



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV ENERGETIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

MODERNÍ METODY PŘEPLŇOVÁNÍ SPALOVACÍCH MOTORŮ

MODERN METHODS OF SUPERCHARGING OF ENGINES WITH INTERNAL COMBUSTION

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

ADAM BLAHA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Doc. Ing. JOSEF ŠTĚTINA Ph.D

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Adam Blaha

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:

Moderní metody přeplňování spalovacích motorů

v anglickém jazyce:

Modern methods of supercharger internal combustion engines

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V posledních letech narůstá podíl moderních přeplňovaných spalovacích motorů. Objevují se nové nebo kombinované metody přeplňování.

Cíle bakalářské práce:

Cílem je zpracování rešerše této problematiky a zmapování současného stavu a trendů vývoje do budoucna. Zároveň je cílem zjistit jaký je stav ve vývoji simulačních a výpočtových nástrojů pro modelování přeplňovaných spalovacích motorů. V závěru práce by měl být zmíněn vliv metod přeplňování na termickou účinnost spalovacích motorů. Práce má mít minimální rozsah 20 stran.

Seznam odborné literatury:

- [1] HIERETH, Hermann; PRENNINGER, Peter. Charging the Internal Combustion Engine. Wien : Springer-Verlag, 2007. 268 s.
- [2] BELL, A. Graham. Modern Engine Tuning. United Kingdom : Haynes Publishing, 1997. 272 s.
- [3] GARRETT, T.K.; NEWTON, K.; STEEDS, W. The Motor Vehicle : 13th Edition. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2001. 1212 s.
- [4] HEYWOOD, John B. Internal Combustion Engines Fundamentals. USA : McGraw-Hill, Inc.,1988. 485 s. ISBN 0-07-028637-X.
- [5] KLIMENT, Vladimír. Naftový motor přepřňovaný turbodmychadlem. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. 312 s

Abstrakt

Tato bakalářská práce je zaměřena na spalovací motory s přeplňováním a jejich porovnání s motory atmosférickými. Jsou zde uvedeny různé druhy přeplňování z hlediska konstrukce, použití, průběhů charakteristických diagramů a typů regulace. Vzhledem k názvu bakalářské práce zde nejsou záměrně zmíněny metody zastaralé ani takové, od kterých se z různých důvodů ustoupilo.

Klíčová slova

Spalovací motor, přeplňování, turbodmychadlo, kompresor, turbína, tlak

Abstract

This bachelor's thesis is aimed at the supercharged engines with the internal combustion. Here are mentioned various types of a charging considering design and use, typical diagrams appearance and the boost control. Considering the name of this bachelor's thesis the old types of charging or these which are not in use today for any reason are not purposely mentioned here.

Keywords

Internal combustion engine, supercharging, turbocharger, compressor, turbine, pressure

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BLAHA, A. *Moderní metody přepřehování spalovacích motorů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 44 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu použité literatury

v Brně dne 23.5.2012

.....
Adam Blaha

PODĚKOVÁNÍ

Chci poděkovat panu doc. Ing. Josefu Štětinovi, Ph.D. za jeho čas, cenné rady a připomínky při vypracování bakalářské práce.

Obsah

1. Úvod.....	3
2. Historie přeplňování.....	4
3. Termomechanika spalovacího motoru.....	6
3.1 Ottův cyklus.....	6
3.2 Dieselův cyklus.....	8
3.3 Sabateův cyklus.....	9
4. Spalovací motor s přeplňováním.....	11
4.1. Přeplňování turbodmychadlem.....	15
4.1.2. Krajní limity kompresoru.....	20
4.2. Přeplňování mechanickým kompresorem.....	21
4.2.1. Typy mechanických kompresorů.....	22
4.2.2. Turbokompresory.....	24
4.3. Kombinované přeplňování a downsizing.....	27
4.4. Regulace plnicího tlaku.....	29
4.4.1. Obtokový ventil „wastegate“.....	29
4.4.2. VGT.....	31
4.4.3. REA.....	32
4.4.4. Rozpínací spojka.....	34
4.4.5. Blow- off ventil.....	34
5. Výpočtové programy a simulace modelování spalovacích motorů.....	35
5.1. LMS Imagine.Lab Combustion engine.....	35
5.2. Lotus Engine Simulation.....	36
5.3. AVL Boost.....	36
6. Geometrie lopatkového stroje.....	38
7. Závěr.....	40
8. Seznam použité literatury.....	41
9. Seznam použitých veličin.....	43

1. Úvod

Přepřňování je v současné době prakticky nejčastější řešení, jak zvýšit výkon a účinnost spalovacích motorů, pokud se chceme vyhnout obrovským a těžkým motorům nebo se zvyšovat jejich otáčky. Žijeme v době, kdy každou chvíli vstupují v platnost stále přísnější a přísnější emisní normy a zákazníci jsou naproti tomu zároveň stále hladovější po vyšších výkonech, nehledě na konkurenční boj automobilek, které se předhání v tom, kdo bude mít ve své třídě to nejlepší. Dokonce i automobilky, které byly kdysi výrobci těch nejlepších atmosférických motorů, se v posledních letech pouští do vývoje přepřňování a nutno říct, že úspěšně. Názorným příkladem je automobilka BMW, která se vývoji motorů věnuje opravdu s velkou precizností. Její některé atmosférické motory mají poměr výkonu na zdvihový objem přes 100 koní/litr a toho je schopný dosáhnout jen málokterý konstruktér. V současné době je velkým trendem tzv. „downsizing“, což je přepřňování velmi malého motoru, který skrývá výhody v podobě nízkých třecích ztrát, nízké hmotnosti a kompaktních rozměrů. Tato práce se zaměřuje na výhody přepřňování a jeho vliv na samotnou konstrukci motorů. Celá práce neustále srovnává přepřňovaný motor s atmosférickým, ať už po stránce termomechaniky nebo jeho konstrukce. Samozřejmě by měla být zmíněna i možnost a typy regulace plnicího tlaku, geometrie rotujících kanálů, která velmi ovlivňuje plnicí tlak a jeho průběh.

2. Historie přeplňování

Přeplňování spalovacích motorů je staré prakticky stejně jako spalovací motory samotné. Už v roce 1885 Gottlieb Daimler získal patent na jakési zařízení v podobě pumpy, která do motoru vháněla vzduch pod vyšším tlakem než atmosférickým. V roce 1908 byl v americké Pensylvánii postaven Lee Chadwickem závodní stroj přeplňovaný ventilátorem, který se pohyboval pětikrát vyšší rychlostí než kliková hřídel. S tou byl spojen koženým řemenem. Vozidlo bylo schopné dosáhnout rychlosti 100 km/h.

Patent na odstředivý kompresor získal v roce 1902 Francouz Louis Renault a o 14 let později, během první světové války, další Francouz, Auguste Rateau, otestoval přeplňování turbodmychadlem v leteckých motorech. Válka byla v podstatě impuls k tomu, aby se vývoj přeplňování zrychlil a dostal se na vysokou úroveň, protože ve hře byly životy vojáků i obyčejných lidí. Aby letadla dostala nadvládu nad nepřítelem, musela létat ve vyšších nadmořských výškách, kde je ovšem řídký vzduch. Proto se na letecké motory umisťovaly turbodmychadla, které se postaraly o to, aby se do motoru dostávalo patřičné množství vzduchu. Tento motor byl otestován na známém vrcholku Pike's Peak a na vrcholu dosahoval výkonu 356 koňských sil. Nepřeplňovaný motor, který dosahoval podobného výkonu ve výšce mořské hladiny, měl vlivem řídkého vzduchu na vrcholu Pike's Peak výkon pouze 222 koňských sil.

Používání mechanických kompresorů mimo spalovací motory však sahá už do poloviny 19. století, takže daleko před Daimlerem. Bratři Rootsové vynalezli objemový šroubový kompresor, který se využíval především k odvětrávání štol na těžbu uhlí a ventilaci průmyslových budov. Tehdy byly Roots dmychadla pouze jednorotorové. O další vývoj kompresorů typu Roots se postarala ve 20. letech 20. století automobilka Mercedes-Benz.

Dvurotorový kompresor, jak ho známe prakticky dnes, vynalezl ve Švédsku v roce 1936 konstruktér, který se jmenoval Alfred Lysholm. Tehdy to byl šéfinženýr společnosti Svenska Rotor Maskiner (SRM).

Po druhé světové válce se ve Spojených Státech začaly vyvíjet atmosférické motory obrovských rozměrů bez přeplňování, protože se zdály být modernějšími. Avšak kolem 60. let s příchodem takzvaných „muscle cars“ nacházelo přeplňování opět svoje místo. Každý jistě zná pohled na přední kapotu Dodge Chargeru s obrovským kompresorem a karburátory vyčnívajícími do výšky střechy.



Obr. 1 Kompresorem přeplňovaný Dodge Charger R/T 1970 [3]

V Evropě se nevyžívaly ani tak mechanické kompresory, jako spíš turbodmychadla a v 70. letech vyjely z továren legendární přeplňované vozy, jako Porsche 911 Turbo, Saab 900 Turbo nebo BMW 2002 Turbo, které působilo také na závodních tratích při okruhových závodech nebo seriálech rally. V 70. letech byla turbodmychadla poprvé použita v závodních monopostech Formule 1, které byly schopny v kvalifikačních kolech krátkodobě dosáhnout výkonu až 1000 koňských sil.

Přeplňování motorů samozřejmě zasáhlo také seriál Světové rally a v 80. letech závodily na tratích Švédska, Katalánska, Monte Carla a dalších nebezpečné a velice známé vozy skupiny „B“. Mezi ně patřily Lancia Delta HF Integrale, Lancia 037, Peugeot 205 T16, Ford Escort RS200, MG Metro nebo Audi S1 Quattro. Poslední jmenovaný speciál byl prvním vozem na tratích rally s pohonem všech kol pomocí diferenciálu Torsen. Vozy skupiny „B“ byly později zrušeny kvůli několika smrtelným nehodám. Jsou však kusem historie a právě z těchto speciálů vychází modernější vozy kategorie WRC, jak je známe dnes.



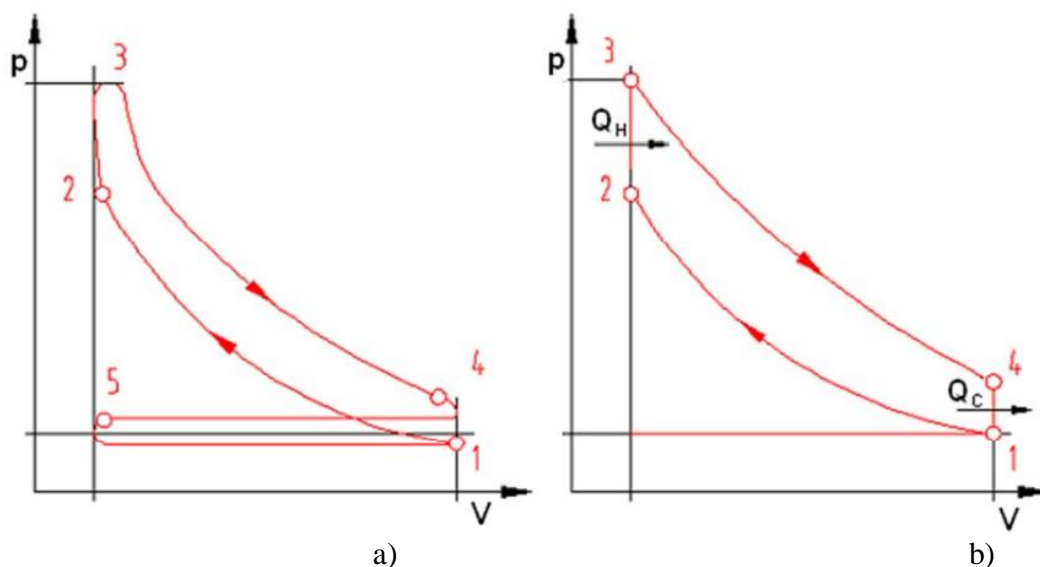
Obr. 2 Audi S1 Quattro při závodech světové rally [4]

3. Termomechanika spalovacího motoru

Spalovací motor je tepelný stroj měnící tepelnou energii na energii mechanickou tím, že se ve válci spaluje palivo, kterým je benzin nebo nafta. V termomechanice můžeme rozdělit cykly spalovacích motorů podle jejich složitosti na reálné a ideální. Tyto oběhy se zjednodušují z toho důvodu, že skutečný oběh by byl příliš náročný na výpočet zejména v přechodových oblastech (například v oblasti mezi křivkou izochory a polytropy, izobary a polytropy atd.). Pro benzinový motor je to Ottův cyklus (obr. 3), pro motory spalující naftu potom platí Dieselův (obr. 4), případně kombinovaný Sabatův cyklus (obr. 5). O jednotlivých obězích si řekneme více v jednotlivých podkapitolách.

3.1 Ottův cyklus

Při pohybu pístu z levé krajní polohy do pravé krajní polohy, jak je vidět na obr. 1a), nastává sání (křivka 5-1) a do spalovacího prostoru proudí sacím ventilem směs vzduchu a benzinové mlhoviny. Při pohybu vlevo po křivce polytropy 1-2 se směs vzduchu a paliva stlačí a těsně před horní úvratí HÚ (podle nastaveného předstihu zážehu), jak je vidět na bodu 2, se zapálí jiskrou od zapalovací svíčky. Obecně se udává v literatuře adiabatická komprese a adiabatická expanze, avšak v reálném modelu je místo koeficientu χ přesnější počítat spíše s polytropickým exponentem n . My však zůstaneme u klasického výpočtu s koeficientem κ . Po zapálení paliva se vzduchem prudce stoupne tlak k hodnotě v bodu 3 a dochází k polytropické expanzi po křivce 3-4 až po dolní úvratí (DÚ). Tady plyn vykonává práci. Při DÚ se otevře výfukový ventil, dochází k poklesu tlaku ve válci na izochoře 4-1 a píst začne vytlačovat vzniklé spaliny pryč ze spalovacího prostoru izobaricky ven. Tímto končí jeden pracovní cyklus motoru a následuje další. Na sání a výfuku lze vidět rozdíl v indikátorovém a porovnávacím diagramu. Zatímco na obr. 3a) z důvodu překážek v sacím traktu a pohybu pístu vzniká při sání podtlak a při výfuku je zase tlak o něco vyšší než atmosférický, na obr. 3b) si diagram zjednodušíme pouze jedinou izobarou v hodnotě 1. [1]



Obr. 3 Indikátorový a porovnávací p-V diagram Ottova cyklu [14]

Výpočet termické účinnosti a výpočtové vztahy pro jednotlivé stavové parametry Ottova cyklu:

$$\eta_t = 1 - \frac{|Q_c|}{Q_h} = 1 - \frac{m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_1)}{m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2)} \quad (3.1)$$

Zavedeme kompresní poměr, který je podílem součtu objemu spalovacího prostoru a zdvihového objemu ku objemu spalovacího prostoru

$$\varepsilon = \frac{V_z + V_s}{V_s} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_3}{V_4} \quad (3.2)$$

Pro adiabatické změny platí, že:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\kappa-1} \quad (3.3)$$

a zároveň:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\kappa-1}, \quad (3.4)$$

dále poměr stlačení:

$$\psi = \frac{p_3}{p_2} \quad (3.5)$$

a nakonec vycházíme ze stavové rovnice ideálního plynu

$$p \cdot V = m \cdot r \cdot T. \quad (3.6)$$

Po odvození získáme jednotlivé veličiny:

Bod 1: $p_1, V_1, T_1.$ (3.7a)

Bod 2: $p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa,$ (3.7b)

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}. \quad (3.7c)$$

Bod 3: $p_3 = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa \cdot \psi,$ (3.7d)

$$T_3 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \psi. \quad (3.7e)$$

Bod 4: $p_4 = p_1 \cdot \psi,$ (3.7f)

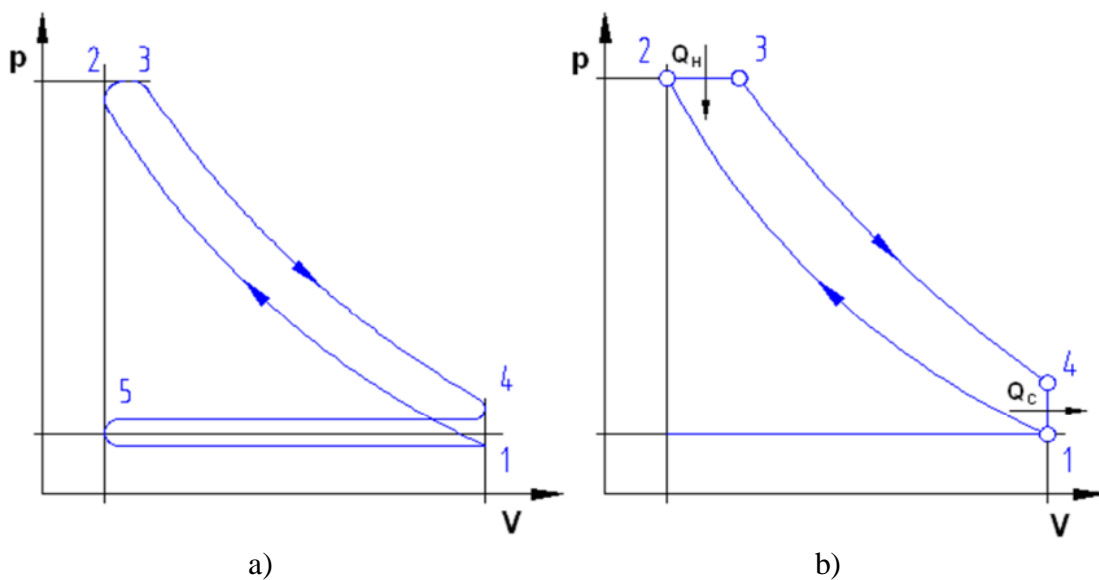
$$T_4 = T_1 \cdot \psi. \quad (3.7g)$$

Výsledný tvar termické účinnosti bude mít po úpravě tvar

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}. \quad (3.8)$$

3.2 Dieselův cyklus

Dieselův motor se vyznačuje tím, že na rozdíl od benzínového motoru se do válce nasaje (v případě nepřepřlňovaného motoru) pouze atmosférický vzduch, který je stlačován po křivce 1-2. V HÚ, když vlivem stlačení prudce stoupne teplota a tím pádem i tlak, je do spalovacího prostoru vstříknuta nafta rozprášena na malé částice. Protože teplota ve válci je v tom okamžiku mnohem vyšší než teplota hoření nafty, palivo se okamžitě vznítí a hoří při prakticky konstantním tlaku po izobare 2-3. Proto se naftovému motoru říká vznětový. Palivo hoří do okamžiku, kdy dochází opět k polytropické expanzi. V bodě 4 se otevírá výfukový ventil, tlak poklesne a spaliny jsou vytlačeny pístem ven z válce (izobara 1-5), stejně jako u Ottova cyklu. Dieselové motory mají mnohem vyšší stupeň komprese ε než motory spalující benzin (obr. 6). [1]



