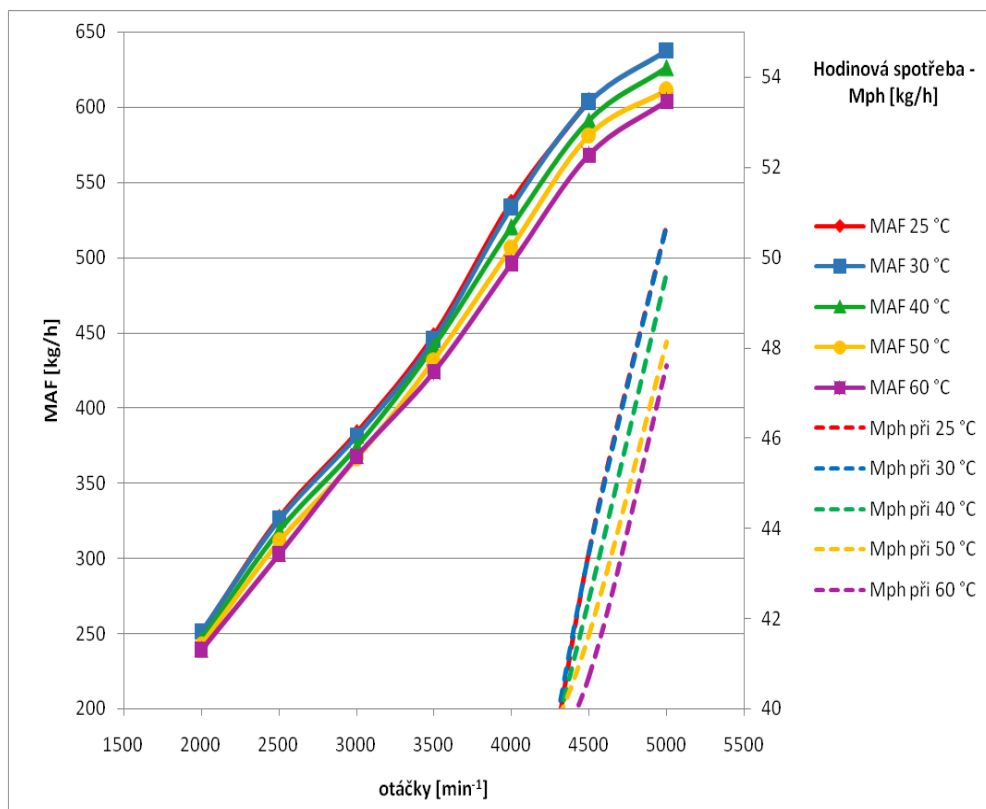
Obr. 60 Závislost točivého momentu, výkonu a měrné spotřeby na teplotě plnicího vzduchu

Na grafu (obr. 60) je vidět, že při teplotě plnicího vzduchu 30 °C dosahuje motor maximálního výkonu a točivého momentu. S nižší případně vyšší teplotou výkonové parametry klesají. Dále je vidět, že měrná efektivní spotřeba paliva je nejnižší v rozmezí mezi 30 °C až 40 °C.



Obr. 61 Závislost točivého momentu, výkonu, hodinové spotřeby a hmotnostního toku nasávaného vzduchu na teplotě plnicího vzduchu

Z obrázku 61 je opět vidět pokles točivého momentu, výkonu, hodinové spotřeby i hmotnostního toku nasávaného vzduchu na teplotě plnicího vzduchu. Výkonové parametry motorů klesají téměř rovnoměrně s úbytkem nasávaného množství vzduchu. V závislosti na úbytku vzduchu mírně klesá také hodinová spotřeba paliva.



Obr. 62 Závislost hmotnostního průtoku vzduchu a hodinové spotřeby paliva na teplotě plnicího vzduchu

Z obr. 62 je patrné, že s rostoucí teplotou plnicího vzduchu klesá jeho hmotnostní průtok přes MAF senzor. Tento pokles je opět způsobený nižší hustotou teplého vzduchu. S klesající hustotou nasávaného vzduchu klesá také množství paliva vstříknutého do válce, čímž klesá i hodinová spotřeba.

