



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZÁVODNÍ ZÁŽEHOVÝ PŘEPLŇOVANÝ MOTOR

RACING TURBOCHARGED SI ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MARTIN KOPEČEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Kopeček

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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 diplomové práce:

Závodní zážehový přeplňovaný motor

v anglickém jazyce:

Racing Turbocharged SI Engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh zážehového přeplňovaného motoru. Snažte se konstrukčně vycházet z již stávajícího spalovacího motoru.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte dostupnou rešerši konstrukčních řešení současných zážehových přeplňovaných motorů.
2. Proveďte návrhový výpočet pro zvolení vhodného typu turbodmyhadla.
3. Sestavte výpočtový model zážehového přeplňovaného motoru.
5. Proveďte výpočtovou studii spolupráce spalovacího motoru a turbodmyhadla a zhodnoťte získané výsledky.

Seznam odborné literatury:

- [1] Hofmann, Karel. Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory. :Přepřínování spalovacích motorů. / 2. vyd. Brno : VUT Brno, 1985. 134 s.
- [2] HEISLER, H. Advanced Engine Technology. 1st edition. Oxford: Arnold, 1995, reprint 2002. ISBN 1-56091-734-2.
- [3] KOŽOUŠEK, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. 1. vydání. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983, 488 s.
- [4] RAUSCHER, J. Spalovací motory. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2005. Studijní opory VUT v Brně.

Vedoucí diplomové práce: Ing. David Svída, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 6.11.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá úpravou zážehového přeplňovaného motoru pro závodní použití. Hlavním cílem bylo navrhnout typ vhodného turbodmychadla a potřebné změny pro správnou funkci motoru. Pro úpravu se vycházelo z motoru Mitsubishi 4G63T.

KLÍČOVÁ SLOVA

turbodmychadlo, přeplňování, 4G63, Lotus Engine Simulation

ABSTRACT

This thesis deals with the adjustment racing turbocharged SI engine. The main objective was to design a suitable type of turbocharger and changes needed for proper engine operation. The upgrades were based on the stock Mitsubishi 4G63T engine.

KEYWORDS

turbocharger, supercharging, 4G63, Lotus Engine Simulation



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOPEČEK, M. *Závodní zážehový přeplňovaný motor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 89 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Davida Svídy, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2014

.....

Martin Kopeček



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu práce Ing. Davidu Svídovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky. Dále děkuji Ing. Martinu Beranovi za pomoc při měření v laboratořích ÚADI a rady k problematice přeplňovaného motoru.



OBSAH

Úvod.....	10
1 Výkon spalovacího motoru	11
1.1 Zdvihový objem	11
1.2 Střední efektivní tlak	12
1.2.1 Součinitel přebytku vzduchu.....	13
1.2.2 Plnicí účinnost motoru.....	14
1.3 Hltnost přeplňovaného motoru.....	16
2 Přeplňovaný zážehový motor	20
2.1 Dynamické přeplňování	20
2.2 Přeplňování turbodmyčadlem	21
2.2.1 Konstrukce a princip činnosti turbodmyčadla	21
2.2.2 Parametry turbodmyčadla	23
2.2.3 Provoz turbíny.....	24
2.2.4 Charakteristika kompresoru a turbíny	25
2.2.5 Regulace turbodmyčadla.....	27
2.3 Mechanicky poháněná dmyčadla	28
2.3.1 Rotační objemová dmyčadla.....	29
2.4 Variabilní ventilové rozvody	30
2.4.1 Variabilní časování ventilového rozvodu MIVEC.....	31
2.4.2 Pracovní režimy motoru	32
3 Motor 4G63T	33
3.1 Hlava motoru.....	34
3.1.1 Ventilový rozvod.....	34
3.2 Blok motoru a klikový hřídel	35
3.2.1 Ojnice a pístní skupina	36
3.3 Přeplňování	37
4 Navrhované úpravy pohonné jednotky	38
4.1 Zdvihový objem	38
4.1.1 Písty	38
4.1.2 Ojnice.....	39
4.2 Otáčkový rozsah motoru.....	39
4.3 Ventilový rozvod.....	40
4.3.1 Vačkové hřídele.....	40
4.3.2 Časování ventilového rozvodu.....	40
4.4 Turbodmyčadlo	41