Obr. 4 Indikátorový a porovnávací diagram Dieselova cyklu [14]

Výpočet termické účinnosti se spočítá ze stejného vzorce jako u Ottova cyklu, ale kvůli jiné charakteristice oběhu bude výsledný tvar odlišný.

$$\eta_t = 1 - \frac{|Q_c|}{Q_h} = 1 - \frac{c_v \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{\kappa \cdot (T_3 - T_2)} \quad (3.9)$$

Zavedeme vztah pro izobarickou změnu objemu v horní části diagramu:

$$\varphi = \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2}, \quad (3.10)$$

z toho vyplívá, že

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}, \quad (3.11a)$$

$$T_3 = \varphi \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}, \quad (3.11b)$$

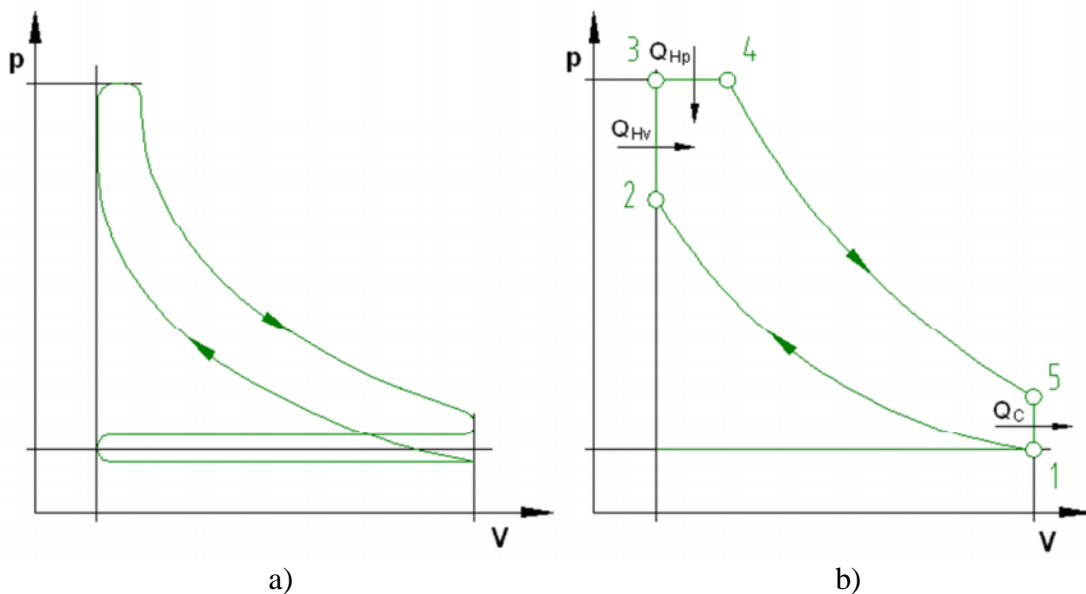
$$T_4 = T_1 \cdot \varphi^{\kappa}. \quad (3.11c)$$

Výsledná účinnost je dána vztahem

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\varphi^{\kappa} - 1}{\kappa \cdot (\varphi - 1)}. \quad (3.12)$$

3.3 Sabateův cyklus

V původním rovnotlakém systému použil Rudolf Diesel pro dopravu paliva do spalovacího prostoru stlačeného vzduchu. Dnes se užívají převážně vstříkovací čerpadla. Při rychlém vstříknutí paliva proběhne hoření směsi jednak při konstantním objemu, jako o Ottova cyklu, a druhá část při konstantním tlaku, cyklus je proto kombinovaný. Tato charakteristika je také dána tím že postupem času se otáčky motoru zvyšovaly a všechny děje probíhaly během kratšího času. Druhým důvodem je také určitá nehomogenita rozprášeného paliva, které se vznítí dříve než při konstantním tlaku. Svou roli, tak jako předstih zážehu u benzinového motoru, hraje u naftového motoru také tzv. předstřik, kdy palivo je do pracovního prostoru vstříknuto ještě před HÚ. O předstihu a předvstřiku se budeme bavit v jedné z dalších kapitol. Indikátorový a porovnávací diagram je na obr. 5. [1]



Obr. 5 Indikátorový a) a porovnávací b) diagram dle Sabaeta [14]

Termická účinnost je dána vztahem:

$$\eta_t = 1 - \frac{|Q_c|}{Q_{hV} + Q_{hp}} \quad (3.13)$$

Bod 1: p_1, V_1, T_1 (3.14a)

Bod 2: $p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa$ (3.14b)

$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}$ (3.14c)

Bod 3: $p_3 = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa \cdot \psi$, (3.14d)

$T_3 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \psi$

Bod 4: $p_4 = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa \cdot \psi$, (3.14e)

$T_4 = T_1 \cdot \psi \cdot \varphi \cdot \varepsilon^{\kappa-1}$ (3.14f)

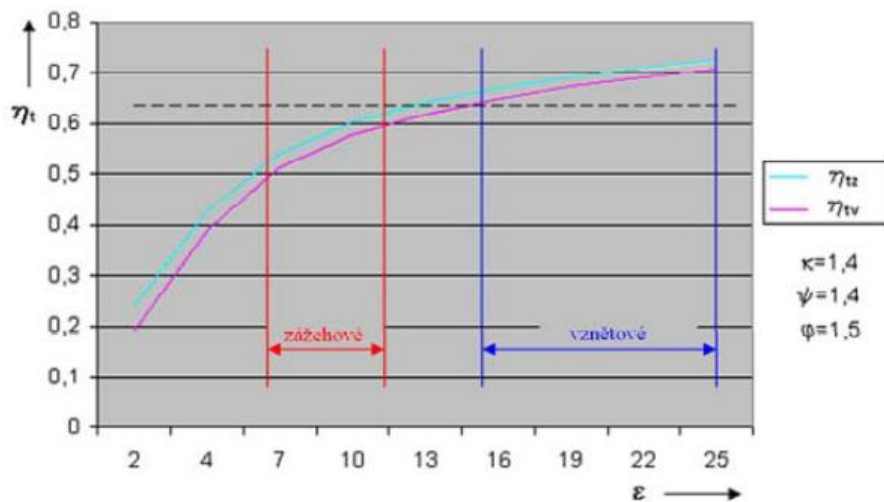
Bod 5: $p_5 = p_1 \cdot \psi \cdot \varphi^\kappa$ (3.14g)

$T_5 = T_1 \cdot \psi \cdot \varphi^\kappa$ (3.14h)

Po úpravě

$$\eta_t = 1 - \frac{c_p \cdot (T_5 - T_1)}{c_v \cdot (T_3 - T_2) + c_p \cdot (T_4 - T_3)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\psi \cdot \varphi^\kappa - 1}{\kappa \cdot \psi \cdot \varphi + \psi \cdot (1 - \kappa) - 1} \quad (3.15)$$

Rozborem tohoto vztahu je zřejmé, že účinnost stoupá se vzrůstajícím stupněm komprese, s klesajícím stupněm plnění a s rostoucím poměrem kompresního a maximálního tlaku. Sabateův cyklus při hodnotě $\psi = 1$ mění v rovnotlaký a při $\varphi = 1$ v oběh výbušný. Závislost termické účinnosti na kompresním poměru je zobrazena na obrázku 6. [1]



Obr. 6 Vliv kompresního poměru na termickou účinnost motoru [14]

4. Spalovací motor s přeplňováním

Základním principem přeplňování je zvýšení množství pracovní náplně (vzduchu nebo směsi vzduchu a paliva), protože čím víc paliva do válce dostaneme, tím větší výkon bude motor mít. Ten se totiž odvíjí od středního efektivního tlaku ve válci (rovnice 4.2). Zvýšení množství náplně dosáhneme jejím stlačením, k čemuž je použito odpovídající zařízení, buď turbodmychadlo nebo mechanický kompresor. Přeplňování také kromě zvýšení výkonu zajišťuje dokonalejší prohoření směsi a v částečném zatížení také od toho se odvíjející snížení emisí. Ne však při vysokých zatíženích, kdy je do válce dopravováno velké množství vzduchu a tím pádem i velké množství paliva. Je totiž nutné, aby se zachoval tzv. stechiometrický poměr. Je dáno, že na ideální shoření jednoho kilogramu paliva je nutno použít 14,7 kilogramů vzduchu, tzv. poměr AFR (z ang. Air/Fuel Ratio). Všimněme si, že mluvíme o hmotnostním poměru, ne však o objemovém. Jak už bylo řečeno na začátku, pracovní náplň stlačujeme. Proto se nám zvyšuje hustota, na které je přímo úměrná hmotnost vzduchu

$$V_a = V_{cyl}, m_a = \rho_a \cdot V_{cyl} \quad (4.1)$$

S rostoucí hmotností se zvýší množství dodaného tepla v podobě chemické energie ukryté v částicích paliva. Ta se při hoření směsi přemění na energii tepelnou a při vzniku tepla vzroste tlak, který tlačí píst směrem dolů. Tím se koná práce, která je dána vztahem

$$A_i = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot Z_p \cdot p_{ime} \quad (4.2)$$

Vzhledem k tomu že práce je výsledkem dodaného tepla, můžeme psát také

$$A_i = Q_{add} \cdot \eta_i \quad (4.3)$$

Kde Q_{add} je teplo dodané do válce během jednoho cyklu a η_i je účinnost během cyklu. Jak už bylo zmíněno výše, dodané teplo závisí na množství paliva dopraveného do válce podle rovnice 4.4 a to následně ovlivňuje množství vzduchu, aby zůstal zachovaný poměr paliva a směsi.

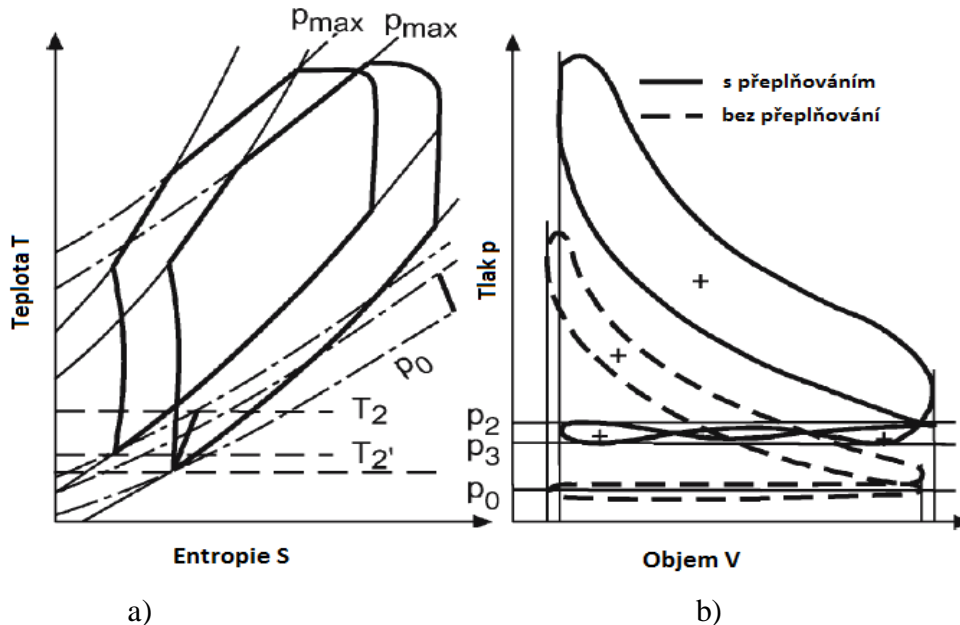
$$Q_{add} = m_F \cdot Q_{low} = \frac{V_{cyl} \cdot \rho_a \cdot Q_{low}}{A_{min}}, \quad (4.4)$$

kde m_F je hmotnost paliva ve válci, Q_{low} je výhřevnost a A_{min} je minimální potřebné množství vzduchu.

Důležitým ukazatelem síly motoru je také střední efektivní tlak p_{ime} . Jde o průměrnou hodnotu tlaku ve válci během jednoho pracovního cyklu nebo během počtu cyklů za 1s. Vztah mezi výkonem a středním efektivním tlakem vypadá takto:

$$p_{ime} = \frac{P}{V_{cyl} \cdot n} \quad (4.5)$$

Středních efektivních tlaků je několik, p_{ime} (z ang. „indicated mean effective pressure“) je indikovaný střední efektivní tlak vzniklý ději ve válci, p_{bme} (z ang. „brake mean effective pressure“) je výsledný tlak na motorové brzdě a p_{fme} (z ang. „friction mean effective pressure“) je tlak, který potřeba pro překonání třecích sil v celém převodovém ústrojí motoru. p_{fme} je v podstatě rozdíl mezi p_{ime} a p_{bme} . [2]



Obr. 7 Srovnání přeplňovaného a N/A motoru na T-S a), resp. p-V diagramu b) [2]

Po stlačení kromě tlaku taky samozřejmě vzroste teplota, nezávisle na konstrukci, tvaru nebo velikosti kompresoru. Změnu teploty před a za kompresorem jako funkci tlaku p_1 a p_2 můžeme psát takto:

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{s-i,C}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \right\}. \quad (4.6)$$

Pokud tedy například budeme plnit absolutním tlakem 250 kPa, vstupní teplota do kompresoru bude 293,15 K (20°C) při atmosférickém tlaku 100 kPa a izentropická účinnost kompresoru $\eta_{s-i,C} = 0,7$, bude výsledná teplota za kompresorem 418 K (145°C).

Zvýšením tlaku se sice zvedne hustota vzduchu, ale zároveň klesá s rostoucí teplotou, tím pádem se do válce dostane méně vzduchu a dojde ke snížení výkonu. Proto je potřeba použít za kompresorem mezichladič stlačeného vzduchu, tzv. intercooler (viz. obr. 9), který může snížit teplotu plnicího vzduchu o několik desítek stupňů. V literaturách se píše, že zchlazení se děje při konstantním plnicím tlaku, v praxi tomu tak však není, plnicí tlak se vždycky sníží o 5-10 kPa, záleží při jakém plnicím tlaku a při jakém snížení teploty se pohybujeme. [2]

K úplnému pochopení přepřňování motorů je nutné znát základní principy termodynamiky a jejich zákonů. V následující kapitole si uvedeme vztahy k výpočtu výkonu turbíny a kompresoru, jejich účinnosti další hodnoty potřebné pro výpočet stavu plynu v zařízení pro přepřňování. Obecně, změna stavu při kompresi pracovní látky (vzduchu) vede ke zvýšení teploty z těchto důvodů:

- během komprese roste izoentropická teplota
- dochází ke ztrátám spojeným s účinností kompresoru, které se ve výsledku projeví na polytropické změně stavu při konkrétním stlačení.

