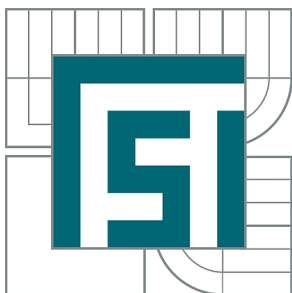


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

IDEÁLNÍ OBĚHY PŘEPLŇOVANÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

IDEAL CYCLE TURBOCHARGED INTERNAL COMBUSTION ENGINES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JAKUB HRUBÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JOSEF ŠTĚTINA, Ph.D.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jakub Hrubý

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Ideální oběhy přeplňovaných spalovacích motorů

v anglickém jazyce:

Ideal cycle turbocharged internal combustion engines

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést analýzu ideálních cyklů přeplňovaných spalovacích motorů, porovnat různé oběhy a různé způsoby přeplňování z hlediska celkové termické účinnosti.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše aktuálně používaných ideálních oběhu přeplňovaných motorů. Základní přehled ideálních oběhů, jejich grafické znázornění a porovnání jejich výhod a nevýhod. Posouzení termické účinnosti.

Seznam odborné literatury:

- [1] Kožoušek J., Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I.
- [2] Štoss M., Spalovací motory I, VUT Brno 1987.
- [3] Hiereth H., Prenninger P., Charging the Internal Combustion Engine. SpringerWienNewYork 2007.
- [4] Macek J., Kliment V., Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory (Přepřívání spalovacích motorů), ČVUT 1989

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 26.10.2009

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem práce je popis různých druhů přeplňování jako jedné z nejdostupnějších metod zvyšování výkonu a účinnosti spotřeby paliva atmosférických motorů současnosti. Hlavním aspektem je termodynamická stránka daného tématu, konkrétně porovnání termických účinností různých cyklů. Po krátkém nahlédnutí do historie jsou zodpovězeny hlavní důvody, proč je přeplňování tolik důležité. Nechybí ani základní přehled a popis principu funkce nových technologií v této oblasti, shrnutí jejich výhod a nevýhod. Důraz je kladen na aktuálnost a grafickou interpretaci. Práce řeší otázku přeplňování jak vznětových, tak i zážehových motorů automobilového průmyslu a nabízí směr, jimiž by se mohl vývoj těchto agregátů odvíjet.

ABSTRACT

The aim of this thesis is description of various charging methods as a one of the most attainable form of ramping up the power and fuel consumption efficiency of naturally aspirated engines nowadays. Main aspect is thermodynamic part of the whole problem, especially the comparison of thermal efficiencies between different cycles. After a short history brief, main reasons why is charging so important are answered. General description, work principles, advantages and disadvantages of new technologies are also included. Emphasis is aimed at topicality and graphic interpretation. Thesis is dealing with charging diesel engines, but also petrol engines in automotive industry and offering a possible way of future development.

KLÍČOVÁ SLOVA

Ideální spalovací cykly, termická účinnost, přeplňování, mechanické dmýchaní, turbo dmýchání

KEYWORDS

Ideal combustion cycles, thermal efficiency, charging, supercharging, turbocharging

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Hrubý, Jakub. *Ideální oběhy přeplňovaných spalovacích motorů: Bakalářská práce*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 38 s. Vedoucí práce doc. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma *Ideální oběhy přeplňovaných spalovacích motorů* vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

20. dubna 2010

.....
Jakub Hrubý

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto doc. Ing. Josefu Štětinovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování bakalářské práce.

OBSAH

1	ÚVOD	10
2	ZÁKLADNÍ FUNKCE A POPIS MOTORU	12
3	IDEÁLNÍ OBĚHY SPALOVACÍCH MOTORŮ	14
3.1	OTTŮV CYKLUS	14
3.2	DIESELŮV CYKLUS	15
3.3	SABATŮV CYKLUS	16
4	PŘEPLŇOVÁNÍ MOTORŮ	18
4.1	ROZDĚLENÍ METOD PŘEPLŇOVÁNÍ	18
4.2	PODSTATA A PRINCIP	18
5	PŘEPLŇOVÁNÍ POMOCÍ TLAKOVÝCH VLN (COMPREX)	21
6	MECHANICKÉ PŘEPLŇOVÁNÍ	22
7	PŘEPLŇOVÁNÍ POMOCÍ VÝFUKOVÝCH PLYNŮ	25
8	POROVNÁNÍ CYKLŮ Z HLEDISKA TERMICKÉ ÚČINNOSTI	31
8.1	ATMOSFÉRICKÝ VERSUS OBECNÝ PŘEPLŇOVANÝ	31
8.2	VYBRANÉ METODY PŘEPLŇOVÁNÍ NAVZÁJEM	32
8.3	GRAFICKY	33
	ZÁVĚR	34
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	35
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	37

1 ÚVOD

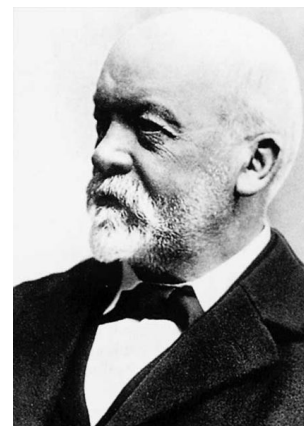
Kořeny historie přeplňovaných motorů sahají téměř do stejného období jako samotný vynález vnitřního spalovacího motoru. Prvopočátky přeplňování spadají do roku 1860, kdy američtí bratři Philander Root a Francis Root přišli s vynálezem celosvětově prvního mechanického plnicího dmychadla (Root's blower). Tento nápad inspiroval německého vynálezce Gottlieba Daimlera (obr. 1), který jako první využil výše zmíněný typ dmychadla ve vnitřním spalovacím motoru a byl oceněn patentem v roce 1885 (supercharger) [9, 10]. Princip spočíval v kompresi vzduchu před vstříknutím do válců. Pohon těchto prvotních



Obr. 2 - Wilhelm Maybach
(*1846 – 1929†) [13]

kompresorů obstarávala kliková hřídel, ke které byly připojeny pomocí řemene, převodů nebo řetězu. Tyto motory záhy našly své uplatnění zejména v leteckém průmyslu, kde pozitivně vykompenzovaly tlakové ztráty se zvyšující se nadmořskou výškou a udržovaly dostatečnou hladinu výkonu. Svůj největší rozkvět zažily později, v průběhu druhé světové války, díky masivní produkci bojových letounů. Zhruba v roce 1920 se začaly objevovat první závodní automobily s přeplňovanými motory. Po smrti G.Daimlera pokračoval ve vývoji jeho dlouholetý spolupracovník Wilhelm Maybach (obr. 2) spolu se synem Gottlieba Paulem. Roku 1921 představili svůj kompletní přeplňovaný zážehový motor pro osobní automobily, který byl uveden ve dvou verzích o výkonu 29,4kW (40k) resp. 44,1kW (60k). Zdvihový objem motoru činil 2,6 litru a našel domov v automobilech značky Mercedes. Tento milník odstartoval dramatický rozvoj těchto motorů [1].

Dalším zainteresovaným vynálezcem na přelomu 19. a 20. století, tentokrát v oblasti vznětových motorů, byl známý inženýr Rudolf Diesel (obr. 3), jehož systém přeplňování vznětových (Dieselových) motorů se využíval v lodním průmyslu po více než 30 let [1].



Obr.1 - Gottlieb Daimler
(*1834 – 1900†) [12]



Obr. 3 - Rudolf Diesel
(*1858 – 1913†) [14]



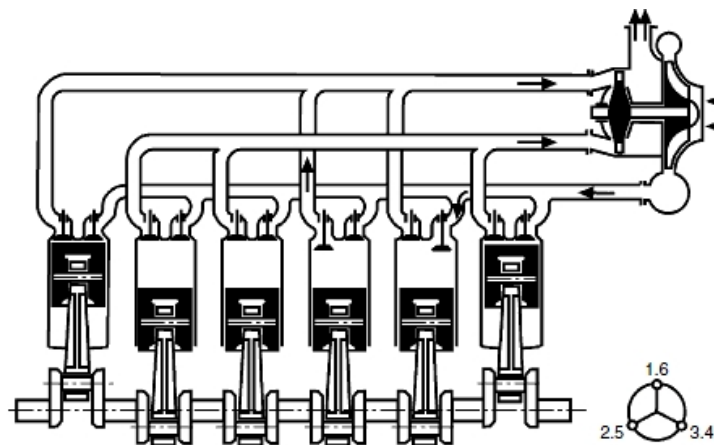
Obr. 4 - Alfred Buechi (*1879 – 1959+) [11]

Paralelně s vývojem mechanického přeplňování se v jiné části světa začal odehrávat podobný vývoj, tentokrát ale na jiném principu, který jak se zdá v dnešní době, je efektivnější a dominantnější. Konkrétně se o to zasloužil švýcarský inženýr Alfred Buechi (obr. 4). Již v roce 1905 byl oceněn patentem prvního turbodmychadla (turbocharger) naftového motoru. Trvalo mu ale dalších 20 let vývoje, než dokázal svůj přeplňovaný motor uvést na trh. Tento revoluční systém využíval také komprese vzduchu před nasátím do válců. Na rozdíl od mechanického přeplňování byl kompresor pohaněn turbínou na stejné hřídeli roztáčenou výfukovými plyny. Tím pádem byla důmyslně využita energie, jež by šla za normálních okolností nazmar. Nejprve se tento pohon objevil v osobních plavidlech

a stacionárních motorech firmy MAN. Stále však byly tyto jednotky velmi málo efektivní a nastával u nich negativní poměr tlaků nasávaných a výfukových plynů. To vedlo Buechiho k vývoji systému přeplňování využívající tlakové vlny, kterého bylo dosaženo oddělením výfukových potrubí, jiným načasováním zážehů ve válcích a lepší přímostí potrubí. Tento systém byl oceněn patentem v roce 1925 a dal základ všem pozdějším přeplňovaným motorům systémem turbodmychadla [1].

V letech 1962–1963 byly na trh v USA uvedeny první automobily s motory přeplňovanými turbodmychadlem. Konkrétně se jednalo o *Chevrolet Corvair Monza* a *Oldsmobile Jetfire*. Bohužel díky vysokým kompresním poměrům měly tendenci k sebe-zapalování (klepání). Do Evropy přichází turbomotory v roce 1973 v podání BMW, následují značky Mercedes a VW [9].

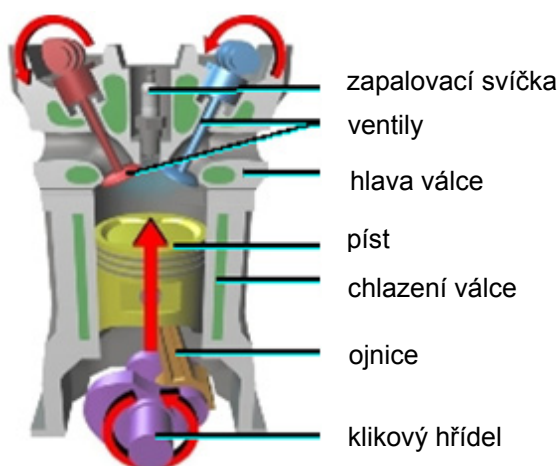
V současnosti vzhledem k přísným emisním normám a požadavkům po velkém výkonu při nízké spotřebě paliva a také vzhledem k pokročilosti a výborné efektivnosti turbomotorů zažívá tato technologie rozkvět. Zároveň také postupně a úspěšně nahrazuje všechny atmosférické motory.



