

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2013

PETER DOROTOVIČ

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

ZVÝŠENÍ VÝKONU SPALOVACÍCH MOTORŮ
PŘEPLŇOVÁNÍM

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Autor práce:
Vedoucí práce:

Peter Dorotovič
Ing. Petr Jilek

2013

University of Pardubice
Jan Perner transport faculty

IMPROVE POWER OF INTERNAL
COMBUSTION ENGINE

BACHELOR WORK

Author:
Acting supervisor:

Peter Dorotovič
Ing. Petr Jilek

2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Peter Dorotovič
Osobní číslo: D08499
Studijní program: B3709 Dopravní technologie a spoje
Studijní obor: Dopravní prostředky: Silniční vozidla
Název tématu: Zvyšování výkonu spalovacích motorů přeplňováním
Zadávající katedra: Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Úvod
2. Výkonové parametry spalovacího motoru
3. Druhy přeplňování
4. Vlivy přeplňování na výkon spalovacího motoru
5. Závěr

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

Gscheidle, R. a kol., Příručka pro automechanika. Europa - Sobotáles. Praha 2007

Vlk, F. Vozidlové spalovací motory. Prof. Ing. F. Vlk, DrSc, Nakladatelství a vydavatelství Brno 2003

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Petr Jilek, DiS.

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání bakalářské práce: **24. února 2012**

Termín odevzdání bakalářské práce: **31. května 2012**



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.

děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

vedoucí katedry

V Pardubicích dne 24. února 2012

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně Univerzity Pardubice.

V Pardubicích 30. dubna 2013

Peter Dorotovič

Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce, panu Ing. Petru Jilkovi za informace a připomínky, které mi poskytl během zpracovávání mé bakalářské práce.

V Pardubicích 30. dubna 2013

Peter Dorotovič

Tato bakalářská/diplomová práce vznikla v rámci řešení projektu „Podpora stáží a odborných aktivit při inovaci oblasti terciárního vzdělávání na DFJP a FEI Univerzity Pardubice, reg. č.: CZ.1.07/2.4.00/17.0107“, v týmu Řešení environmentálních a kvalitativních problémů technologických celků a zařízení.

RESUMÉ

Tato práce pojednává o základních možnostech zvýšení výkonu, dále také točivého momentu, jež je odebírán z klikového hřídele spalovacího motoru. Jedná se o metodu přeplňování a to buď dynamickým, nebo cizím.

Klíčová slova

Výkon, točivý moment, turbodmychadlo, přeplňování.

SUMMARY

This work deals basic options for improving performance as well as torque, which is taken from the crankshaft of the engine. It is a method of supercharging and either dynamic or foreign.

Keywords

Power, torque, turbocharger, supercharging.

Obsah

1.	Úvod.....	1
2.	Výkonové parametry spalovacích motorů.....	2
2.1	Točivý moment a výkon.....	2
2.2	Střední indikovaný tlak a střední efektivní tlak.....	3
3.	Druhy přeplňování.....	6
3.1	Dynamické přeplňování.....	6
3.1.1	Pulzační přeplňování (kmity v sacím potrubí).....	7
3.1.2	Rezonanční přeplňování.....	10
3.2	Cizí přeplňování.....	12
3.2.1	Dmychadla bez mechanického pohonu.....	12
3.2.2	Kompresor s mechanickým pohonem.....	21
3.2.3	Systém COMPREX-tlakový výměník.....	23
3.2.4	Vícestupňové přeplňování.....	24
4.	Vlivy přeplňování na výkon spalovacího motoru.....	26
4.1	Spotřeba vzduchu a stupeň plnění válců.....	26
4.2	Ideální oběhy přeplňovaných motorů.....	28
4.3	Skutečné tepelné oběhy.....	30
4.4	Porovnání konkrétních parametrů atmosférického a přeplňovaného motoru.....	31
5.	Závěr.....	34
	Seznam použité literatury.....	36

1. Úvod

Cílem všech výrobců automobilů, přesněji jejich pohonných jednotek, je motor, který splňuje i ty nejpřísnější kritéria a to především v oblasti hospodárnosti a s tím související ekologií provozu. V poslední době výrobci přistupují k tzv. downsizingu. Jde o snižování objemu válců motorů i jejich počtu se snahou zachovat minimálně původní výkon a točivý moment (hodnoty i průběh těchto parametrů). Takovéto zvýšení efektivity samozřejmě přináší i tolik sledované snížení emisí. Jedním z řešení zabránění poklesu výkonu u downsizingu je přeplňování. Účelem přeplňování spalovacích motorů je zvýšení množství vzduchu a tím i dodávky paliva do spalovacího prostoru za jednotku času. Výsledkem je vyšší výkon a točivý moment u objemově srovnatelných motorů. S tím tedy klesá měrná spotřeba paliva i výkonová hmotnost. Výkon a točivý moment jsou mimo jiné určovány otáčkami a množstvím čerstvého vzduchu v náplni válce při sání.

Na účinnost např. dieselového motoru má přeplňování zásadní vliv. Jeho cesta do osobního automobilu byla samozřejmě velmi dlouhá. První patent pochází z roku 1905. V dvacátých letech minulého století už turbodmychadlo pomáhalo plnit válce motorů v nákladních lodích, ve třicátých letech našly uplatnění v lokomotivách. Druhá světová válka sice další pozemní aplikace přímo neurychlila, specializované odvětví však nabralo obrátky s rozmachem zbrojního průmyslu a vývojem tryskového motoru. Jednou ze zainteresovaných firem byla společnost Garret AirResearch, později výrobce turbodmychadel Garret, dnes Honeywell. V padesátých letech se výrobou turbodmychadel začala zabývat německá firma Kühnle, Kopp&Kausch (později KKK), do té doby vyrábějící především turbíny pro energetiku. V závodních speciálech se turbodmychadla objevila už po první světové válce. Právě bývalé KKK a Schwitzer dnes tvoří základ druhého největšího výrobce BorgWarner Turbo&Emissions Systéme. První sériová osobní auta s turbodieselovým motorem se objevila v roce 1978; v Evropě Peugeot 604, ve Spojených státech Mercedes-Benz 240 TD. Dnes najdeme turbodmychadlo v tříválcové Škodě Fabia TDI, na cestě k sériové produkci je přeplňovaný vznětový dvouválec pro Tatu Nano a Yamaha nedávno podala patentovou přihlášku na bezpečnostní úpravy související s aplikací turbodieselového motoru v motocyklu.[3]

2. Výkonové parametry spalovacích motorů

2.1 Točivý moment a výkon

Točivý moment motoru M je moment vyvozený motorem na hnací hřídeli. Točivý moment motoru v závislosti na otáčkách motoru se měří na motorové brzdě. Efektivní výkon motoru P_e v určitém provozním bodu motoru se vypočítá z točivého momentu M a otáček motoru n .

$$P_e = M \cdot \omega = M \cdot 2\pi \cdot n \quad [\text{kW}].$$

Zvýšení výkonu podle této rovnice je možné realizovat zvýšením otáček nebo točivého momentu. Obě hodnoty jsou omezeny zdvihovým poměrem ζ .

$$\xi = \frac{z}{d} \quad [-]$$

Zdvihový poměr souvisí s otáčkami, střední pístovou rychlostí a velikostí motoru. Větší zdvihový poměr snižuje tepelné ztráty, tepelné zatížení stěn, namáhání klikového ústrojí, zvyšuje mechanickou účinnost, snižuje délku motoru. Na druhé straně však zvyšuje výšku motoru. Významným parametrem je poměr poloměru kliky a délky ojnice λ , který rovněž ovlivňuje výšku motoru. Velké hodnoty λ zvyšují normálové síly na píst a zhoršují vyvážení motoru. Obvykle bývá $\lambda = 0,2 - 0,3$. U vznětových čtyřdobých motorů $\zeta = 1,1 - 1,5$ a u zážehových motorů $\zeta = 0,6 - 1,1$, u tzv. podčtvercových motorů je $\zeta < 1$.

Podíl efektivního výkonu motoru P_e a zdvihového objemu V_z se nazývá litrový výkon P_i .

$$P_i = \frac{P_e}{V_z} \quad [\text{kW} / \text{dm}^3].$$

Hmotnostní výkon P_M [kW/kg] vyjadřuje podíl efektivního výkonu P_e a celkové hmotnosti motoru m_M .

$$P_M = \frac{P_e}{m_M},$$

Častěji se udává výkonová hmotnost [kg/kW].

$$m_p = \frac{1}{P_M} = \frac{m_M}{P_e}.$$

Empirické hodnoty pro litrový výkon a výkonovou hmotnost udává tabulka

Tab. 1 Empirické hodnoty pro litrový výkon a výkonovou hmotnost

Typ motoru	Max. litrový výkon [kW/l]	Max. výkonová hmotnost [kg/kW]	Max. otáčky [1/min]
Závodní motor (Formule 1)	200	0,4	18000
Zážehové motory osobních vozů	70	2,0	6500
Přepíňované zážehové motory osobních vozů	100	3,0	6000
Vznětové motory osobních vozů	45	5,0	4500
Přepíňované vznětové motory osobních vozů	64	4,0	4500
vznětové motory nákladních vozidel	30	5,5	3000

2.2 Střední indikovaný tlak a střední efektivní tlak

Střední indikovaný tlak p_i je poměr práce W_i , vykonané během jednoho pracovního oběhu (během jednoho cyklu) odpovídajícího indikovaného výkonu, k zdvihovému objemu válců V_z .

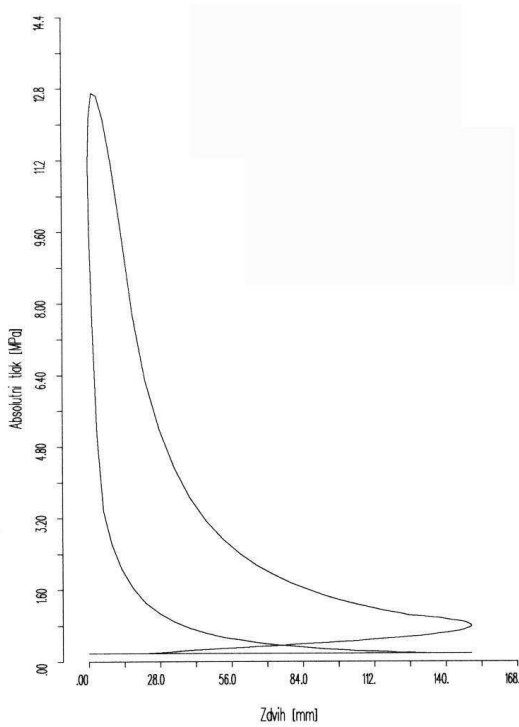
$$p_i = \frac{W_i}{V_z} \quad [MPa].$$

Práce vykonaná za celý oběh spalovacího motoru se dá vyjádřit křivkovým integrálem

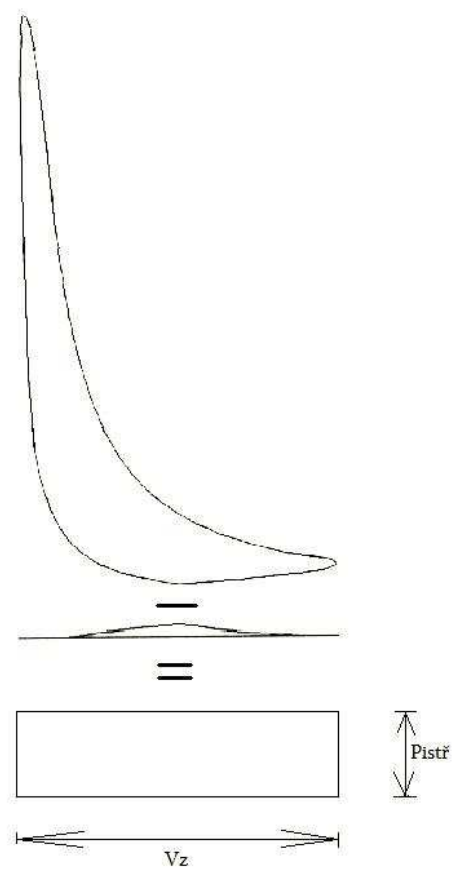
$$W_i = \oint p_i \cdot dV_z \quad [J],$$

kde p_i je tlak a dV_a je změna objemu závislá na úhlu natočení klikového hřídele α .