U technických kompresorů je díky této teplotě možno vypočítat účinnost kompresoru a za předpokladu, že jde o ideální plyn s konstantní měrnou tepelnou kapacitou, zjistíme, že

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \quad (4.7)$$

$$\Delta T = \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{s-i,C}}, \quad (4.8)$$

a

$$\eta_{s-i,C} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_{2eff} - T_1} \quad (4.9)$$

nebo

$$\eta_{s-i,C} = \frac{i_{2s} - i_1}{i_{eff} - i_1}. \quad (4.10)$$

Izoentropická práce kompresoru se dá vypočítat použitím základních principů termodynamiky:

$$A_{s-i,C} = \frac{\kappa-1}{\kappa} \cdot r \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]. \quad (4.11)$$

Z toho můžeme odvodit skutečný výkon kompresoru

$$P_C = \frac{\dot{m}_C \cdot w_{s-i,C}}{\eta_{s-i,C} \cdot \eta_{m,C}}. \quad (4.12)$$

Vliv přeplňování na celkovou účinnost

Na základě všech vztahů pro různé účinnosti motoru můžeme zodpovědět na otázku, proč pro konkrétní výkon má přeplňovaný motor vyšší účinnost než N/A motor (z ang. Naturally Aspirated - atmosférický). Rozhodujícím faktorem je také to, že z důvodu hydrodynamiky mazání a dimenzování ložisek v motoru se nám zvýší p_{fme} , ale roste pouze do určité hranice a od určitého zatížení motoru se prakticky nemění. Právě na základě rovnic pro mechanickou účinnost (rovnice 4.13) je vliv p_{fme} více než zřejmý, jak můžeme vidět na následujícím příkladě:

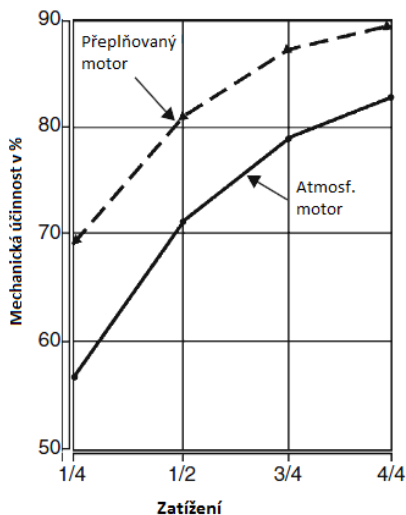
První se seznámíme se vztahem pro mechanickou účinnost vypočtenou ze středních efektivních tlaků

$$\eta_m = \frac{p_{bme}}{p_{bme} + p_{fme}}, \quad (4.13)$$

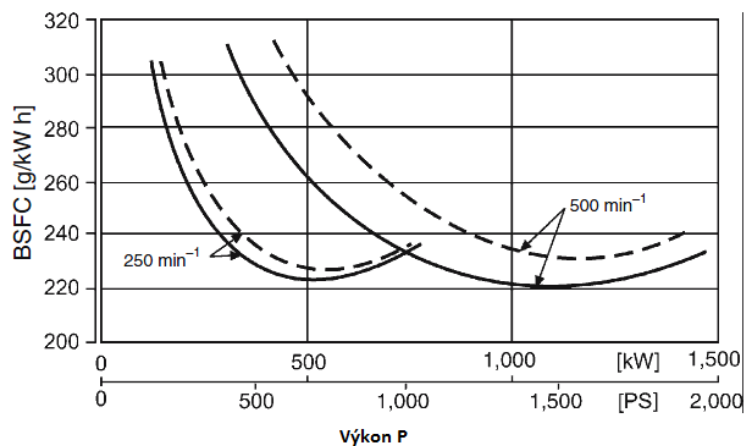
dále si vezmeme dva stejné motory o stejných výkonech ve stejných daných otáčkách, z nichž první je atmosférický a druhý přeplňovaný. První motor dosáhne daného výkonu při $p_{bme} = 1\ 000$ kPa a jeho $p_{fme} = 200$ kPa. Přeplňovaný stejného výkonu dosáhne při $p_{bme} = 2\ 000$ kPa, ale protože je díky přeplňování víc zatížený, musí být nadimenzován jinak (lepší ložiska, pístní kroužky atd.), než N/A motor, z toho důvodu se nám u druhého motoru zvýší p_{fme} na 220 kPa. Dosazením do rovnice 4.13 zjistíme že

atmosférický motor:
$$\eta_m = \frac{1000}{1000 + 200} = 83,3\%$$

přeplňovaný:
$$\eta_m = \frac{2000}{2000 + 220} = 90\%$$



a)



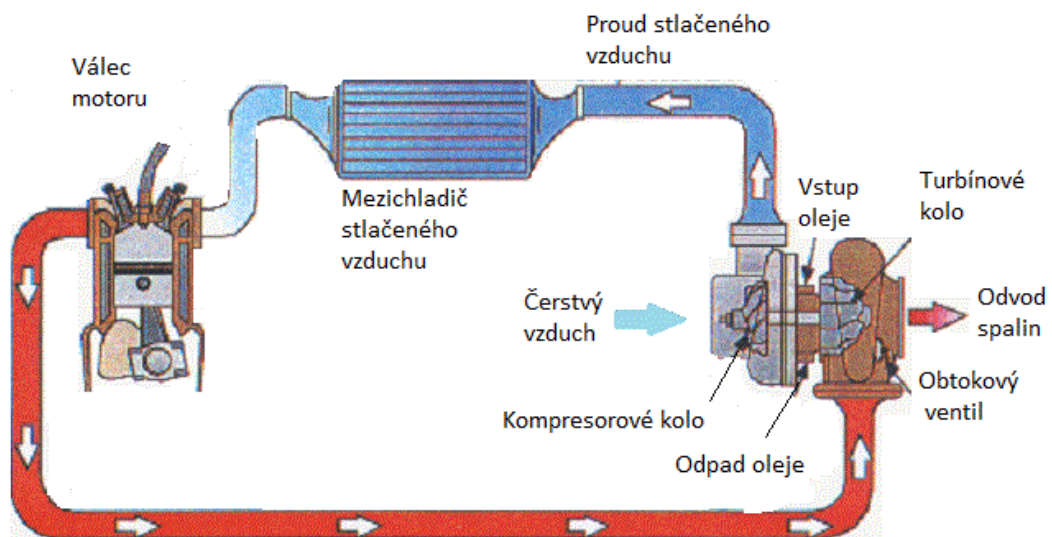
b)

Obr. 8 Rozdíl mechanických účinností a) a závislost výkonu na BSFC b) [2]

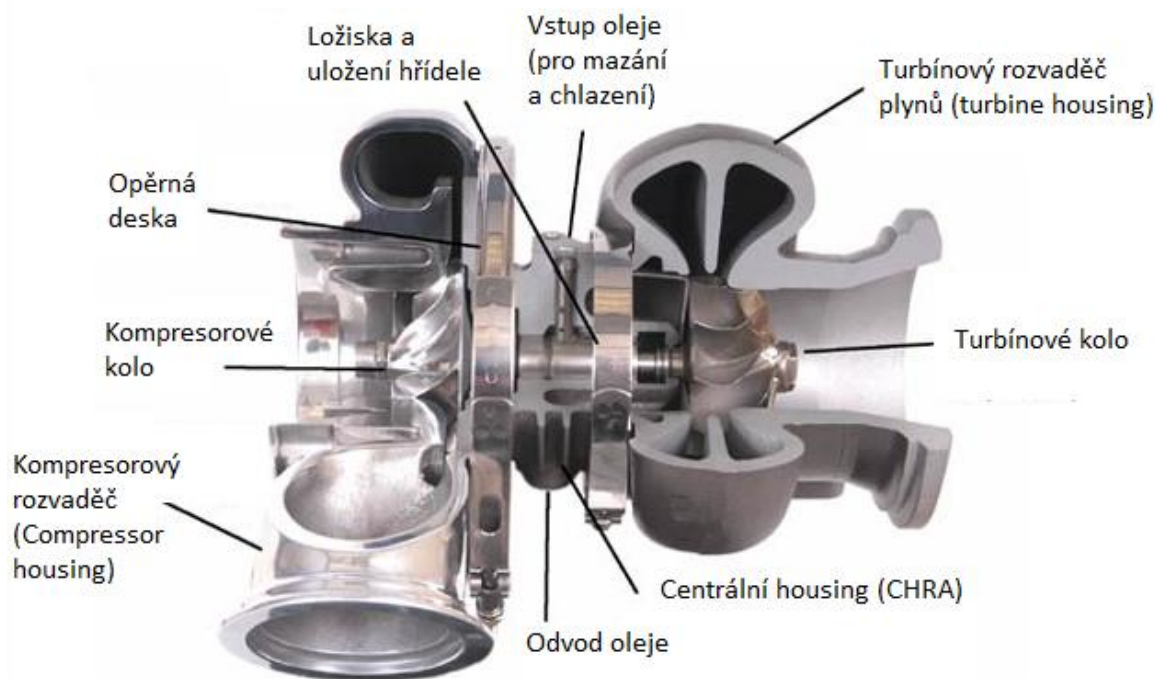
V důsledku vyššího specifického zatížení vykazuje spočítaná mechanická účinnost značně vyšší hodnotu ve prospěch přeplňovaného motoru (obr. 8a), v grafu je vidět, že čím vyšší zatížení, tím lepší je hodnota mechanické účinnosti. Na obrázku 8b) vidíme závislost výkonu na měrné spotřebě paliva *BSFC* (z ang. Brake Specific Fuel Consumption). Vzhledem k tomu, že použití turbodmychadel, pokud pomineme teprve začínající trend kombinovaného přeplňování, několikanásobně převyšuje aplikaci mechanických kompresorů, budeme se v následujících kapitolách věnovat převážně turbodmychadlům, co do termomechaniky, konstrukce a aplikace. [2]

4.1. Přeplňování turbodmychadlem

Účelem přeplňování turbodmychadlem je stejně jako u každého jiného přeplňování zvýšit množství vzduchu nasávaného do motoru jeho stlačením, jak jsem si řekli na začátku. K tomu se využívá kinetické energie výfukových plynů, které by jinak – vlivem charakteru pracovního cyklu a pohybu klikové hřídele – byly nepotřebně vytlačeny z válce a z výfuku do atmosféry. Vzhledem k tomu, že tlak při výfuku je vyšší oproti tlaku při sání, můžou spaliny proudit přes výfukové svody do turbínového housingu, kde je turbína, kterou roztáčí. Turbínové kolo je přes společnou hřídel spojeno s kolem kompresorovým. To se točí stejnou rychlostí jako turbína a nasává vzduch, který je v kompresorovém housingu stlačen a pod tlakem dopravován do samotného motoru. Na obr. 9 můžeme vidět, jak je turbodmychadlo zapojeno do sacího a výfukového traktu motoru. Samotná konstrukce turbodmychadla je popsána níže na obr. 10. Při přeplňování můžou být zlepšeny okrajové podmínky pro spalování, protože vysokotlaký cyklus zajistí lepší řízení samotného spalování a pokud se bavíme o částečném zatížení motoru, dojde ke snížení emisí. Proto přeplňování turbodmychadlem se aplikuje tam, kde zvýšení výkonu motoru je dosaženo v kombinaci se snížením emisí a specifické spotřeby paliva.



Obr. 9 Schéma zapojení turbodmychadla do pracovního traktu motoru [5]



Obr. 10 Popis jednotlivých částí turbodmychadla [6]

Pozn.: Některé pojmy nelze přeložit do češtiny, protože český jazyk pro ně nemá ekvivalent. Např. „housing“ se dá nazvat jako bezlopatkový rozvaděč (podle literatury o lopatkových strojích), v praxi se však tento pojem nepřekládá, ať už se bavíme o housingu turbínovém nebo kompresorovém. Část turbodmychadla mezi oběma housingy, v které je uložena hřídel, ložiska a mazací systém se nazývá celým názvem „Central Housing Rotating Assembly“, je však běžné tuto komponentu nazývat jako „CHRA“.

Turbodmychadlo, jako samotný hlavní článek přeplňovaného motoru, je velice složité proudové zařízení, a to jak z turbínové strany, tak ze strany kompresorové. Pomocí matematických modelů a simulací beroucích v úvahu také ztráty kompresoru a turbíny dané izoentropickou účinností, je samotné popsání termomechaniky turbodmychadla poměrně snadné. Zavedme si vztahy pro výkon turbínového a kompresorového kola:

$$P_C = P_T \quad (4.14)$$

$$P_C = \dot{m}_C \cdot (i_2 - i_1) \quad (4.15)$$

$$P_T = \dot{m}_T \cdot \eta_{m,TC} \cdot (i_3 - i_4), \quad (4.16)$$

kde P_C je výkon kompresoru, P_T je výkon turbíny a \dot{m}_T , \dot{m}_C jsou hmotnostní průtoky v turbíně, resp. v kompresoru. Entalpie $(i_2 - i_1)$ a $(i_3 - i_4)$ můžeme spočítat posouzením vnitřní izoentropické účinnosti na kompresoru a na turbíně podle rovnice 4.10. Společně

se spočítanou izoentropickou účinností turbíny a kompresoru a mechanickou účinností máme vztah pro celkovou účinnost turbodmychadla:

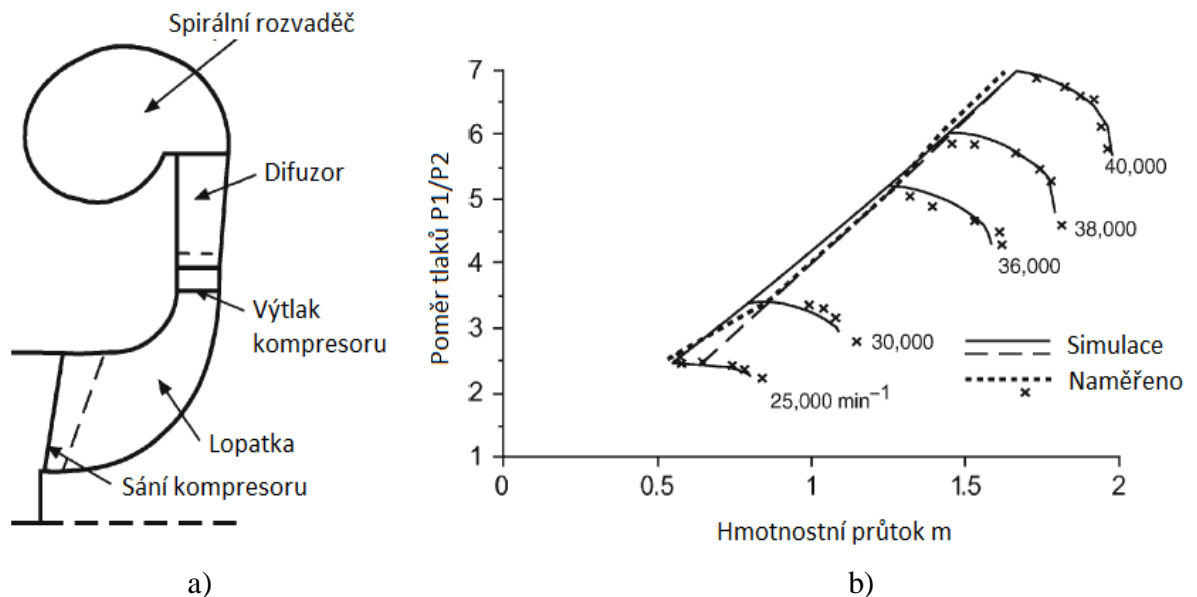
$$\eta_{TC} = \eta_{m,TC} \cdot \eta_{s-i,T} \cdot \eta_{s-i,C} \quad (4.17)$$

Se změnami rychlosti plnění, které je úměrné úhlové rychlosti ω_{TC} , musíme vzít do úvahy moment setrvačnosti I_{TC} , takže máme diferenciální rovnici

$$\frac{\partial \omega_{TC}}{\partial t} = \frac{1}{I_{TC}} \cdot \frac{P_T - P_C}{\omega_{TC}} \quad (4.18)$$

Účinnosti skryté v této rovnici můžou být odvozeny ze změřených kompresorových a turbínových map, stejně jako oblast efektivního průtoku vzduchu. Pokud tyto mapy nejsou k dispozici, je možné je získat úpravou jiné, podobné mapy nebo přibližnou aproximací založenou na hlavních geometrických rozměrech lopatkového stroje (viz. kapitola Geometrie lopatkového stroje). Na obr. 11a) můžeme vidět jak zhruba vypadá průřez kompresorovým kolem.

Výsledkem, s kvalitním uvážením odhadu ztrát, je možné vykreslit kompresorovou či turbínovou mapu s velmi dobrou aproximací mezi simulovanou a naměřenou hodnotou (obr. 11b)). [2]



Obr. 11 Průřez částí kompresorového housingu a) a část kompresorové mapy s naměřenými i simulovanými hodnotami b) [2]

4.1.1. Turbodmychadlo „DualBoost“

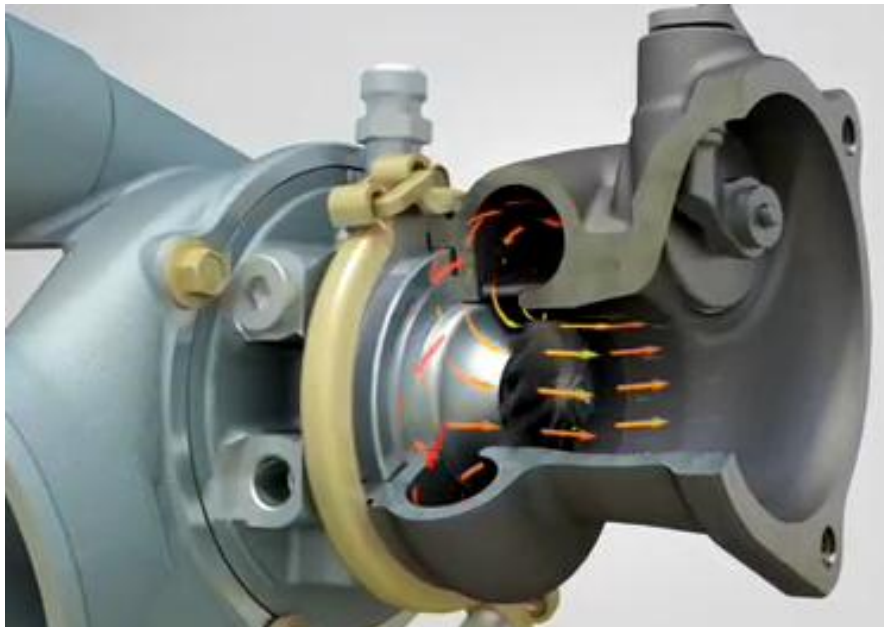
Vývoj turbodmychadel se ubírá stále dopředu a konstruktéři se snaží stále zvyšovat jejich účinnosti. Nedávno se objevilo turbodmychadlo zcela odlišné konstrukce, jak ze strany turbíny, tak ze strany kompresoru.

Co se týče turbínové strany, tak na rozdíl od všech konvenčních turbodmychadel, které mají turbínu radiální, DualBoost využívá poznatky z leteckého průmyslu. Tam se využívají turbíny axiální a firma Garrett/Honeywell přenesla zkušenosti z divize Aerospace do oblasti turbodmychadel. Turbínový housing i CHRA mají odlišný tvar a spaliny tak na turbínu přicházejí zezadu. Jak bylo změřeno, použití axiální turbíny má pozitivní vliv na odchylky v rychlosti otáčení, které jsou způsobeny pulzy ze spalovacího prostoru motoru (Obr. 14).