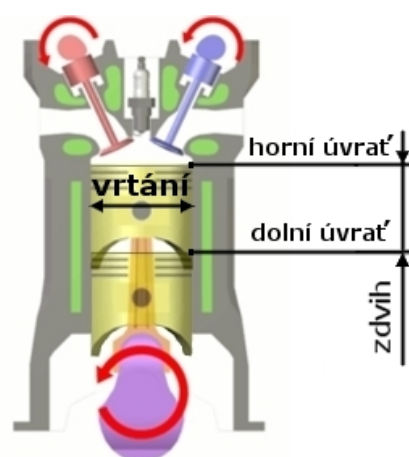
Obr. 5 - Buechiho patent přeplňování využívající tlakových pulzů z roku 1925 [1]

2 ZÁKLADNÍ FUNKCE A POPIS MOTORU

Cílem spalovacích motorů je přeměna tepelné energie na mechanickou. Tento proces začíná v pracovní části válce, což je oblast mezi hlavou válce a pístem. Nasávání a výfuk pracovního média řídí ventily. Správné načasování otevírání a zavírání ventilů je zabezpečeno vačkovým mechanismem. Vačkové hřídele jsou poháněny pomocí převodu z klikového hřídele. Při expanzním zdvihu konají plyny vzniklé při hoření pracovní směsi práci a pohánějí píst, který se pohybuje vratně přímočaře. Pomocí klikového mechanismu (ojnice, klikový hřídel) je přímočarý pohyb transformován na rotační. Popis pístní soustavy a důležitých rozměrů válce motoru znázorňují obrázky 6 a 7.



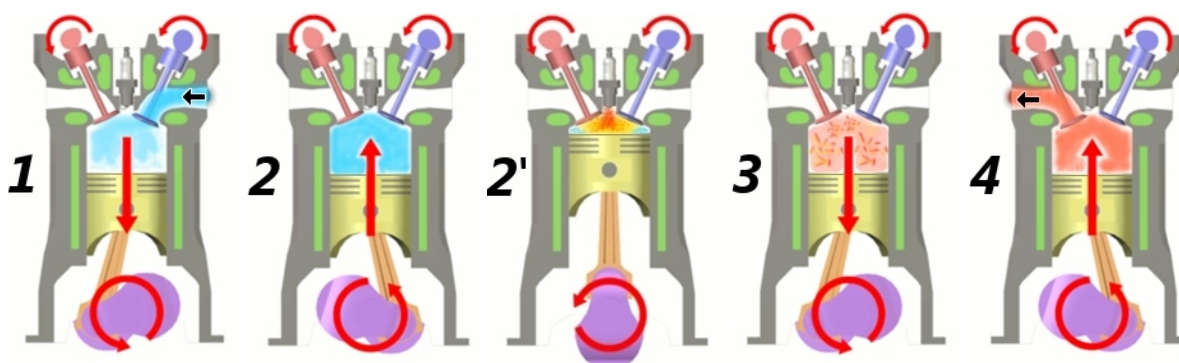
Obr. 6 - Pístní soustava [26]



Obr. 7 - Rozměry válce [27]

Popis pracovního cyklu čtyřdobého zážehového motoru dle obrázku 8:

1. fáze (sací zdvih): nasávací ventil je otevřen, píst se pohybuje směrem dolů, vytváří se podtlak a směs vzduchu s palivem proudí do válce.
2. fáze (kompresní zdvih): oba ventily jsou uzavřeny, píst se pohybuje směrem vzhůru. Těsně před dosažením horní úvratí pístu je pracovní médium zažehnuto zapalovací svíčkou (fáze 2').



Obr. 8 - Cyklus zážehového spalovacího motoru: 1 – sací zdvih, 2 – kompresní zdvih, 2' – zážeh zapalovací svíčkou, 3 – expanzní zdvih, 4 – výfukový zdvih [27]

3. fáze (expanzní zdvih): pracovní směs hoří, plyny se rozpínají a tlačí píst směrem dolů. Tento zdvih se také nazývá pracovní, neboť pouze v této fázi koná motor užitečnou práci.
4. fáze (výfukový zdvih): výfukový ventil je otevřen, píst se pohybuje směrem vzhůru a vytlačí produkty hoření a spaliny ven z válce. Nastává opět 1. fáze a cyklus se opakuje.

U čtyřdobých vznětových (naftových) motorů je princip úplně stejný, pouze chybí zapalovací svíčka. V prvních dvou cyklech je nasáván a stlačován jen vzduch. Na konci kompresního zdvihu je ve válci mnohem vyšší tlak než u benzínových motorů, což má za následek samovznícení paliva při jeho indukci do válce. Celkově je motor velmi složitá soustava nespočetného počtu prvků, zařízení a senzorů (Obr. 7).

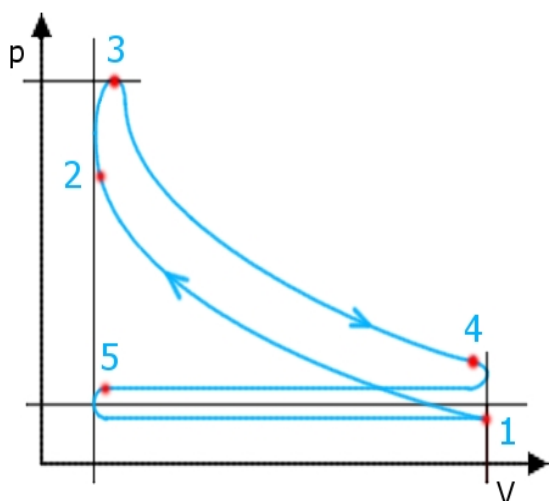


Obr. 9 - Motor: AMG 5,5L V8 Biturbo (2010) [21]

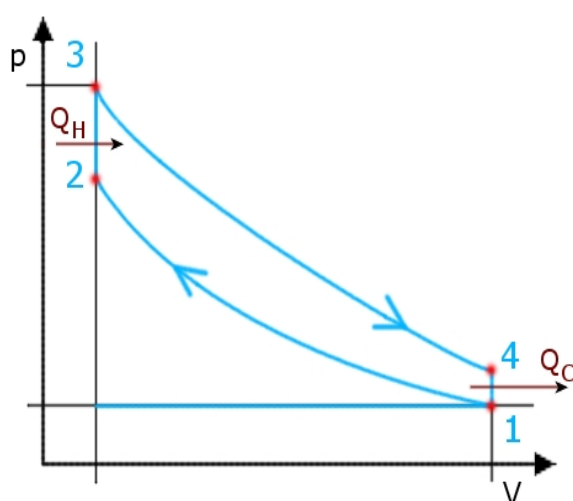
3 IDEÁLNÍ OBĚHY SPALOVACÍCH MOTORŮ

3.1 OTTŮV CYKLUS

Tento cyklus popisuje činnost výbušného spalovacího motoru. Obvyklé využití v benzínových osobních automobilech [4].



Obr. 10 - Ottův cyklus: reálný diagram



Obr. 11 - Ottův cyklus: teoretický diagram

V reálném cyklu (Obr. 10) nastává mezi body 5 → 1 saní směsi vzduchu a benzínu do válce. Nasávání je příčinou mírného podtlaku. Od bodu 1 dochází ke kompresi média. V bodě 2 je směs zažehnuta elektrickou jiskrou, která zapříčiní výbuch pracovní látky a prudký nárůst tlaku až do bodu 3. Směs expanduje 3 → 4. V bodě 4 se otevírá výfukový ventil a shořené palivo je vytlačováno z válce 4 → 5. Cyklus se opět opakuje [4].

Pro zjednodušení nahrazujeme reálný cyklus teoretickým (Obr. 11). Reálné křivky jsou nahrazeny termodynamickými ději [4]:

- 1 → 2: adiabatická komprese,
- 2 → 3: izochorický přívod tepla,
- 3 → 4: adiabatická expanze,
- 4 → 1: izochorický odvod tepla.

Odvození stavových veličin pro dané body cyklu [4]:

Pomocné veličiny: ε – kompresní poměr, ψ – stupeň izochorického zvýšení objemu, ϕ – stupeň izobarického zvýšení objemu

$$\varepsilon = \frac{V_{(n)}}{V_{(n+1)}} \quad \psi = \frac{p_{(n+1)}}{p_{(n)}} \quad \phi = \frac{V_{(n+1)}}{V_{(n)}} \quad (1)$$

Bod 1:

p_1, V_1, T_1

Bod 2:

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa \quad V_2 = \frac{V_1}{\varepsilon} \quad T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad (2)$$

Bod 3:

$$p_2 = p_1 \cdot \psi \cdot \varepsilon^\kappa \quad V_3 = \frac{V_1}{\varepsilon} \quad T_3 = T_1 \cdot \psi \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad (3)$$

Bod 4:

$$p_4 = p_1 \cdot \psi \quad V_4 = V_2 \quad T_4 = T_1 \cdot \psi \quad (4)$$

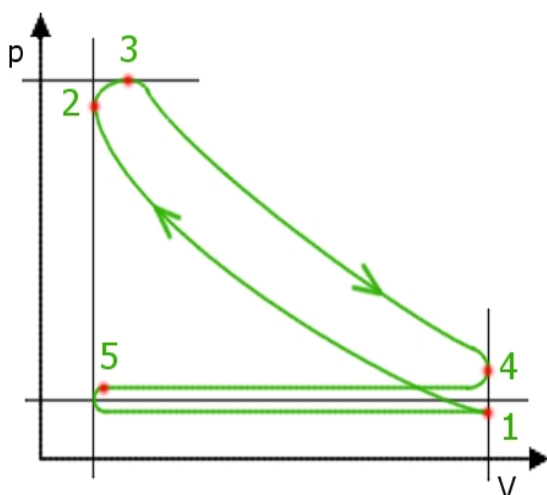
Termická účinnost cyklu:

$$\eta_t = 1 - \frac{|Q_{Cv}|}{Q_{Hv}} = 1 - \frac{m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1)}{m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (5)$$

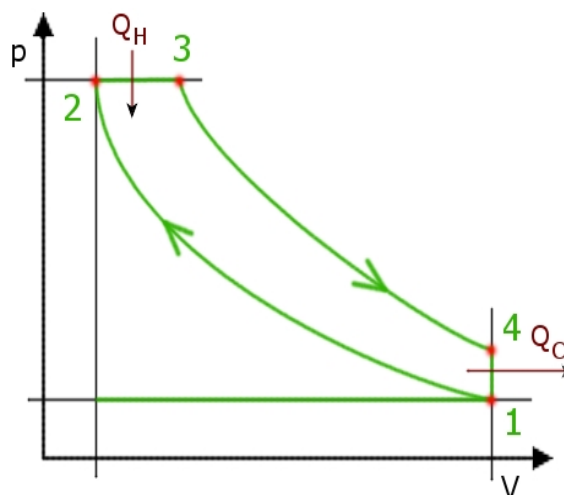
$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (6)$$

3.2 DIESELŮV CYKLUS

Rovnotlaký Dieselův cyklus (obr. 12, 13) vznětového motoru je charakterizován velmi vysokými tlaky před vstříknutím rozprášené nafty do válce, která poté hoří za téměř konstantních tlaků. Je podobný Ottově cyklu, pouze se liší ve způsobu přívodu tepla. V současnosti už tento oběh nahradil vylepšený Sabatův cyklus (kapitola 3.3) [4].



Obr. 12 - Dieselův cyklus: reálný diagram



Obr. 13 - Dieselův cyklus: teoretický diagram

Teoretický p-V diagram se skládá z následujících termodynamických dějů [4]:

- 1 → 2: adiabatická komprese,
- 2 → 3: izobarický přívod tepla,
- 3 → 4: adiabatická expanze,
- 4 → 1: izochorický odvod tepla.