5	Výpočtový model.....	42
5.1	Lotus Engine Simulation	42
5.2	Výpočtový model sériového motoru	43
5.2.1	Válcová jednotka.....	43
5.2.2	Ventilový rozvod.....	43
5.2.3	Sací trakt	44
5.2.4	Výfukový trakt	45
5.2.5	Přepřňování	47
5.2.6	Testovací podmínky	47
5.2.7	Zhodnocení výpočtového modelu sériového motoru	49
5.3	Výpočtový model upraveného motoru	49
5.3.1	Válcová jednotka.....	49
5.3.2	Ventilový rozvod.....	49
5.3.3	Přepřňování	50
5.3.4	Testovací podmínky	50
5.3.5	Výsledky výpočtového modelu upraveného motoru.....	51
6	Návrh typu turbodmychadla	52
6.1	Turbodmychadlo sériového motoru	54
6.1.1	TD05-16G.....	55
6.2	Upravený motor.....	59
6.2.1	TD05-16G	61
6.2.2	EFR 7064	65
6.2.3	EFR 6758	70
6.2.4	EFR 6258	75
7	Zhodnocení dosažených výsledků	80
8	Aplikace.....	82
8.1	Připojení turbodmychadla k motoru.....	82
8.2	Nastavení řídicí jednotky	82
8.3	Regulace turbodmychadla.....	84
8.4	Chlazení plnicího vzduchu.....	84
	Závěr	85
	Seznam použitých zkratek a symbolů.....	88



ÚVOD

Přepřínování spalovacího motoru turbodmychadlem je nejpoužívanější způsob pro dosažení lepších výkonových parametrů při zachování zdvihového objemu. Dříve bylo využíváno hlavně u sportovních a závodních vozidel, tedy převážně pro zábavu. V takovémto využití je cílem dosažení dobrých výkonových parametrů motoru, a to i na úkor ekonomické a ekologické stránky provozu. V dnešní době „downsizingu“, kdy se přepřínované motory používají u rodinných vozidel, je použitím turbodmychadla snižováno množství škodlivých emisí při zachování výkonu motoru.

Úprava motoru pro závodní vozidlo nabízí řadu cest, kterými lze dosáhnout požadovaných parametrů. Samozřejmě u takto složitého zařízení, jako je spalovací motor, spolu veškeré změny souvisí a je zapotřebí k těmto souvislostem přihlídnout.

Předně by měl upravený motor odpovídat předpisům FIA. Pro dosažení požadované objemové třídy je nutná úprava zdvihu motoru. Dále je uvažováno použití jiného turbodmychadla a úprava ventilového rozvodu. Pro tyto úpravy se uvažuje s využitím jiných dílů motoru jako například klikový hřídel, pístní skupina, vačkové hřídele.

Cílem práce je zvolit vhodné turbodmychadlo pro danou aplikaci motoru. Výběr by měl proběhnout z více typů turbodmychadel. Výběr proběhne dle výkonových parametrů pro jednotlivé varianty.

Ověření vlivu navrhovaných úprav motoru proběhne pomocí výpočtového modelu v programu Lotus Engine Simulation.



1 VÝKON SPALOVACÍHO MOTORU

Efektivní výkon spalovacího motoru závisí na zdvihovém objemu, středním efektivním tlaku, otáčkách motoru a způsobu činnosti. Platí pro něj vztah

$$P_e = iV_{H1}p_e \frac{n}{\tau} [W], \quad (1)$$

kde i počet válců spalovacího motoru,

V_{H1} zdvihový objem válcové jednotky,

p_e střední efektivní tlak na píst,

n otáčky motoru,

τ počet zdvihů pístu na jeden pracovní cyklus (dvoudobý $\tau=1$, čtyřdobý $\tau=2$).