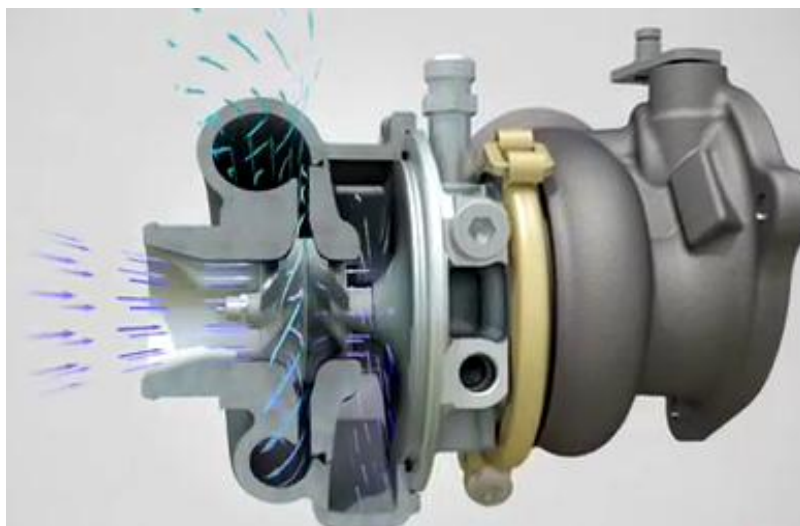
Celá hřídel, na které jsou nasazeny obě kola, turbína i kompresor, je delší a více zatížená ohybovými a krutícími momenty. Z toho důvodu obsahuje CHRA další, tzv. Z-ložisko, které má uložení zpevnit a eliminovat nežádoucí vibrace.

Na kompresorové straně je změněn podstatně více. Kompresorový housing má dva vstupy a jeden výstup, to znamená, že vzduch přichází do kompresoru dvěma směry. Kompresorové kolo v axiálním směru zrcadlově souměrné a vzduch je nasáván zepředu i zezadu opět v axiálním směru. Na vnějším průměru kompresoru je vzduch sloučen do jednoho difuzoru a proudí housingem ven z turbodmychadla.

Výhodou kombinace axiální turbíny a zdvojeného kompresoru je zřejmá. Axiální turbína pracuje nejlíp ve vysokých otáčkách, na které je pak navrženo kompresorové kolo. To pracuje se stejným objemovým průtokem, který je ale rozdělen do dvou kompresorů, tím pádem může mít kompaktnější rozměry a celé turbodmychadlo má nižší moment setrvačnosti, lepší odezvu a parametry mnohem většího turbodmychadla.



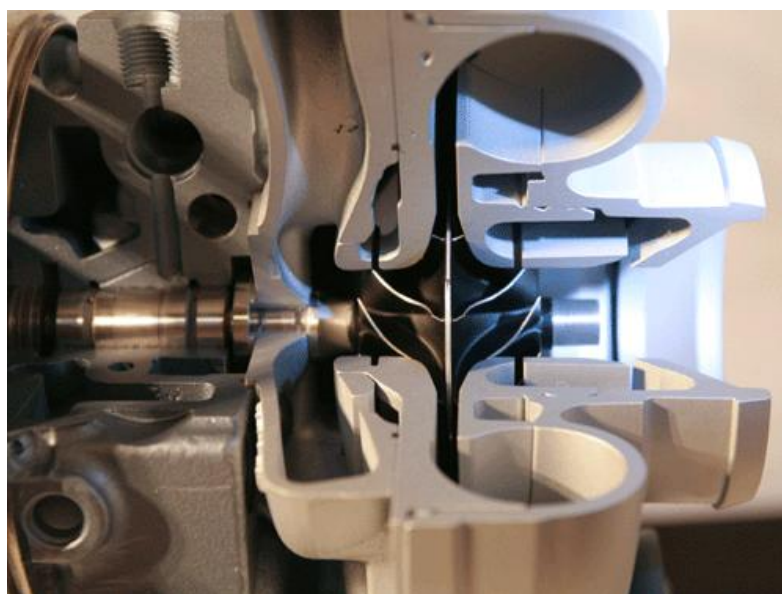
Obr. 12 Axiální turbína se směrem proudu vzduchu [7]



Obr. 13 Směr nasávaného a vytlačovaného vzduchu dvojitého kompresoru [7]



Obr. 14 Průběh rychlosti turbíny (zeleně) a pulzy způsobené cyklem motoru (červeně) [7]



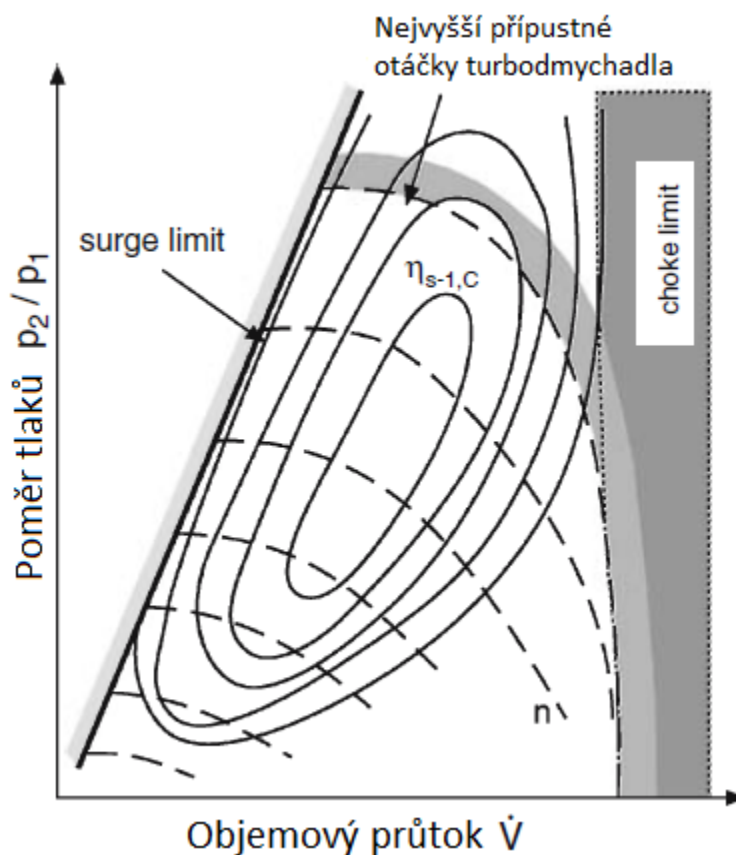
Obr. 15 Řez dvojitou kompresorovou stranou turbodmychadla DualBoost [8]

4.1.2. Krajní limity kompresoru

Každý kompresor turbodmychadla nebo turbokompresor má ve své kompresorové mapě dvě krajní oblasti, mezi kterými pracuje a má ideální průběh a hodnoty. Jsou to limity „surge“ a „choke“.

„Surge limit“ je charakterizován jako oblast, kdy motor má velice nízký požadavek na množství nasávaného vzduchu, to znamená objemový průtok je malý, respektive žádný ve srovnání s plnicím tlakem. Vzduch se nikam nedostává, ale tlak, resp. poměr tlaků při konkrétních otáčkách je čím dál větší, až do okamžiku, kdy proud vzduchu se v rotujícím kanálu kompresoru „odtrhne“ od lopatky a proti otáčkám kompresoru unikne zpět do oblasti tlaku p_1 (před kompresor). Toto chování má za následek vznik tlakových vln v sání a hlasité rány. Způsob jak toto limitní chování oddálit je ve vhodné úpravě kompresorového housingu a hlavně závisí ve velké míře na geometrii lopatek

Na druhé straně kompresorové mapy je tzv. „choke limit“. Ten nastává v situaci kdy motor má naopak obrovský požadavek na množství nasávaného vzduchu až do stavu, kdy rychlost proudění v nejužším místě vstupu do kompresoru dosáhne i hodnoty rychlosti zvuku. V tomto stavu již není možné zvýšit objemový průtok kompresoru a ve všech testovaných rychlostech se pravá strana křivky konstantních otáček turbodmychadla v limitním případě blíží k hodnotě poměru tlaků 1. Ve výsledku to znamená že turbodmychadlo již není schopno vyvinout žádný plnicí tlak a vzduch jím proudí jen volně, za to vysokou rychlostí. [2]

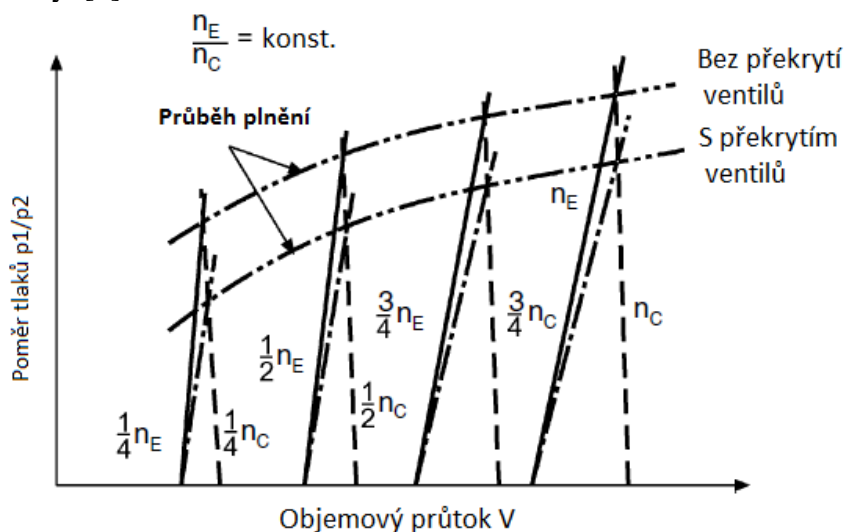


Obr. 16 Kompresorová mapa s oblastmi surge limit a choke limit [2]

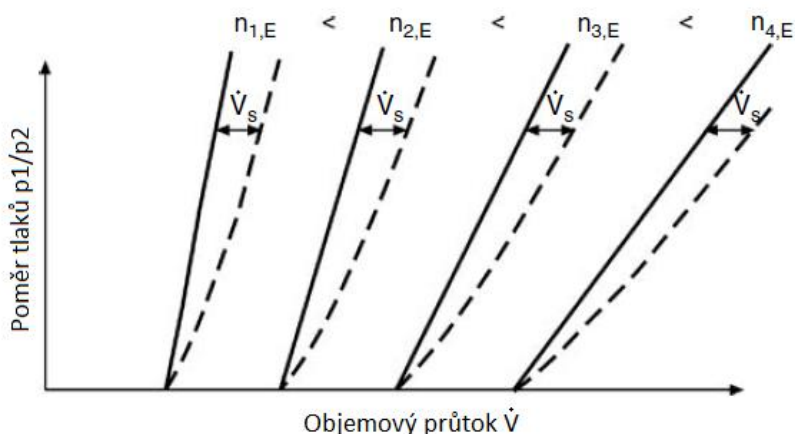
4.2. Přepřňování mechanickým kompresorem

Jestliže je kompresor nebo turbokompresor poháněn přímo motorem přes nějaký druh převodu, mluvíme o mechanickém přepřňování. Důvodů pro použití mechanického přepřňování je samozřejmě mnoho a jedním z těch hlavních je fakt, že u benzinových motorů dochází k extrémnímu zahřívání výfuku od výfukových plynů a v těchto případech je použití turbodmychadla náročnější vzhledem k mechanickému a tepelnému namáhání. V principu je pro klasický mechanický kompresor vhodný pevný převod s klikovou hřídelí pomocí řemene, zatímco u turbokompresorů se často používá převodu variabilního. Na obr. 26 je zobrazen průřez turbokompresorem s variabilním převodem CVT. Mimochodem stejné označení používá automobilka Nissan pro svou bezstupňovou převodovku spřaženou k motorům některých svých modelů. Samotnou konstrukci turbokompresoru není nutné nijak zvlášť popisovat, protože kompresorová strana, a tedy záležitost termomechaniky, se nijak neliší od klasického turbodmychadla. Na druhé straně, pohánějící kompresor, se nachází řemenice a variabilní převodovka. Výjimečně je k pohonu turbokompresoru použit elektromotor.

Na obrázku 17 vidíme graf závislosti objemového průtoku na poměru tlaků před a za kompresorem při konstantním poměru otáček kompresoru n_C (čárkovaná čára) a otáček motoru n_E (čerchovaná čára) a z toho je zřejmé, že body průniku křivek obou těchto rychlostí mají pevně danou polohu. Poměr $\frac{p_1}{p_2}$ roste mírně s rostoucími otáčkami motoru a kompresoru a přibližně po přímce, avšak velikost výsledného plnicího tlaku ve velké míře závisí také na časování ventilů, konkrétně na překrytí sacího a výfukového ventilu mezi čtvrtou a první dobou pracovního cyklu. Jestliže překrytí ventilů bude příliš velké, pracovní prostor se sice dokonale vypláchne od spalin, ale pokud je výfukový ventil otevřen příliš dlouho při plnění, dojde k poklesu tlaku a část vzduchu, která má být využita k hoření směsi unikne výfukovým ventilem ven z válce. Proto motory přímo stavěné pro přepřňování mají toto překrytí ventilů pouze nezbytně malé na to, aby došlo k co nejlepšímu vypláchnutí válce od spalin po předchozím pracovním cyklu. Není tedy vhodné (děje se tak především v oblasti automobilového tuningu), aby některé atmosférické motory byly přestavovány na přepřňované bez úpravy hlavy válců nebo alespoň bez úpravy časování ventilů nebo bez změny tvaru vačkových hřídelí. Toto platí nejen pro kompresorové přepřňování, ale i pro turbomotory. [2]



Obr. 17 Průběh plnicího tlaku s rostoucím objemovým průtokem a otáčkami [2]



Obr. 18 Vliv překrytí sacího a výfukového ventilu na objemový průtok [2]

Rozdíl objemového průtoku při překrytých a nepřekrytých ventilech se nazývá V_s (index „s“ - z ang. „scavenging“ - vypláchnutí) a jeho velikost v závislosti na otáčkách a plnicím tlaku je vidět na obr. 18.

Výše popsané charakteristiky vykazují přijatelný plnicí tlak v celém pásmu zátěže i otáček motoru a křivka kroutícího momentu je v širokém pásmu otáček přibližně konstantní, což bývá cílem většiny konstruktérů automobilových motorů. Aby se docílilo pokrytí celého rozsahu zatížení motoru, je nutné plnicí tlak regulovat v rozmezí minimálního a maximálního možného tlaku. S ohledem na způsoby regulace plnicího tlaku je potřeba zmínit, že mechanický objemový kompresor nabízí velmi dobré využití, protože mezi množstvím vzduchu dodaným kompresorem a množstvím vzduchu spotřebovaným motorem je pouze malý rozdíl, který musí být při částečném zatížení buď odpuštěn pryč ze sání nebo jinak zpracován. Tento fakt je daný tím, že díky pevnému mechanickému spojení motoru a kompresoru jsou charakteristické křivky obou tepelných strojů velmi podobné. [2]

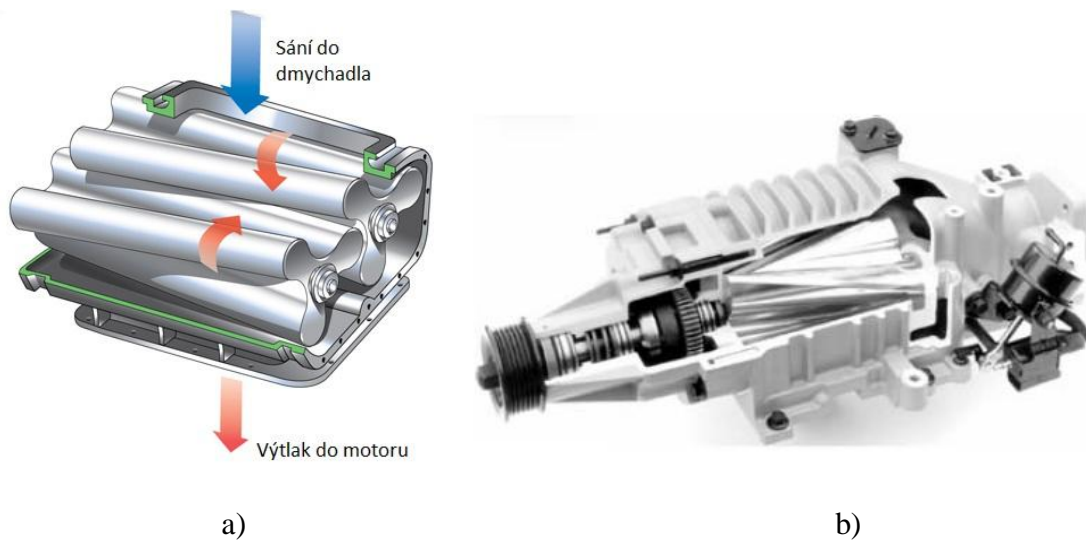
4.2.1. Typy mechanických kompresorů

Dmyhadlo typu Roots

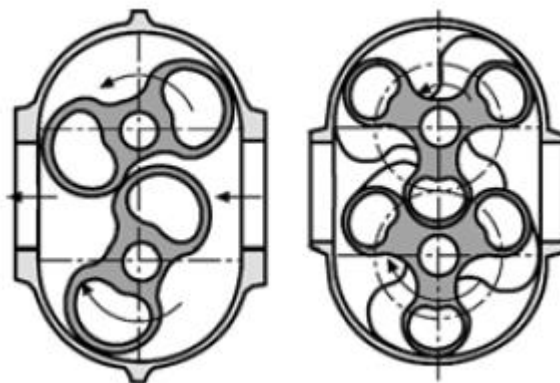
V současné době nejpoužívanější a v nejvíce kusech vyráběný mechanický objemový kompresor, jehož největšími výrobci jsou firmy Eaton a Ogura. Konstrukce dmyhadla Roots se sestává ze dvou rotujících pístů a podle typu mají oba tyto písty buď dvě chlopně nebo tři. Vnitřní komprese je velmi malá, protože tzv. škodný prostor kompresoru je poměrně velký. Výhodou Rootsova dmyhadla je jednoduchá konstrukce a s tím spojené poměrně nízké náklady na výrobu a vývoj, vysoká spolehlivost a v celém pásmu otáček přibližně stejné hodnoty účinnosti, čehož je dosaženo bezkontaktního uložení pracovních prostorů (pístů). Další výhodou jsou také poměrně malé rozměry kvůli vysokým pracovním otáčkám dmyhadla.