Střední indikovaný tlak se určuje z diagramu p-V (obr. 1) planimetrováním, tj. změřením plošného obsahu. Přitom je možno rozlišit mezi středním indikovaným tlakem vysokotlaké části a středním indikovaným tlakem smyčky, kdy dochází k výměně náplně válce. Součet obou těchto podílů pak udává střední indikovaný tlak motoru, (obr. 2). Střední indikovaný tlak smyčky, kdy dochází k výměně pracovní náplně, se skládá z práce při sání a při výfuku a může proto být měřítkem pro kvalitu výměny plynů. U motorů s přirozeným sáním se jedná o ztracenou práci (negativní hodnota), u přeplňovaných motorů je tento podíl většinou pozitivní.



Obr. 1: Indikátorový diagram



Obr. 2: Určení středního indikovaného tlaku

Indikovaný výkon jednoho válce se určí ze vztahu

$$P_{i1} = \frac{W_1}{t_1} \quad [kW],$$

kde W_1 odpovídá práci jednoho oběhu trvajícího čas t_1 . Tento čas závisí na počtu zdvihů τ , které v motoru proběhnou za jeden pracovní oběh. Pro dvoudobý motor $\tau = 2$, pro motor čtyřdobý $\tau = 4$. Protože jeden zdvih přísluší polovině otáčky, platí

$$t_1 = \tau \cdot n / 2 \quad [s],$$

neboli

$$P_{i1} = \frac{W_1}{t_1} = \frac{W_1 \cdot 2 \cdot n}{\tau} = \frac{p_i \cdot V_z \cdot 2 \cdot n}{\tau} \quad [kW].$$

V tomto vztahu se samozřejmě dosazují otáčky [s^{-1}]. Bude-li počet válců motoru i_v , pak indikovaný výkon motoru je

$$P_i = \frac{p_i \cdot V_z \cdot 2 \cdot n}{\tau} \cdot i_v \quad [kW].$$

Efektivní výkon P_e , který lze odebrat na hnacím hřídeli motoru závisí na ztrátovém výkonu.

Ztrátový výkon P_m je část indikovaného výkonu P_i spotřebovaná na překonání mechanických ztrát v motoru včetně výkonu potřebného k pohonu zařízení připojených při měření efektivního výkonu.

Pro efektivní výkon tedy platí

$$P_e = P_i - P_m.$$

Ztrátový výkon můžeme analogicky k rovnici $P_i = \frac{p_i \cdot V_z \cdot 2 \cdot n}{\tau} \cdot i_v$ vyjádřit tak, že místo středního indikovaného tlaku p_i zavedeme střední tlak mechanických ztrát p_m , čímž dostaneme

$$P_m = \frac{p_m \cdot V_z \cdot 2 \cdot n}{\tau} \cdot i_v.$$

Střední tlak mechanických ztrát je podle norem SAE ztrátový výkon z mechanického tření hnací jednotky a hydraulických ztrát v klikové skříni. Střední efektivní tlak můžeme určit jako střední indikovaný tlak p_i zmenšený o střední tlak mechanických ztrát p_m .

$$p_e = p_i - p_m$$

Pro efektivní tlak pak plyne

$$P_e = \frac{p_e \cdot V_z \cdot 2 \cdot n}{\tau} \cdot i_v.$$

Tření je závislé na otáčkách motoru a tím na pístové rychlosti. Malý vliv na tření má tlak ve válci, tzn. zatížení motoru, jakož i teplota motoru a viskozita oleje. Podle norem DIN se k třecím ztrátám počítá také výkon pro pohon pomocných agregátů jako je alternátor, kompresor klimatizace nebo čerpadlo pro posilovač řízení.[2]

3. Druhy přeplňování

Přeplňováním se do spalovacího prostoru dopraví větší množství vzduchu a tak je možné dodat i větší dávku paliva, v rámci dosažení stechiometrické směsi. Tím stručně dosáhneme vyššího požadovaného výkonu a točivého momentu a to i při nižších otáčkách motoru proti atmosférickému plnění.

Systemy přeplňování rozlišujeme:

- dynamické přeplňování
- cizí přeplňování

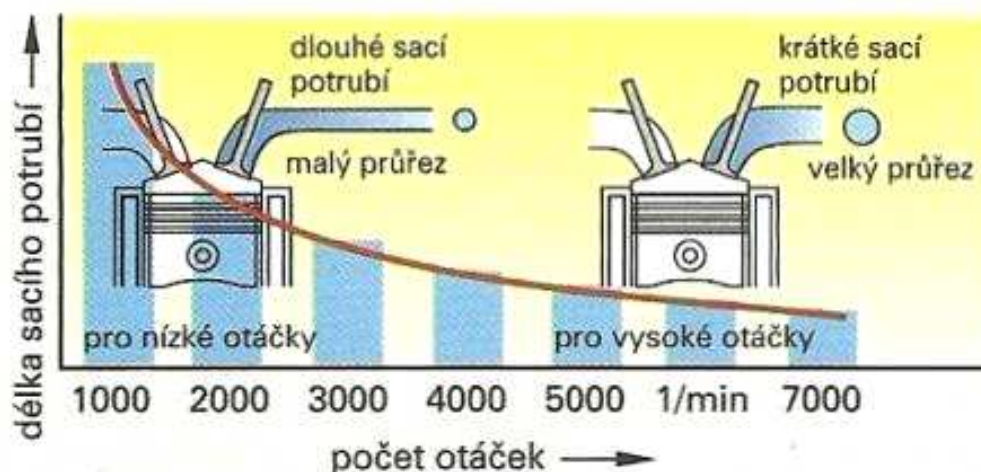
3.1 Dynamické přeplňování

Čerstvé plyny proudící v sacím potrubí mají určitou pohybovou energii. Otevřením sacího ventilu se vyvolává zpětná tlaková vlna. Tlaková vlna se pohybuje proudem plynů zpět rychlostí zvuku a naráží na otevřeném konci sacího potrubí na klidné prostředí. Zde se tlaková

vlna opět odráží a pohybuje se zpět směrem k sacímu ventilu. Pokud tato zpětná tlaková vlna zasáhne sací ventil, když je právě otevřen, způsobí zlepšení plnění válce. Vzniká efekt přeplňování. Frekvence kmitání (vlnění) závisí na délce sacího potrubí a rychlosti proudění v potrubí, dané otáčkami motoru. Podle konstrukce sacího potrubí rozlišujeme pulzační přeplňování (kmity v sacím potrubí) a rezonanční přeplňování. Oba systémy lze kombinovat.[1]

3.1.1 Pulzační přeplňování (kmity v sacím potrubí)

Každý válec má samostatné sací potrubí vhodné délky. Rozkmitání sloupce proudícího plynu vyvolává sání pohybem pístu. Vhodnou volbou délky sacího potrubí se kmity ovlivňují tak, aby se tlaková vlna pohybovala otevřeným sacím ventilem dovnitř motoru a způsobilo tím lepší naplnění válce. Ve spodní oblasti otáček je výhodné dlouhé potrubí s malým průřezem, v horní oblasti otáček naopak krátké potrubí s velkým průřezem (obr. 3).



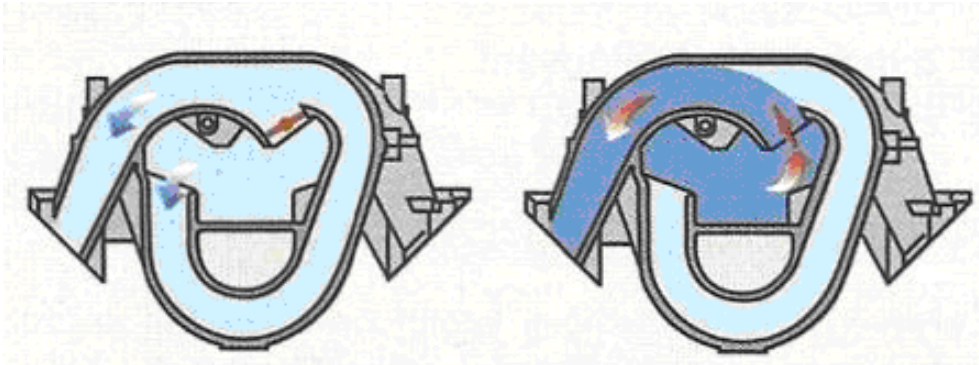
Obr. 3: Vztah mezi délkou pulzačního sacího potrubí a počtem otáček motoru [1]

Systémy pulzačního sacího potrubí rozlišujeme:

- přepínání sacího potrubí
- plynulý sací systém

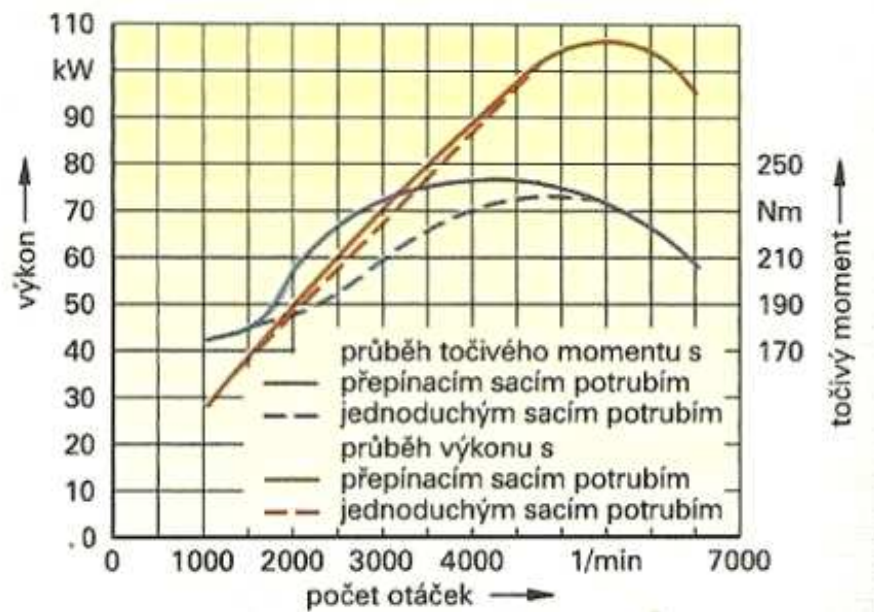
U přepínání sacího potrubí se kombinují krátká a dlouhá sací potrubí. V dolní oblasti otáček proudí vzduch dlouhým a tenkým sacím potrubím. Zkrácené větve potrubí se uzavírají klapkami nebo rotačním šoupátkem. Při horní oblasti otáček se šoupátko či klapky

elektropneumaticky nebo elektricky otevřou a všechny válce nasávají přímo krátkým, širokým sacím potrubím.