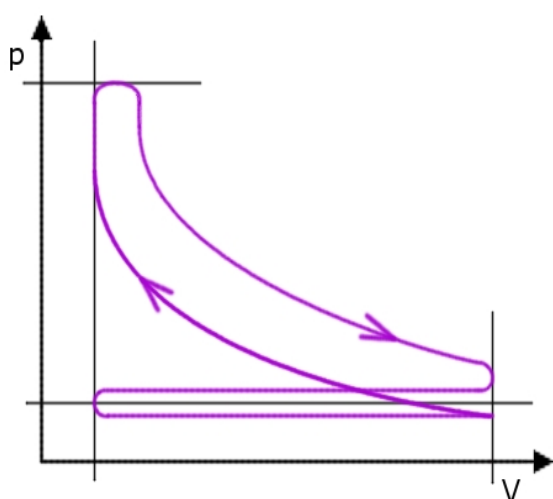
Termická účinnost cyklu:

$$\eta_t = 1 - \frac{|Q_{Cv}|}{Q_{Hp}} = 1 - \frac{m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1)}{m \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\varphi^{\kappa} - 1}{\kappa \cdot (\varphi - 1)} \quad (7)$$

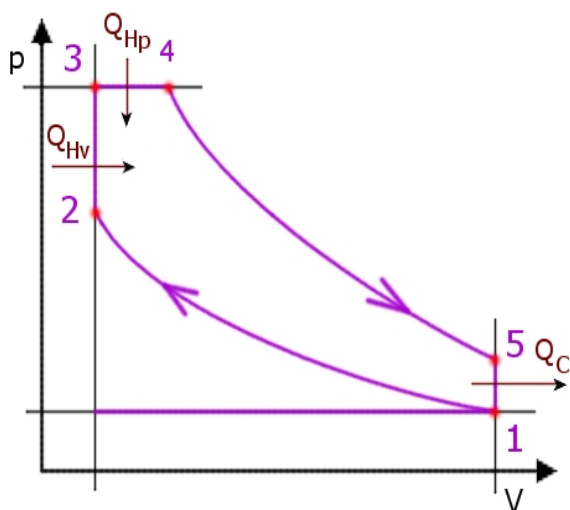
Při porovnání termické účinnosti s předchozím cyklem Otto je zřejmé, že ve výsledném vztahu přibyl jen poslední člen. Hodnota stupně izochorického zvětšení objemu φ je vždy větší než 1, tudíž i hodnota celého posledního členu bude větší než 1. To znamená, že při konstantním kompresním poměru ε bude mít Ottův cyklus vyšší termickou účinnost než rovnotlaký Dieselův oběh. V praxi ovšem pracují vznětové motory v mnohem vyšším spektru kompresních poměrů než zážehové [4].

3.3 SABATŮV CYKLUS

Jedná se o zmodernizovaný Dieselův vznětový oběh. V dnešní době velmi populární. Tajemství smíšeného přívodu tepla tkví ve velmi rychlé indukci nafty do válce. Palivo pak hoří částečně při konstantním objemu a částečně i při konstantním tlaku. Teoretický a reálný cyklus vystihují obrázky 14 a 15 [4].



Obr. 14 – Sabatův oběh: reálný diagram



Obr. 15 – Sabatův oběh: teoretický diagram

Teoretický cyklus (obr. 16) charakterizují tyto termodynamické děje [4]:

- 1 → 2: polytropická komprese,
- 2 → 3: izochorický přívod tepla,
- 3 → 4: izobarický přívod tepla,
- 4 → 5: polytropická expanze,
- 5 → 1: izochorický odvod tepla.

Odvození stavových veličin pro dané body cyklu [4]:

Bod 1:

p_1, V_1, T_1

Bod 2:

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa \quad V_2 = \frac{V_1}{\varepsilon} \quad T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad (8)$$

Bod 3:

$$p_3 = p_1 \cdot \psi \cdot \varepsilon^\kappa \quad V_3 = \frac{V_1}{\varepsilon} \quad T_3 = T_1 \cdot \psi \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad (9)$$

Bod 4:

$$p_4 = p_1 \cdot \psi \cdot \varepsilon^\kappa \quad V_4 = V_1 \cdot \frac{\varphi}{\varepsilon} \quad T_4 = T_1 \cdot \psi \cdot \varphi \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad (10)$$

Bod 5:

$$p_5 = p_1 \cdot \psi \cdot \varphi^\kappa \quad V_5 = V_1 \quad T_5 = T_1 \cdot \psi \cdot \varphi^\kappa \quad (11)$$

Termická účinnost cyklu:

$$\eta_t = 1 - \frac{|Q_{Cv}|}{Q_{Hv} + Q_{Hp}} = 1 - \frac{m \cdot c_v \cdot (T_5 - T_1)}{m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) + m \cdot c_p \cdot (T_4 - T_3)} \quad (12)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\psi \cdot \varphi^\kappa - 1}{\kappa \cdot \psi \cdot \varphi + \psi \cdot (1 - \kappa) - 1} \quad (13)$$

4 PŘEPLŇOVÁNÍ MOTORŮ

4.1 ROZDĚLENÍ METOD PŘEPLŇOVÁNÍ

- 1) Mechanické přeplňování kompresorem (dmychadlem - supercharger)
- 2) Přeplňování pomocí výfukových plynů (turbodmychadlem - turbocharger)
 - a) Provoz turbíny při konstantním tlaku
 - b) Pulzní
- 3) Ostatní metody přeplňování
 - a) Pomocí tlakové vlny (Comprex)
 - b) Dynamické přeplňování
 - c) Kombinace a multiplikace výše uvedených

[1]

4.2 PODSTATA A PRINCIP

Přeplňování je jedna z nejdostupnějších forem umožňující zvyšování výkonu, snižování emisí, vylepšování průběhu točivého momentu a snižování spotřeby paliva běžných atmosférických motorů. Prakticky všechny vznětové motory v současné době již využívají jisté formy přeplňování. U zážehových aparátů bylo využití přeplňování dlouhou dobu komplikované, ale jak se zdá v posledních pár letech, zažívají tyto motory naprostý „boom“ a je jen otázkou času, kdy začnou dominovat nad atmosférickými [1].

Pokud chceme přejít ke zvyšování výkonu pohonné jednotky, určitě nám pomůže, když budeme vycházet z obecně známého vztahu pro výkon motoru [7]:

$$P_e = \dot{Q}_p \cdot \eta_e \quad (14)$$

Vztah vyjadřuje závislost výkonu jednak na tepelném toku přivedeném do válce palivem a také na účinnosti přeměny daného tepla na mechanickou práci. Rovnici můžeme dále rozepsat pomocí výhřevnosti a hmotnostního toku paliva [7]:

$$P_e = H_u \cdot \dot{m}_p \cdot \eta_e \quad (15)$$

Pro spálení daného množství paliva je třeba odpovídající množství vzduchu. Tuto závislost udává výraz [7]:

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{m}_{vz}}{\lambda L_t} \quad (16)$$

Hmotnost vzduchu uzavřená ve válci těsně před započítáním procesu spalování za podmínky úplného vypláchnutí pracovní oblasti lze vyjádřit pomocí parametrů motoru následující rovnicí [7]:

$$\dot{m}_{vz} = V_z \frac{n_M}{60i} \rho_{vz} \eta_{pl} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \quad (17)$$

Dosazením rovnic (16) a (17) do rovnice (15) obdržíme konečný vztah pro výkon motoru [7]:

$$P_e = V_z \frac{n_M}{60i} \frac{H_u}{\lambda L_t} \rho_{vz} \eta_{pl} \eta_e \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \quad (18)$$

Výše zmíněná rovnice nám na první pohled nabízí hned několik parametrů, jimiž by se dal zvýšit výkon motoru. Uvážíme-li ale situaci, kdy nechceme měnit architekturu, ani otáčky daného motoru, vypadne nám hned několik veličin. Z těch zbývajících se z termodynamického hlediska jeví jako nejzajímavější veličina hustoty vzduchu ρ_{vz} , která v sobě skrývá ono tajemství celého přeplňování, ať už pomocí systémů mechanických dmychadel nebo turbo dmychadel. Jak již bylo naznačeno v úvodu, principem přeplňování je právě zvýšení hustoty plnicí směsi pracovního media, tudíž i zvýšení hmotnosti vzduchu dopravovaného do válce o konstantním objemu. Zvětšení hustoty vzduchu zároveň umožní dopravit do válce vyšší množství paliva a dojde k úměrnému nárůstu výkonu celé pohonné jednotky, zlepšení procesu spalování, snížení emisí a spotřeby paliva. Všehovšudy rapidní zvýšení efektivity daného motoru [1, 7].

Hustotu nasávaného vzduchu můžeme vyjádřit ze stavové rovnice pro 1 kg plynu:

$$p \cdot v = r \cdot T \quad (19)$$

Po úpravě a s nasávaným plynem - vzduchem:

$$\rho_{vz} = \frac{p_{vz}}{r_{vz} T_{vz}} \quad (20)$$

Z této rovnice je již zřejmé, které stavové veličiny přímo a pozitivně ovlivňují nárůst hustoty plnicí směsi potažmo i výkon celého motoru. Především se jedná o zvýšení tlaku a snížení teploty nasávaného vzduchu. Tlakový příbytek nasávaného vzduchu je v technice přeplňování zabezpečen kompresorem. Bohužel jak už to bývá u většiny inovací, každé vylepšení s sebou nese i nějaká negativa. V tomto případě sice komprese obstará potřebné zvýšení hustoty plnicí směsi, ale nepříznivě ovlivní i její teplotu. Mechanická práce kompresoru byla částečně přeměněna v teplo, aneb zákon zachování energie v praxi. Aby byly zmírněny následky stlačování vzduchu v podobě nárůstu teploty, je v drtivé většině přeplňovacích systému zařazen do oběhu i chladič plnicího vzduchu (obr. 16). Ten je umístěn na trase mezi kompresorem a motorem. V automobilech obvykle v oblasti přední masky využívající silný proud vzduchu vznikající za pohybu. U výkonnějších modelů se používá i vodní chlazení. Důkaz nutnosti tohoto zařízení vyplývá z následujícího příkladu [1]:

Je dán reálný kompresor s parametry:

$$\begin{aligned} \text{Kompresní poměr:} \quad p_2/p_1 &= 2,5 \\ \text{Izoentropická účinnost:} \quad \eta_{i,K} &= 0,7 \end{aligned}$$

Stavové veličiny nasávaného vzduchu:

$$\begin{aligned} \text{Teplota} \quad T_1 &= 293 \text{ K } (20^\circ \text{C}) \\ \text{Tlak} \quad p_1 &= 100 \text{ kPa} \end{aligned}$$

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

Poissonova konstanta vzduchu: $\kappa = 1,4$

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{i,\kappa}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \right\} \quad (21)$$

Po dosazení uvedených parametrů do rovnice (21) teplotní změny vzduchu při stlačování v kompresoru vyjde výsledná teplota vzduchu za kompresorem přibližně $T_2 = 418 \text{ K}$ (145 °C). Na první pohled velmi citelný a negativní nárůst [1].



Obr. 16 - Chladič plnicího vzduchu [18]

S využitím stavové rovnice se nabízí velmi zajímavé srovnání hustot vzduchu nasávaného do válce.

Po dosazení do rovnice (20) dostáváme pro atmosférický motor ($p_1 \rho_1 T_1 = p_2 \rho_2 T_2$):

$$\rho_1 = \frac{p_1}{rT_1} = \frac{100\,000}{287 \cdot 293} \cong 1,19 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Pro přeplňovaný motor bez chladiče stlačeného vzduchu:

$$\rho_2 = \frac{p_2}{rT_2} = \frac{250\,000}{287 \cdot 418} \cong 2,08 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

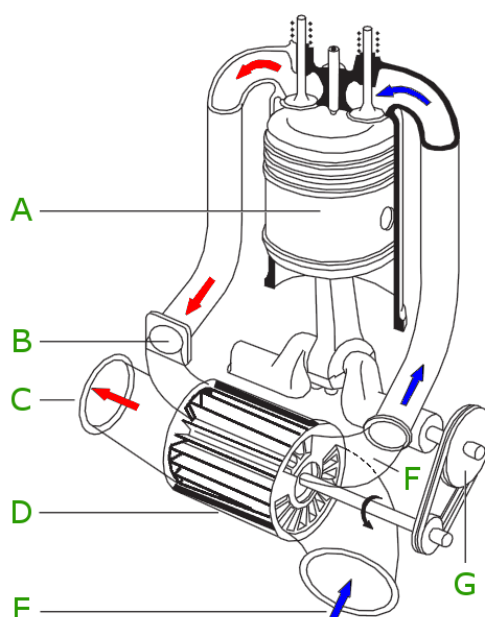
Pro přeplňovaný motor s chladičem stlačeného vzduchu a teplotou za chladičem $T_2 = 313 \text{ K}$ (40 °C):

$$\rho_2 = \frac{p_2}{rT_2} = \frac{250\,000}{287 \cdot 313} \cong 2,78 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Z výsledků je zřejmé, že přidáním chladiče do plnicí soustavy bylo dosaženo asi 33 % nárůstu hustoty plnicí směsi. Tato nezanedbatelná hodnota dokazuje nutnost přítomnosti chladicí jednotky v přeplňovaných motorech [1].