Rootsovo dmyhadlo má i své slabé stránky. Těmi hlavními jsou velká prodleva v plnění způsobená prakticky nulovou vnitřní kompresí a vysoký hluk při plném zatížení motoru. Dalším zdrojem problémů jsou rázy v sacím systému při regulaci plnicího tlaku a také nižší tlak v nízkých otáčkách z důvodu ztrát v bezkontaktním uložení mezi rotorem a housingem. Někteří konstruktéři také zvažují použití

variabilního převodu, tak jako u turbokompresorů. Rootsovo dmychadlo používá ve svých sériových modelech automobilka Mercedes-Benz pod označením Kompressor. [2]



Obr. 19 Proudění vzduchu Rootsovým dmychadlem a) a kompresor Eaton typu Roots s obtokovým ventilem na regulaci plnicího tlaku b) [18]

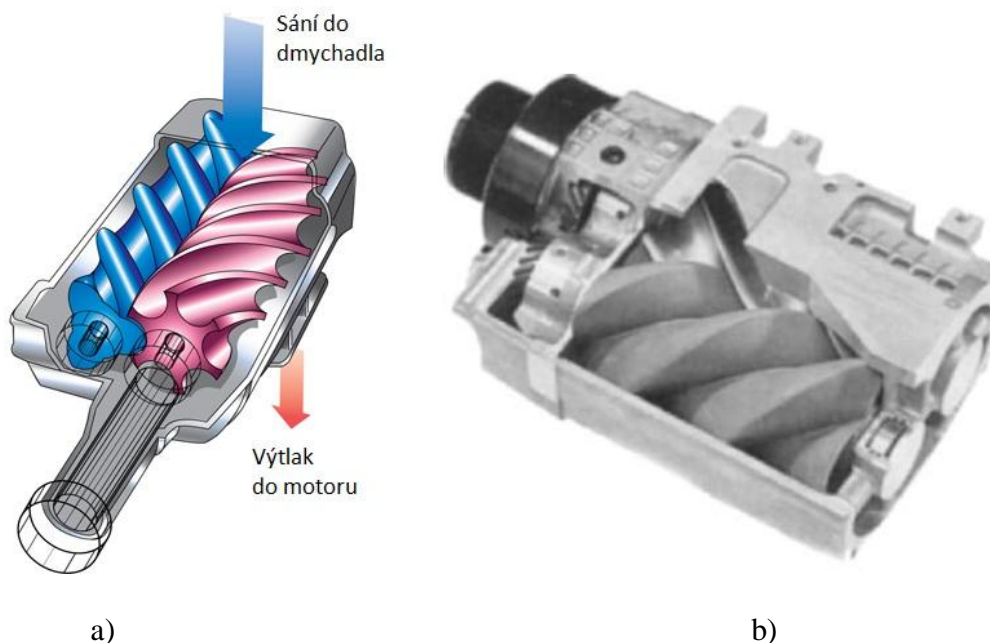


Obr. 20 Dvou- a tříchlopňová konstrukce Rootsova dmychadla [2]

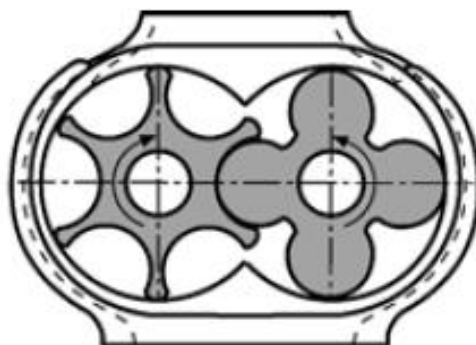
Dmychadlo typu Lysholm

Kompresor Lysholm se co se týče konstrukce vyznačuje dvěma do sebe zapadajícími rotory, stejně jako Roots. Co je však jiné, je mnohem vyšší míra zašroubování jednotlivých chlopní. Jak je vidět na obrázku 22, dají se jednotlivé rotory označit jako „samec“ a „samice“, protože jeden přesně zapadá do druhého a v tomto případě má hlavní rotor 4 chlopně a vedlejší 6. To znamená, že se oba otáčejí rozdílnou rychlostí, konkrétně hlavní rotor se točí 1,5 krát rychleji. Oproti kompresoru Roots má Lysholm vyšší moment setrvačnosti, což má kromě jiného za následek plošší křivku hmotnostního průtoku, a v čem je také rozdíl, je to, že Lysholm má velmi vysokou vnitřní kompresi vzduchu. Nevýhodou jsou velké úniky mezi oběma rotory z důvodu vysokého poměru vstupního a výstupního tlaku. Vzhledem k těmto faktům je

Lysholmovo dmyhadlo vhodné do závodních a sportovních automobilů s vysokým požadavkem na plnění motorů. Poznávacím znamením tohoto typu kompresoru je charakteristické „hvízdání“ při plně zatíženém motoru. Nejčastěji se s tímto jevem setkáme u vysokopřepřítovaných amerických vozů typu Ford Mustang SVT Cobra. [2]



Obr.21 Proudění vzduchu Lysholmovým dmyhadlem a) a reálná podoba Lysholmova dmyhadla b) [18]

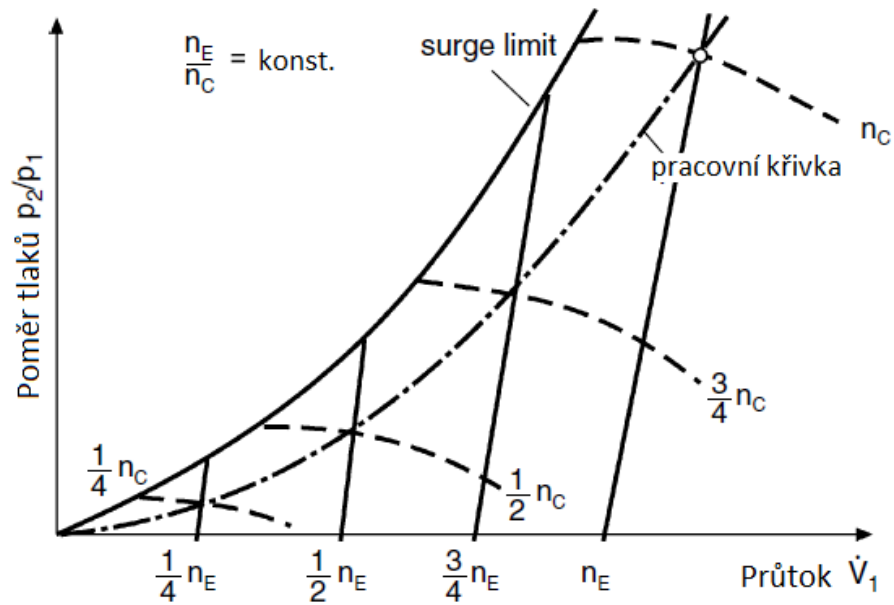


Obr. 22 Schéma uspořádání chlopní jednotlivých rotorů dmyhadla Lysholm [2]

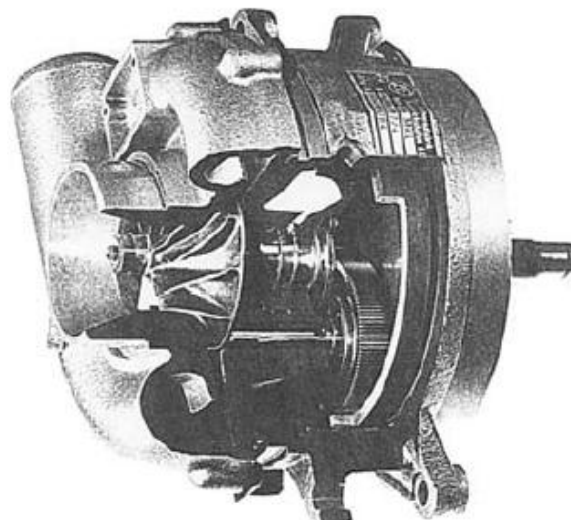
4.2.2. Turbokompresory

Turbokompresory můžeme rozdělit na dva typy, s pevným převodem nebo s variabilním převodem. Prvně jmenovaný typ vykazuje parabolický průběh plnicího tlaku v závislosti na objemovém průtoku, jak je vidět na obr. 23. Dle tohoto grafu můžeme soudit, že vysoký stupeň zátěže může být s takovým typem přepřítování pro motor kritický, a proto se turbokompresory s pevným převodem používají tam, kde motor pracuje v podstatě v konstantních otáčkách a při částečném zatížení, například při pohonu lodních šroubů nebo vrtulí letadla.

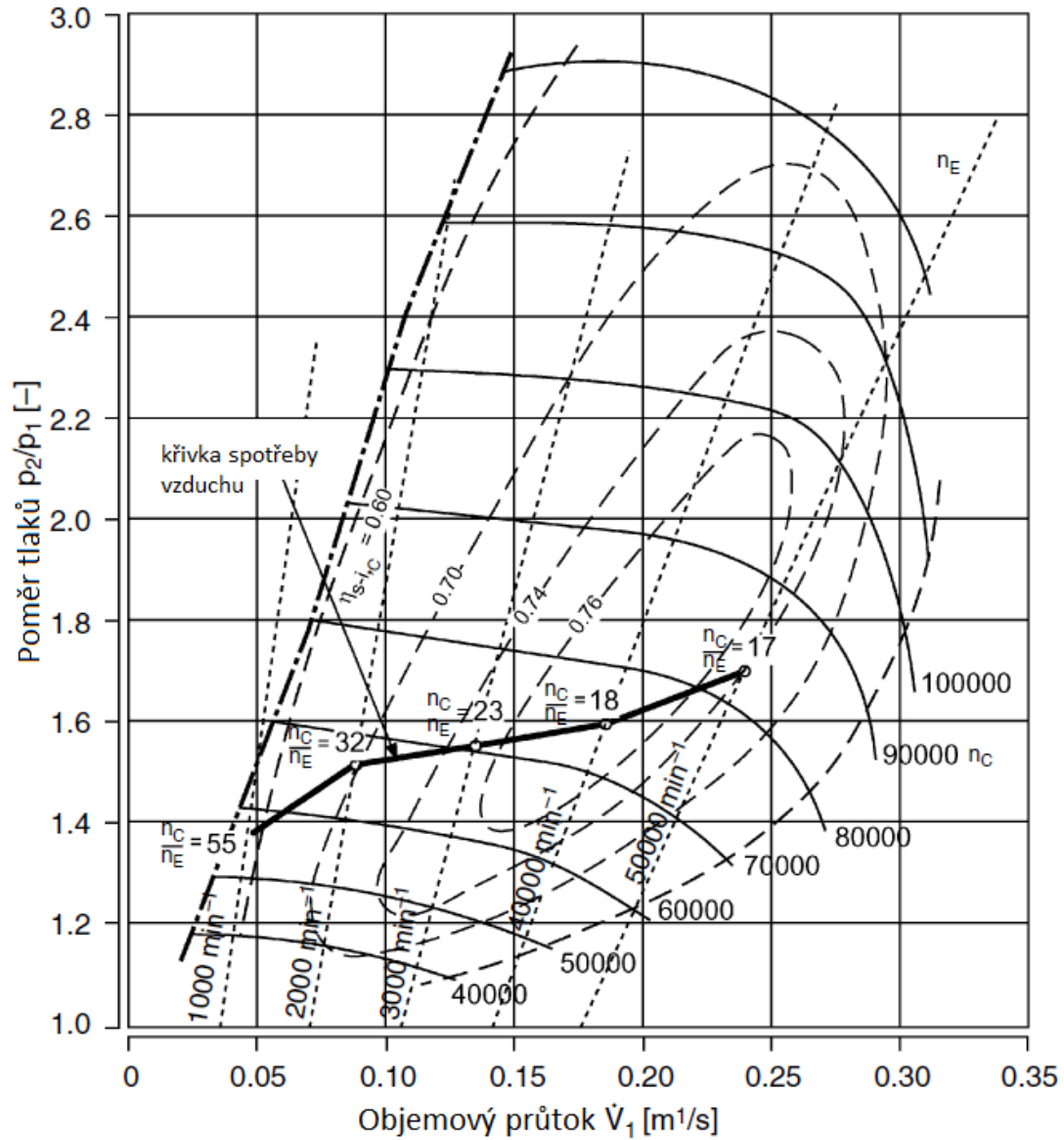
Co se týče použití turbokompresorů v automobilovém průmyslu, není prakticky vůbec rozšířené, a pokud ano, je potřeba namísto pevného převodu použít již zmíněnou variabilní převodovku CVT. Jak vypadá kompresorová mapa takového typu přeplňování, je zobrazeno na obr. 25. [2]



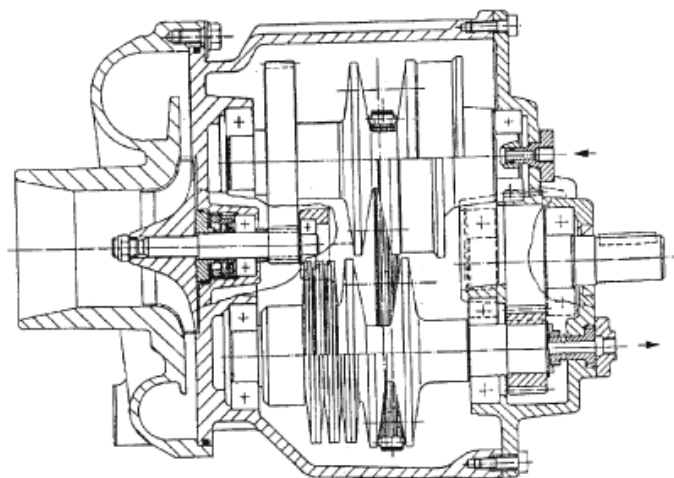
Obr. 23 Změna plnicího tlaku se změnou objemového průtoku (čerchovaná čára) [2]



Obr. 24 Turbokompresor ZF [2]



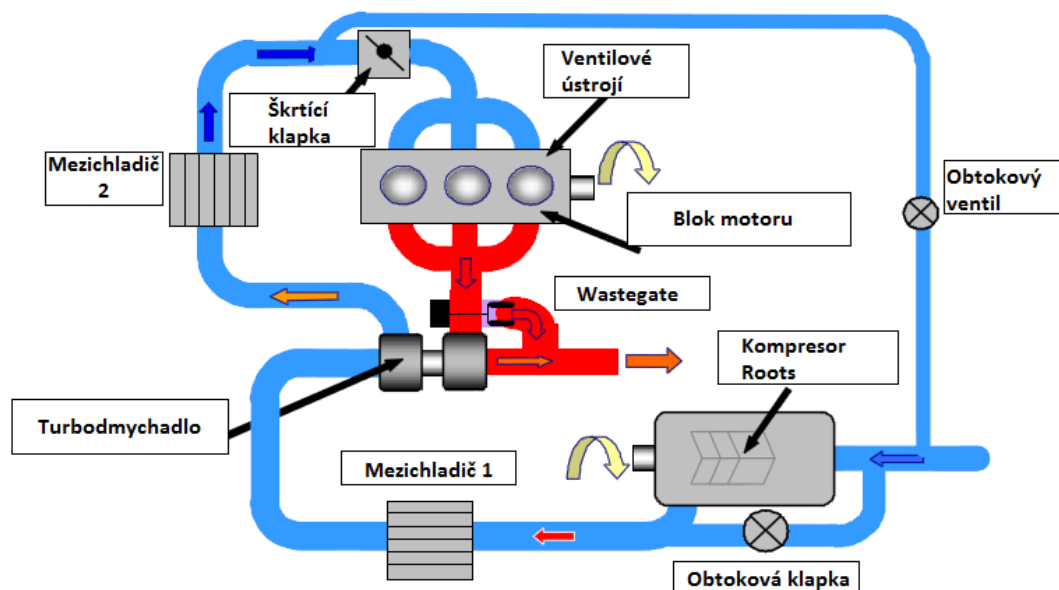
Obr. 25 Kompresorová mapa ZF turbokompresoru s variabilním převodem [2]



Obr. 26 Průřez turbokompresorem ZF s CVT variabilní převodovkou [2]

4.3. Kombinované přeplňování a downsizing

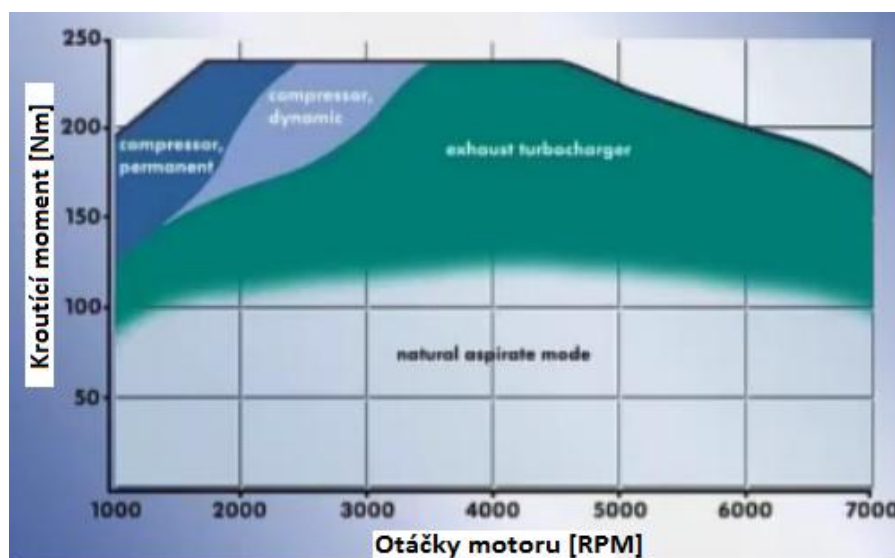
Kombinované přeplňování můžeme znát také pod anglickým názvem „Twincharger“ a před pár lety se této myšlenky ujala automobilka Volkswagen. Jejich hlavní snahou bylo zaprvé pokrýt vysokým kroutícím momentem i nízké pásmo otáček takový způsobem, že na to nestačí ani proměnná geometrie lopatek turbodmychadla VNT, a zadruhé také získat z relativně malého motoru parametry hodny motoru mnohem většího. První jmenovaný problém byl vyřešen použitím vysokorychlostního kompresoru Roots, který je aktivní právě v nízkém pásmu otáček a vyplňuje dobře známý turboefekt, který mnoho lidí zná pod pojmem „turbolag“. Turbolag je obecně známým problémem všech turbodmychadel takových, které jsou použitelné v širokém pásmu otáček. Použitím malého turbodmychadla sice turbolag do velké míry odstraníme, ve vyšším pásmu otáček už takové turbodmychadlo nedokáže vyvinout potřebný plnicí tlak. Takto může turbodmychadlo pracovat až ve vyšších otáčkách, protože kompresor si s nízkými otáčkami poradí. Schéma TSI motoru je znázorněno na obrázku 27. Druhý problém, který chtěli konstruktéři vyřešit, bylo dosažení daných parametrů z mnohem menšího motoru, než by bylo dosaženo standardní atmosférickou cestou. Takovému způsobu snižování zdvihového objemu, který je v současné době velkým trendem, se říká downsizing. Motor 1.4 TSI je svými parametry srovnáván s atmosférickým motorem o objemu zhruba 2,3 litru. Celkově vyššímu výkonu motoru napomáhá taky jedna věc nepřímo spojená s termomechanikou, a tou je přímé vstřikování paliva přímo do válce. To probíhá za tlaku 150 MPa, který je vyvinut ve vysokotlakém palivovém čerpadle. Vstřikovače se šesti dírami jsou umístěny v takové poloze vůči spalovacímu prostoru že palivo je rozvrstveno po spalovací komoře. To má za následek zchlazení válce, aby bylo zamezeno detonačnímu spalování a nehrozilo lokální přehřívání některých míst ve spalovacím prostoru. Celkově tato technologie umožňuje použití vysokého kompresního poměru, až 10-10,5:1, což před několika lety bylo nemyslitelné a přeplňované motory měly kompresi maximálně 8-8,5:1. Vysoký kompresní poměr pak podle základních pravidel termomechaniky vede k vyšší účinnosti motoru.