8 ZÁVĚR

Diplomová práce poskytuje nahlédnutí do problematiky přeplňování a chlazení plicního vzduchu, a také určení, jak ovlivňuje teplota nasávaného vzduchu výkonové parametry přeplňovaného motoru.

Z naměřených a následně vyhodnocených dat je zřejmé, že s rostoucí teplotou klesá hustota plicního vzduchu. Tento fakt se shoduje i s teorií, kde lze hustotu vzduchu určit ze stavové rovnice plynu. Při změně teploty nasávaného vzduchu z 25 °C na 60 °C poklesla hustota nasávaného vzduchu téměř o 15 %. Vlivem tohoto poklesu hustoty klesá hmotnostní průtok vzduchu přes MAF senzor. V souvislosti s tím, aby byl zachován ideální poměr vzduchu a paliva, je do spalovacího motoru vstříkováno také méně paliva, což způsobuje onen pokles výkonu motoru. V tomto případě se jedná o pokles výkonových parametrů motoru až o 10 %. Z tohoto důvodu bylo vynalezeno chlazení plicního vzduchu. Vhodným chlazením je možné zvýšit hustotu nasávaného vzduchu až o 40 % a tím pádem také výkon přeplňovaného motoru až o 35 %.

Bylo by zajímavé zjistit vliv při nižších teplotách, kdy nízká teplota bude negativně ovlivňovat odpařování paliva a tedy i tvorbu směsi. Pokles výkonu a točivého momentu, ovlivnění spotřeby paliva a dalších veličin by byli následně mnohem patrnější. Vytvoření většího rozsahu teplot nasávaného vzduchu ovšem nebylo z technických důvodů možné.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] HIERETH, Hermann; PRENNINGER, Peter. *Charging the Internal Combustion Engine*. Wien : Springer-Verlag, 2007. 268 s.
- [2] BEROUN, Stanislav, CSc. *Studijní texty k předmětu „Motorová vozidla“*. Technická univerzita v Liberci, fakulta strojní, katedra strojů průmyslové dopravy, 2013.
- [3] MACEK, Jan. *Spalovací motory*. 2. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-01-05015-6.
- [4] PAVELEK, M.; *Termomechanika*. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2003. 288 s. ISBN 80-214-2409-5
- [5] HROMÁDKO, Jan a kolektiv. *Spalovací motory: Komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada Publishing, 2011. ISBN 978-80-247-7478-7.
- [6] KOŽOUŠEK, Josef. *Teorie spalovacích motorů: vysokoškolská učebnice pro studenty strojních fakult vysokých škol technického směru*. 2. přeprac. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1971. Dostupné také z: <http://www.digitalniknihovna.cz/mzk/uuid/uuid:4e109760-fa2d-11e4-8936-005056827e51>
- [7] VLK, F. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: František Vlk, 2003, 580 s. ISBN 80-238-8756-4.
- [8] GSCHEIDLE, Rolf. *Příručka pro automechanika*. 3., přeprac. vyd. Přeložil Iva MICHŇOVÁ, přeložil Zdeněk MICHŇA, přeložil Jiří HANDLÍŘ. Praha: Europa-Sobotáles, 2007. ISBN 978-80-86706-17-7.
- [9] RAUSCHER, Jaroslav, CSc. *Vozidlové motory: Studijní opory*. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [10] HOFMAN, Karel, CSc. *Regulované přeplňování vozidlových motorů: Ústav dopravní techniky FSI-VUT*. Brno, 2000.
- [11] *Meteorologie: Vlhkost vzduchu* [online]. [cit. 2017-04-11]. Dostupné z: <http://artemis.osu.cz/Gemet/meteo2/vlhkost.htm>
- [12] *AUTOZINE TECHNICAL SCHOOL: Forced Induction* [online]. Mark Wan, 2011 [cit. 2017-04-11]. Dostupné z: http://www.autozine.org/technical_school/engine/Forced_Induction_1.html
- [13] *Garrett By Honeywell: How A Turbo Works* [online]. 2017 [cit. 2017-04-11]. Dostupné z: <https://garrett.honeywell.com/products/how-a-turbo-works/>