5 PŘEPLŇOVÁNÍ POMOCÍ TLAKOVÝCH VLN (COMPREX)

Přeplňování motorů tlakovými vlnami neboli zařízením Comprex bylo vyvinuto firmou Brown Boveri (dnes společnost ABB). Zařízení se skládá z letmo uloženého rotoru ve tvaru bubnu, který je tvořen velkým počtem radiálních trubcovitých článků s přibližně trojúhelníkovitým příčným průřezem. Je uloženo na hřídeli paralelně ke klikové hřídeli motoru, se kterou je spojeno pomocí řemenového převodu. Pohon zařízení je velmi energeticky nenáročný. Odebírá přibližně jen 1 až 2 % z celkového výkonu motoru. Princip je jednoduchý a spočívá v interakci přetlakovaných výfukových plynů s čerstvým nasávaným vzduchem uvnitř tohoto důmyslného bubnu. Otáčení a správné rozmístění otvorů pak zamezuje mísení sacích a výfukových plynů a určuje plnění pod tlakem. Tímto dmychadlem, které spojuje některé prvky z mechanického i turbo-dmychání, jsou vybaveny vozy Mazda 626 Diesel [3, 5].

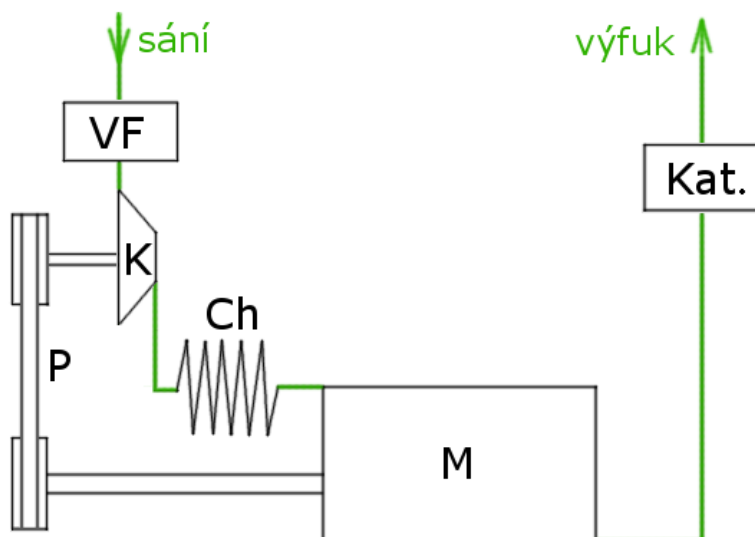


Obr. 17 - Přeplňování Comprex: A – píst motoru, B – výfukové plyny o vysokém tlaku, C – výfukové plyny o nízkém tlaku, D – bubnový rotor, E – nasávaný vzduch z atmosférickém tlaku, F – nasávaný vzduch po natlakování, G – pohon [3, 5]

Dle obrázku 17 probíhá cyklus následovně: během otáčky bubnu proběhne levý konec každé trubičky kolem vývodu výfukového potrubí **B** vedoucího z válce motoru. To umožní výfukovým plynům, v tomto stadiu o vysokém tlaku, protéct trubičkou a stlačit vzduch, který je v ní již obsažený. Pravý konec trubičky je v tento moment uzavřený. Další rotace bubnu způsobí otevření tohoto pravého konce a únik natlakovaného vzduchu do nasávacího traktu **F** směrem do válce. Posléze je tento konec trubičky opět uzavřen, což vyvolá tlakovou vlnu, a výfukové plyny jsou vyhnány z motoru ven **C**. Jelikož se levá strana trubičky opět rychle uzavře, vytvoří se tentokrát podtlaková vlna, která cestuje na druhý konec bubnu a v okamžiku otevření pravé strany nasaje do bubnu opět čerstvý atmosférický vzduch **E**. Proces se opakuje [3].

6 MECHANICKÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

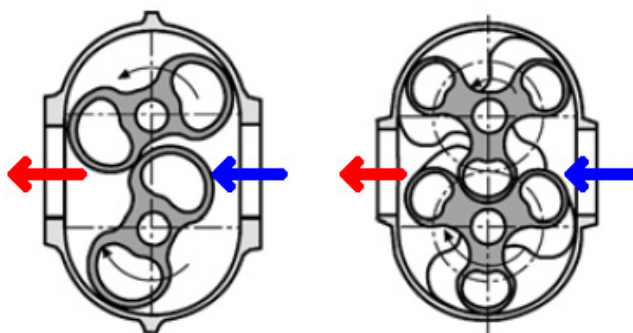
Pod pojmem mechanického přeplňování rozumíme systém, v němž je dmychadlo obstarávající natlakování plnicí směsi poháněno přímo pomocí převodu od klikové hřídele. Dmychadlem je v tomto případě obyčejný kompresor. Kompletní oběh vzduchu v automobilu vybaveném tímto typem přeplňování vystihuje následující schéma na obrázku 18 [1].



Obr. 18 - Schéma proudění vzduchu u mechanicky přeplňovaného motoru:

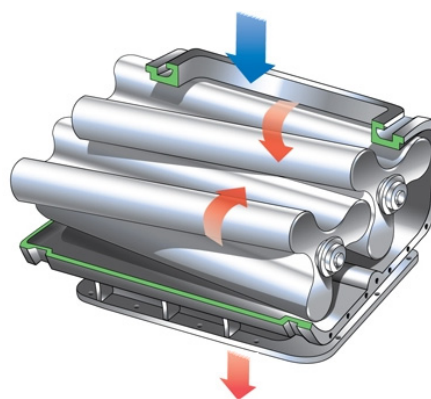
VF – vzduchový filtr, K – kompresor, Ch – chladič plnicího vzduchu, M – motor, Kat. – katalyzátor, P – pohon kompresoru od klikové hřídele

Jedním z prvních používaných kompresorů v těchto systémech byl pístový, kde je komprese dosažena identickým způsobem jako ve válci motoru. Tato forma však není příliš plynulá a efektivní, a proto se dnes používá jen u jednodušších a pomaluběžných motorů. Dalším druhem kompresoru je Roots (obr. 19, 20).



Obr. 19 - Dmychadlo Roots: čelní průřez.
Zleva – dvouloupatková a třílopatková verze.

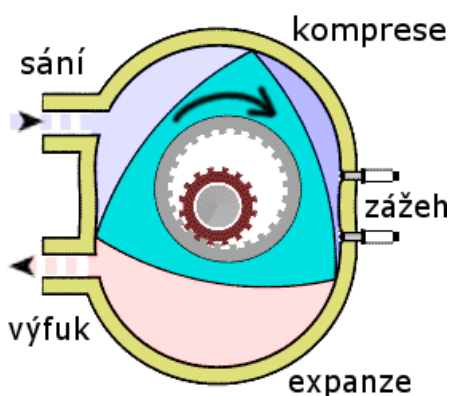
[1]



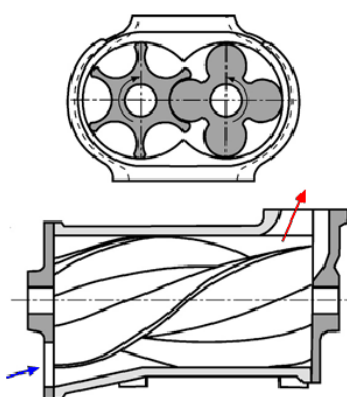
Obr. 20 - Dmychadlo Roots: 3D model
[15]

Tohle dmychadlo již využívá ke stačování vzduchu rotačního pohybu, což je značná výhoda pro užití ve vyšších rychlostech. Prakticky je komprese u tohoto typu vcelku malá a výkonový nárůst motoru nikterak ohromující, v principu se spíše podobá práci většího ventilátoru. Na druhou stranu je tento systém jednoduchý, levný a spolehlivý. O jeho modernizaci a produkci se v dnešní době stará hlavně firma Eaton, která se zasloužila i na výrazném zvýšení efektivity [1, 15].

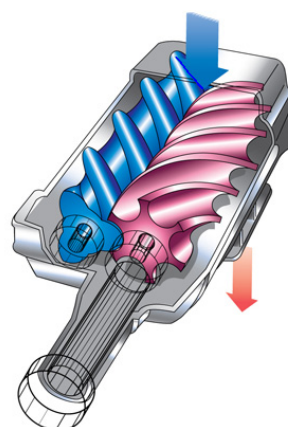
Z dalších zařízení umožňujících stlačení plnicí směsi před vstupem do válce určitě stojí za zmínku spirální kompresor, který našel uplatnění v několika motorech koncernu Volkswagen. Zde známý také pod pojmem G-dmychadlo. Široké spektrum různých zařízení pro kompresi doplňuje Wankelovo dmychadlo. Ještě než se stal z tohoto systému známý rotační Wankelův motor (Obr. 21), který můžeme v současnosti nalézt jen v jednom sériově vyráběném automobilu (Mazda RX-8), byla tato jednotka používána jako kompresor. Principem je otáčení rotoru pomocí vnitřního převodu kolem své hřídele v rychlostním poměru 1:3 (rotor: hřídel) a zároveň v tvarem přesně definované komoře. V dnešní době však není tento kompresor součástí sériové výroby [1].



Obr. 21 - Wankelův motor [26]



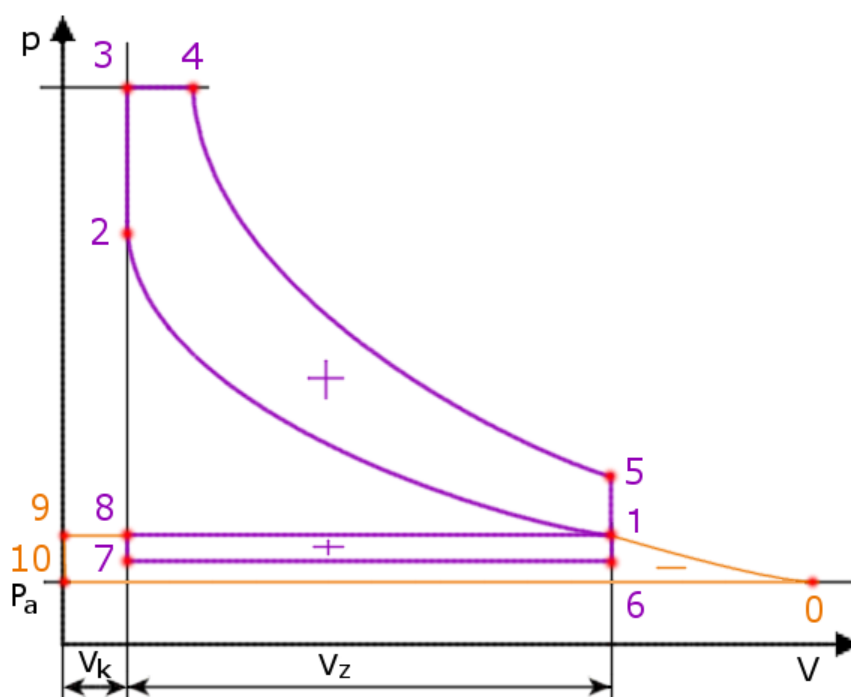
Obr. 22 - Dmychadlo Lysholm:
shora – čelní a podélný průřez [1]



Obr. 23 - Dmychadlo
Lysholm: 3D model [15]

Posledním užívaným typem mechanicky poháněného kompresoru je dmychadlo Lysholm (obr. 22, 23) pracující na podobném principu jako Roots a to stačování vzduchu mezi dvěma šroubovitými plochami. Vyznačuje se nejvyšší účinností a vysokými kompresními poměry. Obvyklé využití v moderních výkonných sportovních automobilech [1].

Při použití mechanicky poháněného kompresoru má teoretický p-V diagram tvar dle obr. 24. Z grafu je zřejmé, že část užitečné práce oběhu A+ je zmařena na pohon kompresoru. Energie potřebná na pohon dmychadla je vytyčena plochou mezi body 0-1-9-10-0. O tuto energii (práce A-) se sníží celkový výkon motoru. Úsečka 9-10 zároveň vyjadřuje velikost plnicího tlaku. Dalším podstatným rozdílem, tentokrát v porovnání s atmosférickým motorem je, že píst přeplňovaného motoru koná užitečnou práci i při výfukovém a sacím zdvihu - oblast 6-7-8-1-6 [7].