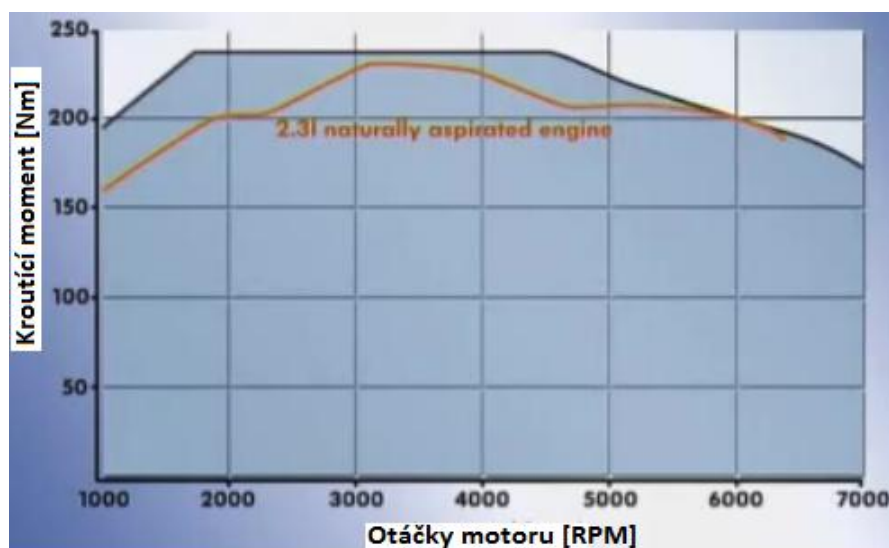
Obr. 27 Schéma nadvakrát přeplňovaného motoru Volkswagen TSI [16]

System je zkonstruován tak, že při volnoběhu prochází vzduch volně turbodmychadlem a kompresor obchází tzv. obtokovou klapkou. V okamžiku sešlápnutí plynového pedálu se obtoková klapka uzavře a zároveň se sepne kompresor pomocí elektromagnetické spojky, která se na motoru nachází v tělese vodního čerpadla. V tuto chvíli je motor přepřňován čistě kompresorem v modré oblasti grafu na obr. 28. Až motor docílí vyšších otáček a zatížení, obtoková klapka se zavře a kompresor se přes elektromagnetickou spojku zase vypne. Motor je od tohoto okamžiku závislý pouze na plnicím tlaku vyvinutém turbodmychadlem (zelené pásma).

Co se také konstruktérům Volkswagenu podařilo, je nejen hodnota kroutícího momentu v nízkých otáčkách, ale také jeho průběh, který, jak je vidět na obr. 29, má hodně dlouho takřka konstantní hodnotu. Podobně konstantní průběh kroutícího momentu má motor 2,0 TFSI používaný ve vozech Škoda Octavia RS nebo Audi A4. Ten je však přepřňován pouze turbodmychadlem.



Obr. 28 Průběh kroutícího momentu s použitím jednotlivých zařízení [15]



Obr. 29 Průběh kroutícího momentu odpovídajícímu atmosférickému motoru [15]

Co je výhodou „downsizingu“ je fakt, že malý motor má oproti většímu podobně výkonnému nižší třecí ztráty, což se projeví na nižším středním třecím efektivním tlaku p_{fme} a tím pádem vyšší mechanické účinnosti (viz. rovnice 4.13). Jen pro zajímavost, Volkswagen při vývoji tohoto systému přeplňování spotřeboval, respektive zničil kolem 250 motorů.

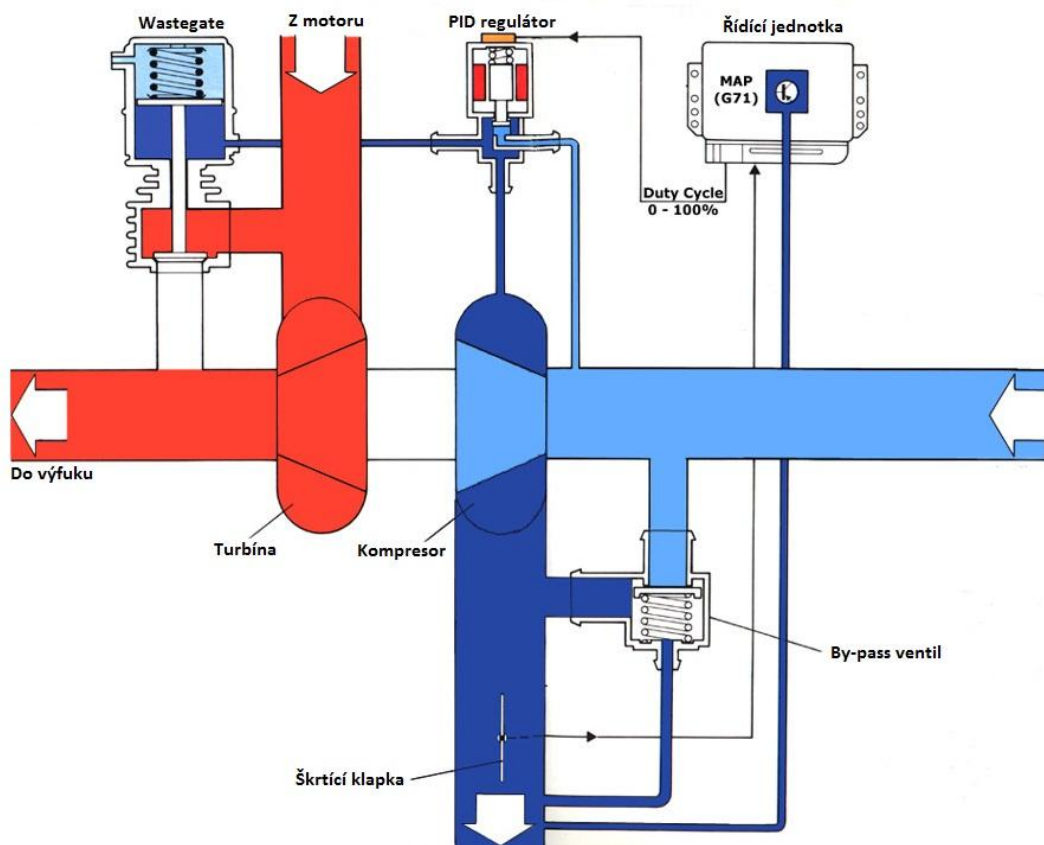
4.4. Regulace plnicího tlaku

Aby se dosáhlo požadované křivky plnicího tlaku a tím pádem kroutícího momentu v průběhu otáček, je potřeba plnicí tlak u přeplňovaných motorů regulovat. Možností je samozřejmě spousta od jednoduchých přes ty složitější. Co se turbodmychadel týče, v současné době se plnicí tlak reguluje obtokovým ventilem, tzv. „wastegate“, nebo je zde poněkud pokroková technologie VGT (Variable Geometry Turbine), což je systém patentovaný firmou Honeywell/Garrett.

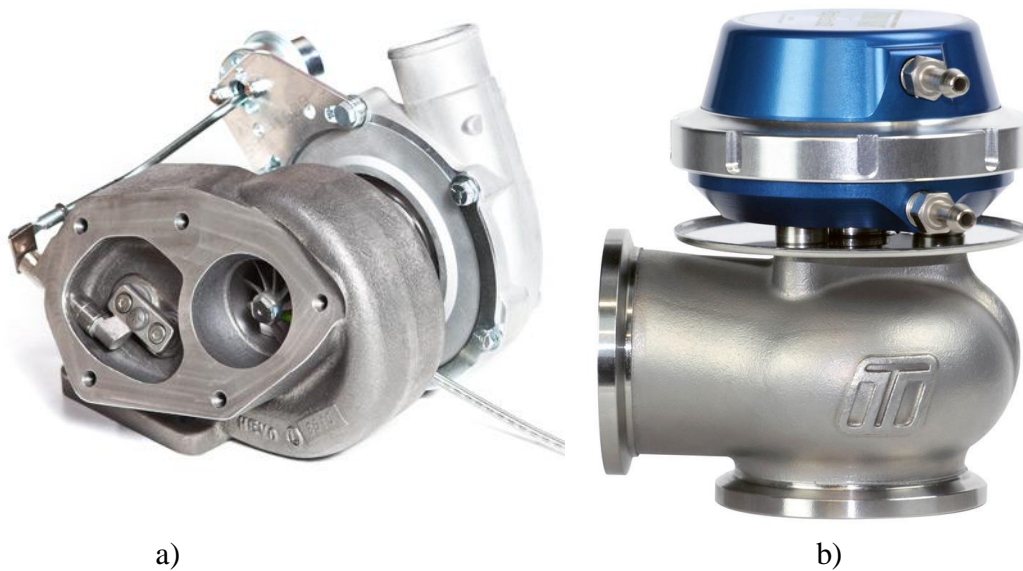
4.4.1. Obtokový ventil „wastegate“

Základním a nejjednodušším zařízením je již zmíněný „wastegate“ (dále jen WG). Jde o jednoduchý a nejlevnější způsob odvádění výfukových plynů a tím pádem zpomalení turbíny. Tyto obtokové ventily existují buď interní, což je nejčastější případ, nebo externí. První jmenovaný WG je situován v turbínovém housingu hned vedle turbínového kola, takže během regulace spaliny opustí turbodmychadlo těsně před turbínou. Aktuátor je připevněn na přírubě na kompresorovém housingu. Druhý typ, externí WG, se používá většinou v oblasti automobilového tuningu a upevňuje se na přírubu na výfukových svodech. Výhodou externího WG je lepší možnost naladění regulace, kombinace s různými turbodmychadly, široký výběr na trhu a také lepší design. Externí a interní wastegaty jsou ovládány stejným způsobem.

Ovládání wastegatu je umožněno přes přetlakový nebo podtlakový aktuátor a zdroj ovládacího tlaku je buď přímo sací potrubí za turbodmychadlem, nebo v případě řízení podtlakem je to podtlaková vývěva, která je součástí motoru. Úplně základní přímá regulace spočívá v tom, že jakmile dosáhne plnicí tlak hodnoty, na který je navržený aktuátor, resp. pružina uvnitř, WG se otevře a plnicí tlak poklesne. Druhý případ nastane, pokud máme náročnější požadavky na plnění motoru a chceme pozměnit křivku kroutícího momentu. Potom je nutné mezi aktuátor a zdroj tlaku, resp. podtlaku umístit PID regulátor, který je napojený na řídicí jednotku vozidla. Ta má v sobě mapu plnicího tlaku, který je snímán v sání MAP senzorem (MAP – z ang. Manifold Absolute Pressure). Jednotka posílá PWM signál do PID regulátoru který propouští tlak do aktuátoru podle mapy v řídicí jednotce a tím pádem je WG schopný otevírat se buď dříve nebo později. Nevýhodou obtokového ventilu je nemožnost zvýšit plnicí tlak v nízkých otáčkách, protože pokud je WG zavřený, není možno turbínu již více zrychlit. Plnicí tlak jde také regulovat manuálně mechanickým regulátorem namísto PID regulátoru, používá se však velmi zřídka a většinou ve vozech zasažených tuningem.



Obr. 30 Schéma zapojení PID regulátoru mezi kompresor a aktuátor [9]



a)

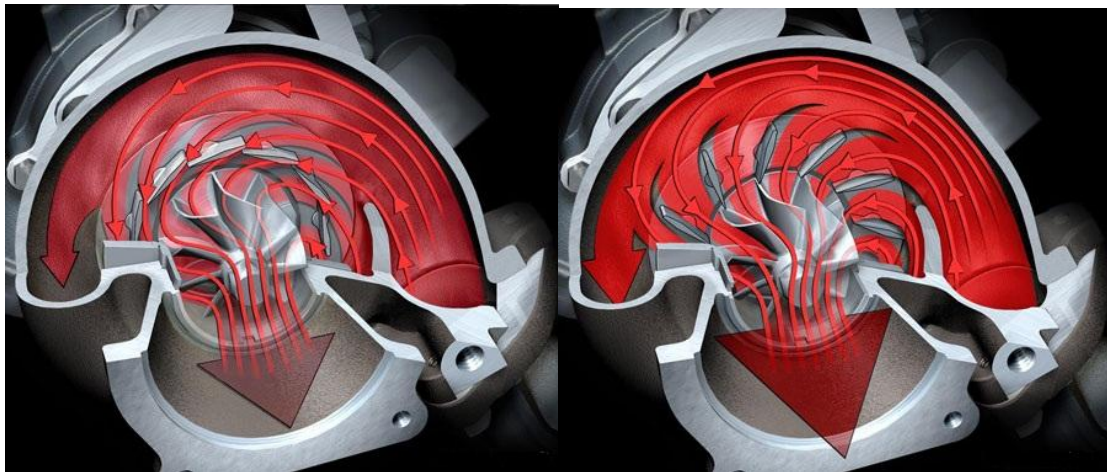
b)

Obr. 31 Interní a) a externí wastegate b)

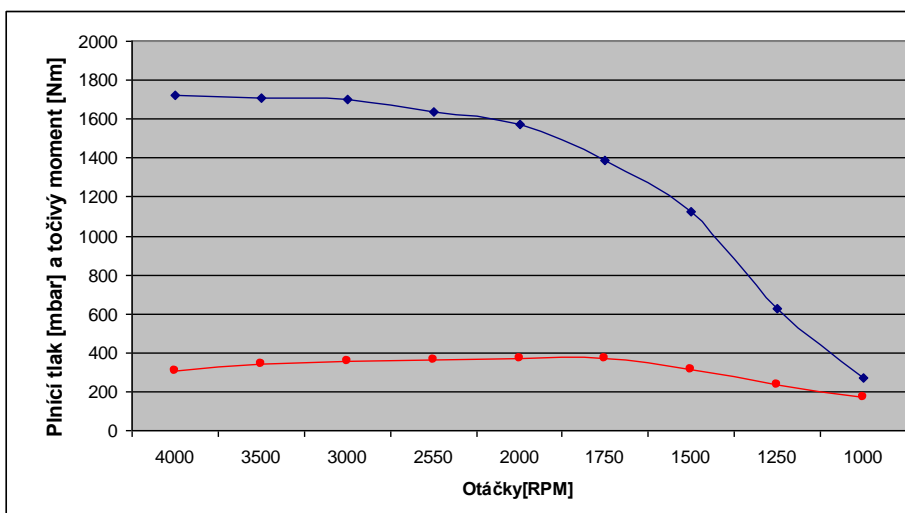
4.4.2. VGT

System VGT (Variable Geometry Turbine) byl uveden do provozu v roce 1995 a původně byl vyvinut pro koncern Volkswagen, konkrétně do motoru 1.9 TDI 66kW. Patent na VGT získala firma Garrett/Honeywell a někdy se můžeme se stejným systémem setkat pod názvem VNT (Variable Nozzle Turbocharger, z ang. Nozzle – tryska, zúžení), který firma Honeywell používá pro interní účely a testování. Jedná se o systém natáčení lopatek v turbínovém housingu za účelem zvýšení otáček turbíny a tím pádem i kompresorového kola. Konstrukteři Honeywellu docílili toho, že přivřením těchto lopatek v nízkých otáčkách motoru je možné zvýšit plnicí tlak a dosáhnout tak dosáhnout vysokého kroučícího momentu. Lopatky VGT jsou stejně jako u obtokového ventilu wastegate ovládány aktuátorem, a to podtlakovým. Proto mají všechny moderní naftové motory jako zdroj podtlaku vývěvu poháněnou vačkovou hřídelí. Jak již bylo zmíněno v kap. 4.4.1., někdy se používá na regulaci plnicího tlaku PID regulátor. U VGT technologie je tento element nezbytnou součástí, protože vývěva dodává konstantní podtlak a velikost natočení lopatek je závislá na informaci z řídicí jednotky, konkrétně z mapy plnicího tlaku.