- [14] *Honeywell, Garrett: Turbo Tech Basic* [online]. 2017 [cit. 2017-04-11]. Dostupné z: https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbo_tech_basic
- [15] *DieselNet: Variable Geometry Turbochargers* [online]. 2016 [cit. 2017-04-11]. Dostupné z: https://www.dieseln.net.com/tech/air_turbo_vgt.php
- [16] *I-turbodmyhadla: Co je to turbodmyhadlo* [online]. 2017 [cit. 2017-04-11]. Dostupné z: <http://i-turbodmyhadla.cz/Co-je-to-turbodmyhadlo-princip-zakladni-pokro%C4%8Dil%C3%A9-informace-o-turbodmyhadlu>
- [17] *Engine Basics: Air to Air Vs Water to Air Intercoolers* [online]. 2010 [cit. 2017-04-11]. Dostupné z: <https://www.enginebasics.com/Advanced%20Engine%20Tuning/Water%20vs%20Air%20Intercooler.html>
- [18] *TURBOSMART, Technical articles: How an Intercooler works* [online]. [cit. 2017-04-11]. Dostupné z: <http://www.turbosmart.com.au/technical-articles/how-an-intercooler-works/>
- [19] In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2016-12-15]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Roots_Blower_Company
- [20] In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2016-12-15]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Gottlieb_Daimler
- [21] In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2016-12-15]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Wilhelm_Maybach
- [22] In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2016-12-15]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Rudolf_Diesel
- [23] STK Turbo Technik. *The history of the turbocharger* [online]. 2016 [cit. 2016-12-17]. Dostupné z: <http://en.turbolader.net/Technology/History.aspx>
- [24] *AUTOREVUE: Mechanické dmyhadlo: silné plíce* [online]. Pavel Olivík, 2011 [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: <http://www.autorevue.cz/mechanicke-dmyhadlo-silne-plice>
- [25] *Raylar Engineering: VORTEC 8100 / 496CID 2.9L TWIN SCREW SUPERCHARGER KIT* [online]. 2016 [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: <http://www.raylarengineering.com/vortec-8100-496cid-forced-induction-performance-parts.html>
- [26] *HowStuffWorks: How Superchargers Work* [online]. [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: <http://auto.howstuffworks.com/supercharger3.htm>

- [27] *ARTIKEL-TEKNOLOGI: Macam-macam Kompresor Gas* [online]. [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: <http://artikel-teknologi.com/macam-macam-kompresor-gas/>
- [28] *Mullenix Racing Engines and Late Model Performance: Camaro SS Supercharger Systems 2010-2011* [online]. 2014 [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: <http://www.mullenixracingengines.com/shop/camaro-ss-supercharger-systems-2010-2011>
- [29] *SUPER CHEVY: ProCharger Superchargers Techical Insight - Insider* [online]. [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: <http://www.superchevy.com/how-to/engines-drivetrain/0903chp-procharger-superchargers-techical-insight/>
- [30] *Senatorman: Opel Senator A2* [online]. [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: http://www.senatorman.de/opel_senator_a2.htm
- [31] *Opel-Turbo: Opel Turbo Forum* [online]. [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: <http://www.opel-turbo.de/forum.php>
- [32] *EPI Inc: Turbochargers* [online]. [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: http://www.epi-eng.com/piston_engine_technology/turbocharger_technology.htm
- [33] *Tuning Individual: Blow off ventil - RS type Greddy style* [online]. [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: [://tuning-individual.cz/eshop/blow-off-ventil-rs-type-greddy-style-p-23958.html](http://tuning-individual.cz/eshop/blow-off-ventil-rs-type-greddy-style-p-23958.html)
- [34] *ASC Tuning Imports: GReddy Blow off ventil Type-FV* [online]. 2013 [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: http://www.asc-tuningimports.cz/product/univerzalni-dily/bov-_blow-off-ventily_/greddy-blow-off-ventil-type-fv---origina/1843
- [35] *VETR - Vehicle Engineering Technical Review: Two-stage exhaust gas turbocharging - Regulated Three-Stage (R3S) Turbocharging System* [online]. [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: <http://www.invetr.com/powertrain/category/turbocharging-supercharging/5>
- [36] *AUTOHIT: Vliv nadmořské výšky na výkon spalovacích motorů: Proč nám to v horách nejede?* [online]. 2015 [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: <http://www.autohit.cz/novinky/129254-vliv-nadmorske-vysky-na-vykon-spalovacich-motoru-proc-nam-to-v-horach-nejede>
- [37] *Extreme Rigs: Aqua Computer AMS Copper 360mm Radiator Review* [online]. [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: <http://www.xtremerigs.net/2015/05/15/aqua-computer-ams-copper-360mm-radiator-review/2/>
- [38] *Supra Store* [online]. [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: <http://www.suprastore.com/coa2waiin.html>