Obr. 24 - p-V diagram teoretického oběhu mechanicky přeplňovaného motoru [7]

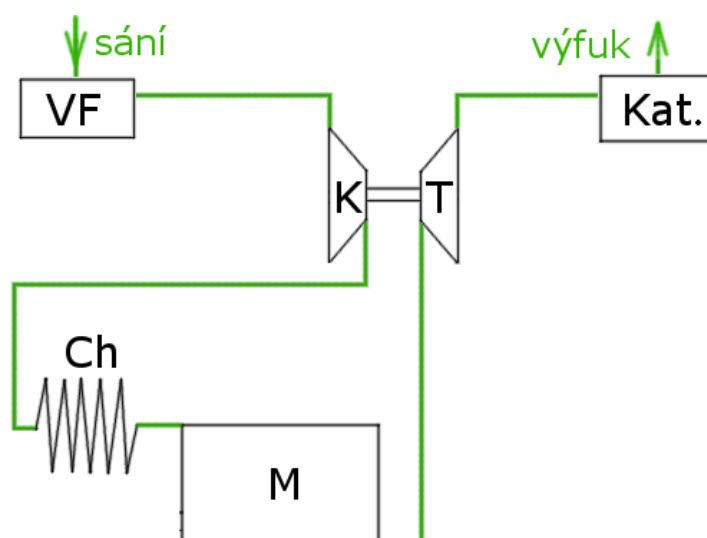
Mechanické přeplňování zažívalo největší „boom“ v USA přibližně v letech 1960–1980, kdy se tyto systémy s oblibou montovaly do typických amerických „Muscle cars“ (Obr. 25). Dnes přechází tato metoda plnění do ústraní, protože není tolik efektivní jako přeplňování turbodmychadlem (kapitola 5) a navíc je i velmi hlučná. Stále si však drží své příznivce a výrobce i díky prakticky okamžité reakci motoru na plnicí systém [23].



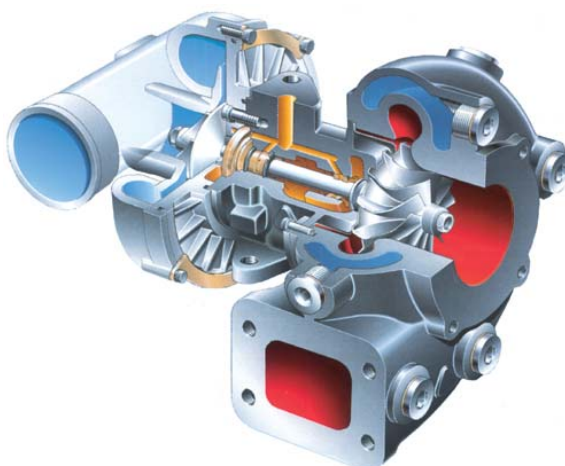
Obr. 25 - Dodge Charger R/T 1970: navíc přeplňovaný mohutným mechanicky poháněným dmychadlem Roots [16].

7 PŘEPLŇOVÁNÍ POMOCÍ VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

Jak je již z názvu patrné, tento typ přeplňování využívá energii výfukových plynů, která není u běžných atmosférických motorů ani u předchozího typu přeplňování nijak využita. Celý koloběh vzduchu je znázorněn na obrázku 26. Plyny proudící z válců motoru při výfukovém zdvihu jsou potrubím přivedeny na lopatky turbíny, která je roztáčena a realizuje prodlouženou expanzi. Turbína je současně uložena na stejné hřídeli s kompresorem, kterému předává svůj rotační pohyb, jež je využit pro nasávání a kompresi plynů v sacím aparátu před vstupem do motoru. Dané uložení kompresoru a turbíny na společné hřídeli vystihuje termín turbodmychadlo (obr. 27). Obě jeho části – turbínová a kompresorová jsou zcela oddělené a chlazené, mají své přívodní a odvodní kanálky, tudíž nedochází k mísení výfukových a sacích plynů. Důležitou roli v tomto sofistikovaném systému opět hraje chladič plnicího vzduchu redukující nežádoucí zahřátí po kompresi [1].



Obr. 26 - Schéma proudění vzduchu u motoru přeplňovaného pomocí výfukových plynů: VF – vzduchový filtr, K – kompresor, Ch – chladič plnicího vzduchu, M – motor, T – turbína, Kat. – katalyzátor

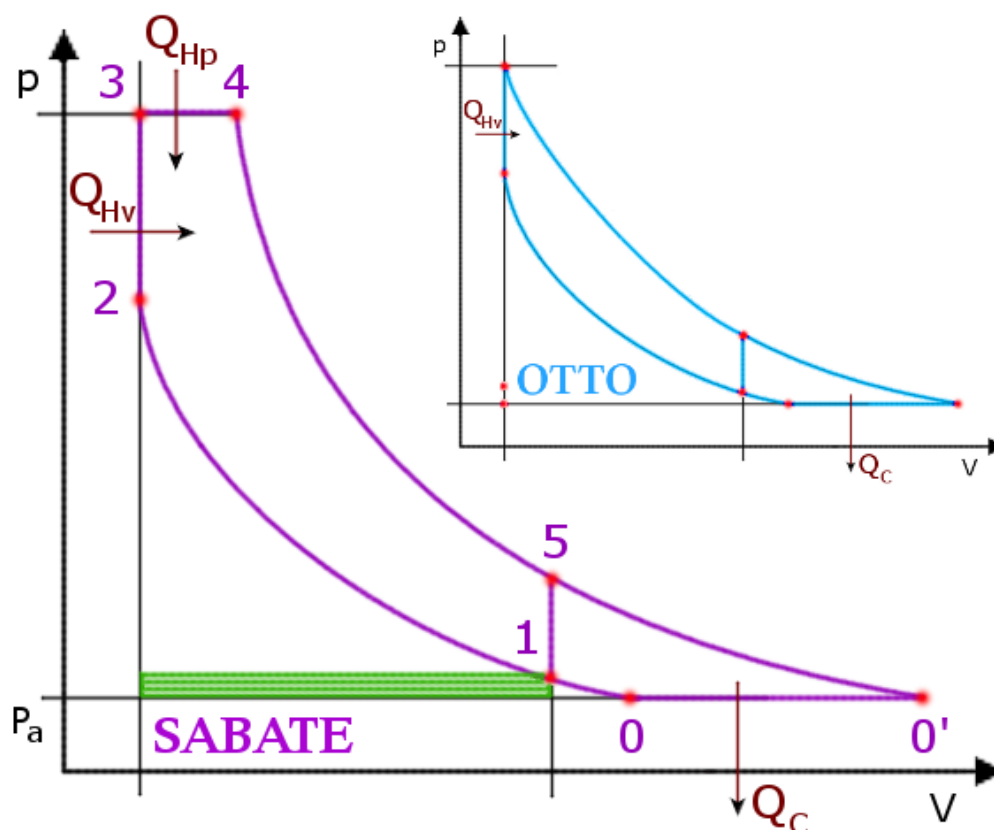


Obr. 27 - Soustava turbodmychadla. Vlevo část kompresorová, vpravo část turbínová [17]

U motoru přepřlňovaného turbodmychadlem dochází k prodloužené expanzi na lopatkách turbíny a teplo je odváděno za konstantního tlaku do atmosféry. Podle způsobu získání pulzující energie z motoru při výfukovém zdvihu se rozlišují dva typy turbo-přepřlňování: rovnotlaké a pulzní turbo-přepřlňování. Pokud je výfukové potrubí z válců motoru přímo vedeno k turbíně, je tento systém nazýván jako pulzní. Kinetická energie plynů vytlačovaných z válců ve formě pulzů je přímo využita na lopatkách turbíny. Turbína musí být speciálně navržena pro tento typ pulzního proudění, aby se dosáhlo uspokojivých účinností. Obrázek 28 vystihuje teoretický (ideální) p-V diagram tohoto typu přepřlňování. Dle obr. 28 se pracovní oběh skládá z následujících dějů [6, 7, 8]:

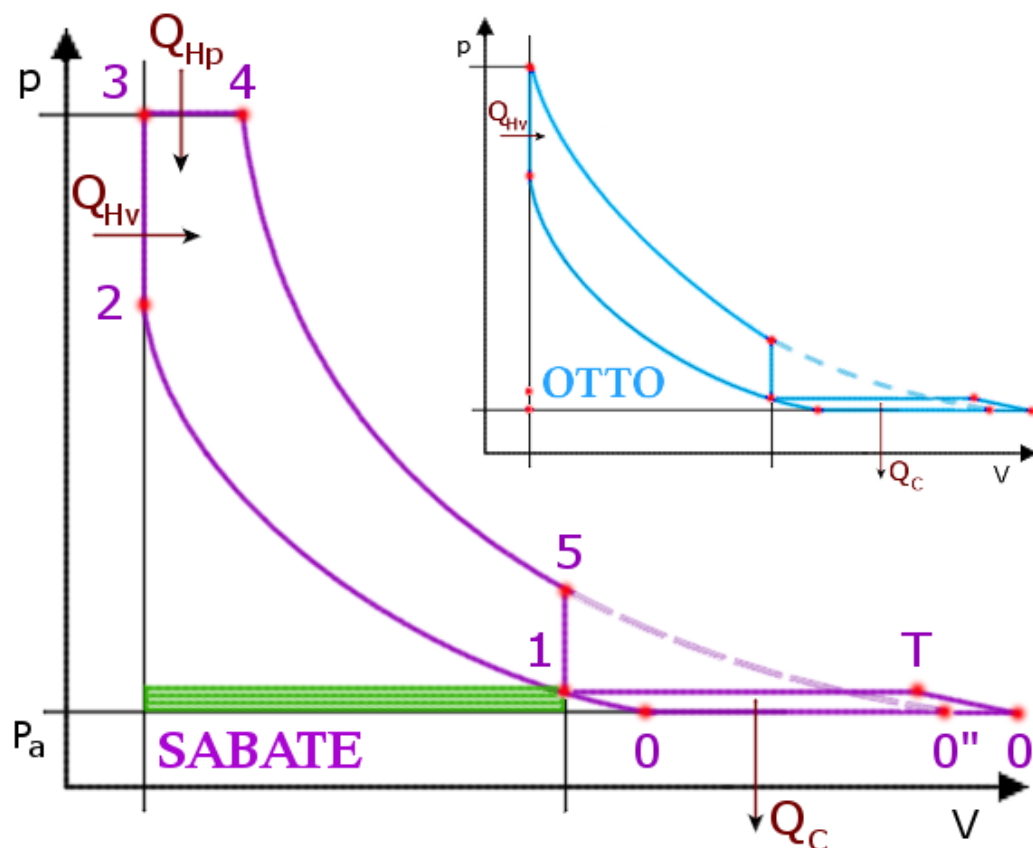
- 0 → 1 stlačení v kompresoru,
- 1 → 2 komprese ve válci motoru,
- 2 → 3 izochorický přívod tepla,
- 3 → 4 izobarický přívod tepla (u Ottova cyklu tato fáze chybí),
- 4 → 5 expanze ve válci motoru,
- 5 → 0' prodloužená expanze ve válci, výfukovém potrubí a turbíně,
- 0' → 0 izobarický odvod tepla. [7]

Plocha 1-2-3-4-5-1 definuje užitečnou práci A_+ motoru. Plocha 1-5-0'-0-1 definuje užitečnou A_+ práci výfukových plynů při expanzi na lopatkách turbíny. Zelená oblast definuje užitečnou práci A_+ pístu motoru při výfukovém a sacím zdvihu. Celková práce oběhu se rovná součtu všech tří dílčích prací [7].



Obr. 28 - p-V diagram teoretického oběhu motoru přepřlňovaného turbodmychadlem s pulzní charakteristikou [7]

Druhý typ přeplňování pomocí výfukových plynů se realizuje při ustálených tlacích plynů před vstupem na lopatky turbíny. Rovnotlakého provozu turbíny se dosáhne umístěním sběrné tlakové komory, do které ústí výfukové potrubí z válců motoru. Teprve odtud jsou plyny hnány k turbíně. Nevýhoda této metody spočívá v neúplném využití kinetické energie výfukových plynů. Teoretický p-V diagram zmíněného typu je znázorněn na obr. 29 [6].



