

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PŘEPLŇOVÁNÍ SPALOVACÍCH MOTORŮ

CHARGING THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

JAN VRÁNA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JOSEF ŠTĚTINA, Ph.D.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2009/10

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Vrána Jan

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:

Přepřívání spalovacích motorů

v anglickém jazyce:

Supercharging of internal combustion engines

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Rozbor různých způsobů přepřívání. Provést analýzu ideálních cyklů přepřívání spalovacích motorů z hlediska celkové termické účinnosti.

Cíle bakalářské práce:

Porovnat různé způsoby přepřívání. Problematika přepřívání u zážehových a vznětových motorů. Vliv přepřívání na ekologické parametry. Vliv přepřívání na termickou účinnost. Rozsah práce 15-30 stran

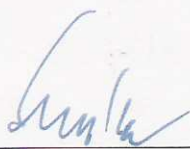
Seznam odborné literatury:

- [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 (Přepřňování spalovacích motorů), ČVUT 1989
- [5] Hofmann K., Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory. SNTL 1985.

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/10.

V Brně, dne 26.10.2009



doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Při přeplňování se uplatnily především dva způsoby – přeplňování turbodmychadly nebo mechanickým kompresorem. Cílem práce bylo porovnání ideálních cyklů nepřeplňovaných motorů s ideálními cykly přeplňovaných motorů, uvést hlavní problémy při přeplňování, především hranice samovznícení paliva a detonačního spalování, výhody a nevýhody jednotlivých způsobů přeplňování a vliv přeplňování na účinnost motoru. Dále jsou v práci uvedeny základní konstrukční řešení turbodmychadel a chladičů stlačeného vzduchu a některé speciální metody přeplňování a chlazení.

ABSTRACT

In supercharging are applied mainly two ways - turbocharging or charging using a mechanical compressor. The aim of thesis was to compare the ideal cycles of internal combustion engines with ideal cycle of supercharged engine, write down the main problems of supercharging, especially the border of self-ignition of fuel and detonation ignition, advantages and disadvantages of different methods of supercharging and its effect on engine efficiency. Further, there are given basic construction designs of turbochargers and air coolers and some special methods of supercharging and cooling.

KLÍČOVÁ SLOVA

Oběhy spalovacích motorů, účinnost, přeplňování, mechanické kompresory, turbodmychadla, chladiče stlačeného vzduchu

KEYWORDS

Cycles of internal combustion engines, efficiency, charging, mechanically powered compressors, turbo compressors, charge air coolers

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VRÁNA, Jan. *Název: Přepřívání spalovacích motorů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 42 s. Vedoucí práce doc. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

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

10. dubna 2010

.....

Jan Vrána

PODĚKOVÁNÍ

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

Obsah

ÚVOD	15
1 OBĚHY MOTORŮ Z HLEDISKA TERMOMECHANIKY	17
2 PŘEPLŇOVANÉ SPALOVACÍ MOTORY	20
2.1 KOMPRESORY.....	20
2.2 SCHÉMATA SYSTÉMŮ PŘEPLŇOVÁNÍ SPALOVACÍCH MOTORŮ	24
2.3 PRINCIP PŘEPLŇOVÁNÍ	26
2.4 DRUHY PŘEPLŇOVÁNÍ	27
2.5 DETONAČNÍ SPALOVÁNÍ PŘEPLŇOVANÝCH MOTORŮ	31
3 CHLAZENÍ PLNICÍHO VZDUCHU	31
3.1 VODNÍ CHLADIČE	32
3.2 VZDUCHOVÉ CHLADIČE.....	33
3.3 AI-RESEARCH TTF	33
3.4 SPECIÁLNÍ METODY CHLAZENÍ	33
4 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ TURBODMYCHADEL	34
5 POROVNÁNÍ PŘEPLŇOVANÉHO A ATMOSFÉRICKÉHO MOTORU	36
ZÁVĚR.....	37
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	39
SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN	41

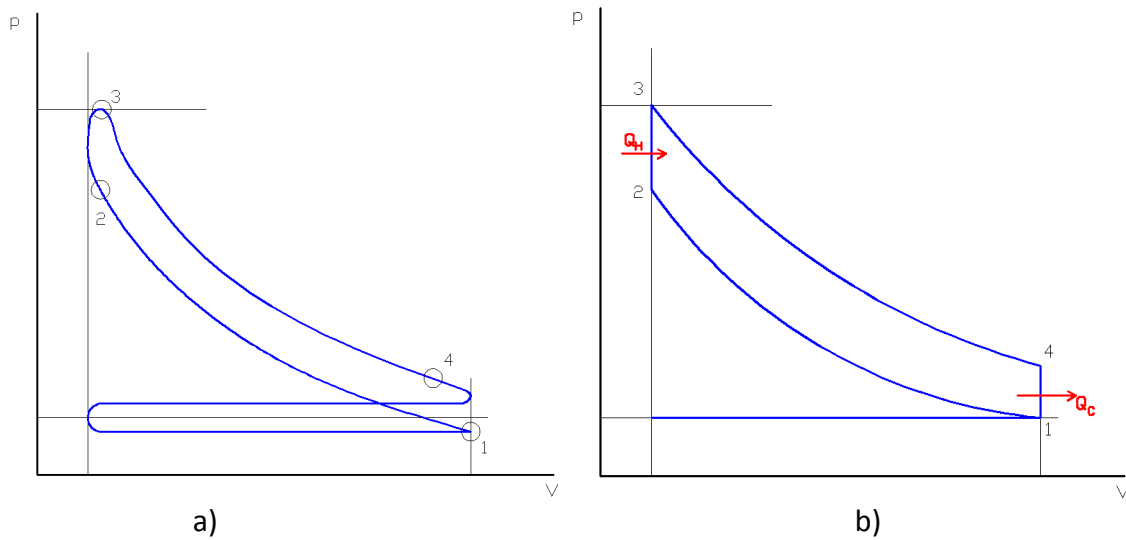
ÚVOD

Přepřehování se uplatňuje u spalovacích motorů již od samého počátku jejich užívání. Zpočátku byla hnacím impulsem honba za vyšší účinností a výkonem motorů, v dnešních dnech se spíše konstruktéři orientují na dosahování lepšího spalování paliva za účelem snížení emisí. První výfukové turbodmychadlo bylo vynalezeno v první čtvrtině 20. století švýcarským konstruktérem Alfredem Büchem. Před II. světovou válkou si turbodmychadla našla cestu do letadel a motorů lodí. Od letadel je již jen malý krůček k osobním automobilům. Prvotní problémy se spolehlivostí však turbodmychadlům nedovolily rozšířit se ve větším měřítku. Bylo potřeba vyřešit několik problémů a to se nejlépe podařilo vývojem v motorsportu. Proslulá je například tzv. turbo-éra ve formuli 1 v 70. letech, kde bylo hlavním účelem jejich užití vysoký nárůst výkonu oproti nízké hmotnosti a malého zástavného prostoru, což turbodmychadla beze zbytku splňují-přepřehované šestiválcové motory o objemu pouhých 1,5 litru tehdy dosahovaly výkonů okolo 1500 koní. Avšak ani poté se přepřehované motory nedostaly do sériových vozů, ale byly výsadou drahých nebo sportovních modelů. Zlom nastal ve chvíli, kdy nastala ropná krize, konstruktéři si uvědomili, že ropy a potažmo paliv pro motory je omezené množství a začali vymýšlet postupy, jak spotřebu paliva snížit. Opět se ukázalo jako nevhodnější řešení motory přepřehovat. Objevil se první přepřehovaný dieselový agregát, který přinesl razantní snížení spotřeby oproti benzínovým motorům; tyto jednotky se během malé chvíle staly velice oblíbené a doslova zaplavily svět. V dnešní době se přepřehování uplatňuje v rámci tzv. downsizingu - tzn. z motoru objemově menšího získáme s pomocí přepřehování stejný výkon jako z motoru o větším objemu, ale při současném snížení spotřeby a vypouštěných emisí[6].

1 OBĚHY MOTORŮ Z HLEDISKA TERMOMECHANIKY

Jelikož je popis skutečného cyklu spalovacího motoru velmi složitý a složité jsou také výpočtové vzorce, zavedly se ideální oběhy spalovacích motorů, díky kterým se výpočty usnadní. Pro benzínový motor je to Ottův cyklus, kde přívod a odvod tepla probíhá za stálého objemu, naftovému motoru lépe odpovídá Sabate cyklus, kde se teplo přivádí jak za stálého objemu, tak i za stálého tlaku a odvod tepla probíhá za stálého objemu[3].

1.1 Ottův cyklus



1.1 Indikátorový a porovnávací diagram nepřepřlňovaného zážehového motoru [5]

Tyto diagramy přibližně odpovídají cyklům nepřepřlňovaných čtyřdobých motorů spalujících benzin. Indikátorový diagram je možno rozdělit na 4 fáze:

1. sání – sacím ventilem proudí do válce spalovací směs
2. komprese – směs ve válci zmenšuje svůj objem, zvyšuje tlak a teplotu. V bodě 2 dochází k zapálení směsi a prudce se zvyšuje její tlak.
3. expanze – zapálená směs shoří a začíná expandovat, přičemž koná práci
4. výfuk – v tomto bodě se otevře výfukový ventil a píst vytlačuje spaliny z válce do výfukového potrubí.