Z tohoto vztahu plynou tři základní cesty zvýšení efektivního výkonu motoru a to

- zvýšení celkového zdvihového objemu (navýšení počtu válců, zvětšení zdvihového objemu jednoho válce),
- zvýšení středního efektivního tlaku na píst,
- zvětšení rychloběžnosti motoru.

ZPŮSOB ČINNOSTI

Rozdělují se dle způsobu výměny náplně válce na dvoudobé a čtyřdobé motory. Každý typ je charakterizován jiným počtem zdvihů pístu za jeden pracovní cyklus. U dvoudobých motorů vykoná píst jeden zdvih za jeden cyklus, tedy $\tau=1$. U čtyřdobých píst musí vykonat dva zdvihy na jeden pracovní cyklus $\tau=2$.

1.1 ZDVIHOVÝ OBJEM

Základní rozlišovací parametr pro spalovací motory je zdvihový objem. Celkový zdvihový objem V_H je dán následujícími vztahy,

$$V_H = iV_{H1}, \quad (2)$$

$$V_{H1} = \frac{\pi d^2}{4} z, \quad (3)$$

kde d vrtání válce,

z zdvih pístu.

Zvýšení celkového zdvihového objemu je jednou ze základních možností zvyšování výkonu. Skrývají se v něm dva přístupy. Změna počtu válců a změna zdvihového objemu válcové jednotky.



Navýšením počtu válců dosáhneme mimo navýšení výkonu i „hladšího“ chodu motoru. Pro dodatečné zvýšení výkonu na daném motoru je tento způsob nerealizovatelný. Řešením by bylo použití jiné pohonné jednotky. Ovšem víceválcové motory mohou vykazovat vyšší hmotnost a horší zástavbové nároky. Navíc zvyšováním počtu válců roste namáhání klikového hřídele od torzního kmitání. Pro navýšení výkonu při závodní úpravě ze sériového motoru je ovšem toto řešení nevhodné.

Zdvihový objem jednoho válce lze do určité míry, co dovolí konstrukce motoru, upravit dvěma způsoby. Vrtání válce je omezeno silou stěny válce do chladicího kanálu, a tudíž pevností válce, ve kterém by mohlo dojít ke vzniku trhliny. Další možností je změna zdvihu pístu. Zde je omezení prostoru v klikové skříni a omezující je také střední pístová rychlost, která závisí na otáčkách klikové hřídele. Střední pístová rychlost c_s se vypočítá ze vztahu

$$c_s = 2zn. \quad (4)$$

1.2 STŘEDNÍ EFEKTIVNÍ TLAK

Pro spalovací motor je střední efektivní tlak základní parametr pro určení výkonu a je dán vztahem [1]

$$p_e = \frac{H_u}{\sigma_t \lambda_z} \rho_{pl} \eta_{pl} \eta_i \eta_m, \quad (5)$$

kde H_u dolní výhřevnost,

σ_t teoretický směšovací poměr vzduchu a paliva,

λ_z spalovací součinitel přebytku vzduchu,

ρ_{pl} hustota plnicího vzduchu,

η_{pl} plnicí účinnost motoru,

η_i indikovaná účinnost motoru,

η_m mechanická účinnost motoru.

DOLNÍ VÝHŘEVNOST PALIVA

Tato hodnota je pro dané palivo konstantní. Pro benzín s oktanovým číslem 95 bývá dolní výhřevnost paliva $H_u=44\text{MJ/kg}$. Hodnota závisí na chemickém složení paliva. Pro navýšení efektivního tlaku je možnost použití paliva s vyšší výhřevností.