Výhodou, jak již bylo řečeno, je možnost dosažení vysokého kroučícího momentu v nízkých otáčkách motoru, stejně jako prakticky libovolné křivky kroučícího momentu v celém pásmu otáček. Nevýhodami VGT jsou vyšší cena, nutnost omezení teploty spalin a především náročnost na tvar a geometrii lopatek kompresorového kola. Je to dáno krajními limitami kompresoru, o kterých je řeč v kap. 4.1.1. Pokud máme dosáhnout vyššího plnicího tlaku při nízkých otáčkách, kdy motor nespotřebuje tolik vzduchu, je nutné posunout „surge limit“ směrem vlevo na kompresorové mapě. Tím se vyhneme vzniku rázů v sacím potrubí motoru. V podstatě zvětšíme rozsah objemového průtoku.



Obr. 32 Zavřené a) a otevřené b) lopatky systému VGT [10]



Obr. 33 Průběh plnicího tlaku (modře) a kroučícího momentu (červeně) v závislosti na otáčkách motoru dosažený pomocí VGT

4.4.3. REA

O REA (Rotary Electronic Actuator) není třeba se nějak zvlášť rozepisovat, protože je to v podstatě stejný systém regulace jako VGT. V turbodmychadle je přítomen modul s natáčejícími se lopatkami, ale místo podtlakového aktuátoru jsou tyto lopatky ovládány elektronicky pomocí servomotoru, který má uvnitř klasické šnekové soukolí s převodovým poměrem cca 60:1. Opět se zde využívá PID regulace v závislosti na signálu, který vysílá řídicí jednotka motoru. Jakmile dostane modul REA signál ke změně plnicího tlaku, šnekové soukolí se dá do pohybu a ramínko připevněné na modulu mění polohu lopatek, stejně jako aktuátor.

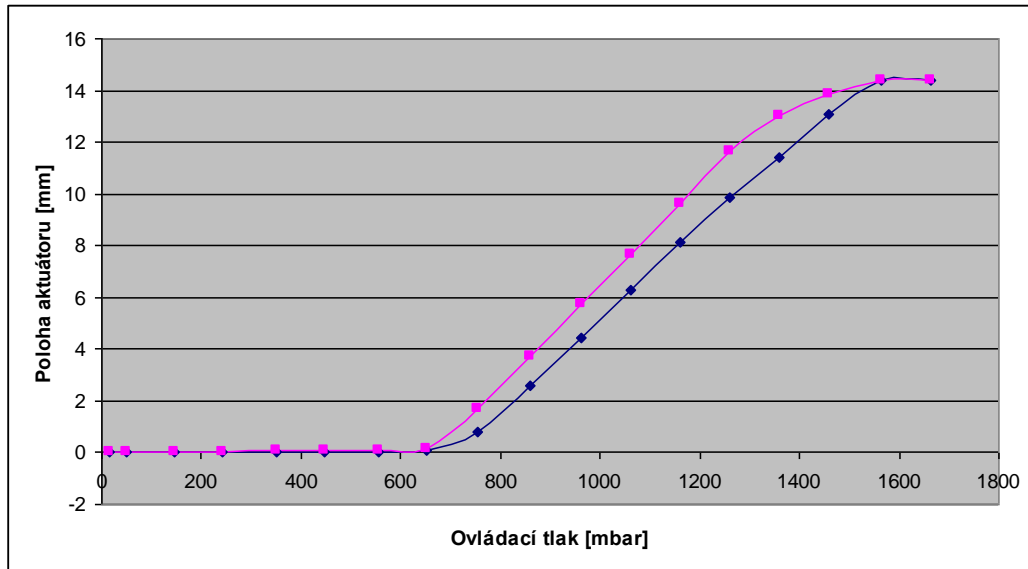
Výhodou regulace REA je přesnější ovládání plnicího tlaku a především je tím eliminován vznik jevu zvaného hystereze, o kterém bude zmínka v následující kapitole. Nevýhoda je pochopitelně ve vyšší ceně a komplikovanosti celého systému. Z toho důvodu může hrozit porucha na elektroinstalaci.



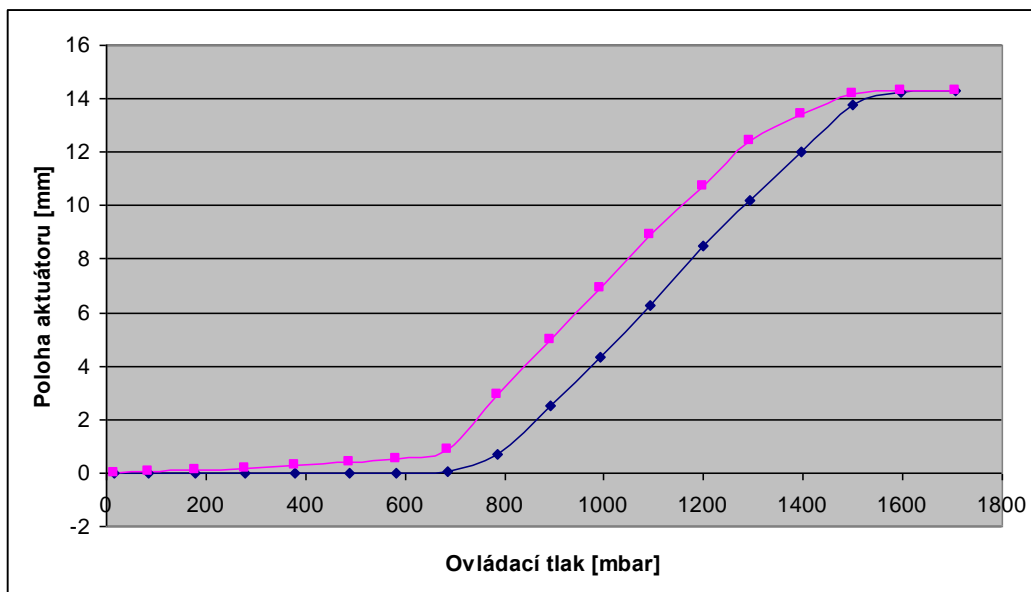
Obr. 34 Turbodmychadlo s modulem REA namísto podtlakového aktuátoru [17]

4.4.3.1. Hystereze aktuátoru

Hystereze je v oblasti přepřínování turbodmychadlem častý jev, který se vývojáři snaží co nejvíce eliminovat. Je to délkový rozdíl mezi polohou aktuátoru při jeho otevírání a při jeho zavírání, za konstantního tlaku v konkrétní poloze (wastegate) a rozdíl v poloze natáčejících se lopatek (VGT) při jejich otevírání a zavírání. Na obr. 35 je vidět hystereze nového a) aktuátoru a aktuátoru po 200 hodinách provozu b).



a)



b)

Obr. 35 Rozdílná hystereze na novém a) a použitém b) aktuátoru (modrá křivka při otvírání, červená při zavírání)

4.4.4. Rozpínací spojka

U mechanických kompresorů se plnicí tlak reguluje rozpojováním a spojováním pohonu kompresoru. V případě, že motor pracuje v pásmu zátěže, kdy nepotřebuje přeplňování a chová se jako atmosférický, se další energie může ušetřit. Děje se tak pomocí elektromagnetické spojky, která bývá buď v přímo v kompresoru, nebo jak můžeme vidět např. u TSI motorů od Volkswagenu, ukrývá se spojka ve vodním čerpadle, odkud je vysokorychlostně poháněno přes řemen dmychadlo Roots (viz kap. 4.3.).

4.4.5. Blow- off ventil

Takzvaný „blow-off“ ventil je zařízení, které se používá především v oblasti motorsportu nebo automobilového tuningu. Princip činnosti blow-off ventilu spočívá v odpouštění vzduchu v případě, že škrťací klapka v sání se náhle zavře, tzn. při prudkém ubrání plynu nebo při přeřazení na jinou rychlost. V okamžiku zavření škrťací klapky nemá vzduch kam proudit a na kompresorové kolo působí zpětný tlak. To má za následek zaprvé jeho náhlé zpomalení a zadruhé extrémní namáhání hřídele turbodmychadla, především na krut. Blow-off ventil (dále jen BOV) je připojený podtlakovou hadicí na sání a při zavření škrťací klapky je podtlakem ze sání ovládána membrána na odpouštění vzduchu. BOV se dělí na dva základní typy:

- s otevřenou smyčkou (obr. 36a)) – přebytečný vzduch je odveden ventilem ven do atmosféry. To má za následek efektní zvukovou kulisu. Nevýhodou BOV s otevřenou smyčkou je nesprávné informování řídicí jednotky v okamžiku úniku vzduchu. Pokud unikne vzduch, který prošel přes váhu vzduchu (MAF – z ang. Mass Air Flow) a ta podle něj spočítala poměr směsi, motor je krátkodobě plněn bohatou směsí.
- s uzavřenou smyčkou (obr. 36b)) – vzduch, který BOV uvolní ze sacího potrubí, se vrací zpět do sání, ale před kompresor i před váhu vzduchu. Jeho zvukový efekt není tak výrazný a do motoru jde stále stejné množství vzduchu, jaké prošlo přes váhu vzduchu.



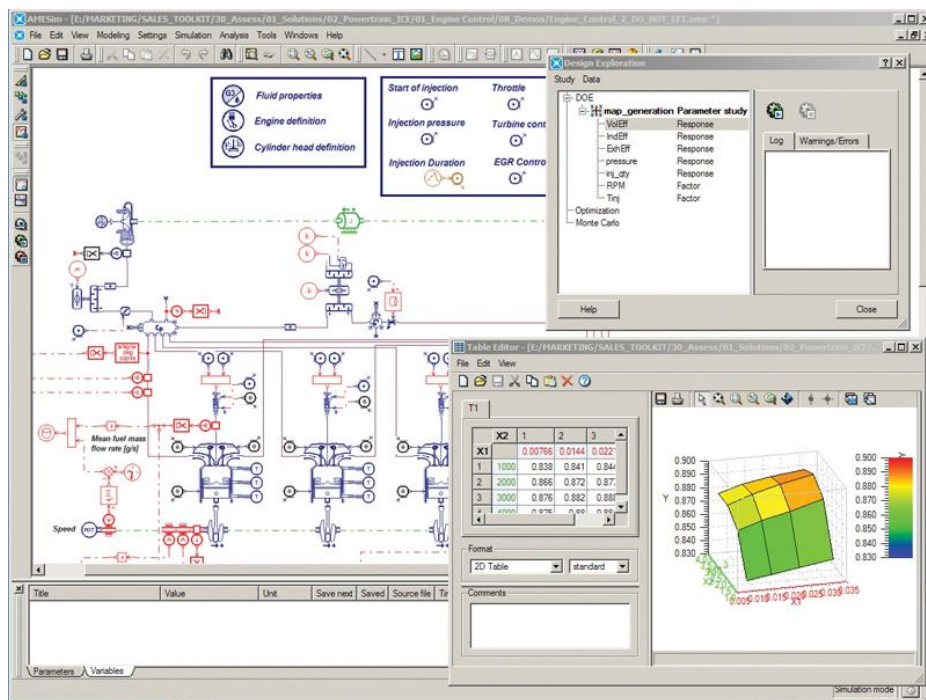
Obr. 36 Blow-off ventil s otevřenou a) a uzavřenou b) smyčkou [20]

5. Výpočtové programy a simulace modelování spalovacích motorů

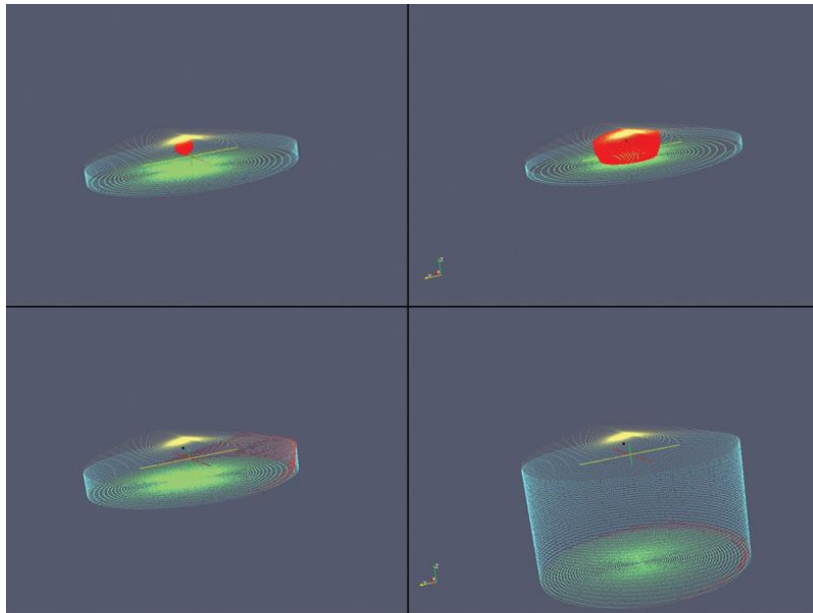
V současné době, kdy při vývoji jakéhokoliv strojního zařízení je použito výpočetní techniky, se rozrůstá počet těchto simulačních programů samozřejmě také v oblasti termomechaniky spalovacích motorů, ať už atmosférických nebo přeplňovaných. Nejznámější z nich jsou firmy LMS, Lotus Engine a AVL. Poslední jmenovaná značka se věnuje nejen softwaru, ale vybavuje testovací laboratoře po celém světě motorovými brzdami, zařízeními pro snímání parametrů motoru, palivovými a vodními kondicemi a dalšími zařízeními nezbytnými pro testování motorů v laboratořích. V následující kapitole si řekneme něco o těchto výpočtových softwarech, které ušetří automobilkám při vývoji spoustu úsilí, času a peněz.

5.1. LMS Imagine.Lab Combustion engine

LMS Imagine.Lab CE je užitečným pomocníkem v oblasti konstruování a modelování spalovacích motorů, který byl vyvinut ve spolupráci s firmou IFP. Využívá velice přesného fyzikálního modelu motoru a jeho komponentů, například vstřikování, přeplňování atd. a nabízí flexibilní virtuální prostředí pro navrhování jednotlivých činností motoru, jako například průtok sacím potrubím, hydromechanika vstřikování, spalovací proces a nakonec také simulaci měření emisí. Uživatelské prostředí je znázorněno na obr. 37 a 38. [11]



Obr. 37 Kontrolní simulace spalovacího motoru v programu LMS AmeSIM [11]



Obr. 38 Iniciace zápalu směsi v programu AmeSIM [11]

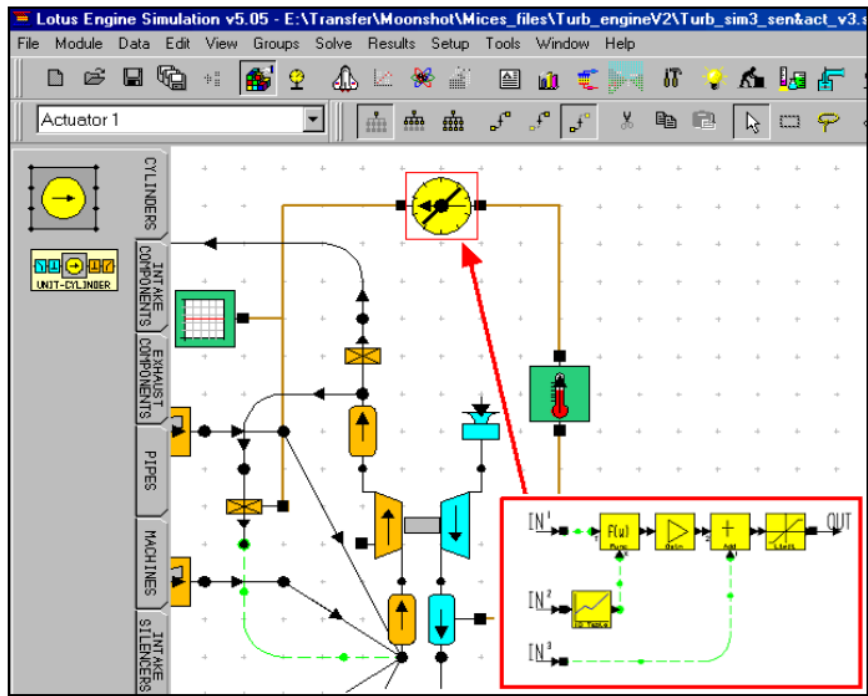
5.2. Lotus Engine Simulation

LES je simulační prostředí pro předurčení přechodného chování nebo rovnovážného stavu dvou- nebo čtyřdobých motorů. Je kombinací modelů pro neustálené proudění plynu v sacím či výfukovém potrubí, modelů charakterizujících proces zapalování hoření a obsahuje uživatelsky přijatelné rozhraní pro rychlé a účinné simulování. Tvoření samotného modelu je díky knihovnám velmi jednoduché a stačí pouze z těchto knihoven vybrat potřebné elementy. Při samotném testování je program schopný vyhodnocovat současně až 10 hodnot. Z naměřených hodnot je pak umožněno tvořit grafy a sledovat tak průběhy těchto hodnot v závislosti na různých aspektech (otáčky motoru, kroutící moment atd.). Náhled do LES můžeme vidět na obr. 39. [12]

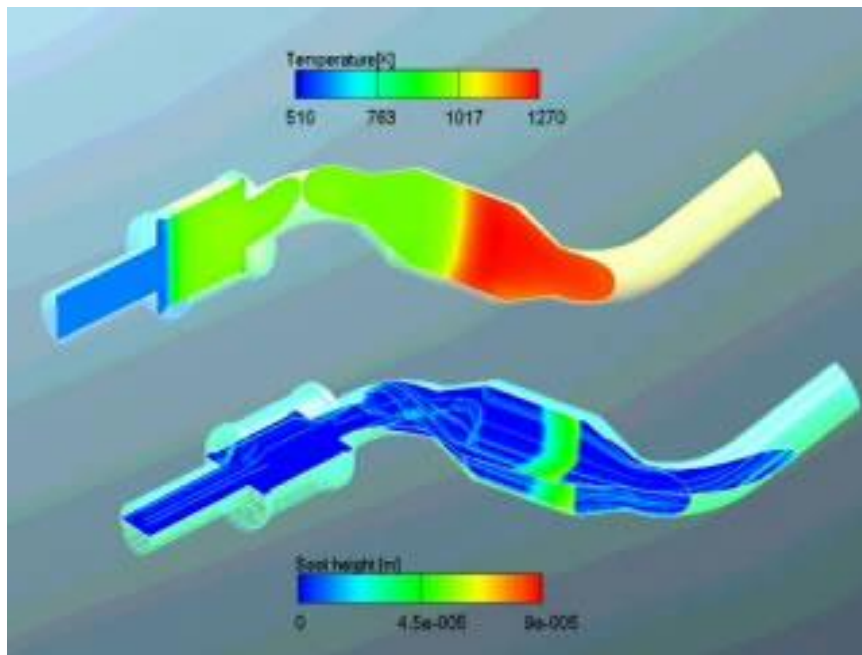
5.3. AVL Boost

AVL Boost je vysoce pokročilý, plně integrovaný systém virtuální simulace spalovacích motorů s velmi vyspělým fyzikálním modelem pro relativně přesnou predikci chování motoru, jako jeho výkon, hluk, účinnost nebo množství uvolněných emisí. Program kvalitně podporuje vývoj motorů tak, že pro danou koncepci může být požadovaného výkonu a kroutícího momentu může být dosaženo v kombinaci s optimálním množstvím emisí, spotřebou paliva a v neposlední řadě také komfortem cestujících.