- [39] *AliExpress: TANSKY- Air Water Liquid Intercooler* [online]. [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: <https://www.aliexpress.com/item/TANSKY-Air-Water-Liquid-Intercooler-Chargecooler-250mm-220mm-115mm-Core-Preorder-Inlet-Outlet-3-5-TK/32659708352.html?spm=2114.40010508.4.179.NlwnvE>
- [40] *TURBONETICS: SPEARCO AIR-AIR CORES* [online]. 2013 [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: <http://www.turboneticsinc.com/performance/products/intercoolers/air-air-intercoolers>
- [41] *TREADSTONE Performance Engineering: Intercooler design manufacturing* [online]. 2006 [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: <http://www.treadstoneperformance.com/services.phtml>
- [42] *DIARIOMOTOR: 2.5 TFSI: los secretos del motor deportivo de cinco cilindros de Audi y sus 400 CV de potencia* [online]. 2017 [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.diariomotor.com/noticia/audi-2-5-tfsi/>
- [43] *AVL: Cradled AC Induction Dynamometer* [online]. 2017 [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <https://www.avl.com/-/avl-dynoexact>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Gottlieb Daimler [20]	10
Obr. 2 Wilhelm Maybach [21].....	10
Obr. 3 Philander a Francis Rootsovi [19]	10
Obr. 4 Alfred Büchi [23].....	11
Obr. 5 Rudolf Diesel [22]	11
Obr. 6 Schéma transformace energií ve spalovacích motorech [3]	12
Obr. 7 T - s diagram se smíšeným přívodem tepla [4]	13
Obr. 8 Závislost hustoty vzduchu na teplotě.....	17
Obr. 9 Vliv teploty nasávaného vzduchu na výkon motoru	17
Obr. 10 Schéma přeplňování pístového spalovacího motoru pomocí turbodmychadla [2]	20
Obr. 11 Porovnání pracovních oběhů nepřeplňovaného a přeplňovaného motoru [2]...	21
Obr. 12 Porovnání nepřeplňovaného motoru s motorem přeplňovaným turbodmychadlem [7]	23
Obr. 13 Porovnání nepřeplňovaného motoru s motorem přeplňovaným tlakovými vlnami [7]	23
Obr. 14 Porovnání nepřeplňovaného motoru s motorem přeplňovaným mechanickým dmychadlem [7].....	23
Obr. 15 Radiální a přímý systém změny délky sacího potrubí [7]	26
Obr. 16 Změna délky sacího potrubí v závislosti na otáčkách motoru [8]	26
Obr. 17 Dvoustupňový zapínatelný sací systém [8]	27
Obr. 18 Vliv přepínatelného sacího potrubí na točivý moment a výkon motoru [8].....	27

Obr. 19 Rezonanční přeplňování [8].....	28
Obr. 20 Rezonanční systém přeplňování a jeho vliv na plnění válců [7]	29
Obr. 21 Přepínatelné rezonanční sací potrubí Peugeot 605 [7] [9].....	29
Obr. 22 Variabilní sací systém pro vidlicový motor [7]	30
Obr. 23 Vliv kombinovaného přeplňování na změnu točivého momentu [8]	30
Obr. 24 Kombinované přeplňování [8].....	31
Obr. 25 Kombinovaný rezonanční sací systém se soustavou řízení turbulence [9].....	31
Obr. 26 Schéma uspořádání mechanického dmyhadla na motoru [2]	32
Obr. 27 Čelní řez Rootsovým dmyhadlem, dvoulopatková a třílopatková verze [1] ...	33
Obr. 28 Rootsovo dmyhadlo [24]	33
Obr. 29 Lysholmův kompresor - princip stlačení vzduchu [25].....	34
Obr. 30 Lysholmův kompresor [26]	34
Obr. 31 Princip funkce G dmyhadla [27].....	35
Obr. 32 G dmyhadlo [5].....	36
Obr. 33 Odstředivé dmyhadlo [28][29].....	37
Obr. 34 Tlakovzdušný výměník COMPREX [30] [31].....	38
Obr. 35 Schéma funkce motoru s turbodmyhadlem [13].....	39
Obr. 36 Turbodmyhadlo s variabilní geometrií lopatek [32].....	41
Obr. 37 Ukázka natáčení lopatek při různých zatíženích [32].....	42
Obr. 38 Interní a externí wastegate [14]	42
Obr. 39 Schéma odpouštění výfukových plynů [10]	43
Obr. 40 Regulace změnou šířky rozváděcího kola turbíny [5]	44