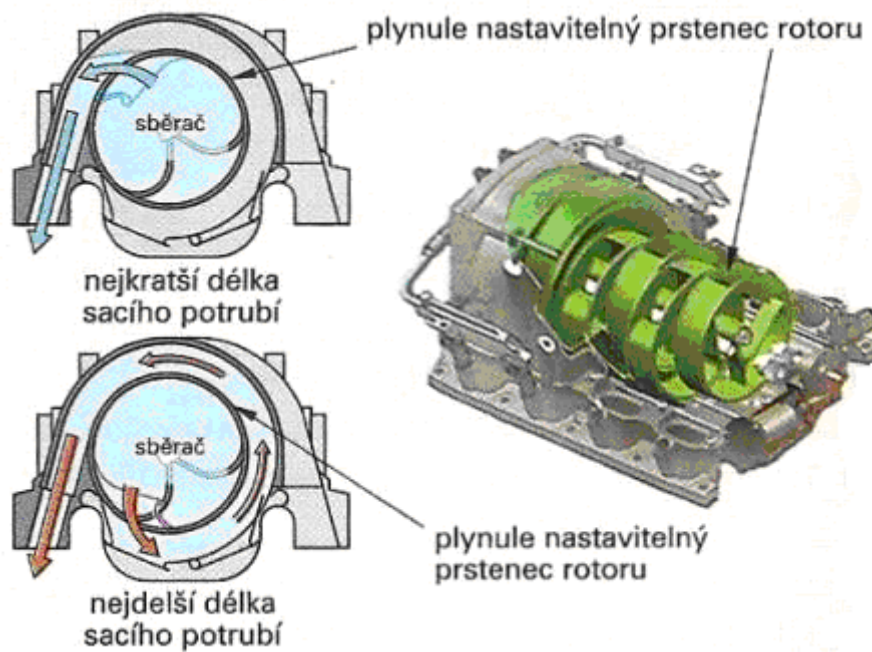
Obr. 4: Přepínání pulzačního sacího potrubí [1]

Dlouhé sací potrubí s uzavřenými klapkami je do 4100 otáček min^{-1} a krátké sací potrubí s otevřenými klapkami je nad 4100 otáček min^{-1} .



Obr. 5: Točivý moment a výkon motoru v závislosti na délce sacího potrubí [1]

Na obrázku č. 5, že ve spodní oblasti otáček do 4100 min^{-1} se u motoru s přepínáním sacího potrubí dosahuje vyššího rovnoměrnějšího točivého momentu spojeného s vyšším výkonem. Na obrázku č. 6 je plynule regulovaný sací systém. Prstenec rotoru, který mění polohu otvoru sběrače, se v závislosti na počtu otáček otočí a tím se počtu otáček přizpůsobí účinná délka sacího potrubí. Otáčení provádí korkový motor.



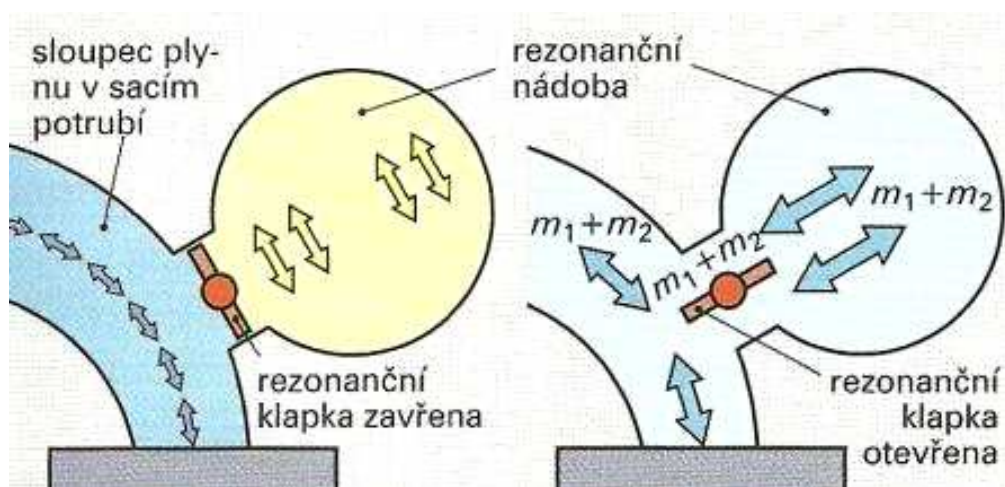
Obr. 6: Plynule regulovatelný sací systém [1]

3.1.2 Rezonanční přeplňování

Tab. 2: Kmitočet otvírání ventilů a kmitočet kmitajícího sloupce plynu

počet otáček	kmitočet otvírání ventilů	kmitočet sloupce plynu
vysoký	vysoký	vysoký
nízký	nízký	nízký

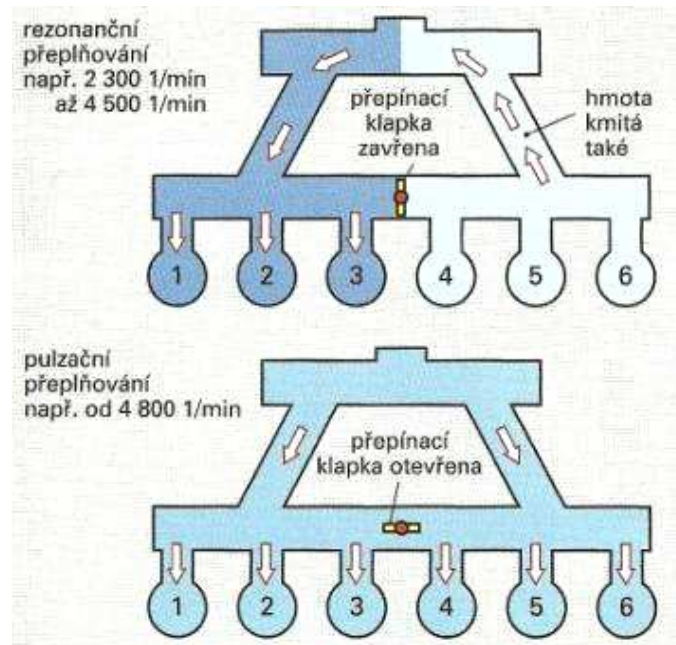
Pokud se kmitočet otvírání ventilů řízení motoru shoduje kmitočtem kmitání ve sloupci plynu, dochází k rezonanci. *Rezonance* je zesílené vlastní kmitání kmitajícího systému. Vlastní kmitání systému závisí na velikosti jeho kmitající hmoty. Velká hmota vyvolává dlouhá kmitání s nízkým kmitočtem, malá hmota vyvolává krátké kmitání s vysokým kmitočtem. Pokud se kmitajícímu sloupci plynu v sacím potrubí připojí další hmota otevřením rezonanční klapky (obr. 7), zvětší se jeho kmitající hmota a klesne kmitočet. To vyvolá při nízkých otáčkách motoru přeplňování rezonančním kmitáním a tím zlepšení plnění.



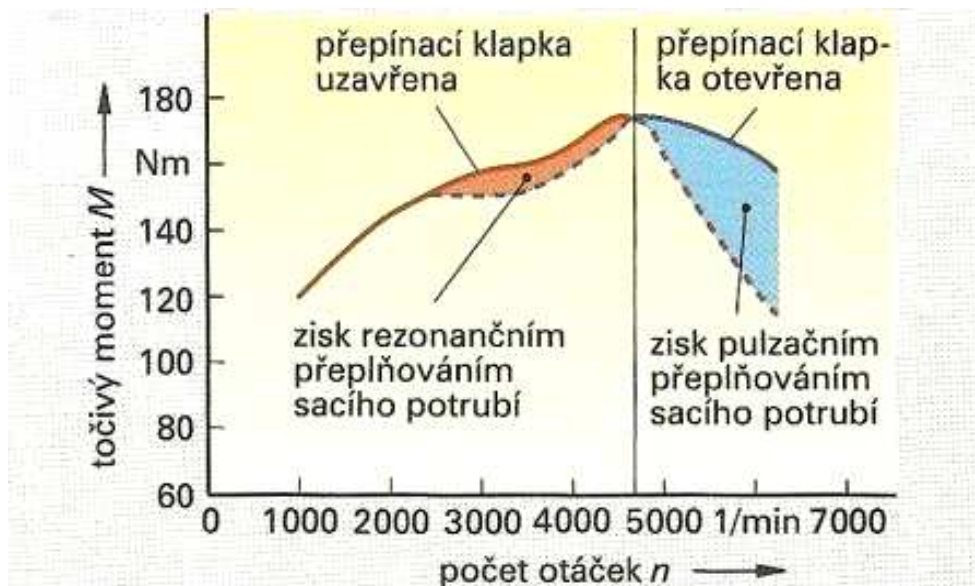
Obr. 7: Rezonanční přeplňování [1]

Aby bylo možno využít efekt přeplňování obou hlavních systémů dynamického přeplňování, kombinují se rezonanční systémy přeplňování a jednodušší systémy s dynamickým sacím potrubím. Zlepšení plnění probíhá např. v dolní až střední oblasti otáček rezonančním přeplňováním, v horní oblasti otáček pomocí pulzačního přeplňování (obr. 9). K tomu se v systému sacího potrubí elektricky nebo elektropneumaticky podle počtu otáček otevře nebo zavře klapka.

Příklad: Rezonanční přeplňování v dolní až střední oblasti otáček, přepínací klapka zavřena. Nasává-li například 2. válec, působí prostor skupiny válců 4, 5, 6 jako další rezonanční prostor. Tím se sníží kmitočet kmitající hmoty a přizpůsobí se kmitočet otvírání ventilů.



Obr. 8: Soustava rezonančního sacího systému a pulzačního sacího systému [1]



Obr. 9: Točivý moment u kombinovaného rezonančního a pulzačního přeplňování sacího potrubí [1]

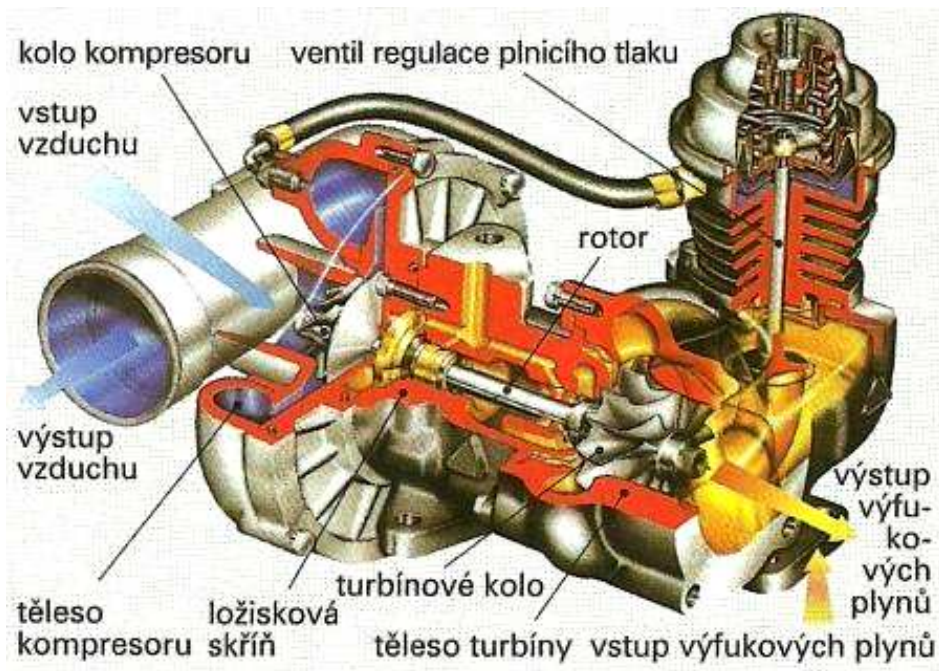
3.2 Cizí přeplňování

V průběhu sacího zdvihu se vnějším dmychadlem, resp. kompresorem do válce dopravuje větší množství čerstvého plynu (vzduchu nebo směsi), než by se do válce dostalo přirozeným sáním, tzv. atmosférickým plněním. Kromě toho se směs paliva a vzduchu nebo vzduch tlačí částečně či zcela mimo válec.