Obr. 29 - p-V diagram teoretického oběhu motoru přeplňovaného turbodmychadlem s rovnotlakým provozem turbíny. [7]

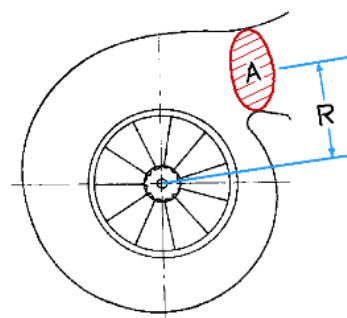
Pracovní oběh rovnotlakého přeplňování dle obrázku 29 se skládá z těchto fází:

- 0 → 1 stažení v kompresoru,
- 1 → 2 komprese ve válci,
- 2 → 3 izochorický přívod tepla,
- 3 → 4 izobarický přívod tepla (u Ottova cyklu tato fáze chybí),
- 4 → 5 expanze ve válci,
- 5 → 1 izochorický odvod tepla (výfuk plynů z válce do sběrné komory),
- 1 → T izobarický přívod tepla z komory k turbíně,
- T → 0' expanze v turbíně,
- 0' → 0 izobarický odvod tepla.

[7]

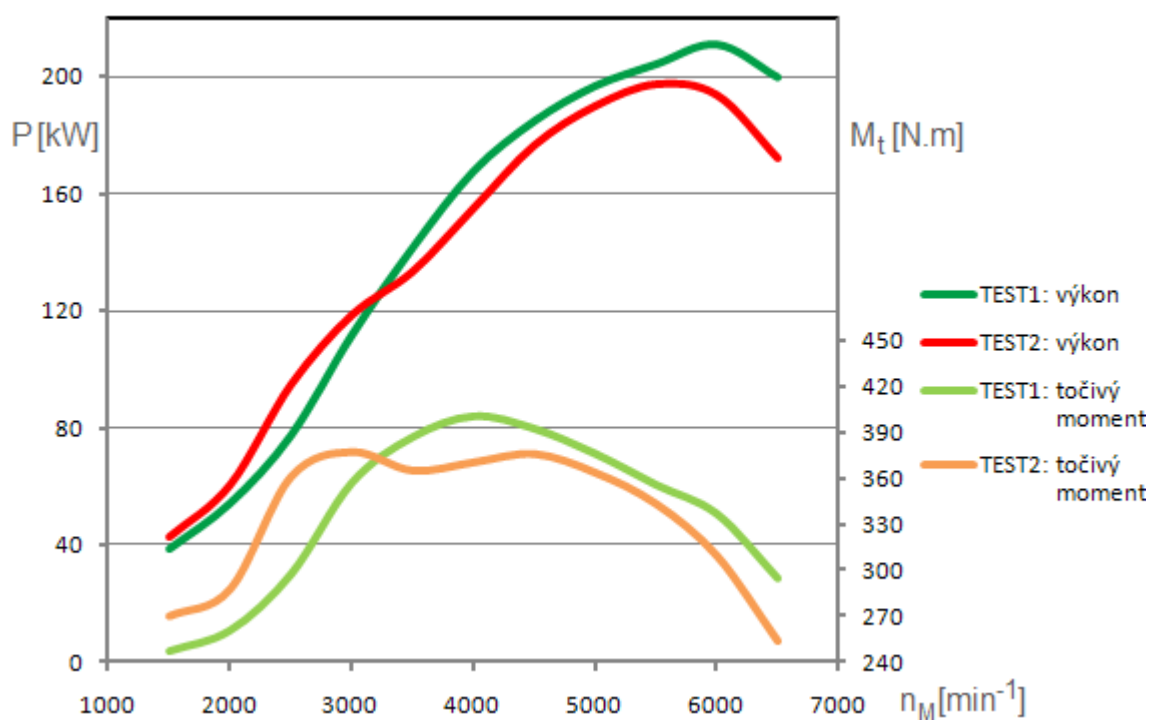
Úvodní motory přeplňované turbodmychadly před asi 35 lety, kdy je první automobiloví nadšenci začali montovat do svých atmosférických motorů, byly velkým zklamáním. Při plném sešlápnutí plynového pedálu a otáčkách motoru pod cca

3500 min^{-1} se vůbec nic nedělo. Pak náhle po překročení této hranice a dalším nárůstu otáček vozidlo začalo extrémně zrychlovat. Kontrola takového vozidla na klikaté cestě proto byla přímo noční můrou. Zde popsaná praktická situace popisuje největší nedostatek motorů přepíňovaných turbodmychadlem. Tento problém vystihuje pojem „turbo prodleva“, neboli doba od sešlápnutí plynového pedálu po plné roztočení turbíny výfukovými plyny. Proto první snahy k odstranění tohoto nedostatku vedly ke zmenšování turbíny a použití lehčích materiálů. Další optimalizace směřovaly ke změnám rozměrů nasávací trysky turbíny



Obr. 30 - Rozměry turbíny [2]

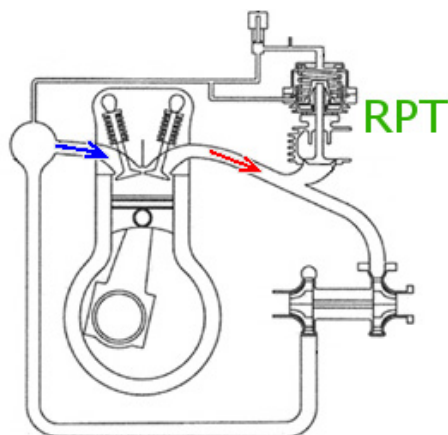
(Obr. 30). Poměr rozměrů A/R definuje rychlost proudění plynů turbínou, kde A je plocha otvoru nasávací trysky turbíny a R je vzdálenost od osy turbíny ke středu otvoru nasávací trysky. Čím více je výsledný poměr nižší než 1, tím snadněji se turbína roztočí a tím více bude znatelný „odpich“ motoru při nízkých otáčkách. Bohužel při vyšších otáčkách se v tomto případě začne turbína „dusit“ značným množstvím plynů a bude omezovat výkon celého motoru. Srovnání průběhu výkonu a točivých momentů různě naladěných turbín stejného motoru ukazuje obr. 31. Pro test byl použit postarší zážehový motor od Toyoty o objemu 2,8 litru. U TESTU1 byl motor přepíňován turbínou s vysokým A/R poměrem, plnicím tlakem 80 kPa ($P_{\text{abs}} = 180 \text{ kPa}$) a chladičem plnicího vzduchu. U TESTU2 byl motor přepíňován turbínou s nízkým A/R poměrem, plnicím tlakem 90 kPa a chladičem plnicího vzduchu [2].



Obr. 31 - Průběh točivých momentů a výkonů v závislosti na otáčkách dvou totožných motorů: každý s různým nastavením turbíny [2]

Jako další vylepšení používané v motorech s turbodmychadlem je regulace plnicího tlaku (Obr. 32). Tímto ventilem se dá díky předepjatosti pružiny, novodobě

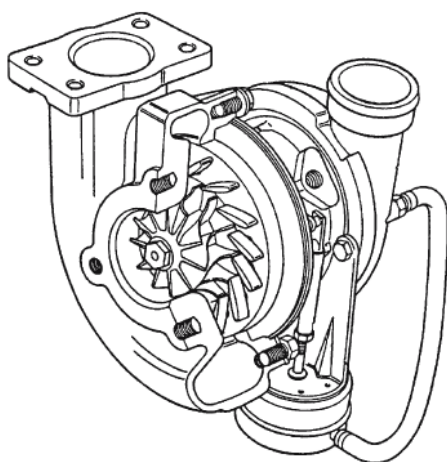
také řízen elektronicky, přesně nastavit limit plnicího tlaku motoru. S přibývajícím otáčkami motoru se zvyšuje úměrně i plnicí tlak, který může mít při překročení určité meze negativní, někdy i destruktivní následky pro celý motor. V tomto okamžiku ventil přemostí oběh výfukových plynů, upustí část plynů do volné atmosféry a sníží plnicí tlak [2].



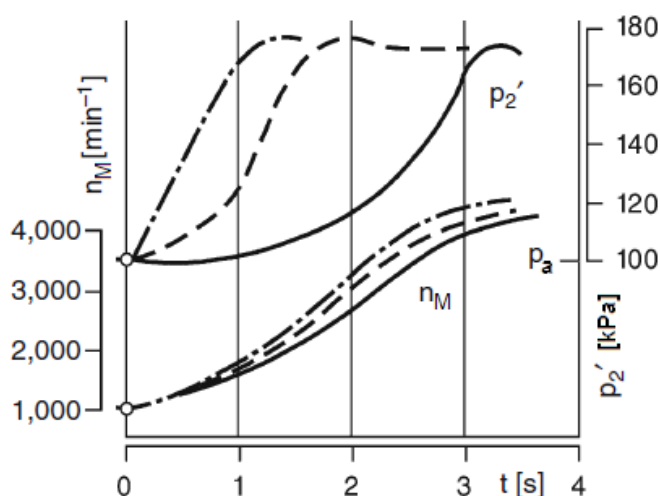
Obr. 32 - RPT: Regulace plnicího tlaku [20]

Dlouhou dobu bylo velmi problematické najít úspěšné technologické řešení, které by jednak podstatně zredukovalo tolik nenáviděnou prodlevu turba a zároveň přineslo uspokojivý nárůst výkonu v celém spektru provozních otáček motoru. K nejmodernějším systémům, které tyto dvě tužby přetavily v realitu, patří:

- ✓ **Turbína s variabilní geometrií lopatek (VTG)** – oproti normální turbíně se stálou geometrií, jsou u VTG použity přídavné lopatky, které se dokážou natáčením do značné míry přizpůsobit aktuální rychlosti průtoku plynů a pomoci hlavní turbíně rychleji se roztočit (obr. 33). Natáčení je ovládáno elektronicky v závislosti na otáčkách motoru. Tímto systémem dokáže turbodmychadlo generovat vysoký plnicí tlak již při velmi nízkých otáčkách motoru a při vysokých otáčkách stále zachovává potřebný výkon. Srovnání turbo prodlev různých druhů plnění – obr. 34 [1].

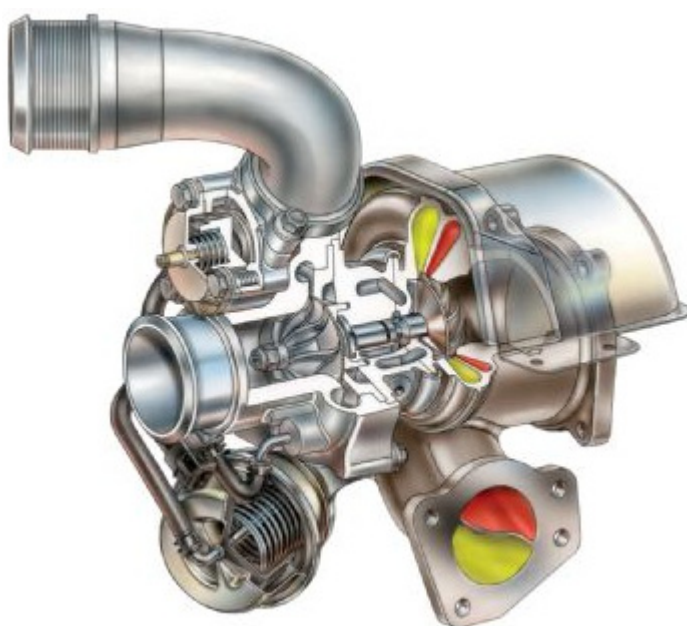


Obr. 33 - Turbína VTG [1]



Obr. 34 - Srovnání turbo prodlev: plná čára – standardní turbo, čárkovaně – Compress, čerchovaně – turbína VTG [1]

- ✓ **Paralelní Twin-Turbo (Biturbo)** – systém tvoří obvykle dvě identická turbodmychadla. Používá se u více-válcových motorů, kdy na každé turbodmychadlo připadá poloviční počet válců. Tento systém využívá i monstrózní motor v supersportovním automobilu Bugatti Veyron 16.4. Motor W16 o objemu 8 litrů je přeplňován dokonce 4 turbodmychadly, kde každé obstarává 4 válce [23, 24].
- ✓ **Sekvenční Twin-Turbo** – systém tvoří opět dvě turbodmychadla. Nejprve vzduch prochází přes nízkotlaké turbodmychadlo, které je nastaveno pro co nejrychlejší odezvu již od velmi nízkých otáček motoru. Jakmile je tlak výfukových plynů dostačující pro provoz obou dmychadel, připojí se do oběhu i vysokotlaké turbodmychadlo, které dodá motoru potřebný „doping“ ve vysokých otáčkách. Toto řešení velmi dobře eliminuje prodlevu turba, avšak je značně komplikované [23, 24].
- ✓ **Twin-Scroll** – systém tvoří jedno turbodmychadlo, jehož turbínový kanál je rozdělen do dvou komor (obr. 35). To má za cíl seskupit ve výfukovém kolektoru a turbíně výfuková potrubí vedoucí z válců do páru. Jeden pár potrubí shromažďuje z válců 1 a 4 a druhý z válců 2 a 3. Proudící plyny se tímto způsobem spojují až na úrovni turbíny a mají tak maximální možný tlak. Takto řešené vedení výfukových plynů, které je odděluje až u vstupu do turbíny, umožňuje lépe využít jejich kinetickou energii a vyznačuje se vynikající odezvou motoru. Turbína se dokáže roztočit až na těžko představitelných 220 000 ot/min [25].