Obr. 41 Blow-off ventil [33] [34]	44
Obr. 42 Třístupňové přeplňování [35]	45
Obr. 43 Schéma kombinovaného přeplňování [5]	46
Obr. 44 Součinnost dmychadel [5]	46
Obr. 45 Systém přeplňování s mezichladičem stlačeného vzduchu [36]	47
Obr. 46 Schéma chladiče plnicího vzduchu [2]	49
Obr. 47 Vliv účinnosti mezichladiče v závislosti na hustotě vzduchu a tlakovém poměru [1]	50
Obr. 48 Konstrukční řešení mezichladiče a) křížové proudění b) dvojité křížové proudění [1]	52
Obr. 49 Schéma zapojení mezichladiče voda - vzduch [18].....	52
Obr. 50 Mezichladič s kruhovými trubkami [37]	53
Obr. 51 Chladiče s plochými trubicemi [1]	54
Obr. 52 Intercooler voda - vzduch [38] [39].....	54
Obr. 53 Schéma zapojení mezichladiče vzduch - vzduch [18].....	55
Obr. 54 Konstrukční řešení hliníkových chladičů vzduch - vzduch [41]	55
Obr. 55 Motor Audi 2.0 TFSI [42]	56
Obr. 56 Dynamometr AVL DynoExact [43]	57
Obr. 57 Intercooler voda - vzduch	58
Obr. 58 Závislost točivého momentu na teplotě nasávaného vzduchu.....	60
Obr. 59 Závislost točivého momentu a měrné spotřeby na teplotě nasávaného vzduchu	61
Obr. 60 Závislost točivého momentu, výkonu a měrné spotřeby na teplotě plnicího vzduchu.....	62

Obr. 61 Závislost točivého momentu, výkonu, hodinové spotřeby a hmotnostního toku nasávaného vzduchu na teplotě plnicího vzduchu.....	63
Obr. 62 Závislost hmotnostního průtoku vzduchu a hodinové spotřeby paliva na teplotě plnicího vzduchu	64

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Parametry motoru	56
Tabulka 2 Parametry dynamometru.....	57
Tabulka 3 Laboratorní a provozní podmínky	58
Tabulka 4 Tabulka vybraných hodnot pro 3000 ot/min	60

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZNAČEK

c_1	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	přítoková rychlost vzduchu do motoru
c_2	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	výstupní rychlost výfukových plynů
H_u	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$	dolní výhřevnost paliva
i_1	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$	entalpie vzduchu na vstupu do motoru
i_2	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$	entalpie výfukových plynů
i_v	$[-]$	počet válců
k	$[\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}]$	koeficient prostupu tepla
k_s	$[-]$	součinitel ($k = 1$ pro 2dobý, $k = 2$ pro 4dobý motor)
L_t	$[\text{kg}]$	teoretické množství vzduchu
M	$[\text{kg}\cdot\text{kg}^{-1}]$	hmotnostní množství plynu
m_{pe}	$[\text{g}/\text{kWh}]$	měrná efektivní spotřeba paliva
\dot{m}_p	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	hmotnostní tok paliva do motoru
\dot{m}_v	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	hmotnostní tok vzduchu do motoru
M_v	$[\text{kg}]$	hmotnostní náplň vzduchu na válec (změřená)
\dot{m}_{vp}	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	hmotnostní tok výfukových plynů
m_{vpa}	$[\text{kg}]$	hmotnost vodních par
\dot{m}_{vzd}	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	hmotnostní tok nasátého vzduchu
n	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky motoru
p	$[\text{MPa}]$	tlak plynu
p_{atm}	$[\text{Pa}]$	atmosférický tlak
P_D	$[\text{W}]$	příkon turbodmyhadla
p_{D2}	$[\text{MPa}]$	tlak za kompresorem, před chladičem stlačeného vzduchu
P_e	$[\text{W}]$	efektivní výkon motoru
p_e	$[\text{MPa}]$	střední efektivní tlak
P_T	$[\text{W}]$	výkon turbíny
p_{2c}/p_{1c}	$[-]$	tlakový (kompresní) poměr
Q_{CHL}	$[\text{W}]$	výkon chladiče stlačeného vzduchu
Q_O	$[\text{W}]$	teplo odvedené
Q_o	$[\text{W}]$	celkový tepelný výkon chlazení
Q_P	$[\text{W}]$	teplo přivedené
r	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\text{K}^{-1}]$	individuální plynová konstanta