AVL Boost umožňuje a nabízí funkce pro simulaci v širokém spektru od počátečního konceptu až po výsledné ladění řídicí jednotky na samotném motoru, jako například množství vstřikovaného paliva nebo naladění předstihu tak, aby nebyla omezena životnost motoru, například detonačním hořením – klepáním. [13]



Obr. 39 Uživatelské prostředí programu Lotus Engine Simulation [12]



Obr. 40 Náhled do simulace pomocí systému AVL Boost [13]

6. Geometrie lopatkového stroje

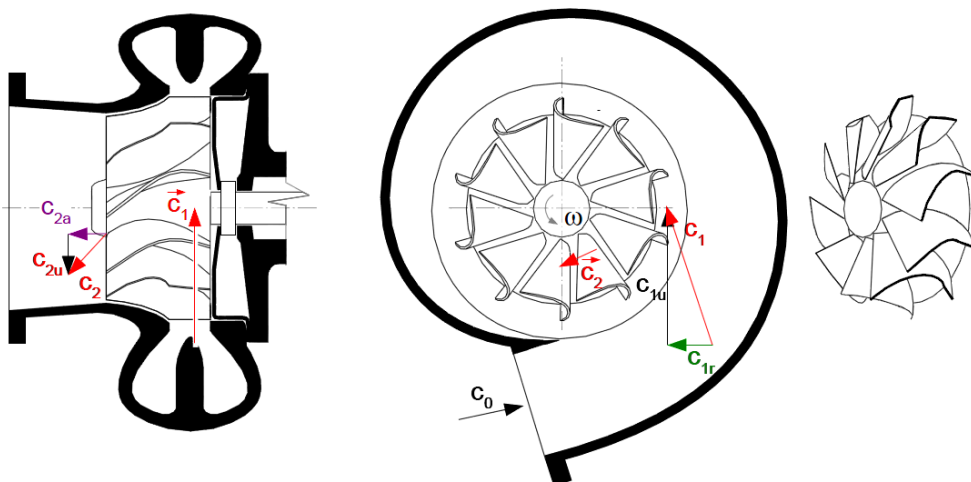
Rotor lopatkového stroje je tvořen rotujícími kanály, kterými proudí pracovní tekutina. Vlivem silového působení proudu na tyto kanály dochází k transformaci energie (potenciální nebo tepelné) na mechanickou práci (turbína). U čerpadel, kompresorů, ventilátorů apod. probíhá opačný proces, kdy vlivem silového působení rotujícího kanálu na proudící tekutinu tekutina energii získává a tak dochází k přeměně mechanické práce na energii potenciální či tepelnou. Z pohledu transformace energie tedy rozdělujeme lopatkové stroje na tepelné a hydraulické. V tepelných lopatkových strojích dochází ke změně tlaku a hustoty a často i teploty. V případě hydraulických strojů dochází ke změně tlaku (hustota a teplota zůstávají přibližně konstantní).

Než začneme řešit samotnou transformaci energie v lopatkových strojích, řekněme si něco o kinematice proudového vlákna. Rotor lopatkového stroje je rotační mechanismus s jedním stupněm volnosti. Rotor je tvořen rotujícími kanály, což je prostor mezi lopatkami. Do těchto rotujících kanálů vstupuje pracovní tekutina s rychlostí \vec{c}_1 a vystupuje s rychlostí \vec{c}_2 . Rychlost tekutiny c nazýváme absolutní a má tři prostorové složky. Složka rychlosti ve směru osy se nazývá axiální a označuje se indexem a . Složka rychlosti ve směru rotace se nazývá obvodová a označuje se indexem u . Složka rychlosti kolmá na axiální směr a směřující k ose, respektive od osy rotace se nazývá radiální a označuje se indexem r . Dále tu je obvodová rychlost rotoru stroje u . Obvodová rychlost rotoru je závislá na vzdálenosti od osy rotace r (poloměru) a úhlové rychlosti ω :

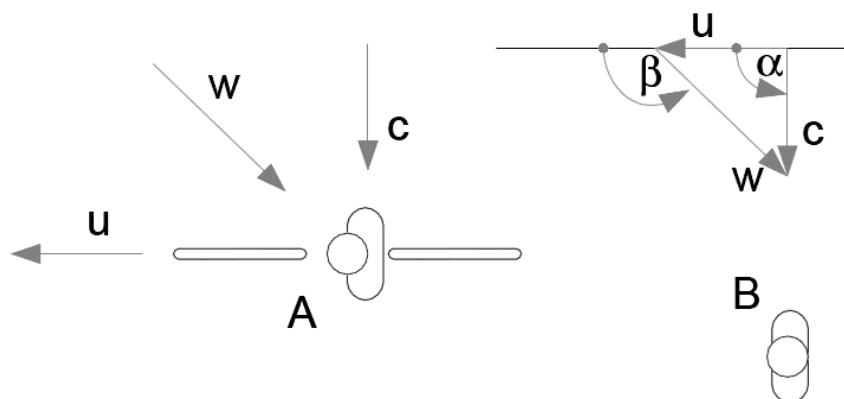
$$u = \omega \cdot r. \quad (6.1)$$

Mimo absolutní rychlost proudu a obvodové rychlosti rotoru pracujeme ještě s relativní rychlostí proudu w . Relativní rychlost proudu je rychlost proudu tekutiny vnímána pozorovatelem, který se pohybuje souběžně s rotujícím kanálem lopatkového stroje. I relativní rychlost má tři prostorové složky jako rychlost absolutní.

Absolutní rychlost proudu na vstupu či výstupu do lopatkového kanálu je vektorovým součtem rychlosti relativní a absolutní. Grafickému znázornění těchto tří rychlosti říkáme rychlostní trojúhelník (obr. 43). [19]

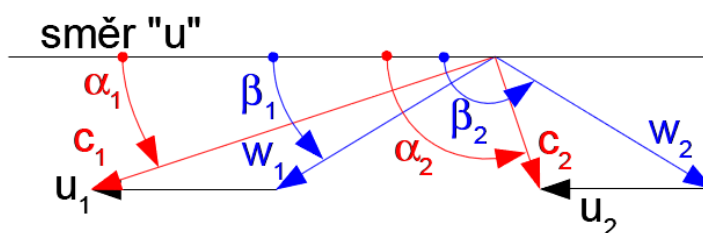


Obr. 41 Absolutní rychlost a její složky na vstupu a výstupu u radiálně axiální turbíny [19]



Obr. 42 Vysvětlení pojmu relativní rychlost [19]

Na obr. 42 je vysvětlen pojem relativní rychlost vnímána pozorovatelem. Pozorovatel A je v pohybu a vnímá směr větru jako šikmý, zatímco pozorovatel B stojí v klidu a směr větru přichází kolmo na něj. u je v toto případě rychlost cyklisty, c rychlost větru a w relativní rychlost. Na obr. 43 vidíme systém kótování úhlů rychlostního trojúhelníku, kde α je úhel absolutní rychlosti a β úhel relativní rychlosti.



Obr. 43 Systém kótování úhlů v rychlostním trojúhelníku [19]

7. Závěr

Tato bakalářská práce byla zaměřena na různé moderní metody přeplňování spalovacích motorů. Při neustálém porovnávání přeplňovaných motorů s atmosférickými se ukázaly jasné výhody přeplňování v oblasti termomechaniky i konstrukce a rozměrů. Tyto výhody v současné době vedou k tomu, že čím dál více konstruktérů automobilů se ubírá tímto směrem a stále častěji se setkáváme s vozy vybavenými turbodmychadlem nebo méně častěji mechanickým kompresorem. V posledních několika letech se výrobci automobilů soustředili na vývoj naftových motorů, ale ten dnes není tak diskutovaný. Propagace naftových motorů je dle mého názoru dobře promyšlená reklama, protože automobilky se stále chlubí tím, kolik jejich diesely produkují oxidu uhličitého. Ten se odvíjí od spotřeby paliva, kterou má každý naftový motor nižší než adekvátní benzinový díky vyšší termické účinnosti. Avšak stále nevyřešeným problémem naftových motorů je produkce pevných částic a uhlovodíků, to už ale obsahem reklamy výrobců není. Pevné částice jsou u nových vozů paradoxně nebezpečnější, protože při případném vdechnutí do plic se už nedostanou při své velikosti ven a mohou působit rakovinotvorně. Jejich menší rozměry jsou dány stále dokonalejšími vstřikovacími systémy. Dá se říct, že dnes se vývoj vrací opět k benzinovým motorům. Proto jsem práci zaměřil právě na ně. Kvůli přísným emisním normám se konstruktéři snaží snižovat produkci škodlivin a snižovat měrnou spotřebu paliva na jednotku výkonu. Co se týče samotné konstrukce tepelných strojů sloužících k přeplňování, můžeme říct, že se nedají očekávat žádné výrazné změny ve tvaru lopatek nebo spirálních skříní. Limitujícím faktorem je zde spíše použití správných materiálů. Důvodem je vysoká teplota výfukových plynů benzinových motorů a tím pádem vysoké tepelné namáhání součástí turbodmychadel. Ovšem propojení vývoje turbodmychadel například s leteckým průmyslem nám v budoucnu stále častěji umožní použití vysoce tepelně odolných materiálů, a proto každým rokem se limity tepelné odolnosti turbodmychadel posouvají směrem nahoru. Proto se stávají dostupnějšími pro benzinové motory. Jak bylo zmíněno v jedné z kapitol, zvýšené účinnosti přeplňovaných motorů se docílilo zásadní změnou v konstrukci dodávání paliva do válce. Dnešní přeplňované motory jsou vybaveny především vysokotlakým přímým vstřikováním paliva. To posune hranici detonačního spalování a umožní použití vyššího kompresního poměru, který se v dnešní době dá srovnat kompresním poměrem v motorech atmosférických.

Co se týče oblasti simulačních metod, myslím si, že jejich vývoj půjde dopředu současně s vývojem informačních technologií a počítačového hardwaru. Podle informací ze společnosti AVL však simulační programy a testovací zařízení spalovacích motorů jsou již na tak vysoké úrovni, že jejich vývoj stagnuje a soustředí se na testování a simulování podmínek ve vozidlech s elektromotory, případně hybridy které jsou na výrobních programech automobilek vidět stále častěji.

Virtuální simulování by však nemělo žádný smysl, pokud by nebylo možné naměřené hodnoty někde ověřit. Proto vedení firem vyrábějící turbodmychadla investují obrovské částky peněz do stavby testovacích laboratoří a do následného testování. Ročně se tak najedou desítky tisíc testovacích hodin, při kterých se zjišťuje, jak s provozem klesá výkon turbodmychadla, jak se opotřebovávají konkrétní součásti a v neposlední řadě se také při testech tvoří kompresorové mapy, které charakterizují konkrétní turbodmychadlo. Například nejproduktivnější laboratoř největší firmy na výrobu turbodmychadel měla za loňský rok produkci přes 100 000 testovacích hodin. Díky testování lze z motorů dostat opravdu téměř maximum, což je důležité pro koncového zákazníka, který si vše také zaplatí.

8. Seznam použité literatury

- [1] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Vyd. 3. přeprac. /. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 284 s. ISBN 80-214-2409-5.
- [2] HIERETH, Hermann a P PRENNINGER. *Charging the internal combustion engine*. New York: Springer, c2007, 268 s. ISBN 978-3-211-33033-3.
- [3] CHARGER FORUM. [online]. [cit. 2012-05-15]. Dostupné z: <http://www.dodgecharger.com/forum/index.php?topic=70250.0>
- [4] AUTO MOTO NEWS. [online]. [cit. 2012-05-15]. Dostupné z: <http://www.automotonews.cz/2012/01/01/predstavujeme-special-audi-sport-quattro-s1/>
- [5] TURBOCHARGER DIAGNOSIS AND REPAIR. [online]. [cit. 2012-05-15]. Dostupné z: http://www.aa1car.com/library/turbo_repair.htm
- [6] IMPREZA WRX FORUM. [online]. [cit. 2012-05-15]. Dostupné z: <http://www.wrx.com.au/forum/viewtopic.php?f=56&t=53416>
- [7] HONEYWELL TURBO TECHNOLOGIES. [online]. [cit. 2012-05-15]. Dostupné z: <http://turbo.honeywell.com/whats-new-in-turbo/video/gasoline-dualboost-turbo/>
- [8] MOTAIR. [online]. [cit. 2012-05-15]. Dostupné z: http://www.motair.de/index.php?id=114&tx_ttnews%5Btt_news%5D=109&chash=595a40072ea2cb03a72bc14a8719a468
- [9] SEAT CUPRA FORUM. [online]. [cit. 2012-05-15]. Dostupné z: <http://www.seatcupra.net/forums/showthread.php?t=6932>
- [10] PAUL TAN ´S AUTOMOTIVE NEWS. [online]. [cit. 2012-05-15]. Dostupné z: <http://paultan.org/2006/08/16/how-does-variable-turbine-geometry-work/>
- [11] LMS ENGINEERING INNOVATION. [online]. [cit. 2012-05-15]. Dostupné z: <http://www.lmsintl.com/internal-combustion-engine>
- [12] LOTUS ENGINEERING. [online]. [cit. 2012-05-15]. Dostupné z: http://www.lotusfiles.com/engineering/lesoft/LES_insert.pdf
- [13] ADVANCED SIMULATION TECHNOLOGIES. [online]. [cit. 2012-05-15]. Dostupné z: <https://www.avl.com/web/ast/boost>
- [14] ŠTĚTINA, Josef. *Obehý02.pdf*. s. 11 [cit. 2012-05-15].
- [15] YOUTUBE. [online]. [cit. 2012-05-15]. Dostupné z: <http://www.youtube.com/watch?v=aqMySTgUPGo>
- [16] Gasoline Seminar 07 Session 3 - Engine Downsizing.pdf, 47 s.
- [17] CLIFFE, Peter. REA Training May 05.pdf, 31 s.

- [18] MUSTANG FORUMS. [online]. [cit. 2012-05-15]. Dostupné z:
<http://mustangforums.com/forum/pipes-boost-and-juice/92444-positive-displacement-supercharger-info.htm>

- [19] ŠKORPÍK, Jiří. Prednaska_3_162 01 Lopatkové stroje-shrnutí.pdf.s. 28
[cit. 2012-05-18].

- [20] HIGH PERFORMANCE PARTS [online]. [cit. 2012-05-19].Dostupné z:
<http://www.highperformanceparts.cz/katalog/30-blow-off-ventily-bov>

9. Seznam použitých veličin

Veličina	Symbol	Jednotka
Práce	A	J
Měrná spotřeba paliva	BSFC	g.kW-1.h-1
Absolutní rychlost	c	[m.s ⁻¹]
Průměr pístu	d	m
Entalpie	i	[J/kg]
Moment setrvačnosti	I	[kg.m ²]
Hmotnost	m	[kg]
Hmotnostní průtok	\dot{m}	[kg.s ⁻¹]
Otáčky motoru	n	[s ⁻¹]
Výkon	P	[W]
Tlak	p	[Pa]
Teplo	Q	[J]
Měrná plynová konstanta, poloměr	r	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹ ,m]
Entropie	S	[J.K ⁻¹]
Termodynamická teplota	T	[K]
Obvodová rychlost	u	[m.s ⁻¹]
Objem	V	[m ³]
Objemový průtok	\dot{V}	[m ³ .s ⁻¹]
Relativní rychlost	w	[m.s ⁻¹]
Zdvih pístu	Z	[m]
Kompresní poměr	ε	[-]
Účinnost	η	[-, %]
Adiabatický exponent	χ	[-]
Poměr stlačení	ψ	[-]
Úhlová rychlost	ω	[rad.s ⁻¹]

Seznam indexů

Stav	Symbol
Vzduch, axiální	a
Dodané	add
Střední efektivní na brzdě	bme
Odvedené	c
Na kompresoru	C
Válec	cyl
Palivo	F
Střední efektivní třecí	fme
Přivedené	h
Přivedené za $p = \text{konst.}$	hp
Přivedené za $V = \text{konst.}$	hv
Indikovaný	i
Střední efektivní indikovaný	ime
Výhřevnost	low
Mechanická	m
Minimální	min
Píst, při $p = \text{konst.}$	p
Radiální	r
Spalovací	s
Při $S = \text{konst.}$	S-i
Termická	t
Na turbíně	T
V turbodmychadle	TC
Obvodová	u
Při $V = \text{konst.}$	v
Zdvihový	z