TEORETICKÝ SMĚŠOVACÍ POMĚR VZDUCHU A PALIVA

Při daném elementárním složení paliva poměrným hmotnostním obsahem uhlíku \bar{C} , vodíku \bar{H} a vázaného uhlíku \bar{O} , je teoretický směšovací poměr paliva a vzduchu konstantní a platí pro něj vztah

$$\sigma_t = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \bar{C} + 8\bar{H} - \bar{O} \right). \quad (6)$$

Pro běžný automobilový benzín je udáván $\sigma_t \doteq 14,5$ kg vzduchu na 1 kg paliva. Pro zvýšení efektivního tlaku je možné použít palivo s nižším teoretickým směšovacím poměrem. Pro tento účel je výhodné, aby palivo obsahovalo vázaný kyslík. [1]

1.2.1 SOUČINITEL PŘEBYTKU VZDUCHU

Součinitel přebytku vzduchu λ představuje poměr mezi hmotností vzduchu nasátého m_{vpl} a teoretickou hmotností vzduchu, která je zapotřebí pro spalování m_{vt} , a lze zapsat vztahem

$$\lambda = \frac{m_{vpl}}{m_{vt}}. \quad (7)$$

Střední efektivní tlak ovlivňuje nepřímo. Hodnota součinitele přebytku vzduchu je u přeplňovaných motorů využívána jako regulační prvek pro teplotu výfukových plynů a maximální teplotu spalování. Vysoké hodnoty těchto teplot způsobují zvýšené tepelné namáhání motoru a turbodmychadla. [1]

HUSTOTA PLNÍČÍHO VZDUCHU

Pro vyšší střední efektivní tlak je zapotřebí větší hustoty vzduchu. Hustota plnicího vzduchu závisí na jeho tlaku a teplotě a je dána vztahem

$$\rho_{pl} = \frac{p_{pl}}{rT_{pl}}. \quad (8)$$

Zvýšení hustoty lze dosáhnout buď zvýšením plnicího tlaku p_{pl} , nebo snížením teploty T_{pl} . Nejvhodnější je kombinace obou způsobů. Pro chlazení plnicího vzduchu jsou v současné době turbomotory vybavovány chladičem stlačeného vzduchu. [1]



1.2.2 PLNÍCÍ ÚČINNOST MOTORU

Plnicí účinnost je definovaná vztahem [1]

$$\eta_{pl} = \frac{m_z}{V_H \rho_{pl}} = \frac{V_z T_{pl} p_{1z}}{V_H T_{1z} p_{pl}}, \quad (9)$$

kde m_z hmotnost čerstvé náplně ve válci,

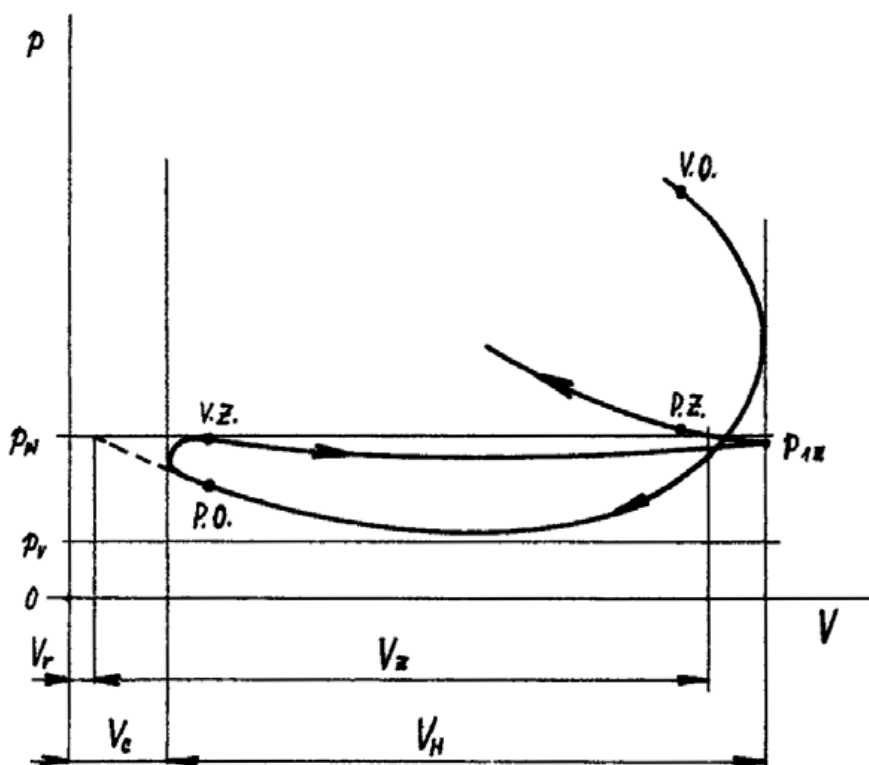
p_{1z} tlak na konci plnění,

T_{1z} teplota ke konci plnění,

p_{pl} tlak před sacím ventilem,

T_{pl} teplota před plnicím ventilem.