V současné době se rozlišují následující typy cizího přeplňování:

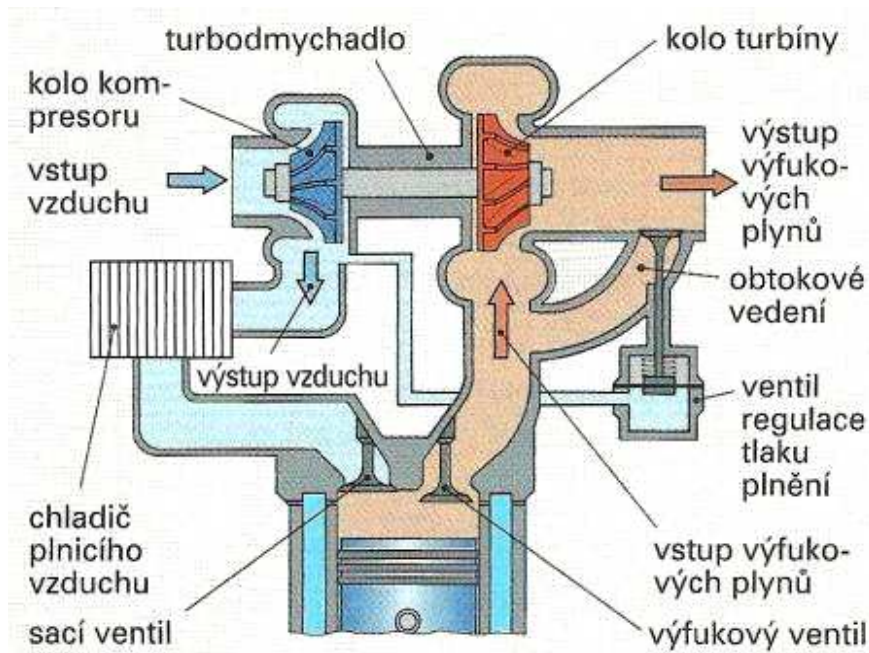
- dmychadla bez mechanického pohonu, např. turbodmychadlo poháněné výfukovými plyny (obr. 10)
- kompresory s mechanickým pohonem, např. Rootsův kompresor, spirálový kompresor (G-kompresor), křídlový kompresor, lopatkový kompresor
- kompresor s komorovým rotorem, např. Compres

3.2.1 Dmychadla bez mechanického pohonu



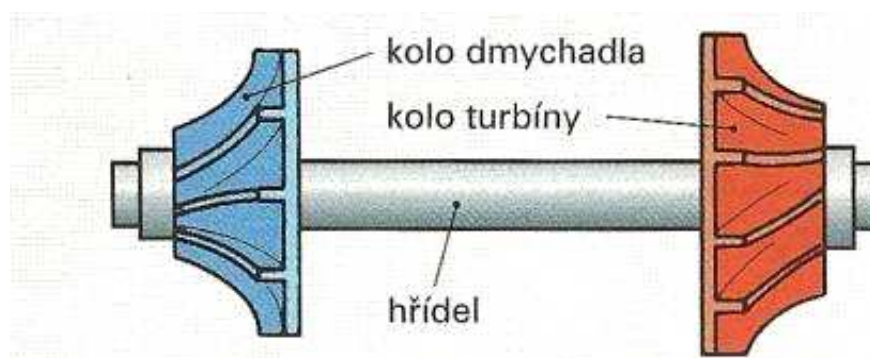
Obr. 10: Konstrukce turbodmychadla poháněného výfukovými plyny [1]

Dmychadlo dopravující a stlačující vzduch (směs) do válců je poháněno turbínou, využívající energie výfukových plynů (obr. 10 a obr. 11). Zřejmého účinku přeplňování je dosaženo až ve středních nebo vyšších otáčkách. Kromě toho mají tato dmychadla určité zpoždění reakce na rychlé změny polohy pedálu plynu, protože výfukové plyny na základě své setrvačnosti nemohou sledovat rychlé změny zatížení (turboefekt). Dmychadla pracují s malými ztrátami a neodebírají pro svůj pohon (nesnižují) užitečný výkon na klikové hřídeli motoru.



Obr. 11: Schéma motoru s turbodmychadlem poháněným výfukovými plyny [1]

Rotor (obr. 12) se skládá z turbínového kola s hřídelí a dmyhadlového kola. Podle provedení turbodmyhadla dosahuje otáček 50 000 až 400 000 otáček min^{-1} .



Obr. 12: Rotor turbodmyhadla [1]

Výfukové plyny motoru pohánějí v turbíně kolo turbíny a ta společnou hřídelí kolo dmyhadla. Dmyhadlo nasává čerstvý vzduch (směs) a po stlačení plní motor. Stlačením v dmyhadle se plnicí vzduch zahřeje až na 180 °C.

Chlazení plnicího vzduchu a plnicí tlaky

Dmyhadlem stlačený, zahřátý vzduch může být zvláštním chlazením před vstupem do válců ochlazen. Tím se zvýší hustota vzduchu pro plnění válců. Větší hmotnost vzduchu při stejném objemu umožňuje použití většího množství paliva. K chlazení vzduchu se používají tzv. mezichladiče (intercooler), tj. výměník tepla vzduch-vzduch, nebo kapalina-vzduch. Výkon motoru vzroste. V tab. 3 jsou uvedeny tlaky plnění s chlazením plnicího vzduchu a bez něj.

Tab.3: Plnicí tlak v závislosti na chlazení plnicího vzduchu[1]

přeplňované motory	přetlak v MPa
bez chlazení plnicího vzduchu	0,02 až 0,18
s chlazením plnicího vzduchu	0,05 až 0,22

Tlaky plnění motoru přeplňovaného turbodmyhadlem poháněným výfukovými plyny nesmí překročit plnicí tlaky stanovené výrobcem, jinak by mohlo dojít k mechanickému poškození motoru.

Regulace plnicího tlaku

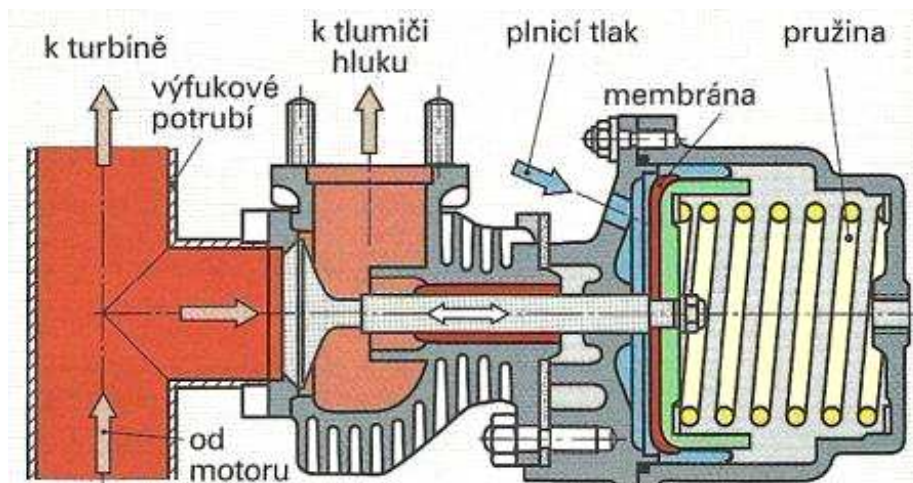
Vedle nebezpečí zničení motoru vysokými plnicími tlaky je konstrukční velikost turbodmyhadla dimenzována tak, aby se docílilo efektu přeplňování i při středních otáčkách a malých rychlostech proudění výfukových plynů. Důsledkem toho je, že při vysokých otáčkách motoru a velkých rychlostech a množstvích výfukových plynů je plnicí tlak dmyhadla buď nepřipustně vysoký, nebo jsou nepřipustně vysoké otáčky turbodmyhadla. Proto se musí plnicí tlak regulovat, obvykle změnou výkonu poháněcí turbíny.

Rozlišujeme:

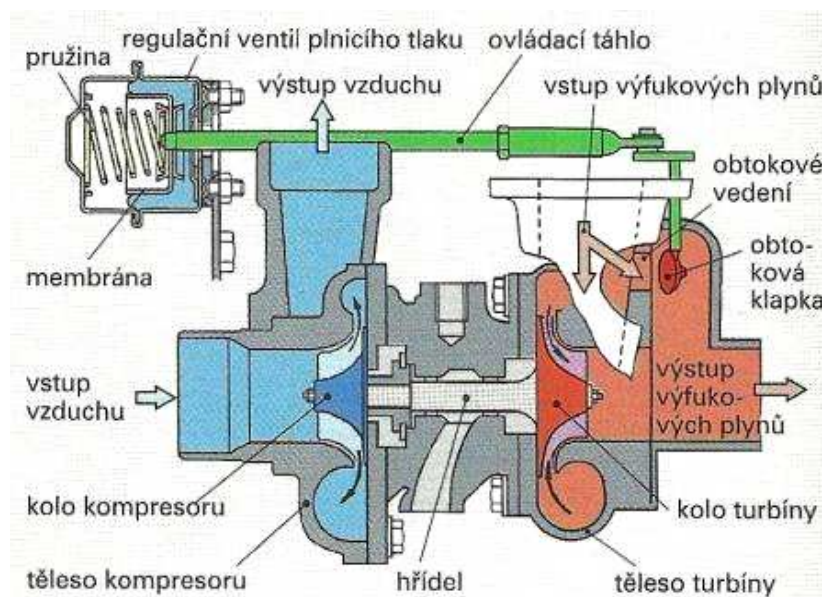
- mechanicko-pneumatickou regulaci plnicího tlaku
- elektronickou regulaci plnicího tlaku
- regulaci plnicího tlaku změnou průtočného průřezu, např. nastavitelnými rozváděcími lopatkami turbíny

Mechanicko-pneumatická regulace plnicího tlaku (obr. 11)

Snížení výkonu turbíny se dosahuje vedením části výfukových plynů obtokem kolem turbíny do výfukového potrubí (bypass). Obtok je řízen regulačním ventilem (obr. 13), ovládaným plnicím tlakem dmyhadla. Plnicí tlak působí na membránu tlakového snímače proti síle pružiny. Jakmile se předepnutí pružiny překoná, ventil se otevře a vypustí část výfukových plynů do obtoku.

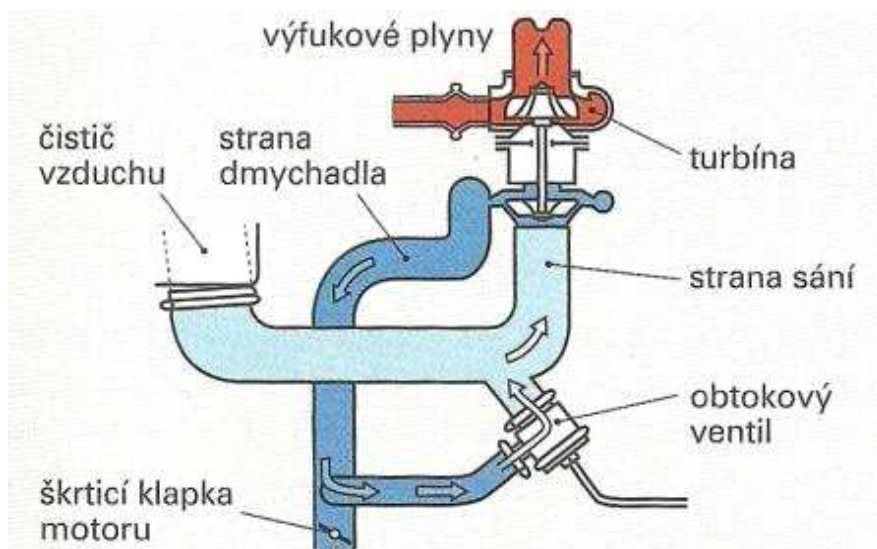


Obr. 13: Řídící ventil plnicího tlaku [1]



Obr. 14: Regulace plnicího tlaku obtokovou klapkou [1]

Regulační ventil plnicího tlaku může být umístěn na libovolném místě výfukového systému před turbínou výfukových plynů. Místo toho se může použít obtoková klapka (obr. 14). Přitom je klapka, otevírající a zavírající obtokové vedení, spojena se snímačem tlaku, umístěným většinou ve skříni dmyhadla. Dostatečnou vzdáleností snímače tlaku od horkých částí turbodmyhadla s regulační klapkou není tepelně zatížené plastové membrány snímače příliš velké a celé regulační zařízení je provozně spolehlivé. Při uzavřené škrticí klapce (brzdění motorem) vzniká v dmyhadle příliš velký protitlak, který brzdí rotor s kolem dmyhadla tak, že při náhlých změnách zatížení dochází ke zpoždění reakce dmyhadla. Aby se tento nežádoucí jev omezil a dmyhadlo při prudkém přechodu na plné zatížení se otevřením škrticí klapky mohlo roztáčet bez omezení, používá se v sacím systému obtokový ventil, řízený tlakem sacím potrubí (obr. 15). Tento obtokový ventil (Wastegate) se nárůstem tlaku na straně dmyhadla, při uzavřené škrticí klapce, otvírá a z větší části přepouští stlačený vzduch zpět na stranu sání dmyhadla.