Porovnávací diagram na obr 1.1b se od indikátorového liší nahrazením skutečného pracovního cyklu vratnými termodynamickými ději:

- | | |
|-----|--|
| 1-2 | adiabatická komprese nasáté směsi |
| 2-3 | izochorický přívod tepla (hoření směsi) |
| 3-4 | adiabatická expanze plynů od spálené směsi |
| 4-1 | izochorický odvod tepla (výfuk zplodin hoření) |

Pomocí rovnice adiabatické změny (11) a rovnice stavu (12) lze vyjádřit stavové veličiny v jednotlivých bodech diagramu těmito vztahy[8]:

$$\text{Rovnice adiabatické změny:} \quad p_1 \cdot V_1^k = p_2 \cdot V_2^k \quad (1.1)$$

$$\text{Stavová rovnice:} \quad p \cdot V = m \cdot r \cdot T \quad (1.2)$$

$$\text{Bod 1: } p_1, V_1, T_1$$

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

$$\text{Bod 3: } p_3 = p_1 \cdot \psi \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad V_3 = \frac{V_1}{\varepsilon} \quad T_3 = T_1 \cdot \psi \cdot \varepsilon^{\kappa-1}$$

$$\text{Bod 4: } p_4 = p_1 \cdot \psi \quad V_4 = V_1 \quad T_4 = T_1 \cdot \psi$$

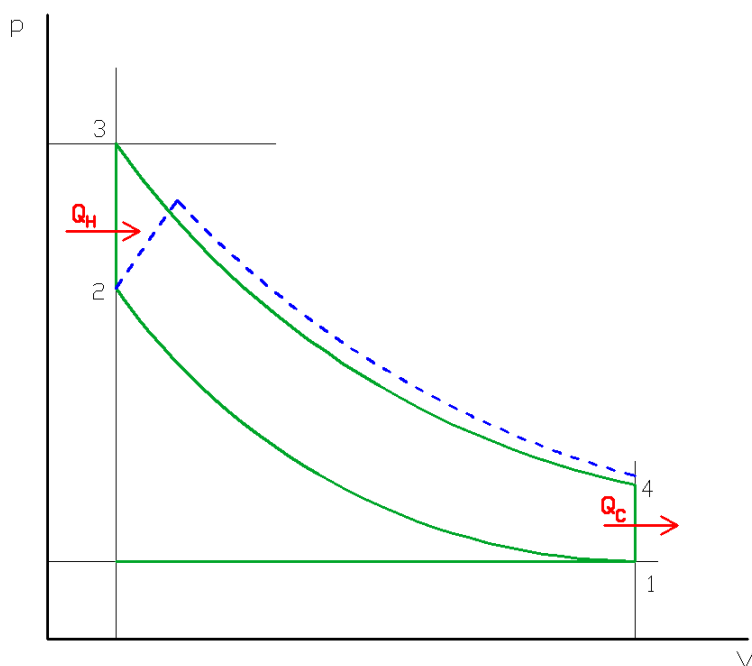
Termická účinnost:

$$\eta = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1)}{m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (1.3)$$

Po dosazení z rovnic dostaneme výraz ve tvaru:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (1.4)$$

Ze vzorce pro termickou účinnost vyplývá, že její velikost závisí zejména na dvou veličinách, a to poměru tepelných kapacit κ a kompresním poměru ε . Pro dvouatomové plyny a pro vzduch je hodnota $\kappa=1,4$. Tuto hodnotu považujeme za stejnou i u spalovací směsi, jelikož vzduchu je v ní vždy více než paliva. Tuto skutečnost vyjadřuje veličina zvaná součinitel přebytku vzduchu λ . Mohlo by se zdát, že čím větší je hodnota λ , tím větší bude tepelná účinnost. Není tomu však tak, ve skutečnosti je pro spalování nejlepší $\lambda=1$. Pokud je číslo větší, spaluje se tzv. chudá směs, která má menší výhřevnost a hoří méně intenzivně. U spalovacích motorů má za úkol udržovat hodnotu $\lambda=1$ lambda sonda, která je připojená na výfukové potrubí a kvantifikuje vlastnosti výfukových plynů[5].

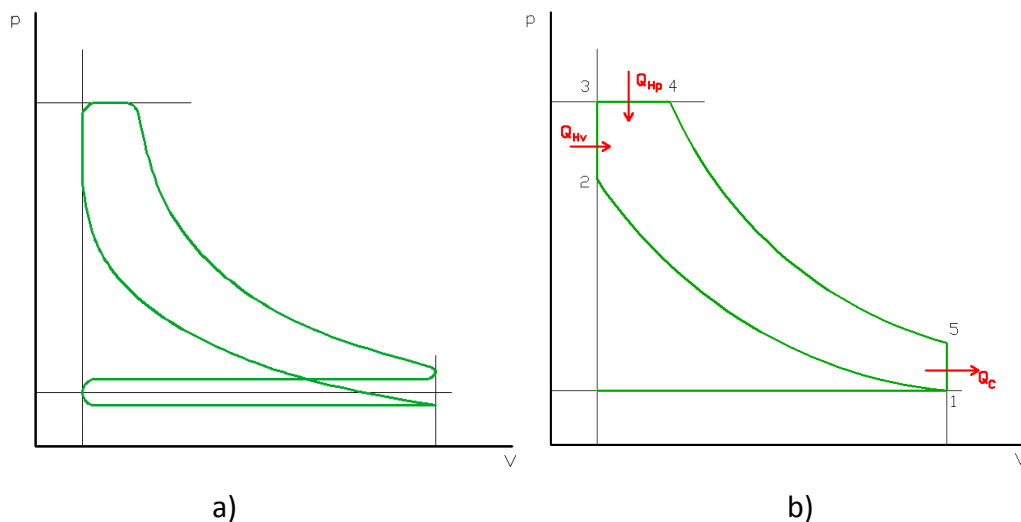


Obr. 1.2 Hoření chudé směsi [5]

Další veličinou ovlivňující tepelnou účinnost motoru je kompresní poměr ϵ . I zvyšování kompresního poměru má však své hranice. S rostoucím ϵ se sice zvyšuje výkon, avšak toto není možné donekonečna. Kompresní poměr musí být nastaven tak, aby na konci komprese teplota pracovní směsi nepřekročila hodnotu samovznícení paliva. Pokud k tomu dojde, dochází k detonacím a tzv. klepání motoru a výkon klesá[5].

1.2 Sabatův cyklus

Podle tohoto cyklu pracují čtyřdobé vznětové motory spalující naftu. Fáze, ze kterých je cyklus složený jsou stejné jako u zážehových motorů. U vznětových motorů je však ten rozdíl, že se do válce nasává pouze čistý vzduch, který je stlačen, tím se zvýší jeho teplota a tlak a v tomto okamžiku je do válce vstříknuta nafta, která se v těchto podmínkách vznítí. Indikátorový a porovnávací diagram Sabatova cyklu je na obr.1.3[3].



Obr. 1.3 Indikátorový a porovnávací diagram Sabatova oběhu [5]

Porovnávací diagram na obr.1.3b je opět složen z vratných termodynamických dějů, tentokrát z pěti:

- 1 – 2 adiabatická komprese nasáté směsi
- 2 – 3 izochorický přívod tepla (hoření směsi)
- 3 – 4 izobarický přívod tepla (hoření směsi)
- 4 – 5 adiabatická expanze plynů od spálené směsi
- 5 – 1 izochorický odvod tepla (výfuk zplodin hoření)

K odvození vztahu pro výpočet tepelné účinnosti vznětových motorů využijeme stejný postup jako při výpočtu u zážehového motoru:

Bod 1: p_1, V_1, T_1

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

$$\text{Bod 3: } p_3 = p_1 \cdot \psi \cdot \varepsilon^\kappa \quad V_3 = \frac{V_1}{\varepsilon} \quad T_3 = T_1 \cdot \psi \cdot \varepsilon^{\kappa-1}$$

$$\text{Bod 4: } p_4 = p_1 \cdot \psi \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad V_4 = V_1 \cdot \frac{\varphi}{\varepsilon} \quad T_4 = T_1 \cdot \psi \cdot \varphi \cdot \varepsilon^{\kappa-1}$$

$$\text{Bod 5: } p_5 = p_1 \cdot \psi \cdot \varphi^\kappa \quad V_5 = V_1 \quad T_5 = T_1 \cdot \psi \cdot \varphi^\kappa$$

Termická účinnost:

$$\eta_{iv} = 1 - \frac{|Q_{Cv}|}{Q_{Hv} + Q_{Hp}} = 1 - \frac{m \cdot c_v \cdot (T_5 - T_1)}{m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) + m \cdot c_p \cdot (T_4 - T_3)} \quad (1.5)$$

Po úpravách a dosazení přejde do tvaru:

$$\eta_{iv} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\psi \cdot \varphi^\kappa - 1}{\kappa \cdot \psi \cdot \varphi + \psi \cdot (1 - \kappa) - 1} \quad (1.6)$$

2 PŘEPLŇOVANÉ SPALOVACÍ MOTORY

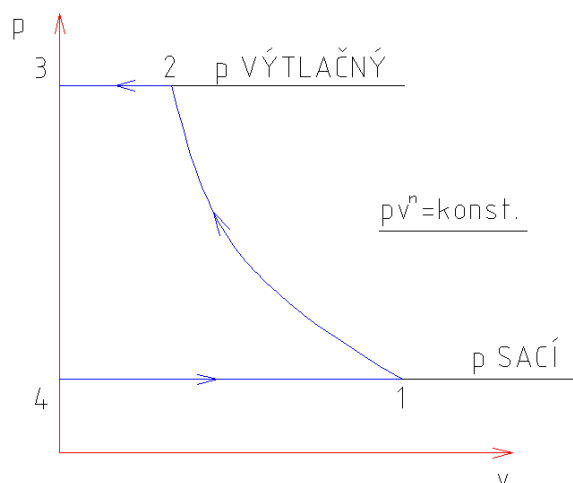
Při menším zastavěném prostoru a nižší hmotnosti mají přeplňované motory větší výkon a točivý moment než motory plněné atmosféricky. Toto ovlivňuje především dynamické schopnosti vozů. Spalování je u přeplňovaných motorů dokonalejší než u atmosférických, a proto mají tyto motory menší spotřebu a vypouštějí méně emisí a jejich provoz je proto hospodárnější. Přeplňují se především motory vznětové, u zážehových je nebezpečí vzniku detonací, a proto se musí snižovat kompresní poměr a tím klesá také výkon. I tento problém je v současné době vyřešen použitím turbodmychadel a kompresorů o vysoké účinnosti[1].