U čtyřdobého přeplňovaného motoru je výměna náplně válce znázorněna na p-V digramu na Obr. 1. Přeplňováním vzniklý pozitivní vyplachovací spád spalovacího prostoru mezi tlaky plnicího vzduchu p_{pl} a tlaku výfukových plynů p_v je při malých úhlech překrytí ventilů objem V_z větší než zdvihový objem V_H a reziduální plyny jsou stlačeny do objemu V_r , který je menší než spalovací objem V_c . Při větším úhlu překrytí lze reziduální plyny zcela vypláchnout ze spalovacího prostoru. Pro optimální nastavení překrytí ventilů při různých stavech spalovacího motoru je vhodné použít systému variabilního časování ventilů. [1]



Obr. 1 p-V diagram výměny náplně 4-dobého motoru [1]



Za předpokladu zcela vypláchnutého spalovacího prostoru lze hmotnost čerstvé náplně válce vyjádřit vztahem

$$m_z = (V_c + V_H)\rho_{1z} = V_H \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_{1z}}{rT_{1z}}, \quad (10)$$

kde ε kompresní poměr motoru,

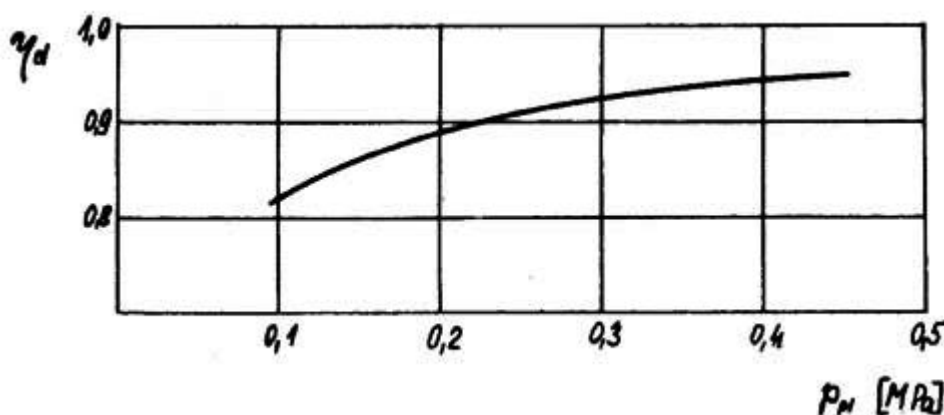
ρ_{1z} hustota čerstvé náplně válce na konci plnicího zdvihu za stavu p_{1z} a T_{1z} ,

r plynová konstanta.

Pro přeplňovaný motor lze předpokládat, že na konci plnicího zdvihu je tlak ve válci p_{1z} téměř roven plnicímu tlaku p_{pl} a nevznikne velká chyba při použití součinitele zbytkových plynů γ_r

$$m_z = V_H \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \rho_{pl} \frac{T_{pl}}{T_{1z}} \frac{1}{1 + \gamma_r}. \quad (11)$$

Na Obr. 2 je znázorněna závislost dopravní účinnosti η_d na plnicím tlaku p_{pl} pro čtyřdobý přeplňovaný motor. Je zde patrný mírný nárůst plnicí účinnosti pro plnicí tlaky přibližně od 0,1 MPa po 0,3 MPa. S narůstajícím plnicím tlakem přírůstek plnicí účinnosti ustává a je téměř konstantní. [1]



Obr. 2 Závislost dopravní účinnosti na plnicím tlaku [1]

INDIKOVANÁ ÚČINNOST MOTORU

Ze vztahu pro indikovanou práci

$$A_i = V_H p_i = Q_p \eta_i = H_u M_{p1} \eta_i, \quad (12)$$

kde Q_p energie obsažená v palivu,

M_{p1} hmotnostní dávka paliva na jeden cyklus.