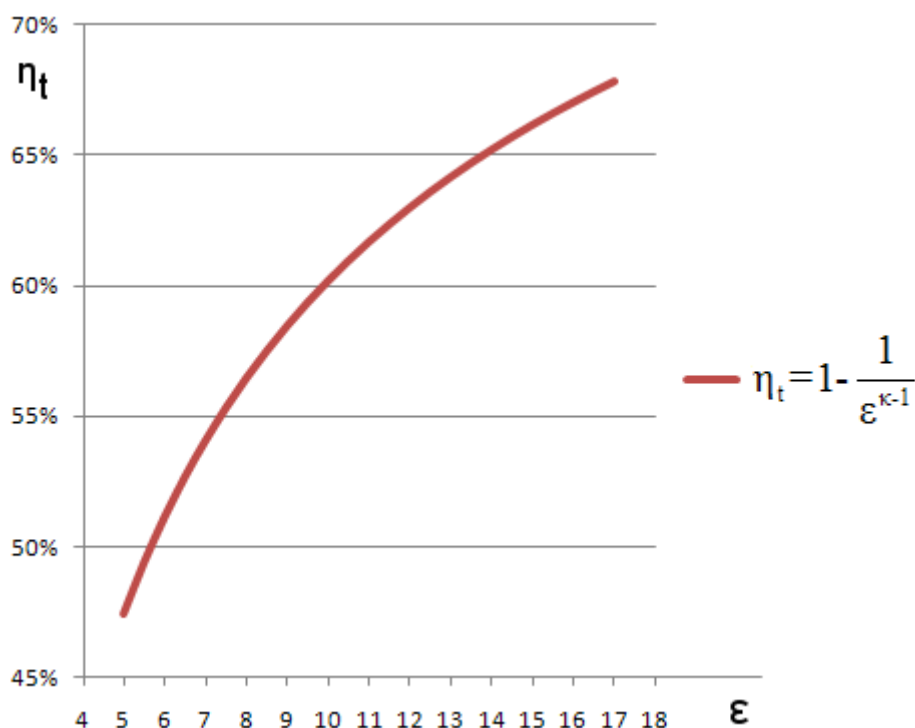


Obr. 35 - Turbína Twin-scroll [22]

8 POROVNÁNÍ CYKLŮ Z HLEDISKA TERMICKÉ ÚČINNOSTI

8.1 ATMOSFÉRICKÝ VERSUS OBECNÝ PŘEPLŇOVANÝ

Jelikož každá forma přeplňování odebírá z celkového výkonu motoru jiné množství energie, je pro následující porovnání vybrán motor přeplňovaný ideálním izotermicky pracujícím kompresorem se zanedbatelným příkonem. Pro jednoduchost byl vybrán Ottův cyklus, jehož termická účinnost závisí na kompresním poměru a je definována rovnicí 6. Graficky je závislost zobrazena na obr. 36. Oba motory pracují v totožných atmosférických podmínkách: $p_1 = 100 \text{ kPa}$, $T_1 = 293 \text{ K}$, $r = 287 \text{ J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$, $\kappa = 1,4$.



Obr. 36 - Závislost termické účinnosti na kompresním poměru pro Ottův cyklus

Máme-li atmosférický motor pracující s kompresním poměrem 9:1, jeho termická účinnost po dosazení do rovnice (6) bude:

$$\eta_{t,a} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} = 1 - \frac{1}{9^{1,4-1}} \cong 58,5 \%$$

Máme-li stejný motor přeplňovaný kompresorem se stupněm komprese 1,8:1, jeho termická účinnost bude:

$$\eta_{t,p} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} = 1 - \frac{1}{(1,8 \cdot 9)^{1,4-1}} \cong 67,2 \%$$

Závěrem tedy můžeme říci, že termická účinnost přeplňovaných motorů je vždy vyšší než u atmosférických: $\eta_{t,p} > \eta_{t,a}$. To platí jak u benzínových, tak i naftových motorů.

Přidáním kompresoru do soustavy se dosáhlo fiktivního nárůstu kompresního poměru respektive objemu válců motoru, který by svým výkonem teoreticky vyrovnal atmosférický motor s kompresním poměrem 16,2:1 respektive atmosférický motor s kompresním poměrem 9:1 a 1,8krát vyšší kubaturou.

Prakticky je však hodnota kompresního poměru 16,2:1 u zážehových motorů velmi těžko realizovatelná, možná v budoucnu. Jako současné maximum je považována hodnota 13:1. Hlavním limitujícím faktorem při vysokých tlacích a teplotách ve válci je výskyt detonačního hoření (klepání) pracovní směsi benzínu se vzduchem ještě před zažehnutím elektrickou jiskrou. Tento destrukční děj může mít katastrofální následky pro celý motor [19].

S ohledem na výše zmíněné limitující faktory probíhá optimalizace výkonu přeplňováním v praxi následovně [1]:

- přidáním chladiče plnicího vzduchu za kompresor,
- snížení kompresního poměru motoru, nebo snížení výkonu kompresoru,
- posílení a optimalizace mechanicky namáhaných částí na vyšší provozní p , T .

8.2 VYBRANÉ METODY PŘEPLŇOVÁNÍ NAVZÁJEM

Pro následující srovnání nám pomůže rovnice 22 definující obecně termickou účinnost pro jakýkoliv tepelný oběh:

$$\eta_t = \frac{Q_H - |Q_C|}{Q_H} = \frac{A}{Q_H} \quad (22)$$

Pro mechanicky přeplňovaný motor tedy platí:

$$\eta_{t,pM} = \frac{A - |Q_K|}{Q_H} \quad (23)$$

Kde hodnota Q_K vyjadřuje energii nutnou na pohon kompresoru pomocí převodu od klikové hřídele.

U motorů přeplňovaných pomocí výfukových plynů je kompresor důmyslně poháněn plyny hnanými z válců motoru při výfukovém zdvihu a není třeba žádné další extra energie, tedy platí:

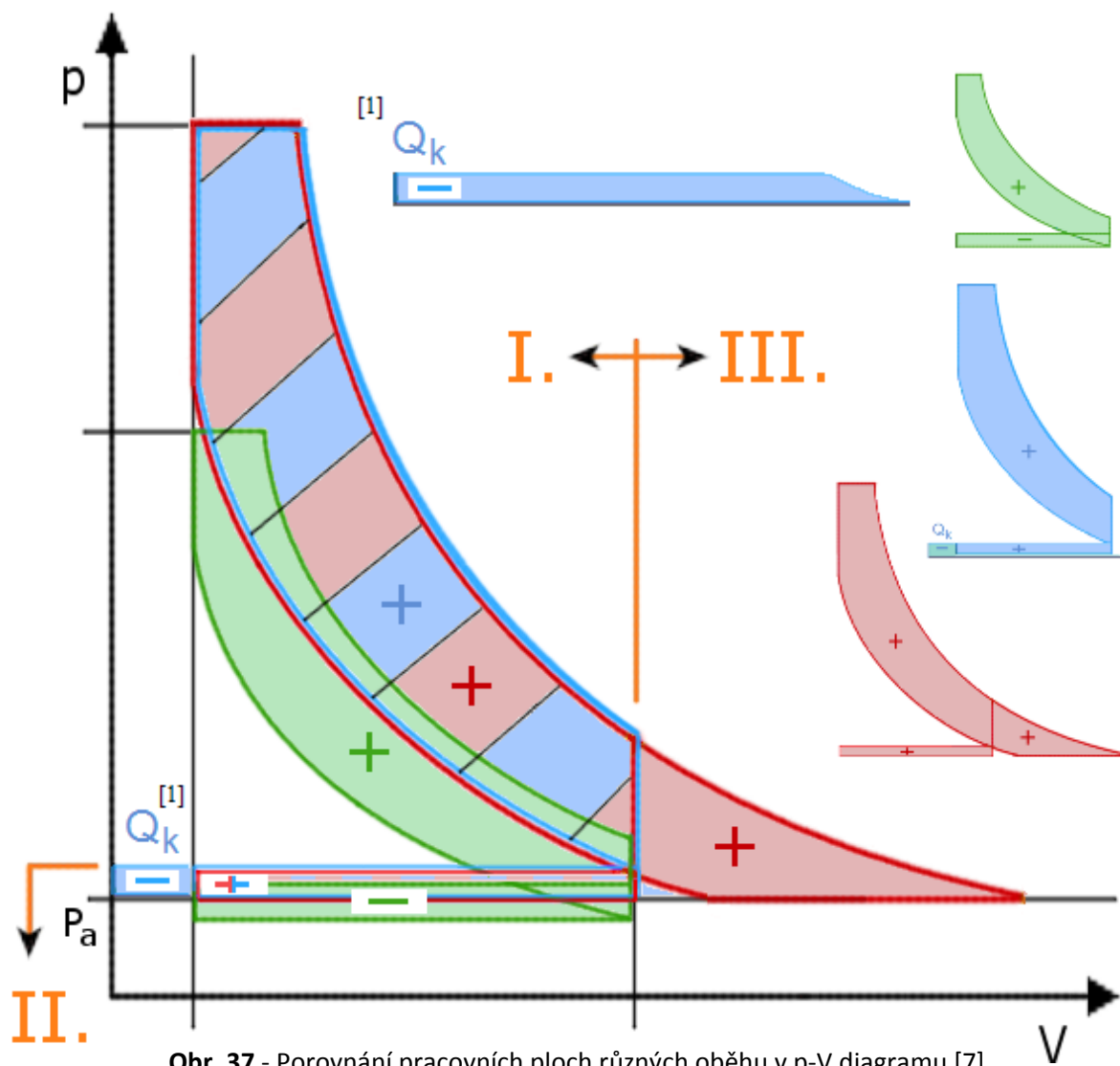
$$\eta_{t,pT} = \frac{A}{Q_H} \quad (24)$$

U přeplňování zařízením Comprex je deklarována velice nízká energetická náročnost pro pohon bubnového dmychadla, tudíž by se její termická účinnost měla nalézat někdy mezi mechanickým dmycháním a turbo-dmycháním. Závěrem tedy můžeme psát:

$$\eta_{t,pT} > \eta_{t,pC} > \eta_{t,pM}$$

8.3 GRAFICKY

Termická účinnost je přímo úměrná celkové vykonané práci cyklu A , která je definována plochou daného oběhu v p - V diagramu. Nabízí se tedy nepřímé srovnání termických účinností porovnáním ploch různých oběhů. Dle obrázku 37 zelená plocha definuje celkovou práci atmosférického motoru, modrá plocha mechanicky přeplňovaného motoru a červená plocha motoru přeplňovaného turbodmychadlem. Již na první pohled je patrné, že největší plochu zaujímá oběh přeplňovaný turbodmychadlem, následuje mechanicky přeplňovaný a s nejmenší plochou atmosférický. Srovnání dílčích prací v různých částech diagramu shrnuje tab. 1.