S_C	$[m^2]$	chladičí plocha
S_{in}	$[m^2]$	chladičí plocha
S_{out}	$[m^2]$	teplota chladicího vzduchu za chladičem
T	$[K]$	termodynamická teplota
T_{atm}	$[K]$	termodynamická teplota vzduchu
T_{D1}	$[K]$	teplota nasávaného vzduchu
T_{D2}	$[K]$	teplota vzduchu na výstupu z kompresoru
T_{ChV1}	$[K]$	teplota chladicího vzduchu před chladičem
T_{pv}	$[K]$	teplota stlačeného vzduchu vystupující z chladiče
ΔT	$[K]$	rozdíl teplot chladicího vzduchu před a za chladičem
v	$[m^{-3}]$	měrný objem
V	$[m^3]$	celkový objem
V_s	$[m^{-3}]$	skutečný spotřebovaný objem vzduchu na válec
V_t	$[m^{-3}]$	teoreticky možný objem nasátého vzduchu
V_{vz}	$[m^3]$	objem vzduchu
V_z	$[m^{-3}]$	zdvihový objem
V_{Zl}	$[m^{-3}]$	zdvihový objem 1 válce
W	$[W]$	mechanická práce stroje
W_{C-S}	$[J]$	izotermická práce kompresoru
α_{in}	$[W]$	koeficient prostupu tepla na straně chladicího vzduchu
α_{out}	$[W/m^2 \cdot K]$	koeficient prostupu tepla na straně plicního vzduchu
δ	$[m^2]$	tloušťka převádějící stěny
ε	$[-]$	kompresní poměr
η_{celk}	$[-]$	celková účinnost tepelného motoru
η_{C-S}	$[-]$	izotermická účinnost kompresoru
η_d	$[-]$	plnicí (dopravní) účinnost
η_{Dm}	$[J]$	mechanická účinnost dmyhadla (ztráty v uložení hřídele)
η_{CH}	$[-]$	chemická účinnost spalování paliva
η_{CHL}	$[-]$	účinnost chladiče stlačeného vzduchu
η_t	$[-]$	tepelná účinnost motoru
η_v	$[-]$	objemová účinnost
κ	$[-]$	měrná tepelná kapacita vzduchu při stálém tlaku (adiabatický exponent)

λ	[-]	součinitel přebytku vzduchu
λ_s	[m ²]	tepelná vodivost stěny
Π_c	[-]	stupeň stlačení kompresoru (tlakový poměr)
ρ_1	[kg·m ⁻³]	hustota vzduchu před sacím kanálem, v sacím potrubí
ρ_{PL}	[kg/m ³]	hustota paliva
ρ_{vz}	[kg·m ⁻³]	hustota nasávaného vzduchu
φ	[%]	relativní vlhkost vzduchu
Φ	[kg·m ⁻³]	absolutní vlhkost vzduchu
Φ	[kg·m ⁻³]	absolutní vlhkost vzduchu
Φ_{max}	[kg·m ⁻³]	absolutní vlhkost nasyceného vzduchu

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 TABULKA NAMĚŘENÝCH PARAMETRŮ	I
--	---