Podle výše plnicího tlaku a stupně stlačení plnicího vzduchu rozdělujeme přeplňování na[1]:

- a) přeplňování nízkotlaké – poměr stlačení se pohybuje do 1,5
- b) přeplňování středotlaké – rozmezí od 1,5 do 1,8
- c) přeplňování vysokotlaké – poměr stlačení nad 1,8

2.1 Kompresory

Pro přeplňování motorů se používají zařízení zvaná kompresory. Je to technické zařízení, pracovní stroj, který dodáváním práce produkuje stlačenou pracovní látku.



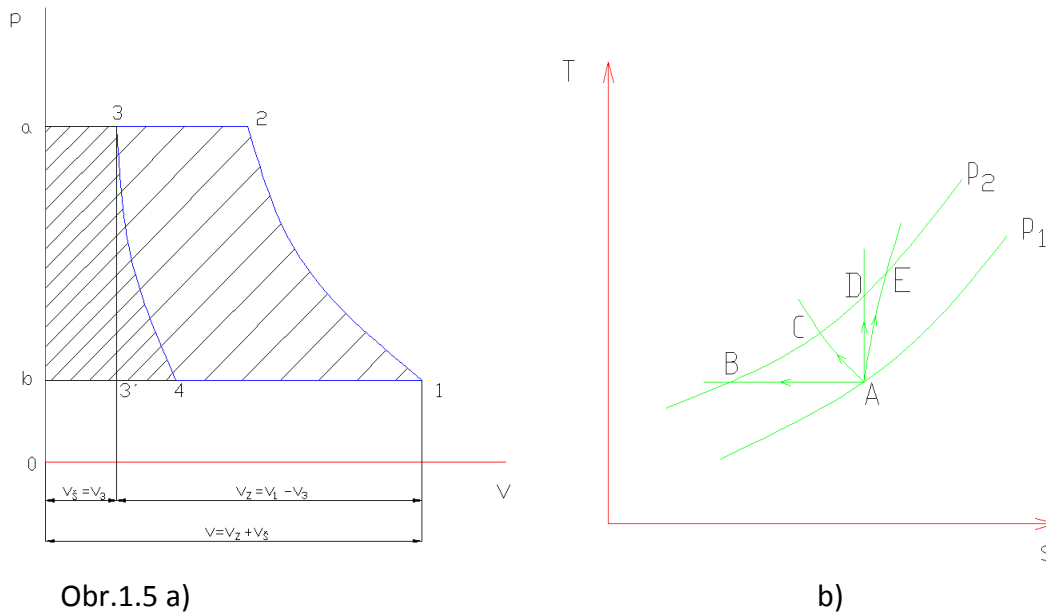
Obr. 1.4 pracovní diagram ideálního pístového kompresoru[3]

Na obr. 1.4 je znázorněn pracovní diagram ideálního pístového kompresoru, jehož pracovní prostor tvoří stěna válce, dno pístu a víko válce se samočinným ventilovým rozvodem. Ventily se otvírají a zavírají na základě tlakových poměrů okolo nich. Pohyb 4-1 znázorňuje sání pracovní látky do válce otevřeným sacím ventilem. V bodě 1 se píst vrací zpět do horní úvratě a ve válci se zmenšuje objem pracovní látky a narůstá její tlak. Jeho působením se sací ventil uzavře a komprese pokračuje až do bodu 2, ve kterém je dosaženo tzv. výtlačného tlaku a otevře se výtlačný ventil. Vytlačování pracovní látky probíhá izobaricky až do bodu 3, horní úvratě. Jelikož pracovní cyklus kompresoru neznázorňuje tepelný oběh, probíhá izochorický pokles tlaku 1-4 pouze teoreticky[3].

Jelikož však není možné zkonstruovat kompresor tak, aby dno pístu v horní úvrati dosahovalo až k víku válce, vzniká zde tzv. škodný prostor, který není možné pro kompresi využít. Ve škodném prostoru V_s zůstává po předchozím cyklu pracovní látka o výtlačném tlaku. Ten zamezí otevření sacího ventilu již v době, kdy píst jede z horní úvratě – sání je umožněno, až se pohybem pístu vytvoří ve válci dostatečný objem a klesne tlak. Díky tomu se do válce nasaje méně čerstvé pracovní látky, jelikož se zkrátí čas sání a klesá objemová využitelnost kompresoru. Na obr. 1.5b je indikátorový diagram reálného kompresoru se škodným prostorem, ve kterém můžeme sledovat skutečný průběh tlaků. Jsou v něm vidět tlakové ztráty při sání a výtlačku a je nutné počítat s tím, že kompresní křivku je možné popsat rovnicí polytropy, ale exponent n je časově proměnný[3].

Pro různé druhy komprese rozlišujeme tyto průběhy kompresní křivky[3]:

- A-B izotermický, $T=\text{konst.}$, $p v=\text{konst.}$
- A-C polytropický, $p v^n=\text{konst.}$, $n < \kappa$
- A-D adiabatický, $p v^\kappa=\text{konst.}$, $dq=0$
- A-E polytropický, $p v^n=\text{konst.}$, $n > \kappa$



Obr.1.5 a)

b)

Obr.1.5 a) Kompressor se škodným prostorem[3]

b) Průběh kompresní křivky pro různé druhy komprese v T-s diagramu[3]

Při výpočtu cyklů kompresorů opět můžeme použít vztahy pro vratné změny ideálního plynu a počítáme zejména[3]:

a) stavové veličiny ve význačných bodech cyklu

$$\text{velikost výtlačného tlaku: } p_V = p_S \cdot \left(\frac{V_S}{V_V} \right)^n \quad (2.1)$$

$$\text{teplota po kompresi: } T_V = T_S \cdot \left(\frac{p_V}{p_S} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (2.2)$$

b) hlavní rozměry kompresoru

$$V_{sk} = S \cdot l \cdot n_{ot} \cdot k \cdot i \cdot \eta_D \quad (2.3)$$

kde S..... plocha pracovního prostoru

l zdvih pístu

n_{ot} počet otáček

k počet válců

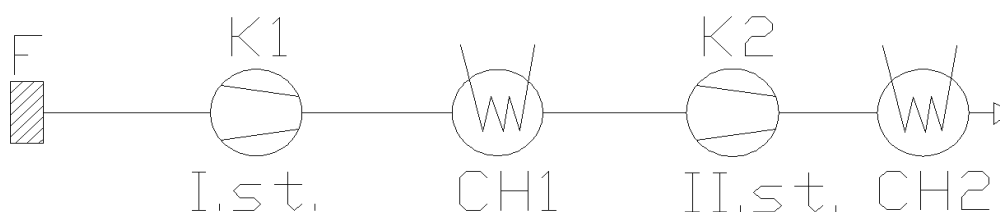
i činnost systému v k-válcích

η_D dopravní účinnost

c) rozbor prací

$$A_{t12} = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (2.4)$$

V případech, kdy je třeba dosáhnout velkých výtlačných tlaků pracovní látky, je lepší využít dvou menších kompresorů, než jednoho velkého. Přinese to snížení teploty mezi jednotlivými stupni komprese a zvýšení dopravní účinnosti kompresoru[3].



Obr.1.6 Schéma dvoustupňové komprese[3]

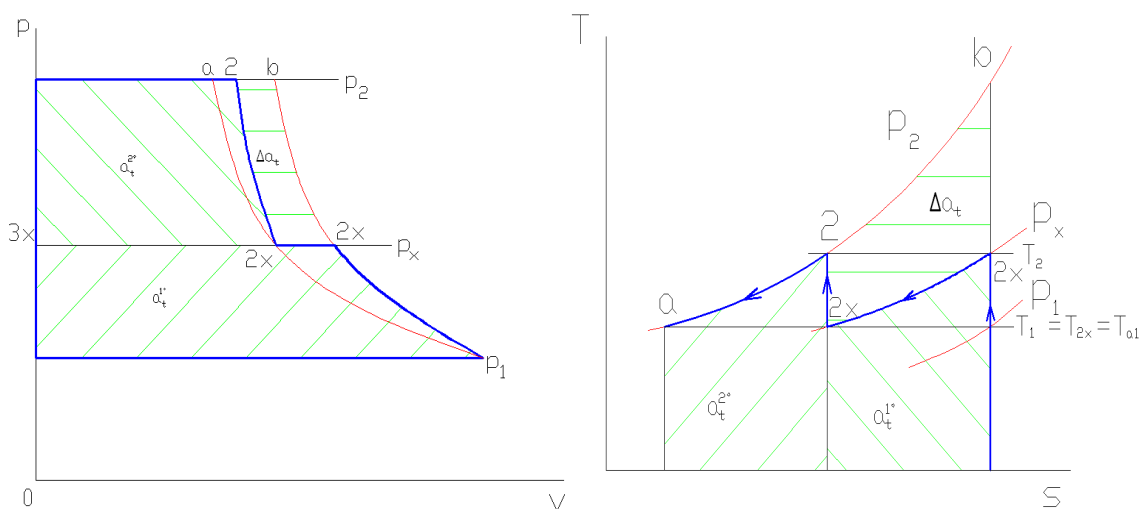
Vzduch jde přes filtr F do kompresoru prvního stupně K1. Po kompresi prochází přes chladič CH1, ve kterém je ochlazen na počáteční sací teplotu. Následně je stlačen v kompresoru druhého stupně K2 a v chladiči CH2 opět ochlazen na počáteční sací teplotu. Závažným problémem je určení dělicího tlaku p_x mezi sací a výtlačný tlak. U dvoustupňové komprese jej určíme minimalizací celkové spotřebované práce[3]:

$$\text{práce 1.stupně: } |A_t^{1^o}| = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_x}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2.5)$$

$$\text{práce 2.stupně: } |A_t^{2^o}| = \frac{n}{n-1} \cdot p_x \cdot V_x \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_x} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2.6)$$

$$\text{jejich součet: } |A| = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_x}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{p_2}{p_x} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right] \quad (2.7)$$