Obr. 15: Obtokový ventil [1]

Elektronická regulace plnicího tlaku (obr. 16)

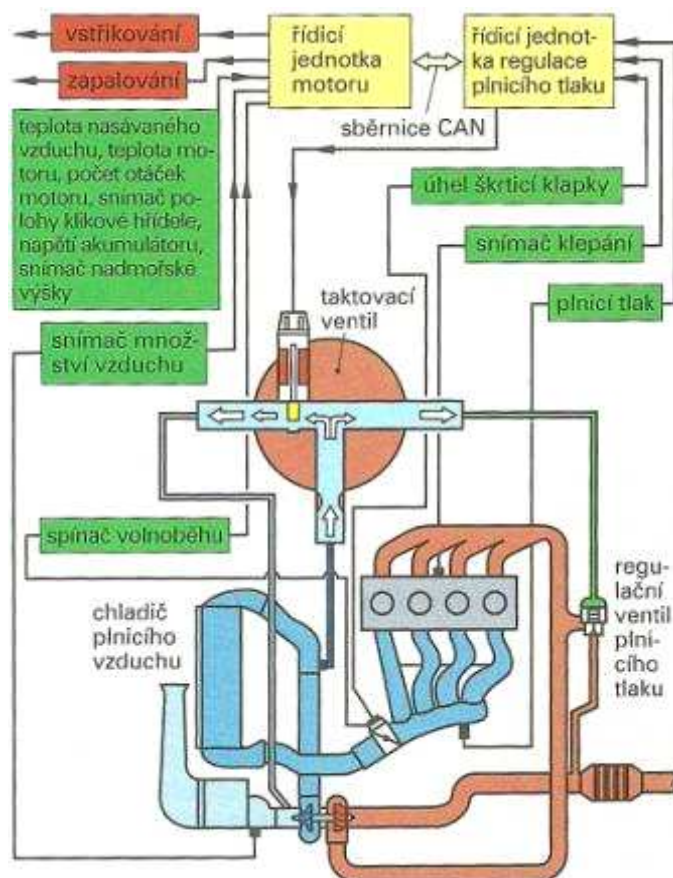
Optimální plnicí tlak určuje řídicí jednotka z okamžité polohy škrticí klapky a signálu snímače klepání (detonační spalování). Jako korekční veličiny slouží např. teplota nasávaného vzduchu, teplota motoru, počet otáček motoru. Kolísání tlaku vzduchu, např. při jízdách do hor, je kompenzováno, protože snímač nadmořské výšky v řídicí jednotce motoru stále snímá tlak okolního vzduchu a řídicí jednotka jej zohledňuje při výpočtech plnicího tlaku.

Princip činnosti:

Snímač tlaku sleduje plnicí tlak a řídicí jednotka ovládá taktovací ventil, který je vidět na obrázku 16. Taktovací poměr, tzv. střída, řídí průtočný průřez ventilu.

Příliš nízký tlak: Taktovací ventil otevře spojení mezi výtlakem a sáním dmyhadla. Na regulační ventil působí malý plnicí tlak. Zůstane uzavřen. Turbína je poháněna celým proudem výfukových plynů.

Příliš vysoký tlak: Snímač plnicího tlaku ohlásí řídicí jednotce regulace plnicího tlaku příliš vysoký plnicí tlak. Taktovací ventil uzavře spojení mezi výtlakem a sáním dmyhadla. Plnicí tlak v řídicím vedení vzroste a působí na regulační ventil. Ten se otevře a proud výfukových plynů k turbíně se zmenší.



Obr. 16: Elektronická regulace plnicího tlaku [1]

„Overboost“ (angl. přeplnění)

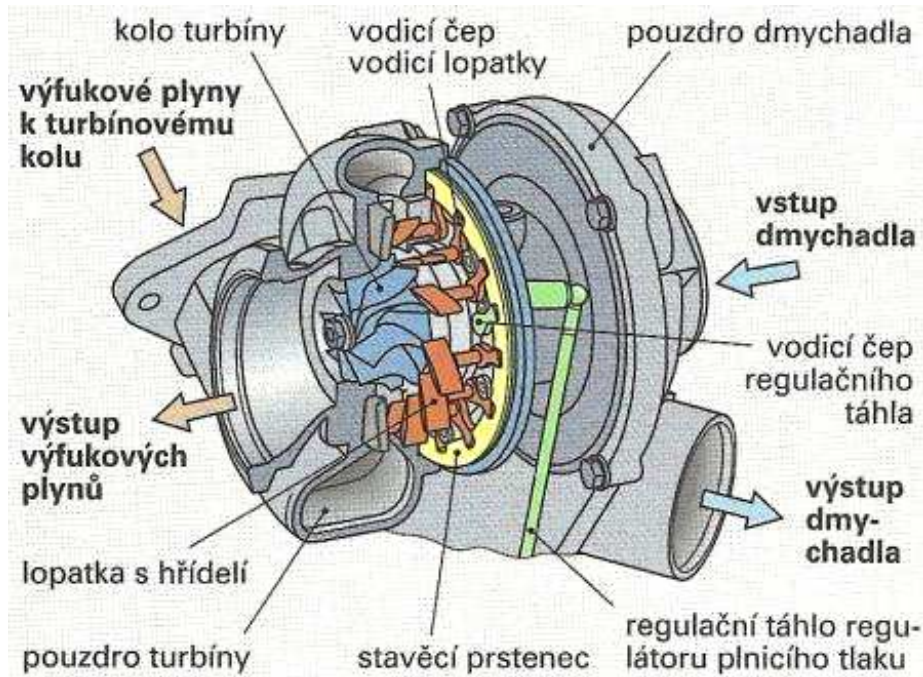
Pod tímto pojmem rozumíme krátkodobé zvýšení plnicího tlaku, např. při akceleraci. Jestliže se plynový pedál rychle sešlápne, signál koncového spínače jeho polohy (kickdown), prostřednictvím řídicí jednotky a taktovacího ventilu uzavře regulační ventil plnicího tlaku. Celý proud výfukových plynů je veden přes turbínu, její výkon vzroste a plnicí tlak dmyhadla rovněž skokem vzroste. Po dosažení požadované rychlosti se opět obnoví původní rovnováha regulační soustavy.

Výhody elektronické regulace plnicího tlaku proti mechanicko-pneumatické:

- lepší reakce na změny otáček a zatížení
- konstantní výkon, protože je nezávislá na tlaku vzduchu (absolutní regulace tlaku)
- proměnný plnicí tlak, který může stoupat až k mezi klepání (detonačního spalování)

Regulace plnicího tlaku změnou průřezu turbíny (obr. 17)

Turbodmychadlo, kde plnicí tlak je regulován změnou geometrických rozměrů průtočného průřezu turbíny (angl. Variable Turbine Geometry – VTG), musí mít vhodné mechanické zařízení zaručující potřebnou změnu průřezu, např. nastavitelné rozváděcí lopatky. Regulace probíhá nezávisle na rychlosti proudění výfukových plynů, dané otáčkami motoru. Regulační veličinou je požadavek na výkon, tj. zatížení motoru.

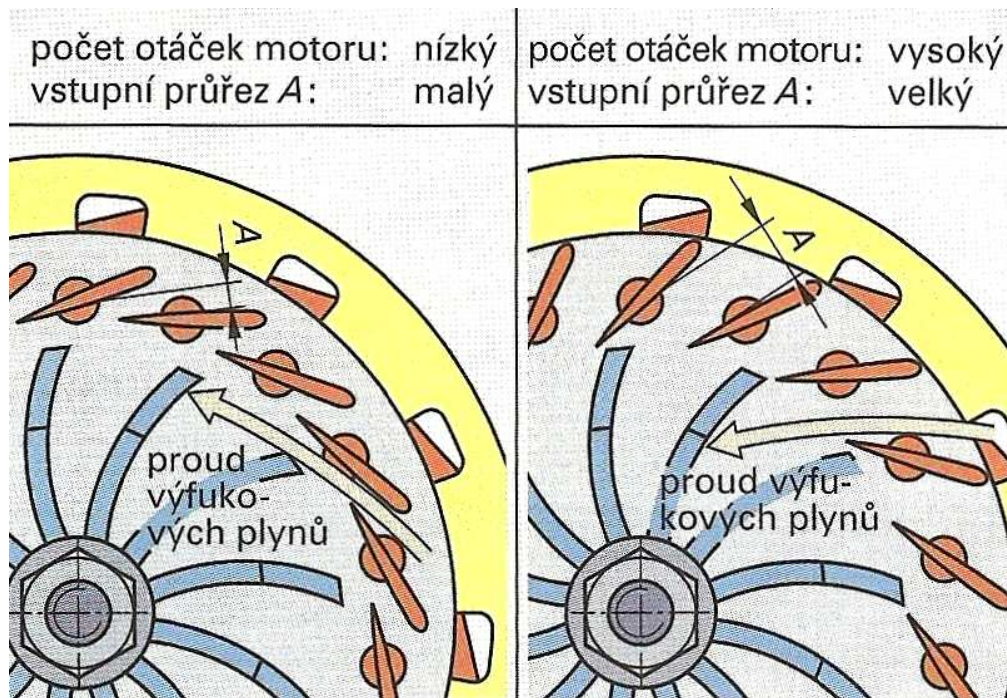


Obr. 17: Regulace plnicího tlaku (VTG) [1]

Princip činnosti:

Nízké otáčky motoru (obr. 18): Aby byl k dispozici velký točivý moment i při nízkých otáčkách motoru, musí být plnicí tlak vysoký. K dosažení potřebného vysokého výkonu turbíny se její rozváděcí lopatky nastaví tak, aby vstupní průřez byl malý (úzký). Zúžení způsobí vysokou rychlost proudu výfukových plynů a současně působí dynamický tlak proudu výfukových plynů na vnější oblast lopatek turbíny (velká páka – velký moment síly). Otáčky turbíny se zvětší a tím se zvýší i plnicí tlak.

Vysoké otáčky motoru: Rozváděcí lopatky turbíny uvolní velký vstupní průřez, aby bylo možno zachytit velké množství výfukových plynů i při vysokých otáčkách. Tím se dosáhne požadovaného tlaku plnění, ale nepřekročí se. Proud výfukových plynů působí na střední část lopatek turbíny.



Obr. 18: Poloha rozváděcích lopatek [1]

Změna vstupního průřezu se může využít například k tomu, aby se při vysokých otáčkách dosáhlo navíc krátkodobého zvýšení plnicího tlaku (overboost). Protože pro každý provozní stav lze polohou rozváděcích lopatek turbíny nastavit optimální plnicí tlak, odpadá obtokové vedení turbíny (bypass). Pokud řídicí jednotka ze vstupních údajů vyhodnotí tzv. nouzový režim, uvolní největší vstupní průřez, plnicí tlak a výkon motoru ovšem klesá.