Tabulka naměřených parametrů

Engine_speed	Předstih	T_OIL_H	Eng_temp	λ Lambda	KNOCK	MAF_HFM	P_BARO	BSFC	FB_RATE	BMEP	VE	POWER	TORQUE	T1C_H	P1C_H	T2C_H	P1E_EGR	T1E	P1T_avg	T1T_avg	P2T_H	T2T_H	N_TC_H	
n	α				klepání			m _{pe}	M _{ph}	p _e		P _e	M _T											
rpm	°BTDC	°C	°C	-	V	kg/h	mbar	g/kWh	kg/h	bar	-	kW	Nm	°C	mbar	°C	mbar	°C	mbar	C	mbar	°C	rpm	
1	2000	7,29	113,92	85,4	1	0,24	250,57	990,2	254,7	16,73	19,87	0,966	65,69	313,6	25,14	-12	116,12	786	27,48	463,7	900,5	60	830,56	116039
2	2000	7,28	113,49	85,4	1	0,24	251,71	989,8	252,6	16,64	19,97	0,969	66,03	315,2	25,11	-12,3	117,07	801	30,02	471,9	899,2	61,4	827,35	116977
3	2000	7,28	113,56	85,4	1	0,24	246,67	989,9	252	16,28	19,51	0,979	64,55	308,2	25,11	-11,2	117,37	797	39,61	466	897,8	58,9	826,08	116700
4	2000	7,28	113,22	85,4	1	0,24	243,15	989,8	253,1	16,02	19,14	0,993	63,31	302,3	25,14	-11,1	118,28	799	50,08	463,3	897,9	57,2	824,52	116816
5	2000	7,28	114,03	85,8	1	0,25	239,27	989,7	253,2	15,67	18,76	1,005	62,02	296,1	25,11	-11	118,97	798	60,22	460,2	896,8	54,9	822,53	116776
6	2500	3,99	117,49	85,4	1	0,27	327,22	990	250,3	21,75	21,01	0,993	86,85	331,8	25,01	-17	107,58	794	24,7	559,8	953,4	114,5	893,96	119260
7	2500	3,99	117,57	85,4	1	0,27	325,7	989,6	249,9	21,58	20,88	0,997	86,27	329,5	24,99	-17	108,58	803	29,58	555,2	953,5	113,8	892,64	119659
8	2500	3,99	119,04	85,4	1	0,27	318,45	989,8	249,7	20,93	20,27	1,007	83,75	319,9	25,07	-16,2	108,96	799	39,63	538,3	955,6	108,8	893,57	119183
9	2500	3,99	119,72	85,4	1	0,27	311,14	989,7	250,2	20,43	19,75	1,017	81,69	312,1	25,15	-15,7	109,41	800	50,01	524,2	956,8	104,5	892,93	118925
10	2500	3,99	119,3	85,4	1	0,27	303,01	989,8	250,4	20,04	19,34	1,026	79,94	305,4	25,12	-15,5	111,76	803	59,66	520,8	959	101,7	892,93	118677
11	3000	6	122	85,4	1	0,32	383,56	989,7	237,5	24,01	21,39	0,972	106,12	337,8	25,35	-22,3	107,2	807	26,28	643,3	940,2	155,1	875,41	122741
12	3000	6	121,16	85,4	1	0,37	381,89	989,7	237,9	23,99	21,28	0,976	105,57	336	25,44	-21,6	107,37	806	29,41	643,2	940,4	153,3	875,68	122638
13	3000	6	120,01	85,4	1	0,37	374,17	989,7	242,3	25,01	20,82	0,994	103,25	328,7	25,62	-20,9	107,54	800	39,55	631,9	939,9	147,1	875,64	122125
14	3000	6	120,99	85,4	1	0,36	366,56	989,6	237,8	25,14	20,34	1,005	100,89	321,2	25,02	-20,2	106,49	797	50,05	617,6	939,4	141,2	874,59	121433
15	3000	6	121,01	85,4	1	0,36	367,63	989,6	244,6	25,22	19,8	1,038	98,21	312,6	25,07	-20,3	107	802	60,09	617,6	972,7	144,2	910,3	121976
16	3500	6,99	122,55	85,4	1	0,42	447,97	989,9	240,7	29,27	21,02	0,97	121,59	331,8	25,29	-27,1	105,32	799	27,52	770,7	964,8	203,8	901,41	125294