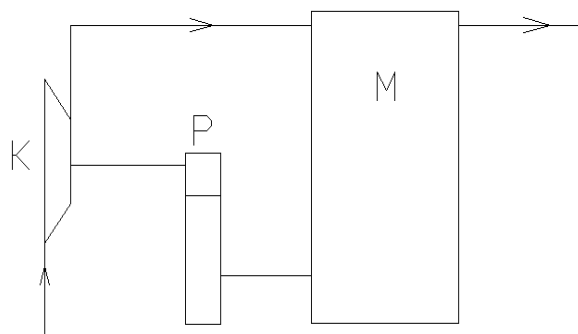
$$\text{jelikož platí } p_1 \cdot V_1 = p_x \cdot V_x, \text{ pak za podmínky } \frac{d|A|}{dp_x} = 0 \text{ je } p_x = \sqrt{p_1 \cdot p_2} \quad (2.8)$$



Obr.1.7 Tepelný diagram dvoustupňové komprese[3]

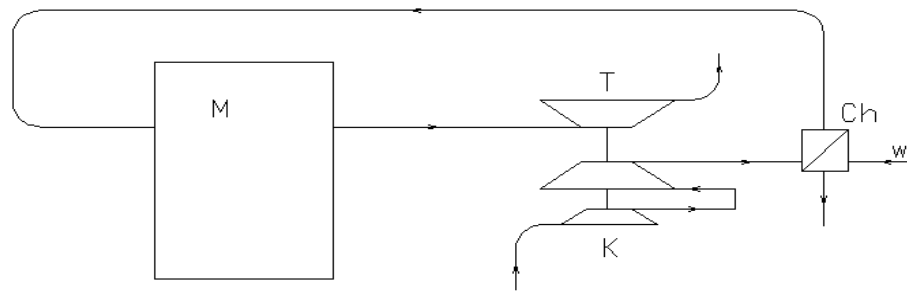
2.2 Schémata systémů přeplňování spalovacích motorů

Tak jako máme různé druhy kompresorů, je i zvýšení tlaků v sacím potrubí motorů dosaženo různými způsoby. Jedním z nich je přeplňování, které využívá dynamického účinku tlakových vln v sacím potrubí atmosféricky plněných motorů k lepšímu naplnění válce. Tento systém je však využitelný pouze v malém rozmezí otáček, pokud není instalováno zařízení pro regulaci délky a provedení sacího potrubí. Druhým způsobem je použití kompresoru – tato alternativa se uplatňuje mnohem více, především díky dosažení vyšších výkonů motoru. Kompresorů existuje celá řada, mimo již popsaného pístového, také rotační objemové, radiální odstředivé, axiální, které jsou připojeny mechanicky k motoru, tak také turbodmychadla, které spojuje s motorem pouze plynová vazba. Teplota stlačeného vzduchu se po průchodu kompresory chladí v mezichladiči stlačeného vzduchu umístěném před vstupem do motoru[4].

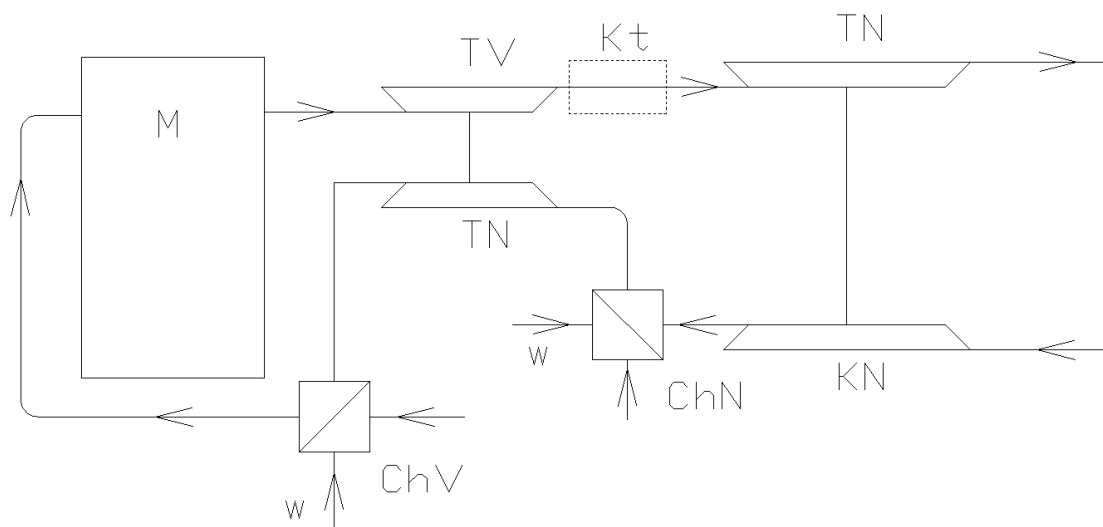


Obr. 2.1 Schéma mechanicky poháněného kompresoru[4]

Existuje několik možností jak uspořádat výfukový systém pro provoz turbíny a to buď v provedení pro pulsační provoz nebo pro rovnotlaký provoz turbíny, popř. se zařazeným měničem pulsací. Základní uspořádání motoru je s turbodmychadlem a chladičem plnicího vzduchu. U tohoto nejrozšířenějšího uspořádání se dosahuje středního užitečného tlaku na píst 2,3 - 2,5 MPa, přičemž stlačení od kompresoru činí až 4,5. Při takto vysokých hodnotách je však potřeba turbodmychadlo z velmi kvalitních materiálů, jelikož turbodmychadlo dosahuje velkých rozměrů. Nejen velikostí turbodmychadla se ale dá ovlivnit velikost stačení, můžeme také zvýšit účinnost samotného turbodmychadla. Dá se toho dosáhnout buď použitím dvoustupňového kompresoru na společném hřídeli (Obr.2.2) nebo použitím dvou turbodmychadel (Obr.2.3)[4]



Obr.2.2 Dvoustupňový kompresor na společném hřídeli a s chladičem[4]



Obr.2.3 Dvoustupňové přeplňování dvěma turbodmychadly a dvěma chladiči[4]

Na tomto obrázku je schéma přeplňování motoru dvěma turbodmychadly. První turbodmychadlo je nízkotlakého stupně(N) a jeho provoz je rovnotlaký, druhé, vysokotlakého stupně, pracuje nejčastěji jako pulsační. Výfukové plyny přecházejí přes turbínu vysokotlakého stupně(TV), dále jdou do vyrovnávacího kotle(Kt), který bývá někdy zařazen, a v něm se utlumí pulsace výfukových plynů, následně, již za konstantního tlaku pohání turbínu nízkotlakého stupně(TN). Vzduch je po stlačení v nízkotlakém stupni veden do nízkotlakého chladiče(ChN), kde je ochlazen na sací teplotu a poté stlačen vysokotlakým kompresorem(KV). Před vstupem do motoru je vzduch opět ochlazen na sací teplotu ve vysokotlakém chladiči(ChV)[4].

V takovém uspořádání je možné dosáhnout stlačení vzduchu více než 5 a střední užitečný tlak na píst se pohybuje až do hodnoty 3 MPa. Problém je však ve sladění obou turbodmychadel. Existuje optimální nastavení, které je možné určit výpočtem. Toto uspořádání zvětšuje prostor zastavěný motorem a také jeho cenu, která by měla být vyvážena zvýšením výkonu a zlepšením hospodárnosti motoru[4].

2.3 Princip přeplňování

Výkon každého motoru je závislý na dvou faktech[4]:

1. na teple dodaném palivem do pracovního válce
2. na účinnosti přeměny tepla na mechanickou práci

Uvedené závislosti můžeme vyjádřit vztahem:

$$P_e = Q_p \cdot \eta_e = H_u \cdot \dot{m}_p \cdot \eta_e \quad (2.9)$$

Ke spálení odpovídajícího množství paliva je potřeba dodat úměrné množství vzduchu v pracovním válci. Vzájemný vztah těchto hmotnostních průtoků můžeme psát takto:

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{m}_s}{\lambda \cdot L_t} \quad (2.10)$$

Hmotnost vzduchu, která zůstává ve válci pro spalování, vyjádříme parametry motoru a dostaneme vztah pro hmotnostní průtok:

$$\dot{m}_s = V_z \cdot \frac{n_M}{60} \cdot \rho_s \cdot \eta_{pl} \cdot \frac{\varepsilon + (\alpha - 1)}{\varepsilon - 1} \quad (2.11)$$

$\alpha = \frac{V_{vyp}}{V_k}$ je stupeň vypláchnutí spalovacího prostoru v intervalu (0,1)

0-nevypláchnutý

1-plně vypláchnutý

Dosazením rovnic (2) a (3) do vztahu (1) dostaneme:

$$P_e = V_z \cdot \frac{n_M}{60 \cdot i} \cdot \frac{H_u}{\lambda \cdot L_t} \cdot \rho_s \cdot \eta_{pl} \cdot \eta_e \cdot \frac{\varepsilon + (\alpha - 1)}{\varepsilon - 1} \quad (2.12)$$

Z rovnice (4) je jasné, že hlavní vliv na změnu výkonu motoru při stejných otáčkách má hustota vzduchu, plnicí a užitečná účinnost a součinitel přebytku vzduchu[4].

Hlavní princip přeplňování je dopravit do válce větší hmotnost vzduchu. V rovnici (4) toto vyjadřuje veličina ρ_s , což je hustota vzduchu. Zvýšení hustoty vzduchu umožní dopravit do směsi více paliva, což zajistí, při zachování přibližně stejného součinitele přebytku vzduchu, plnicí a užitečné účinnosti, také úměrné zvýšení výkonu motoru[4].