Ovládání rozváděcích lopatek

Mechanismus ovládání tvoří regulační táhlo, jehož vodící čep zapadá do stavěcího prstence. Tím se může stavěcí prstenec pootáčet. Tento pohyb je vodícími čepy a hřídelkami přenášen na rozváděcí lopatky. Všechny rozváděcí lopatky uložené v nosném kroužku se otáčejí současně a stejnoměrně do požadované polohy. Ovládání rozváděcích lopatek je v tomto případě elektropneumatické.

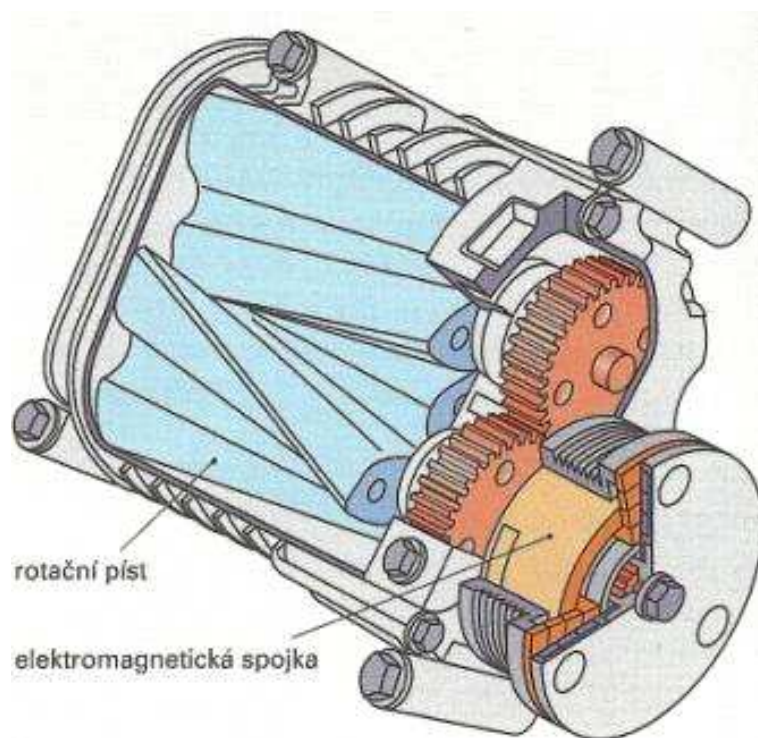
3.2.2 Kompressor s mechanickým pohonem

Rootsův kompresor (obr. 19) je poháněn přímo klikovou hřídelí motoru spínanou elektromagneticky ovládanou spojkou. Spojka kompresor odpojuje např. při volnoběhu a naopak připojuje při akceleraci s plným zatížením.

Výhody proti turbodmychadlům poháněným výfukovými plyny:

- žádný zásah do výfukového systému motoru
- rychlejší nárůst plnicího tlaku
- vysoký točivý moment i při nízkých otáčkách

K pohonu kompresoru se však musí vynaložit část užitečného výkonu motoru (až 50 kW), v závislosti na plnicím tlaku a otáčkách. Proto mají tyto motory vyšší spotřebu paliva ve srovnání s motory přepřehovanými pomocí výfukových plynů. [1]



Obr. 19: Rootsův kompresor s magnetickou spojkou [1]

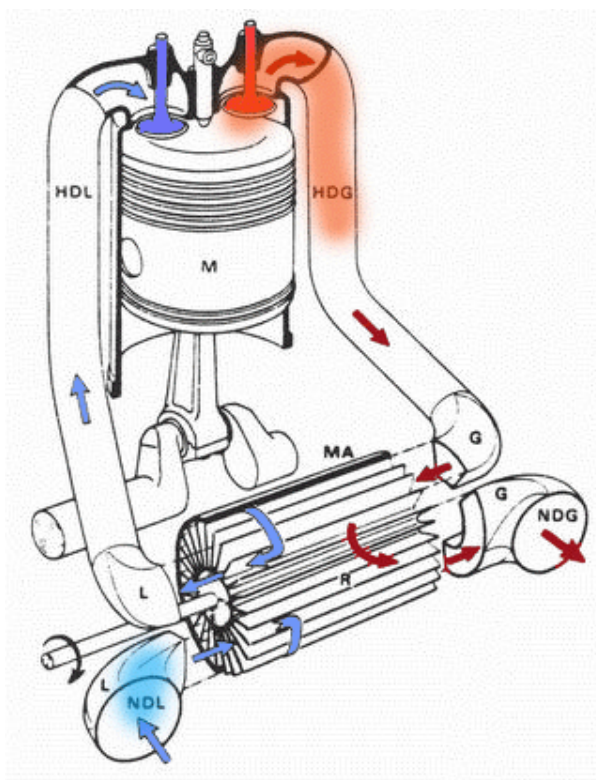
Dalším podobným mechanickým dmychadlem je *Lysholmovo dmyhadlo*. Jedná se o obdobné provedení jako u dmyhadla Rootsova, ale tvar a počet lopatek rotorů je odlišný. Důsledkem tohoto faktu je, že proti Rootsovu dmyhadlu mají vnitřní stlačení vzduchu a tak jsou efektivnější pro vysokotlaké přeplňování.



Obr. 20: Rotory Lysholmova dmyhadla [7]

3.2.3 Systém COMPREX – tlakový výměník

U tohoto systému se k přeplňování motoru rovněž využívá energie výfukových plynů, která se přímo předává plnicímu vzduchu v průchodném rotoru tlakového výměníku, resp. v jeho jednotlivých komorách. Pohon rotoru je zajištěn od klikového hřídele motoru a má v podstatě pouze synchronizační funkci. To samo o sobě má za následek rychlou reakci na změnu otáček, systém je značně pružný. Princip činnosti je schematicky znázorněn na obr. 20. Spaliny vstupující do tlakového výměníku o tlaku značně vyšším než je tlak vzduchu v jednotlivých komůrkách tento vytlačují do plnicího potrubí motoru. Protože se rotor výměníku pootáčí, neprocházejí spaliny celým rotorem, ale vrací se do výfukového potrubí za současného plnění komůrek rotoru čerstvým vzduchem atd. Ovšem celý děj je značně složitější v důsledku kmitů probíhajících v plnicím i výfukovém traktu motoru. Dosahované výkonové parametry jsou srovnatelné s přeplňováním TD, systém však rychleji reaguje na změny provozních režimů, je však rozměrnější, což komplikuje jeho zástavbu ve vozidle. [5]



Obr. 21: Systém complex [6]

3.2.4 Vícestupňové přeplňování

Jak už bylo v úvodu napsáno, neustále se zpřísňující restrikce nutí výrobce automobilů, k neustálému zefektivňování jejich pohonných jednotek. V poslední době výrobci proto přistupují k vícestupňovému přeplňování, a to buď k přeplňování dvěma principiálně stejnými zařízeními, nebo i kombinací různých zařízení. Jedná se například o dvě turbodmychadla, nebo kombinaci turbodmychadla a některého z kompresorů. Záleží především na tom, jak chce výrobce daný motor naladit, pro co má být primárně určen a tak využije daných výhod jednotlivých druhů přeplňování. Nejčastěji se používá dvou výfukových dmychadel a to jednoho menšího a druhého většího řazené za sebou. Menší turbodmychadlo se používá pro nižší rozsah otáček motoru a to proto, že jeho rotor má menší moment setrvačnosti a tak se snáze roztočí na potřebné otáčky. Motor tedy rychleji reaguje na povel pedálem akcelérátoru. Ve vyšších otáčkách motoru vzniká potřeba stále vyšší dodávky vzduchu do válců a tak se do procesu začne více zapojovat i druhé turbodmychadlo. Celý proces je samozřejmě mnohem složitější, protože v systému jsou zařazeny různé obtokové, regulační prvky a to buď na potrubí, nebo na statoru dmychadel (rozděcí lopatky), atd. Cílem je samozřejmě dosáhnout plynulého průběhu točivého momentu motoru, jeho vysokých hodnot v širokém spektru otáček motoru a přitom nízkých hodnot emisí a spotřeby paliva.



Obr. 22: Turbodmychadla vznětového motoru N57S [4]

Jedním z posledních moderních vznětových pohonných jednotek pro osobní automobily je třílitrový, řadový šestiválec s interním označením N57S, vyrobený automobilkou BMW, který je osazen dokonce třemi turbodmychadly, viz obr. 22. První uplatnění této pohonné jednotky je v modelu M550d. Tento motor díky takovému přeplňování a sofistikovanému řízení dosahuje výkonu 280kW, maximálního točivého momentu 740Nm a to vše při kombinované spotřebě 6,3 l/100 km a splnění normy EURO6. Vůz, který váží téměř 2000 kg, s tímto motorem dosáhne stokilometrové rychlosti za 4,7 sekundy a jeho maximální rychlost je omezena na dohodnutých 250 km/h . To vše jsou špičkové údaje, které dokazují nespornou výhodu přeplňování a technickou vyspělost tohoto výrobce.



Obr. 23: Nejmodernější vznětová pohonná jednotka BMW [4]

4. Vlivy přeplňování na výkon spalovacího motoru

4.1 Spotřeba vzduchu a stupeň plnění válců

Výkon motoru je závislý na plnění válců. Pro zhodnocení plnění slouží teoretický stupeň plnění λ_p a teoretický stupeň naplnění λ_n .

Teoretický stupeň plnění λ_p je poměr hmotnosti čerstvé náplně m_d dopravené do jednoho válce za jeden pracovní oběh k hmotnosti čerstvé náplně m_1 odpovídající zdvihovému objemu válce (příp. celého motoru) při tlaku a teplotě, panujících v sacím potrubí (při jmenovitém atmosférickém tlaku).

$$\lambda_p = \frac{m_d}{m_1} = \frac{m_d}{V_{z1} \cdot \rho_t} = \frac{m_{dcelk}}{V_z \cdot \rho_t},$$

kde m_d je hmotnost čerstvé náplně dopravené do válce, m_{dcelk} je hmotnost čerstvé náplně dopravené do všech válců motoru, ρ_t je teoretická hustota náplně, V_{z1} je zdvihový objem jednoho válce a V_z je zdvihový objem všech válců motoru.

Hmotnost *dopravené* čerstvé náplně u *zážehového* motoru

$$m_d = m_p + m_v \quad \text{příp.} \quad m_{dcelk} = m_{pcelk} + m_{vcelk},$$

u *vznětového* motoru, případně u *zážehového* motoru s *přímým vstřikováním* benzínu

$$m_d = m_v \quad \text{příp.} \quad m_{dcelk} = m_{vcelk},$$

kde m_p je hmotnost paliva na jeden válec, m_{pcelk} hmotnost paliva na všechny válce, m_v je hmotnost vzduchu na jeden válec a m_{vcelk} je hmotnost vzduchu na všechny válce (rozumí se za jeden pracovní oběh).

Náplň válce u motoru s vnitřním tvořením směsi (vznětové motory, zážehové motory s přímým vstřikováním paliva) je tvořena vzduchem, u motorů s vnějším tvořením směsi se náplň válce skládá ze vzduchu a paliva.

Teoretický stupeň plnění λ_p vyjádřený pomocí objemu směsi dopravené do jednoho válce V_{sm} příp. do všech válců motoru za jeden pracovní oběh V_{smcelk} pro zážehové motory

$$\lambda_p = \frac{V_{sm}}{V_{z1}} = \frac{V_{smcelk}}{V_z},$$

pro vznětové motory a zážehové s přímým vstřikováním

$$\lambda_p = \frac{V_v}{V_{z1}} = \frac{V_{vcelk}}{V_z},$$

kde V_v je objem vzduchu dopraveného do válce, příp. V_{vcelk} do všech válců motoru za jeden pracovní oběh. Teoretický stupeň plnění λ_p se experimentálně zjišťuje měřením nasávaného objemu nebo hmotnosti vzduchu. Navíc se musí měřit teplota a tlak vzduchu, okolní teplota a u zážehového motoru s nepřímým vstřikováním paliva také spotřeba paliva.