17	3500	6,99	122,82	85,4	1	0,41	445,18	989,9	242,4	29,31	20,9	0,971	120,95	330	25,28	-27	105,15	796	29,28	759,9	963,2	200,9	900,67	125056
18	3500	6,99	122,67	85,4	1	0,42	441,1	989,9	241,2	28,8	20,61	0,984	119,25	325,4	25,28	-26,8	106,35	809	39,6	768,8	963,8	196,5	899,61	125478
19	3500	6,99	122,02	85,4	1	0,42	431,76	989,7	241,3	28,03	20,08	0,995	116,17	316,9	25,27	-25,6	105,8	799	49,45	748,5	962,1	187,3	898,25	124479
20	3500	6,99	122,3	85,4	1	0,42	423,98	989,4	241	27,45	19,7	1,007	113,98	311	25,29	-25,2	106,81	807	60,06	740,4	961,5	181,4	896,99	124640
21	4000	7,5	125,86	85,4	0,94	0,58	536,46	989,3	259,7	33,89	21,37	0,994	141,36	337,5	25,15	-34,7	105,29	809	26,21	960,4	984,5	283,7	919,37	130160
22	4000	7,5	124,82	85,4	0,94	0,58	533,06	989,7	261,6	34,6	21,24	0,996	140,46	335,3	25,19	-33,9	105,58	814	29,9	948,8	983,7	279,6	918,5	130115
23	4000	7,5	125,65	85,4	0,94	0,58	520,13	989,6	261,1	35,63	20,72	1,003	137,01	327,1	25,32	-32,5	105,64	814	40,12	927,2	980,5	265,1	914,33	129384
24	4000	7,5	124,54	85,4	0,94	0,59	506,9	989,5	259,1	36,73	20,19	1,009	133,46	318,6	25,21	-31,4	104,87	804	49,57	895,4	978	251,8	912,46	128135
25	4000	7,5	124,57	85,48	0,94	0,59	495,82	989,8	259,1	36,71	19,78	1,016	130,79	312,2	25,31	-30,3	104,85	806	59,73	878,4	972,8	239,3	907,65	127650
26	4500	9,99	125,11	85,4	0,89	0,72	604,89	989,7	273,5	43,47	21,36	1,002	158,89	337,2	25,07	-41,6	105,77	806	27,56	1214,7	980	358,2	913,84	134961
27	4500	9,99	126,64	85,4	0,89	0,72	603,05	989,4	273,8	43,46	21,29	1,009	158,46	336,3	25,08	-41,6	106,12	803	29,71	1208,8	981,1	354,6	915,14	134764
28	4500	9,99	126,85	85,4	0,89	0,72	591,17	989,3	272,4	42,43	20,9	1,026	155,49	330	25,15	-40,5	105,41	794	39,79	1174,9	980	344,8	914,47	133644
29	4500	9,99	126,42	85,4	0,89	0,71	581,35	989,6	272	41,65	20,56	1,037	152,99	324,7	25,13	-39,3	105,56	799	49,26	1154	978,8	333,5	913,45	133113
30	4500	9,99	126,16	85,4	0,89	0,7	567,97	989,3	271,9	40,71	20,08	1,043	149,42	317,1	25,13	-37,8	105,12	798	59,14	1120,7	977,5	318,6	911,99	132156
31	5000	12,5	123,15	85,4	0,81	0,67	637,81	989,2	301,4	50,73	20,35	0,983	168,19	321,2	24,87	-47,6	107,01	802	29,66	1392,1	946	399,1	881,75	138352
32	5000	12,5	125,53	85,4	0,81	0,68	626,02	989,4	302,3	49,66	19,95	0,994	164,89	314,9	25,44	-46,2	107,65	805	39,88	1350	947,5	390,5	883,08	137569
33	5000	12,5	125,94	85,4	0,81	0,67	610,98	989,4	299,3	48,12	19,44	1,004	160,71	306,9	25,42	-43,9	106,68	795	50,36	1300,5	945,7	367,6	882,34	136001
34	5000	12,5	124,52	85,4	0,81	0,66	603,59	989,1	300,6	47,59	19,17	1,014	158,45	302,6	25,38	-43,1	106,38	800	59,44	1279,5	945	358,3	881,5	135542