Pokud si ze stavové rovnice vyjádříme hustotu, přesně uvidíme, čím je možné ji zvyšovat:

$$\rho_s = \frac{P_s}{r_s \cdot T_s} \quad (2.13)$$

Podle rovnice (5) je zřejmé, že zvýšení hustoty vzduchu je možné zvýšením tlaku a také snížením teploty vzduchu v sání. Pro zvýšení tlaku se užívá kompresor a pro snížení teploty se zařazuje mezichladič stlačeného vzduchu. Toto je celkem jednoduchý způsob zvýšení hustoty, a proto jeho použití převládá[4].

2.4 Druhy přeplňování

Přeplňování můžeme dosáhnout několika způsoby. Například je možné motor přeplnit náporovým účinkem proudu vzduchu (např. u letadel, kde bude tlak náporového vzduchu větší než u aut), účinkem kmitů v plnicím potrubí, které však vyžaduje složitější provedení a instalaci, můžeme použít také dmychadlo mechanicky připojené k motoru, dmychadlo na výfukové plyny spojené pneumatickou vazbou nebo kombinaci mechanického kompresoru a turbodmychadla.

2.4.1 Dmychadla mechanicky připojená k motoru

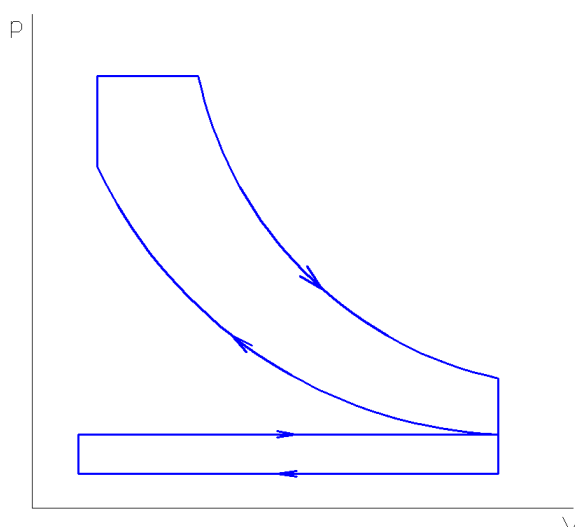
Mechanicky připojené dmychadlo se u spalovacích motorů nejčastěji používá v podobě pístového dmychadla s klikovým ústrojím, Rootsova dmychadla a radiálního odstředivého dmychadla (kompresoru)[1]. Pístové dmychadlo jsem popsal výše, v tomto odstavci se tedy budu věnovat zbývajícím dvěma.

Rootsovo dmychadlo

Rootsovo dmychadlo má poměrně jednoduchou konstrukci, avšak hodí se k nízkotlakému přeplňování, jelikož jeho účinnost prudce klesá se zvyšujícím se poměrem stlačení. Jelikož má plnění a výtlač z prostoru mezi palci dmychadla kolísavý průběh, je i dodávka vzduchu do válce kolísavá. Tímto je také způsoben charakteristický průběh zvuku motoru, známý velkými rázy. Účinnost Rootsova dmychadla je asi 79 % při poměru stlačení do 1,2, ale při poměru stlačení 2 je již jen 68 %. Dmychadlo se musí s motorem sladit tak, aby výkon motoru nekolísá[1].

Odstředivé radiální dmychadlo (kompresor)

Problém radiálního kompresoru spočívá v tzv. pumpovní hranici, která nesmí být překročena, aby se neporušila funkce dmychadla. Velmi blízko pumpovní hranice však leží provozní bod o nejvyšší účinnosti a už jen velmi malou změnou výtlačného množství důsledkem změny hlnosti motoru, zvětšením odporů v plnění motoru, zvýšením tlaků ve výfukovém potrubí nebo v tlumiči výfuku díky usazeninám nebo pokud se zmenší průtokový průřez kvůli usazeninám na plnicím ventilu, dojde k překročení pumpovní hranice a dochází k tzv. pumpovnímu chodu kompresoru. Díky tomuto omezení musí provozní stav ležet v takové vzdálenosti, abychom pumpovnímu chodu zabránili, ať nastanou jakékoliv podmínky. Dmychadlo by při tomto stavu mělo mít co největší účinnost, její velikost je díky pumpovní hranici velmi omezena. I přesto však kompresor dosahuje dostatečně vysoké účinnosti při poměrech stlačení 1,5-3,5[1].



Obr.2.4 p-V diagram mechanického kompresoru[7]

2.4.2 Turbodmychadla

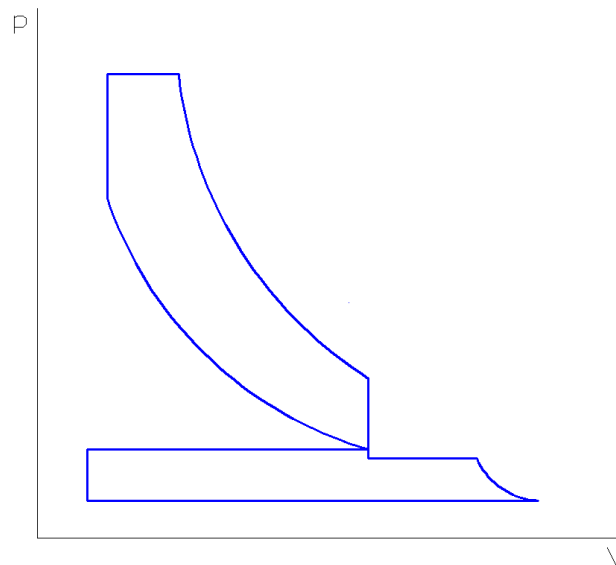
Motory přeplňované turbodmychadlem dosahují větší účinnosti a hospodárnosti než motory přeplňované kompresorem mechanicky spojeným s motorem. Výše přeplňování je omezena teplotou vytlačeného vzduchu, jelikož zvětšená hmotnost vzduchu se již nevyužije ke zvýšení kladné práce motoru ani při zvyšování plnicího tlaku. Tuto mez můžeme posunout výše zvolením turbodmychadla s vyšší účinností nebo zařazením mezichladiče stlačeného vzduchu. Jelikož dochází ke zvýšení spalovacích tlaků a teplot, je díky tomu přeplňování omezeno, dále tyto omezení představují teploty výfukového ventilu a lopatek turbíny, střední teplotou oběhu motoru a v neposlední řadě také průběhem spalování včetně přípravy směsi[1].

Turbína turbodmychadla může být spojena s radiálním nebo axiálním kompresorem, který však oproti radiálnímu nepřináší žádné zvláštní výhody, a proto se používá pouze sporadicky. Při zachování dobré účinnosti se jednostupňový radiální kompresor používá do poměru stlačení 3,5, pro vyšší poměry stlačení se užívají dvoustupňové radiální kompresory. Turbína na výfukové plyny může pracovat jako rovnotlaká s rovnotlakým vzduším plynů před turbínou nebo v impulsním režimu přeplňování, kdy se využívá kinetická energie plynů unikajících z válce[1].

Rovnotlaké přeplňování

Rovnotlaká turbína má větší účinnost než turbína impulsní a její využití je významnější při poměru tlaků nad 1,8 až 1,9. Je potřeba zajistit vyrovnání proměnných tlaků při nastaveném chodu motoru, proto jsou výfuky válců spojeny do jednoho potrubí o větším průměru. Rovnotlaká turbína dosahuje dobré účinnosti, jelikož pracuje se stálým nepřetržitým a plným ostřikem lopatek turbíny. Výše tlaku před turbínou není omezena, ale existuje zde jistý optimální poměr plnicího tlaku k tlaku před turbínou a motor při něm má nejvyšší účinnost a nejvyšší střední užitečný tlak. Tento rovnovážný stav se nastavuje automaticky, a proto každému stavu motoru náleží určitý poměr stlačení, tlak ve výfuku a také účinnost turbodmychadla – pokud je účinnost vysoká u turbodmychadla, je větší i účinnost motoru. Turbodmychadlo je možné zařadit i do motoru bez přeplňování, ale jedině pokud je tento motor dostatečně mechanicky dimenzován, aby vydržel přestavení na vyšší plnicí tlak.

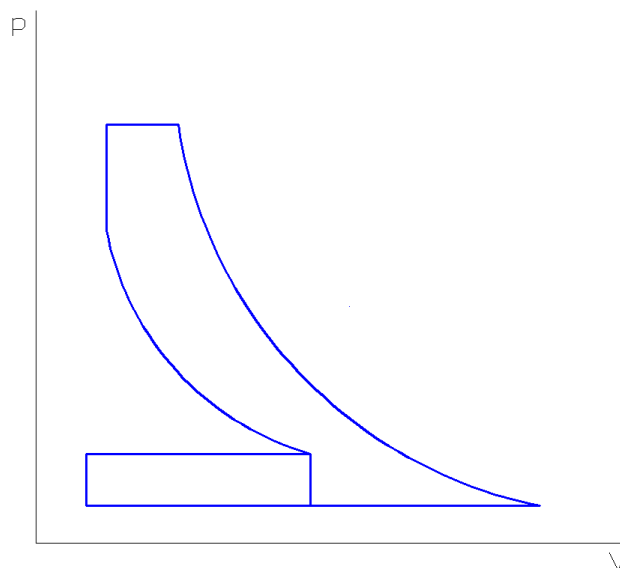
Rovnotlakého přeplňování se používá u motorů s vysokotlakým přeplňováním, používá se i u vozidlových motorů, protože je méně citlivé na změny chodu motoru než u impulsního přeplňování, a uspořádání výfukového potrubí je jednodušší a lacinější, stejně jako samotná turbína[1].