Pro stanovení teoretického množství čerstvé náplně slouží stavová rovnice plynů

$$p_0 \cdot V_{z1} = m_t \cdot R \cdot T_0 \quad \text{příp.} \quad p_0 \cdot V_z = m_{tcelk} \cdot R \cdot T_0,$$

kde R je stavová konstanta (u vznětových motorů a zážehových motorů s přímým vstřikováním plynová konstanta směsi, u zážehových motorů bez přímého vstřikování plynová konstanta vzduchu), p_0 je okolní tlak a T_0 je okolní teplota.

Teoretický stupeň naplnění λ_n je poměr hmotnosti čerstvé náplně m_e ve válci před zážehem k hmotnosti čerstvé náplně m_t odpovídající zdvihovému objemu válce (příp. celého motoru) při tlaku a teplotě, panujících v sacím potrubí. Teoretický stupeň naplnění se rovná součinu teoretického stupně plnění a skutečného stupně naplnění.

$$\lambda_n = \frac{m_e}{m_t} = \frac{m_e}{V_{z1} \cdot \rho_t} = \frac{m_{ecelk}}{V_z \cdot \rho_t}.$$

Hmotnost *čerstvé náplně ve válci*, resp. ve všech válcích u *zážehového* motoru

$$m_e = m_{eP} + m_{ev} \quad \text{příp.} \quad m_{ecelk} = m_{ePcelk} + m_{evcelk},$$

u *vznětového* motoru, příp. u *zážehového* motoru s *přímým vstřikováním* benzínu

$$m_e = m_{eV} \quad \text{příp.} \quad m_{e\text{celk}} = m_{eV\text{celk}},$$

kde m_{eP} je hmotnost paliva v jednom válci, $m_{eP\text{celk}}$ je hmotnost paliva ve všech válcích, m_{eV} je hmotnost vzduchu v jednom válci a $m_{eV\text{celk}}$ je hmotnost vzduchu ve všech válcích.

Skutečný stupeň naplnění λ_{pskut} je poměr hmotnosti čerstvé náplně m_e ve válci před zážehem k hmotnosti čerstvé náplně dopravené do válce za jeden pracovní oběh.

Hmotnost náplně, která zůstane ve válci resp. ve všech válcích motoru, se nedá přímo určit nebo změřit. Používají se různé přibližné metody.

Pro zážehové motory přibližně platí $\lambda_p \approx \lambda_n$. U zážehových motorů bez přeplňování jsou hodnoty λ_p a λ_n menší jak 1, u přeplňovaných motorů a také u motorů s rezonančním plněním jsou tyto hodnoty větší jak 1. U vznětových motorů, zejména u přeplňovaných je $\lambda_p \gg \lambda_n$.

4.2 Ideální oběhy přeplňovaných motorů

Snahy o zvyšování výkonu spalovacích motorů vedou v souladu s výrazy pro zvyšování středního tlaku oběhu podle rovnic ke zvyšování tlaku p_1 :

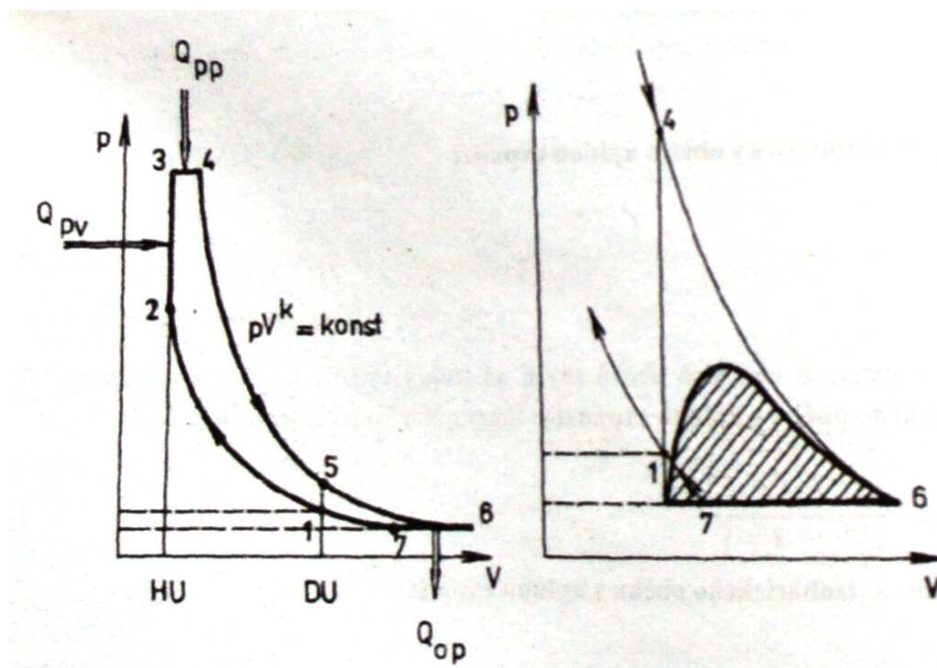
$$\text{Pro izochorický oběh } (\rho = 1) \quad p_{iv} = \frac{p_1}{k-1} \cdot \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon-1} \cdot \eta_{iv} \cdot (\lambda_p - 1).$$

Pokud součinitel ρ vyjádříme v závislosti na izobaricky přivedeném teple Q_{pp} dostaneme

$$\rho = 1 + \frac{Q_{pp}}{k \cdot c \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}} \quad \text{a tedy} \quad p_{iv} = \frac{p_1}{T_1} \cdot \frac{\varepsilon^k}{(\varepsilon-1) \cdot (k-1)} \cdot \frac{Q_{pp}}{c_v} \cdot \eta_{iv}.$$

U přeplňovaných motorů se zvýšení tlaku p_1 uskutečňuje v dmychadle poháněném mechanicky nebo turbínou na výfukové plyny.

Na obrázku č. 4 je patrný ideální smíšený oběh, charakterizovaný plynulým klesáním tlaku při expanzi ve válci, výfukovým potrubím a v turbíně (tzv. impulsní přeplňování). Odvod tepla se uskutečňuje při stálém tlaku $p_{6,7}$. Před vstupem do válců je pracovní látka stlačována v dmychadle z tlaku p_7 na tlak p_1 .



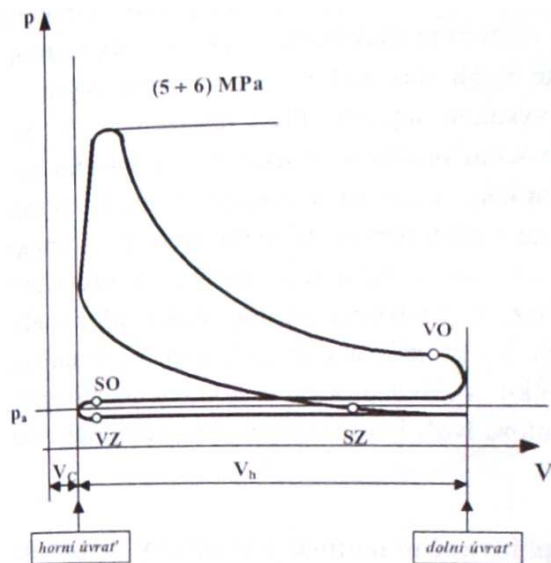
Obr. 24: Ideální smíšený oběh s plynulým klesáním tlaku při expanzi (impulsní přeplňování) [2]

U skutečných přeplňovaných motorů podle výše uvedeného modelu nelze využít celou energii, určenou na obr. 24 body 1-5-6-7-1 k pohonu turbíny, ale pouze část této energie, označenou šrafováním. Poměr šrafované plochy k celkové ploše 1-5-6-7-1 se nazývá účinnost pulsací.

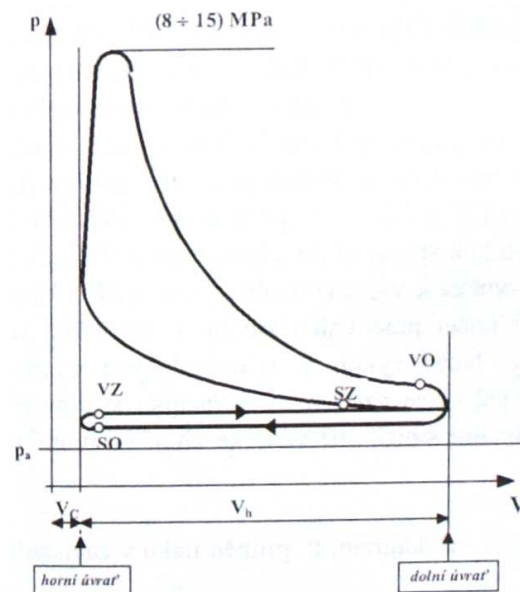
4.3 Skutečné tepelné oběhy

Indikátorové diagramy, získané měřením na reálných motorech, se liší od ideálních či srovnávacích oběhů z následujících důvodů. U skutečných pracovních oběhů se vyměňuje pracovní náplň. U čtyřdobých nepřepřlňovaných motorů tím vzniká negativní plocha, která reprezentuje ztrátovou práci při výměně náplně. U přepřlňovaných čtyřdobých motorů v závislosti na výšce plnicích tlaků může vzniknout při výměně náplně pozitivní plocha. Přejchody mezi jednotlivými částmi pracovního oběhu během výměny náplně jsou pozvolné. Průběh komprese a expanze je u skutečných motorů polytropický, přičemž polytropický exponent má proměnlivou hodnotu. Jeho změna je určována zákonitostmi přestupu tepla mezi náplní a stěnami válce a spalovacího prostoru, jakož i změnu měrných tepel náplně v závislosti na její teplotě, od chemických změn při spalování a od netěsnosti pístové skupiny, dohořívání, časování rozvodových mechanismů aj. U reálných motorů přistupují k tepelným ztrátám ještě ztráty hydraulické. Spalování čerstvé náplně v motoru probíhá omezenou rychlostí proto má indikátorový diagram zaoblené přechody mezi jednotlivými částmi pracovního oběhu. Velikost pozitivní práce se následkem tohoto vlivu zmenšuje. Doba cyklu (podle počtu otáček motoru, které jsou v širokém rozmezí) má podstatný vliv na průběh jednotlivých částí pracovního oběhu, zvláště pak na plnění (sání) a spalování. Jejím zkracováním se může zhoršovat stupeň plnění válce a zhoršovat průběh spalování. Naproti tomu jejím prodlužováním se mohou zvětšovat tepelné ztráty, připadající na jeden cyklus do stěn válce a ostatního povrchu spalovacího prostoru, jako i netěsností aj.

Skutečný tepelný oběh vyjadřuje závislost změny tlaku plynů ve válci motoru p na okamžitě velikosti spalovacího prostoru V . Změnu tlaku je možno měřit pomocí piezoelektrických snímačů. Bývá zanedbávána v závislosti na úhlu pootočení klikové hřídele. Diagram zpracovaný na základě těchto údajů se nazývá indikátorový diagram. Na obr. 25 a 26 je indikátorový diagram nepřepřlňovaného a přepřlňovaného motoru. Z diagramu i hodnot dosahovaných tlaků je patrný značný rozdíl.