Obr. 37 - Porovnání pracovních ploch různých oběhů v p - V diagramu [7]

Tab. 1 - Práce oběhů v různých částech p - V diagramu

Typ oběhu		Práce v sektoru		
		I.	II.	III.
atmosférický		A+	A-	-
přeplň. mechanicky		A+	A+, - Q_k (A-)	-
přeplň. turbodmychadlem		A+	A+	A+

ZÁVĚR

Technologie přeplňování se vyvinula jako důsledek požadavků společnosti po nárůstu výkonů, plynulejšího chodu, ale také snížení spotřeby spalovacích motorů. Zároveň v dnešní době legislativy nastavují tvrdé emisní limity, ceny pohonných hmot neustále stoupají a stále více je potřeba brát ohled na otázku ekologie. Po mnoho let platilo zvýšení výkonu = zvýšení objemu motoru.

Dnes v 21. století se začíná prosazovat opačný trend tzv. „downsizing“ motorů, neboli snižování objemu při zachování stejného nebo lepšího výkonu a nárůstu efektivity. Již dnes může přeplňování nabídnout 40 % úsporu spotřeby paliva u vznětových a 20 % u zážehových agregátů s ještě lepšími výhledy do budoucna. Do roku 2020 se předpokládá, že přeplňované motory zaujmou na trhu 70 % ze všech nových spalovacích jednotek. Momentálně nejrozvinutější je tato technologie v Evropě, asi 50 % všech nových motorů. USA stále zaostává i díky dlouhodobě velice nízkým cenám paliv. Nicméně současná hospodářská krize naznačuje přicházející masivní produkci této technologie právě v USA i Asii [28].

Po srovnání dvou nejrozšířenějších metod přeplňování popsanych v kapitolách 6 a 7 vzejde otázka, která z nich je z praktického hlediska dokonalá. Pravděpodobně asi žádná. Mechanické přeplňování netrpí žádnou prodlevou turba, naopak přeplňování pomocí výfukových plynů je mnohem efektivnější. Co takhle kombinace?

S tímto unikátním nápadem skombinovat obě tyto technologie poprvé přišel Volkswagen v roce 2005 ve voze VW Golf GT 2006. Zážehový motor nese označení 1.4FSI (R4) a je přeplňován jednak turbodmychadlem, tak i mechanicky do 3500 ot/min. Plně je využita přednost této metody – žádná prodleva. Od 3500 ot/min je mechanický kompresor odstaven a v přeplňování pokračuje už jen turbodmychadlo – využití efektivity. Výsledek? Zdvihový objem: 1390 cm³, výkon: 118 kW, točivý moment: 240 N.m v širokém spektru otáček 1500 až 4750 min⁻¹, spotřeba paliva mimo město: 5,0 l, kombinovaná spotřeba: 6,0 l (6,3 l s manuální převodovkou), zrychlení 0-100 km/h: 8,0 s. Opravdu nevídané hodnoty u motoru podobných rozměrů, navíc v současné době je dostupná varianta dokonce o výkonu 133 kW [29].

Vývojové trendy v oblasti přeplňování se ubírají hlavně směrem zlehčování turbíny. Nové lehké a pevné materiály slibují až 30 % nárůst efektivity práce turbíny. Ve vývoji je nasávací tryska turbíny s variabilní velikostí průřezu, přímé vstřikování benzínů do válců a v poslední řadě i elektrické zařízení umožňující předroztočení turbíny [1].

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] HIERETH, Hermann; PRENNINGER, Peter. *Charging the Internal Combustion Engine*. Wien : Springer-Verlag, 2007. 268 s.
- [2] BELL, A. Graham. *Modern Engine Tuning*. United Kingdom : Haynes Publishing, 1997. 272 s.
- [3] GARRETT, T.K.; NEWTON, K.; STEEDS, W. *The Motor Vehicle : 13th Edition*. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2001. 1212 s.
- [4] PAVELEK, M.; *Termomechanika*. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2003. 288 s. ISBN 80-214-2409-5.
- [5] FERENC, Bohumil. *Spalovací Motory : Karburátory a vstřikování paliva*. Praha : Computer Press, 2004. 388 s.
- [6] HEYWOOD, John B. *Internal Combustion Engines Fundamentals*. USA : McGraw-Hill, Inc., 1988. 485 s. ISBN 0-07-028637-X.
- [7] KLIMENT, Vladimír. *Naftový motor přepřlňovaný turbodmychadlem*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. 312 s.
- [8] Turbocharger In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, , [cit. 2010-04-19]. Dostupné z WWW: <<http://en.wikipedia.org/wiki/Turbocharger>>.
- [9] History of the exhaust gas driven turbocharger. *STK Turbo Technik* [online]. [cit. 2010-03-19]. Dostupný z WWW: <<http://en.turbolader.net/Technology/History.aspx>>.
- [10] Supercharger In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, , [cit. 2010-04-19]. Dostupné z WWW: <<http://en.wikipedia.org/wiki/Supercharger>>.
- [11] *ETH - Bibliothek* [online]. [cit. 2010-03-19]. Heat & Steam. Dostupné z WWW: <<http://www.ethbib.ethz.ch/exhibit/stodola/stodola07.html>>.
- [12] Gottlieb Daimler In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, , [cit. 2010-03-25]. Dostupné z WWW: <http://en.wikipedia.org/wiki/Gottlieb_Daimler>.
- [13] Wilhelm Maybach In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, , [cit. 2010-04-19]. Dostupné z WWW: <http://en.wikipedia.org/wiki/Wilhelm_Maybach>.
- [14] Rudolf Diesel In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, , [cit. 2010-04-19]. Dostupné z WWW: <http://en.wikipedia.org/wiki/Rudolf_Diesel>.
- [15] HARRIS, William. How superchargers work. *How Stuff Works* [online]. XXX, YY, [cit. 2010-04-19]. Dostupný z WWW: <<http://auto.howstuffworks.com/supercharger2.htm>>.
- [16] *PODD cars* [online]. 16. 5. 2009 [cit. 2010-04-19]. PODDCARS. Dostupné z WWW: <<http://poddcars.blogspot.com/>>.
- [17] *Dasautoblog* [online]. [cit. 2010-04-19]. Dostupné z WWW: <<http://smggermany.typepad.com/photos/uncategorized/2008/05/27/turbolader.jpg>>

- [18] *Alibaba* [online]. [cit. 2010-04-19]. Dostupné z WWW: <http://hs-exchanger.en.alibaba.com/product/504166800/Intercooler_Piping_Kit_for_Nissan_Skyline.html>.
- [19] Compression ratio In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, , [cit. 2010-04-19]. Dostupné z WWW: <http://en.wikipedia.org/wiki/Compression_ratio>.
- [20] *Carter* [online]. [cit. 2010-04-19]. Dostupné z WWW: <<http://www.carterrace.com/Mambo/templates/waterandstone/images/WastegatePumping.jpg>>.
- [21] Mercedes-Benz S 63 AMG s novým motorem 5,5 l V8 biturbo. *AUTO.CZ* [online]. 9. 3. 2010, [cit. 2010-04-19]. Dostupný z WWW: <<http://news.auto.cz/technika/mercedes-benz-s-63-amg-novym-motorem-5-l-v8-biturbo.html>>.
- [22] PRATTE, David. A Look At Twin Scroll Turbo System Design - Divide And Conquer?. *Modified* [online]. 2009, [cit. 2010-04-12]. Dostupný z WWW: <<http://www.modified.com/tech/modp-0906-twin-scroll-turbo-system-design/index.html>>.
- [23] WAN, Mark. Forced induction. *Autozine* [online]. 2005, [cit. 2010-04-10]. Dostupný z WWW: <http://www.autozine.org/technical_school/engine/tech_engine_3.htm#Twin-turbo>.
- [24] Twin-turbo In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, , [cit. 2010-04-19]. Dostupné z WWW: <<http://en.wikipedia.org/wiki/Twin-turbo>>.
- [25] ONDRÁŠÍK, Radek . Peugeot 1,6 Turbo: revoluční motor. *Autorevue* [online]. 28. 10. 2006, [cit. 2010-04-19]. Dostupný z WWW: <<http://www.autorevue.cz/peugeot-16-turbo-revolucni-motor>>.
- [26] Internal combustion engine In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, , [cit. 2010-03-27]. Dostupné z WWW: <http://en.wikipedia.org/wiki/Internal_combustion_engine>.
- [27] Four-stroke cycle In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, , [cit. 2010-03-27]. Dostupné z WWW: <http://en.wikipedia.org/wiki/Four-stroke_cycle>.
- [28] PAJA, David. Turbocharging Into A Cleaner Future. *Boosteronline* [online]. 9. 4. 2009, [cit. 2010-04-19]. Dostupný z WWW: <<http://honeywellbooster.com/booster-stories/turbocharging-into-a-cleaner-future/>>.
- [29] List of Volkswagen Group petrol engines#1.4 R4 16v TSI.2FTFSI 90-133kW In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, , [cit. 2010-04-20]. Dostupné z WWW: <http://en.wikipedia.org/wiki/List_of_Volkswagen_Group_petrol_engines#1.4_R4_16v_TSI.2FTFSI_90-133kW>.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

značka	jednotka	veličina
A	J	práce
A⁺	J	získaná (užitečná) práce
A⁻	J	dodaná (spotřebovaná) práce
c_p	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	měrná tepelná kapacita za konst. tlaku
c_v	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	měrná tepelná kapacita za konst. objemu
DU		dolní úvrať pístu
H_u	kJ.kg ⁻¹	spodní výhřevnost paliva
HU		horní úvrať pístu
i		počet otáček motoru na jeden cyklus
L_t	kg _L .kg _P ⁻¹	teoreticky potřebné množství vzduchu pro spálení 1kg paliva
m	kg	hmotnost
m_{vz}	kg	hmotnost vzduchu
$\dot{m}_p$	kg.s ⁻¹	hmotnostní tok paliva
$\dot{m}_{vz}$	kg.s ⁻¹	hmotnostní tok vzduchu
M_t	N.m	točivý moment
n_M	min ⁻¹	otáčky motoru
p	Pa	tlak
p_{2'}	Pa	tlak v sacím potrubí za kompresorem
p_a	Pa	atmosférický tlak
p_{max}	Pa	maximální tlak
p_{vz}	Pa	tlak vzduchu
P_e	kW	efektivní výkon motoru
Q	J	teplo
Q_C	J	celkové odvedené teplo
Q_{Cp}	J	odvedené teplo za konst. tlaku
Q_{Cv}	J	odvedené teplo za konst. objemu
Q_H	J	celkové přivedené teplo
Q_{Hp}	J	přivedené teplo za konst. tlaku
Q_{Hv}	J	přivedené teplo za konst. objemu

Q_K	J	energie nutná k pohonu kompresoru
$\dot{Q}_p$	$J \cdot s^{-1} = W$	tepelný tok obsažený v palivu
r_{vz}	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	měrná plynová konstanta pro vzduch
T	$^{\circ}C, K$	teplota, termodynamická teplota
T_{vz}	$^{\circ}C, K$	teplota, termodynamická teplota vzduchu
t	s	čas
v	$m^3 \cdot kg^{-1}$	měrný objem
V	m^3	objem
V_k	m^3	kompresní objem
V_z	m^3	zdvihový objem
ε	1	kompresní poměr
η_e	1	účinnost přenosu energie
$\eta_{i,K}$	1	izoentropická účinnost kompresoru
η_{pl}	1	plnicí účinnost
η_t	1	termická účinnost
$\eta_{t,a}$	1	termická účinnost atmosférického motoru
$\eta_{t,p}$	1	termická účinnost obecného přeplňovaného motoru
$\eta_{t,pC}$	1	termická účinnost motoru přeplňovaného zařízením Compres
$\eta_{t,pM}$	1	termická účinnost mechanicky přeplňovaného motoru
$\eta_{t,pT}$	1	termická účinnost motoru přeplňovaného turbodmychadlem
κ	1	poissonova konstanta
λ	1	součinitel přebytku vzduchu
φ	1	stupeň izobarického zvýšení objemu
ρ	$kg \cdot m^{-3}$	hustota
ρ_{vz}	$kg \cdot m^{-3}$	hustota vzduchu
ψ	1	stupeň izochorického zvýšení objemu