Obr.2.5 p-V diagram rovnotlakého přeplňování[7]

Impulsní přeplňování

Impulsní turbína se užívá při poměru stlačení do 1,8 až 1,9. Výfuková potrubí jsou krátká a spojují dva, nejvýše tři válce, které se spojují tak, aby se průběhy tlakových impulsů vzájemně nerušily, a jsou přivedeny k sekcím rozváděcích lopatek. Průtočný průřez potrubí je o něco větší, než je největší průtokový průřez ve výfukovém ventilu. Výfuková potrubí musejí také snést tlaky a teploty, které jsou nastaveny. Při průtoku plynu dochází k tlakovým a tepelným ztrátám a potrubí nemůže mít tak malý objem, aby v něm docházelo k přeměně kinetické energie v energii tlakovou. Proto se nedá čistě impulsního přeplňování dosáhnout. Průtok plynů potrubím je nestacionární a s časem se mění tlak a teplota. Tohoto kolísání tlaků před turbínou se u impulsního přeplňování využívá k lepšímu naplnění válce a také k jeho lepšímu vyplachování. K vyplachování spalovacího prostoru dochází, když je tlak ve výfukovém potrubí nižší než okamžitý plnicí tlak. Rozvod je v této chvíli překrytý, u čtyřdobých motorů je toto překrytí značné. Při překrytí rozvodu plnicí vzduch protéká spalovacím prostorem, zlepšuje naplnění válce, odnáší s sebou zbytky spalin z předcházejícího oběhu, snižuje teplotu plynů ve válci a spalovacím prostoru, díky tomu se zvyšuje hmotnost čerstvé náplně, a jelikož plnicí vzduch protéká i do výfukového potrubí, snižuje také teplotu plynů před turbínou. Díky zvýšení hmotnosti čerstvé náplně se také zvyšuje střední užitečný tlak na píst. Impulsní turbínu je možné využít také v kombinaci s rovnotlakou. Impulsní turbína pohání druhý stupeň, první stupeň je poháněn turbínou rovnotlakou. Toto dvoustupňové přeplňování zvyšuje účinnost využití energie výfukových plynů a díky přívodu větší hmotnosti vzduchu také střední užitečný tlak. Toto dvoustupňové řešení je však složité a drahé. Pro nízkotlaké přeplňování má impulsní turbína asi o 25% větší výkon než turbína rovnotlaká[1].



Obr.2.6 p-V diagram impulsního přeplňování[7]

Turbodmychadlo vždy zvyšuje cenu motoru, zvyšují se i nároky na údržbu, turbodmychadlo je potřeba po jízdě nechat vychladnout při běžícím motoru, při zastavení motoru se také zastaví průtok chladícího oleje a turbodmychadlo se může poškodit. Doba k akceleraci přeplňovaného motoru je vyšší než u motoru atmosférického, jelikož plyny na počátku akcelerace nemají dostatečně velkou kinetickou energii k urychlení rotoru turbodmychadla a proudu plynů v potrubí. Opačný problém nastává při zpomalení, kdy turbodmychadlo dodává do válce větší hmotnost vzduchu než je potřeba ke spalování. Toto se řeší zařazením tzv. blow-off ventilu, který přepouští přebytečný vzduch ven z turbodmychadla a brání tak jeho zpomalení. Díky této regulaci se mohou zlepšit přechody motoru, náročnost na regulaci je značná především u vozidlových motorů, kde je potřeba v určitém rozmezí otáček dávat neproměnný výkon[1].

Zařízení Comprex

Při tomto systému přeplňování se energie výfukových plynů předává přímo plnicímu vzduchu v tlakovém výměníku. V zařízení probíhá expanze i komprese zároveň. Zařízení je tvořeno rotorem s kanály, které jsou rovnoběžné s osou otáčení, na koncích jsou otevřené a rotor je obklopen pláštěm. Rotor je podobně jako mechanické kompresory poháněn řemenem od klikového mechanismu. Výfukové plyny z motoru jsou přiváděny jednou stranou do rotoru, kde prochází kanálky a stlačují v nich vzduch, který na druhé straně vytlačují do plnicího potrubí. Než stihnou výfukové plyny vniknout také do sacího potrubí, rotor je již pootočen a plyny narazí na přírubu a od ní se odrazí a jelikož je rotor opět pootočen do jiné polohy, nasávají ze sacího potrubí čerstvý vzduch a samy odcházejí do výfukového potrubí. Jeden tento cyklus proběhne při otočení rotoru o 180°. Výhody řešení Comprex jsou plochý průběh plnicího tlaku a tudíž velká pružnost motoru, krátká reakční doba při změně zatížení a vysoká stlačení plnicího vzduchu. Nevýhodami jsou nemožnost použití pro malá stlačení, pouze rovnotlaký provoz, větší zastavěný prostor ve srovnání s turbodmychadly a nutnost protihlukové izolace z důvodu značného hluku[2].

2.5 Detonační spalování přeplňovaných motorů

Nebezpečí nepravidelného, tzv. detonačního spalování není jen výsadou přeplňovaných motorů, ale i atmosféricky plněných. U přeplňovaných motorů se však hranice detonačního chodu dosáhne díky zvýšeným tlakům a teplotám snadněji. Proto se u přeplňovaných motorů musí používat paliva s vyšším oktanovým, popř. u nafty cetanovým číslem, a vlastním složením spalovací směsi. Dalšími faktory, které mají na detonační chod vliv, jsou kompresní poměr a předstih zážehu[2].

Detonační spalování je způsobeno postupující vlnou zapálené směsi, která stlačuje zbytek nezapálené směsi a dále zvyšuje její teplotu, kterou dále zvyšuje přestup tepla a sálání od této vlny a může dojít ke vznícení zbytku směsi, která hoří velkou rychlostí a způsobuje tlakové a teplotní kmitání, které velkou měrou mechanicky a tepelně namáhá motor a snižuje jeho indikovanou účinnost. Detonační spalování směsi je vlastně horní hranicí přeplňování[2].

Při zachování konstantního oktanového čísla a součinitele přebytku vzduchu klesá s rostoucí teplotou plnicího vzduchu také plnicí tlak. U bohaté směsi $\lambda > 1$ leží hranice detonačního spalování níže než u směsi chudé $\lambda < 1$. U bohaté směsi přebytek paliva při svém odpařování během komprese směs ochlazuje. Hranice se také posouvá použitím kvalitnějšího paliva s vyšším oktanovým číslem[2].

Kompresní poměr ovlivňuje polohu hranice detonačního spalování velkou měrou. Jeho zmenšením se dá lehce dosáhnout zamezení detonačního chodu motoru, jelikož ovlivňuje konečné tlakové a teplotní podmínky ve válci po kompresi a růstem kompresního poměru se snižuje maximální plnicí tlak na mezi detonačního spalování[2].

Dalším faktorem ovlivňujícím detonační spalování je předstih zážehu motoru, s klesajícím úhlem předstihu roste hodnota středního efektivního tlaku na mezi detonačního spalování a současně roste plnicí tlak. U spalovacích motorů je však hodnota plnicího tlaku považována za konstantní a za těchto podmínek naopak při zmenšování předstihu hodnota středního efektivního tlaku klesá[2].

Z těchto informací vyplývají možnosti k nápravě – použití kvalitnějších paliv s vyšším oktanovým číslem, případně použití aditiv nebo směsí s různými látkami, které působí antidetonačně, např. směsi benzínu s methanolem, benzenem, acetonem, ale současně také snižují výhřevnost paliva, využitím bohatší směsi, které je však vyvážené vyšší spotřebou paliva, změnit geometrii spalovacího prostoru a umístění tzv. teplých míst, použitím dvou zapalovacích svíček, kdy se sníží dráha postupující vlny zapálené směsi a tím i čas pro vznik detonačního hoření, zvýšením otáček motoru, kterým se rovněž zkracuje čas pro vznik detonačního hoření, ale zvyšuje se mechanické namáhání motoru, a nebo použitím mezichladiče stlačeného vzduchu umístěného za kompresorem[2].

3 CHLAZENÍ PLNICÍHO VZDUCHU

Jelikož se při stlačení vzduchu v kompresoru zvyšuje jeho teplota a klesá hustota, klesá také střední efektivní tlak na píst a také výkon motoru. Proto se mezi kompresor a vstup do motoru zařazuje chladič plnicího vzduchu, zvláště při vyšších stupních komprese. Míra ochlazení plnicího vzduchu opět závisí na mnoha faktorech: na

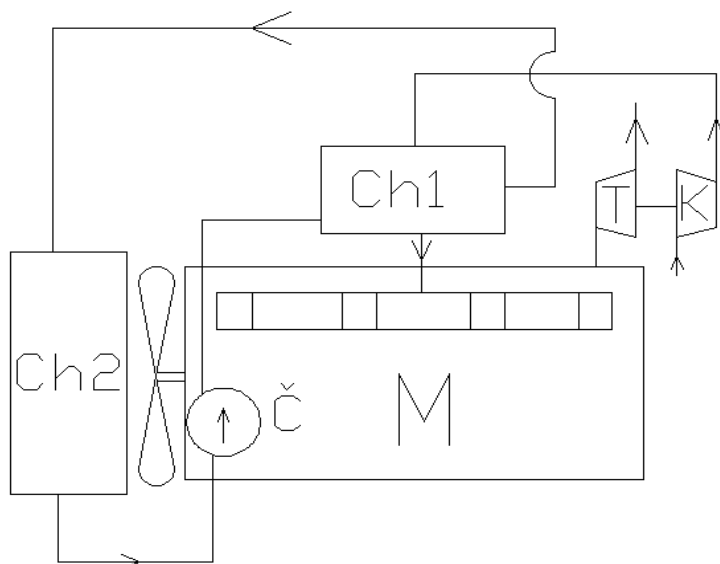
velikosti chladiče (velikosti chladicí plochy), na druhu chladicího média (voda, vzduch), na jeho vstupní teplotě a na poměru jeho hmotnostního toku ku chladicímu médiu a také na provedení a účinnosti samotného chladiče[2].