Obr. 25: Indikátorový diagram nepřeplňovaného motoru [2]

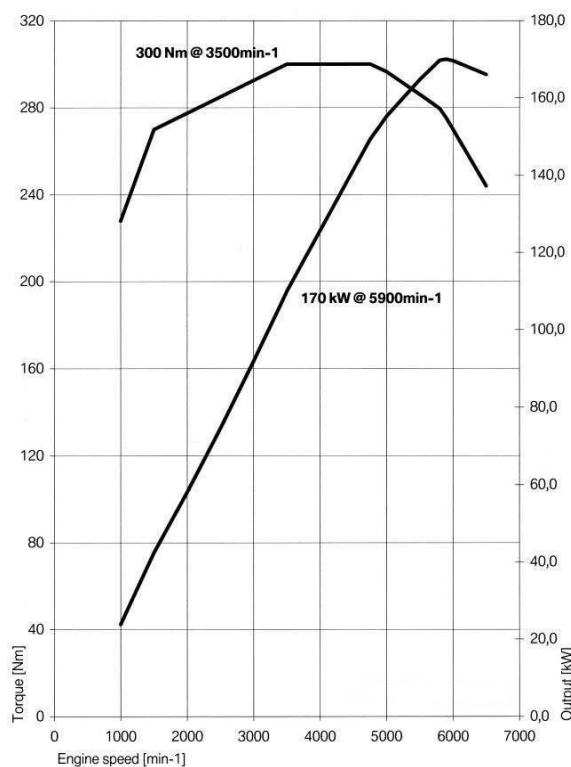


Obr. 26: Indikátorový diagram přeplňovaného motoru [2]

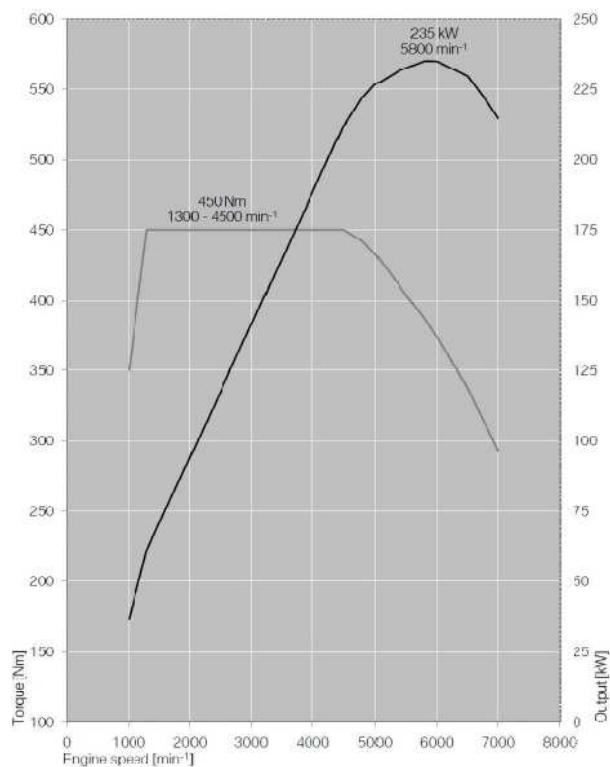
V oblasti výměny náplně je tlak spalin v pracovním prostoru válce motoru nižší, než je tlak plnicího vzduchu vstupujícího do válce motoru v průběhu sacího zdvihu pístu. Na rozdíl od motorů s přirozeným sáním je plocha uzavřená čarami výměny náplně kladná. [2]

4.4 Porovnání konkrétních parametrů atmosférického a přeplňovaného motoru

Pro porovnání výsledných hodnot maximálního dosahovaného výkonu a točivého momentu motoru s atmosférickým plněním a s přeplňováním, jsem zvolil dva motory od výrobce BMW. Jedná se o řadové, zážehové šestiválce o shodném zdvihovém objemu. V ostatních parametrech kromě přeplňování turbodmychadlem, se do jisté míry liší, ale to zde nebudu rozebírat, protože nemají zásadní vliv na výsledné parametry. Porovnáván bude atmosférický motor M54B30, uveden na trh v roce 2000 a přeplňovaný motor N55B30, uveden na trh v roce 2010.



Obr. 27: Průběh výkonu a točivého momentu v závislosti na otáčkách M54B30 [8]



Obr. 28: Průběh výkonu a točivého momentu v závislosti na otáčkách N55B30 [8]

Tab. 4: Parametry atmosférického a přeplňovaného motoru BMW o stejném objemu válců [8]

	Tovární označení motoru	
	M54B30	N55B30
Zdvihový objem [cm ³]	2979	2979
Vrtání [mm]	84	84
Zdvih [mm]	89,6	89,6
Kompresní poměr	10,2:1	10,2:1
Max. výkon při otáčkách [kW při ot.]	170/5900	235/5800-6000
Točivý moment při otáčkách [Nm při ot.]	300/3500	450/1300-4500
Emise CO ₂ [g/km]	229	185
Kombinovaná spotřeba [l/100km]	9,5	7,9

Z hodnot v grafu i v tabulce je jasně patrný rozdíl u všech sledovaných parametrů v prospěch přeplňovaného motoru. Přeplňovaný motor v tomto případě o naprosto shodném zdvihovém objemu vykazuje o více než 38 % vyšší maximální výkon a o 50 % větší točivý moment, kterého je dosaženo v širokém spektru použitelných otáček. To v praxi znamená, že řidič má k dispozici mnohem více potřebné síly k akceleraci a to už od velmi nízkých otáček motoru. To samozřejmě nemalou měrou přispívá jak k hospodárnosti, tak k ekologičnosti provozu. Z toho vyplývá větší účinnost přeplňovaného motoru proti atmosférickému.

5. Závěr

V poslední době neustálého tlaku na ekonomičnost provozu vozidel a potažmo snižování emisí je implementace přeplňování nevyhnutelností. I špičkový výrobci spalovacích motorů pro osobní automobily se tzv. downsizingu nevyhnou, protože jinou cestou by tak vysoké nároky nemohli splnit. Každé řešení má svoje výhody i nevýhody, ale automobilky jsou dnes ve vývoji tak daleko, že dokáží z technických možností vytěžit maximum a leckdy i zdánlivé nevýhody jednotlivých druhů přeplňování jsou schopny eliminovat například tím, že je spojí a tak třeba použitím mechanického kompresoru a výfukového dmychadla dokáží tzv. vyhladit momentovou křivku k potřebnému průběhu. Dá se proto předpokládat, že do doby, než se vývoj a výroba např. elektromobilů stane opravdu ekonomicky výhodnou, budou přeplňované motory hrát hlavní roli. Přední výrobci, jako je BMW, nebo Audi už vyvíjí s dodavateli nové generace elektrických dmychadel, které jsou schopny se na potřebný plnicí tlak dostat mnohem rychleji, než moderní klasická turbodmychadla. Bohužel na každé řešení je potřeba se podívat i z druhé strany věci. Takto byť sofistikované pohonné jednotky se v praxi ukazují jako méně spolehlivé a jejich životnost nedosahuje takových hodnot jako jejich předchůdci bez přeplňování. Jednak je to jistě dáno složitostí celého systému a náchylností třeba na kvalitní palivo a za další výrobci často konstruují jednotlivé díly na hranici svých možností. Ekonomická situace je nutí dimenzovat prvky „tak akorát“.

Osobně proto nejsem příznivcem motorů s nízkým zdvihovým objemem doplněným nějakým druhem cizího přeplňování. Jsem v tomto směru konzervativní a preferuji pohonné jednotky s větším zdvihovým objemem. Mám pár zkušeností s různými druhy spalovacích motorů v různých modelech automobilů a například maloobjemový spalovací motor v průměrně těžkém osobním vozidle vykazuje v dálničním režimu srovnatelný, nebo vyšší apetit, než dvojnásobně objemný motor. Samozřejmostí je také nesrovnatelná dynamika v prospěch většího motoru. A proto se uživatelé těchto moderních vozů nemohou moc divit tomu, že se reálně zřídka dosáhnou deklarované spotřeby výrobcem automobilu. Domnívám se, že tento fakt je dán tzv. evropským jízdním cyklem, který dle mého názoru dostatečně neodpovídá reálné jízdě běžného řidiče, ale spíše potřebám výrobců automobilu a marketingu. Další mojí osobní zkušeností je provozování vozidla (Ford Mondeo 2.0 TDCi) se vznětovým přeplňovaným motorem. Měsíc po jeho pořízení se na něm vyskytla závada na turbodmychadle. Jelikož nebylo nové, ale použité (najeto 80 tis. km), tak jsem podobný scénář částečně očekával.

Chyba byla diagnostikována v regulaci rozváděcích lopatek turbodmychadla a samozřejmě mi byla hned nabídnuta výměna za nemalé peníze. Vzhledem k tomu, že chyba se vyskytla jen sporadicky během sledovaného období a k tomu, že mám nějaké povědomí o automobilní technice a praxi, možnost výměny jsem zatím zamítl. Následně jsem regulaci lopatek odpojil od pohonu, který byl realizován krokovým elektromotorkem a táhlem jsem zahýbal až do krajních poloh. Byl cítit větší odpor vůči pohybu v těchto krajních polohách a tak jsem usoudil na zanesení mechanismu natáčení lopatek vlivem zřejmě nevyužíváním plného potenciálu motoru, nebo nevhodným užitím vozidla na příliš krátké trasy. Po této „opravě“ se už nikdy závada neprojevila. Objevily se jiné neduhy vznětových pohonných jednotek, ale cílem této práce není podrobné šetření různých možných závad. Nyní vlastním vozidlo se zážehovým motorem většího objemu, které je starší, má větší kilometrový nájezd ale motor nevykazuje žádné vady, poruchy ani značné opotřebení. Chci tímto říci, že samozřejmě vítám technický pokrok a vyspělost výrobců, ale problém vidím v přílišné orientaci na zisk a z toho vyplývající ne zrovna příkladnou spolehlivost a životnost jednotlivých součástí nejen pohonných jednotek. Dalším problémem a to opravdu zásadním je fakt, že síť servisních středisek, minimálně u nás, je dle mého názoru na nízké technické, ale především morální úrovni. Není totiž výjimkou, že výměna motorového oleje a filtru, která je dle mého názoru výrobcem stanovena často nesmyslně na 30 000 km, není provedena! I toto samozřejmě značně přispívá k životnosti dnes tak složitého stroje, jako je spalovací motor.

V mojí práci jsem chtěl poukázat na jednu z možností zvýšení výkonu spalovacího motoru. Tím je přeplňování, které jsem rozdělil do dvou hlavních variant, dynamické a cizí. Hlavní přínos mojí práce vidím v základním souhrnném rozčlenění jednotlivých druhů přeplňování, poukázání na jejich výhody a nedostatky, nebo konstrukční provedení a použití v praxi.

Seznam použité literatury

- [1] GSCHNEIDLE, Rolf. *Příručka pro automechanika*. Třetí. Praha: Europa-Sobotáles, 2010. ISBN 978-80-86706-17-7.
- [2] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: Vlk, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [3] *Autodiesel: Automobilový magazín pro vyznavače dieselových motorů*. Praha: Martin Vacek-Trio, 2011, č. 21. ISSN 1801-5328. Dostupné z: <http://www.periodik.cz/predplatne/casopis.php?akce=archiv&titul=83>
- [4] *BMW M550d* [online]. 2012 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z: <http://f10.5post.com/forums/showthread.php?t=640422>.
- [5] Přepřňování pístových spalovacích motorů. In: [online]. Liberec, 2004 [cit. 2013-01-14]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/studenti/texty/PZP-preplnovani-PSM.pdf>.
- [6] Mazda 626 2.0d [online]. 2011 [cit. 2013-03-12]. Dostupné z: <http://www.autohificlub.cz/forum/11-bazar-ostatni/1404144-p-mazda-626-20d-complex-kombi-1995>.
- [7] *Motores sobrealimentados* [online]. 2011 [cit. 2013-04-16]. Dostupné z: <http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo-compresores.htm>.
- [8] Oficiální zastoupení BMW AG v České republice.