Pozitivní účinky chlazení plnicího vzduchu vyváží jeho negativa. Hustota plnicího vzduchu se částečně zvětší, avšak tlak ztrátou v chladiči poklesne. Sníží se teplotní a tlakové hladiny celého oběhu, zmenší se tepelné namáhání motoru a je možné zvýšit jeho výkon. Proplachem chladicího vzduchu se sníží teplota výfukových plynů. Sníží se vliv teploty okolního vzduchu na výkon motoru. Snižuje se také spotřeba paliva o 3-5%. Zhruba o stejná procenta se dosáhne také zvýšení výkonu motoru[2].

Nebezpečí při zařazení chladiče vzduchu tkví v tom, že díky ochlazení výfukových plynů se zvyšuje jejich hustota a klesá objemový tok turbínou, což může způsobit pokles otáček turbíny a tím i pokles množství dodávaného stlačeného vzduchu. Proto je nutné adekvátně k intenzitě chlazení i zmenšit průtočnou plochu rozváděcího ústrojí, aby otáčky turbíny turbodmychadla zůstaly konstantní[2].

3.1 Vodní chladiče

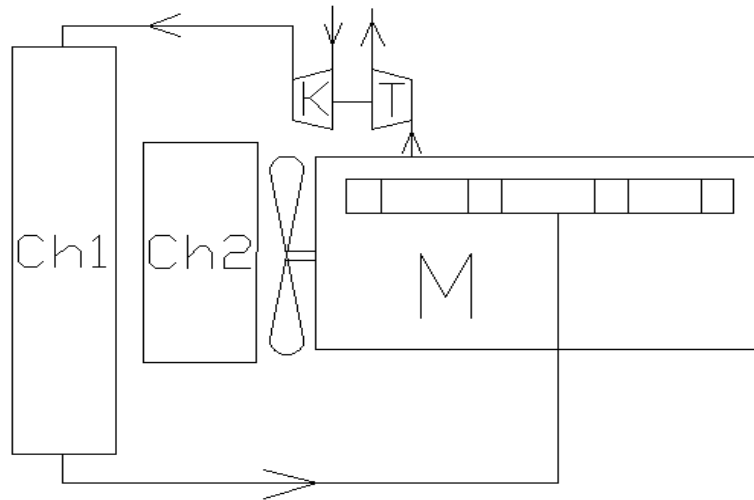
U vodních chladičů je možné použít jeden okruh pro chladicí vodu motoru a pro chladič nebo použít oddělené okruhy. U společného okruhu prochází stlačený vzduch přes chladič plnicího vzduchu Ch_1 , který je ochlazován vodou z okruhu, který obstarává chlazení motoru. Chladič chladicí vody Ch_2 musí být typu voda - vzduch a vodní čerpadlo $Č$ musí být dostatečně dimenzováno, aby zajistilo dodávku vody do obou chladičů v dostatečné míře za jakýchkoliv podmínek. Pokud se použijí oddělené chladicí okruhy, použije se místo jednoho velkého chladiče dvou menších a chladič plnicího vzduchu se umísťuje před chladič motorového okruhu. Díky nezávislosti na chladicím okruhu motoru se může dosáhnout intenzivnějšího chlazení. Vhodným uspořádáním turbodmychadla a chladiče plnicího vzduchu se může zkrátit délka potrubí pro chladicí vzduch a tím se sníží ztráty a zmenší se zástavný prostor motoru[2].



Obr.3.1 Schéma chlazení vodními chladiči[2]

3.2 Vzduchové chladiče

Uspořádání vzduchových chladičů je podobné jako ve druhém případě u vodních. Chladič plnicího vzduchu Ch_1 typu vzduch - vzduch je umístěn před chladičem motorového okruhu Ch_2 . Potrubí pro plnicí vzduch má u tohoto typu chladičů velký průřez a délku, a je proto náročné na prostor. U sportovních a závodních automobilů s motorem umístěným u zadní nápravy se uplatnilo řešení s čistě náporovými chladiči umístěným těsně u motoru a se zvláštními šachtami pro přívod vzduchu[2].



Obr.3.2 Schéma chlazení vzduchovými chladiči[2]

3.3 Ai-Research TTF

Tento systém chlazení typu využívá velmi účinný chladič typu vzduch – vzduch, kterým se vysokootáčkovým ventilátorem intenzivně prohání chladicí vzduch. Chladicí účinek chladiče je zvyšován velkým množstvím procházejícího chladicího vzduchu, který se částečně ochlazuje vzduchem vyexpandovaným z expanzní turbíny[2].

3.4 Speciální metody chlazení

Turbochlazení

Turbochlazení využívá expanze plnicího vzduchu v turbíně. Tento systém využívá dvou turbodmychadel. Turbína prvního z nich je poháněna výfukovými plyny z motoru a pohání kompresor K_1 , který vzduch stlačuje ze stavu 0 do stavu 1 jako u normálního přeplňování. Vzduch je za kompresorem ochlazen v mezichladiči, kde se díky ztrátám částečně sníží i tlak. Následně vzduch vstupuje do kompresoru K_2 , který je poháněn turbínou T_2 , a je stlačen na stav 3. Vzduch se opět ochlazuje v chladiči Ch_2 na stav 4 a následně ještě ochlazen expanzí v turbíně T_2 , čemuž odpovídá stav 5. Tímto způsobem chlazení je možné v konečném bodě 5 dosáhnout velmi nízkých teplot, které mohou dosáhnout i k bodu mrazu. Chlazením a expanzí plnicího vzduchu se zvyšuje jeho relativní vlhkost, což je výhodné, jelikož vysrážená voda v podobě mlhy odpařováním a odběrem skupenského tepla zvyšuje velkou měrou účinnost komprese, která se průběhem blíží k isoentropické kompresi. Díky tomu se snižuje teplota na konci komprese a snižují se také maximální hodnoty teplot a tlaků v motoru. Na konci

komprese je hustota plnicího vzduchu o stavu 5 přibližně stejná jako ve stavu 1 ale o podstatně nižší teplotě a částečně tlaku, čímž se snižuje kompresní práce motoru. Díky ochlazení na teplotu blízkou rosnému bodu je možné zvýšit účinnost komprese odpařováním vodní mlhy[2].

Millerův způsob chlazení

U tohoto způsobu chlazení dochází k ochlazení plnicího vzduchu expanzí ve válci motoru, tím poklesne jeho tlak a teplota na začátku komprese. U normálního přeplňování je stav plnicího vzduchu na konci komprese 2K nebo po ochlazení v chladiči, přibližně stejný jako na začátku komprese v motoru 1Z, u Millerova způsobu již tento bod leží v kompresní křivce motoru. Použitím chladiče je možné udržet teplotu plnicího vzduchu na vstupu do válce nezávisle na poměrném stlačení, u Millerova způsobu bude po expanzi ve válci ve stavu 1Z podstatně nižší[2].

U Millerova způsobu je možné zvolit ze tří variant regulace[2]:

- a) Pokud se zvolí tlak v bodě 2K tak, že v bodě 1Z budou tlaky u obou způsobů přeplňování stejné, u Millerova způsobu je nižší teplota na začátku komprese a díky tomu i větší hmotnost plnicího vzduchu, což umožní vyšší výkon při stejném přebytku vzduchu.
- b) Tlak a stupeň expanze je možné nastavit takovým způsobem, že se u obou způsobů dosáhne stejné hmotnosti náplně. Millerovým způsobem se díky nižším teplotám a tlakům dosáhne podstatně menšího namáhání motoru.
- c) Je možné nastavit hodnotu mezi krajními mezemi a),b) a dosáhnout tak částečně výhod obou.

Při dlouhé expanzi plnicího vzduchu existuje nebezpečí, že se dosáhne takového snížení tlaků a teplot na začátku expanze 1Z, že na konci komprese již tyto teploty a tlaky leží bodem vznícení paliva u vznětového motoru nebo by se prodloužila prodleva vznícení při částečném zatížení. Abychom zaručili vznět, musíme délku expanze regulovat podle výše plnicího tlaku a nastavuje se tak, aby tlak na začátku komprese byl přibližně 0,2 až 0,3 MPa. Při velmi nízkém zatížení motoru se plnicí ventil otevírá později, aby se zabránilo zpětnému vnikání výfukových plynů zpět do válce. Hlavní předností Millerova způsobu chlazení je menší mechanické namáhání motoru, jelikož snížení měrné spotřeby paliva není výrazné ve srovnání s normálním způsobem přeplňování[2].

4 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ TURBODMYCHADEL

Podle způsobu uložení a typu rotoru můžeme konstrukci turbodmychadel rozdělit na 5 základních koncepcí[2].

4.1 Rotor umístěný vně oběžných kol

Nejstarší a nejpoužívanější koncepce. Jelikož jsou tyto turbodmychadla jedny z největších, používá se jich hlavně pro přeplňování stacionárních a lodních motorů. Používá se rotorů s radiálním oběžným kolem a jednostupňovou axiální turbínou. Vzduch je přiváděn z vnější strany turbíny[2].

4.2 Rotor mezi oběžnými koly s radiální turbínou

Díky tomuto rozložení je možné sestavit turbodmychadla malá a lehká a je možné užití u osobních a nákladních automobilů, traktorů a jiných pracovních strojů. Toto rozložení umožňuje účinný a jednoduchý axiální přívod vzduchu, stlačení vzduch je odváděn po tečně ze skříně kompresoru. Stejně řešení je i u odvodu výfukových plynů z turbíny, resp. jejich přívod do ní[2].

4.3 Rotor mezi oběžnými koly s axiální turbínou

S ohledem na použití axiální turbíny jsou turbodmychadla využívající této koncepce rozměrnější v porovnání s předchozí variantou. Používá se k přeplňování motorů železničních vozidel a těžkých nákladních automobilů s vysokou nosností. Výfuková turbína může mít dvě cesty přívodu výfukových plynů. Může být buď radiálně k ose rotoru do vstupní turbínové skříně umístěné mezi oběžnými koly, při druhém způsobu touto skříní plyny odcházejí a přívod může být řešen axiálně nebo radiálně z boku turbíny[2].

4.4 Monorotor

U této koncepce je uplatněno uložení vně oběžných kol pouze na straně kompresoru a umožňuje tak vytvořit velmi malá a kompaktní turbodmychadla. Kola kompresoru a turbíny jsou sdružena do jednoho a vzhledem k jeho uložení je nutné co nejmenší vyložení. Přívádění vzduchu kolem ložisek je výhodné vzhledem k jejich chlazení. Velkou nevýhodou tohoto řešení jsou značné přestupy tepla mezi jednotlivými komponentami, díky tomu se tato koncepce nepoužívá[2].

4.5 Kombinované uložení rotoru

Tato koncepce kombinuje první tři a používá se pro konstrukci velkých turbodmychadel. Kombinuje i výhody a nevýhody jednotlivých řešení, tzn. je-li vnější ložisko na straně turbíny, má kompresor výhodný axiální vstup, který nenarušují žebra. Je-li vnější ložisko na straně kompresoru, ložisko mezi oběžnými koly není tolik tepelně namáháno a je možné použít vstupní turbínové skříně, která není chlazena vodou[2].

5 POROVNÁNÍ PŘEPLŇOVANÉHO A ATMOSFÉRICKÉHO MOTORU

Počítáno pro: $p_a = 101325 \text{ Pa}$, $t = 25 \text{ °C}$, $r = 289,7 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$

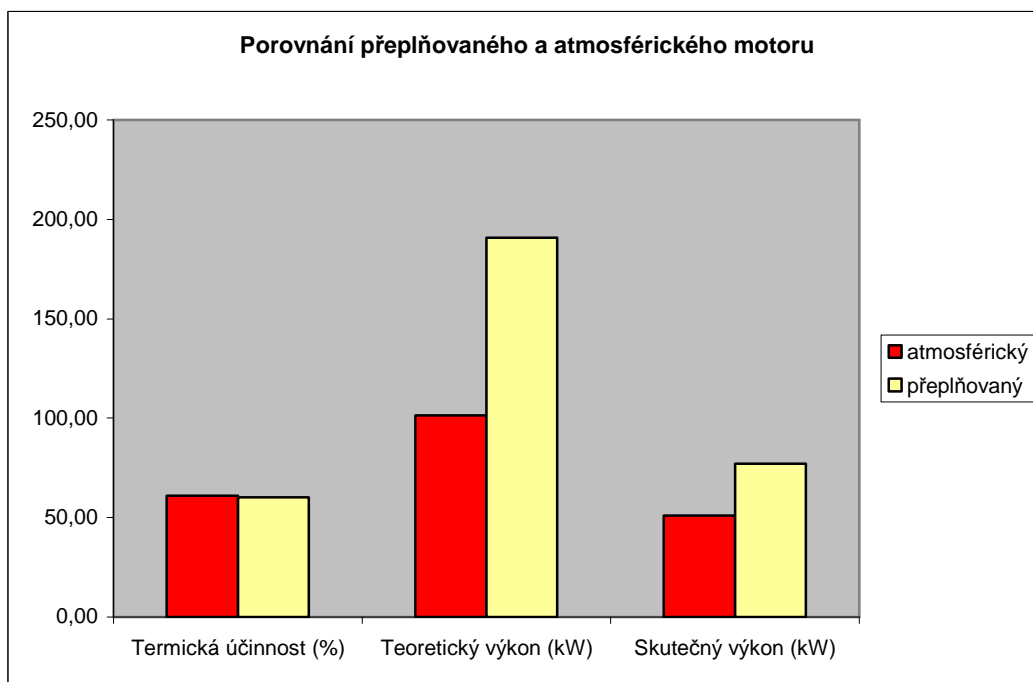
Atmosférický motor: $V_1 = 1198 \text{ cm}^3$

Přeplňovaný motor: $V_1 = 1197 \text{ cm}^3$, $p_1 = 250000 \text{ Pa}$,

$T_1 = 386,04 \text{ K}$ po adiabatické kompresi

Výkon byl spočítán pro otáčky motoru $n_{ot} = 5000 \text{ min}^{-1}$

Obr. 5-1 Srovnání účinností a výkonů přeplňovaného a nepřeplňovaného motoru



Termická účinnost byla spočítána pro kompresní poměry v rozmezí od 7 do 12 a pro $\kappa = 1,4$



Obr. 5-2 Závislost termické účinnosti na kompresním poměru

ZÁVĚR

Přepřehování spalovacích motorů má za sebou poměrně dlouhý vývoj, v jehož průběhu se vyčlenily především dva způsoby použitelné pro přepřehování motorů v automobilech. Jedním z nich je mechanické přepřehování kompresorem, používané především u velkých silných motorů, kde nevádí odběr práce motoru kompresorem, a druhým je přepřehování turbodmychadly, které se uplatňuje i u malých motorů, jelikož žádnou práci motoru neodebírá. Nástup turbodmychadel zapříčinil rozmach především naftových motorů, kde vyřešil hlavně problémy s dynamikou vozidel vybavených motorem bez turbodmychadla a umožnil rozšíření naftových motorů jak do osobních, tak i užitkových vozidel a pro někoho jsou písmena TDi podobně magická jako označení sportovních modelů GTi.

Přepřehované motory jsou schopny při menším objemu podávat vyšší výkony, než srovnatelné motory objemnější a přitom vypouštět méně emisí a tím méně zatěžovat životní prostředí. V dnešní ekologické éře se bude jev snižování objemu motorů a přidávání turbodmychadel, tzv. downsizing, uplatňovat ve stále větší míře, a v budoucnu budou, dle mého názoru, již všechny motory přepřehované, jelikož bez přepřehování je a bude velmi obtížné splňovat stále přísnější ekologické normy. Jako příklad můžeme uvést tuzemskou Škoda Auto a.s., která v současné době nahrazuje u modelu Octavia atmosféricky plněné motory 1.6 MPi motorem přepřehovaným o objemu 1,2 litru. Tento nový motor má nejen vyšší výkon, ale také nižší hmotnost a spotřebu a jeho provoz je ekologičtější.



Obr.3.3. Nový přepřehovaný motor 1.2 TSI[8]

Na druhou stranu je potřeba si uvědomit, že pokud se s těmito motory jezdí neustále tzv. na plný plyn, veškeré jejich popsané výhody rázem mizí a tyto motory se dokonce v parametrech, které jsou udávány jako jejich největší výhody, tj. nižší spotřeba a nižší emise, stávají horšími než motory, které nahradily.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I.* první vydání. Praha : SNTL, 1978. 368 s.
- [2] HOFMANN, Karel. *Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory.* 2., nezměněné. Brno : SNTL, 1985. 134 s.
- [3] PAVELEK, Milan. *Termomechanika.* 3. přepracované. Brno : CERM, 2003. 284 s. ISBN 80-214-2409-5.
- [4] KLIMENT, Vladimír. *Naftový motor přepřehovaný turbodmychadlem.* první vydání. Praha : SNTL, 1989. 312 s. ISBN 04-211-89.
- [5] KOŠTÁL, J., SUK, B. *Pístové spalovací motory.* Praha: Nakladatelství akademie věd, 1963.
- [6] LÁNÍK, Ondřej. *Přepřehování (2. díl): turbodmychadla* [online]. 2004 [cit. 2010-02-16]. Dostupný z WWW: <<http://news.auto.cz/technika/preplnovani-2-dil-turbodmychadla.html>>.
- [7] HIERETH, Hermann; PRENNINGER, Peter. *Charging the internal combustion engine.* Wien : SpringerWienNewYork, 2007. 268 s. ISBN 978-3-211-33033-3.
- [8] New 1.2 TSI engine for Vw Golf, Polo and Golf Plus. *Inautonews* [online]. 22.8.2009, [cit.2010-04-28]. Dostupný z WWW: <<http://www.inautonews.com/new-12-tsi-engine-for-vw-golf-polo-and-golf-plus>>.

SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

Veličina	Symbol	Jednotka
Technická práce	A_t	J
Prvního stupně komprese	$A_t^{1^\circ}$	J
Druhého stupně komprese	$A_T^{2^\circ}$	J
Měrná tepelná kapacita při izobarickém ději	c_p	$\text{J.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$
Při izochorickém ději	c_v	$\text{J.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$
Spodní výhřevnost paliva	H_u	kJ.kg^{-1}
Teoretické množství vzduchu pro spálení 1kg paliva	L_t	$\text{kg}_L.\text{kg}_p^{-1}$
Hmotnostní množství	m	kg
Paliva	m_p	kg.s^{-1}
Vzduchu, který zůstává ve válci	m_s	kg.s^{-1}
Polytropický exponent	n	1
Otáčky motoru	n_{ot}	min^{-1}
Tlak	p	Pa
Užitečný výkon motoru	P_e	kW
Teplo	Q_p	J
Měrná plynová konstanta	r	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
Teplota	T	K
Objem	V	m^{-3}
Kompresní	V_K	m^{-3}
Vypláchnutý	V_{vyp}	m^{-3}
Zdvihový	V_Z	m^{-3}
Stupeň vypláchnutí spalovacího prostoru	α	1
Kompresní poměr	ε	1
Izoentropický koeficient	κ	1
Účinnost termická	η	1
Přeměny tepla v mechanickou práci	η_e	1
Plnicí	η_{pl}	1

Součinitel přebytku vzduchu	λ	1
Hustota	ρ	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
Součinitel zvýšení tlaku	ψ	1