Pak lze vyjádřit indikovaná účinnost

$$\eta_i = \frac{V_H p_i}{H_u M_{p1}}. \quad (13)$$

MECHANICKÁ ÚČINNOST MOTORU

Mechanické ztráty spalovacího motoru lze rozdělit do tří kategorií.

1. Ztráty nezávislé na zatížení motoru. Mezi které se řadí ztráty od pohonu pomocných agregátů a rozvodových orgánů, třecí ztráty od setrvačných sil a ventilační ztráty. S rostoucím stupněm přeplňování tyto ztráty nenarůstají.
2. Ztráty závislé na zatížení motoru. Zde jsou ztráty, které jsou závislé na tlaku na píst. S vyšším stupněm přeplňování, při kterém bude růst tlak ve spalovacím prostoru, porostou i tyto ztráty.
3. Ztráty spojené s výměnou náplně válce. U přeplňovaného motoru na rozdíl od motoru s přirozeným sáním klesají do záporných hodnot z důvodu konání kladné práce při výměně náplně válce.

Střední tlak mechanických ztrát je dán vztahem

$$p_m = \frac{P_m \tau}{i V_H n} = \beta_m p_i + p_{m1} + p_{m2}, \quad (14)$$

kde P_m ztrátový výkon,

β_m koeficient mechanických ztrát závislých na zatížení,

p_{m1} střední tlak mechanických ztrát nezávislých na zatížení,

p_{m2} střední tlak ztrát spojených s výměnou náplně válců a mechanickou účinností.

1.3 HLTNOST PŘEPLŇOVANÉHO MOTORU

Hltnost přeplňovaného čtyřdobého motoru představuje množství vzduchu protékající motorem. Je uváděn jako celkový hmotnostní tok vzduchu m_k dodávaný kompresorem turbodmychadla, který jde dále rozdělit na spalovací tok m_z a proplachovací hmotnostní tok m_{pr} , který je způsoben překrytím ventilů. Platí zde vztah

$$m_k = m_z + m_{pr}. \quad [1] \quad (15)$$



SPALOVACÍ HMOTNOSTNÍ TOK VZDUCHU ČTYŘDOBÉHO MOTORU

Spalovací hmotnostní tok lze vyjádřit pomocí vztahů z kapitoly 0 a určí hmotnostní tok vzduchu ve válci uzavřeného na konci plnicího zdvihu. Pro celý motor je dán vztahem

$$m_z = \frac{i(V_c + V_H)\rho_{1z} n_m}{1 + \gamma_r} \frac{n_m}{\tau} = iV_H \eta_{pl} \rho_{pl} \frac{n_m}{\tau}. \quad (16)$$

Pro přibližné určení m_z lze vztah zjednodušit pro předpoklad, že tlaky $p_{1z} = p_{pl}$, kdy potom

$$m_z = i(V_c + V_H)\rho_{pl} \frac{T_{pl} n_m}{T_{1z}} \frac{1}{\tau} \frac{1}{1 + \gamma_r}. \quad (17)$$

PROPLACHOVACÍ HMOTNOSTNÍ TOK VZDUCHU ČTYŘDOBÉHO MOTORU

Proplachovací hmotnostní tok vzduchu je hmotnostní tok, který při překrytí sacích a výfukových ventilů profoukne do výfukového traktu. Pro celý motor je určen vztahem

$$m_{pr} = i \frac{n_m}{\tau} \rho_{pl} \mu \psi_m \sqrt{2rT_{pl}} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} S_{red} d\alpha, \quad (18)$$

kde μ střední průtokový součinitel při překrytí pro sací a výfukové ventily

a nabývá hodnot 0,65 až 0,75,

S_{red} redukováná průtočná plocha pro překrytí ventilů,

ψ_m průtoková funkce charakterizována vztahem,

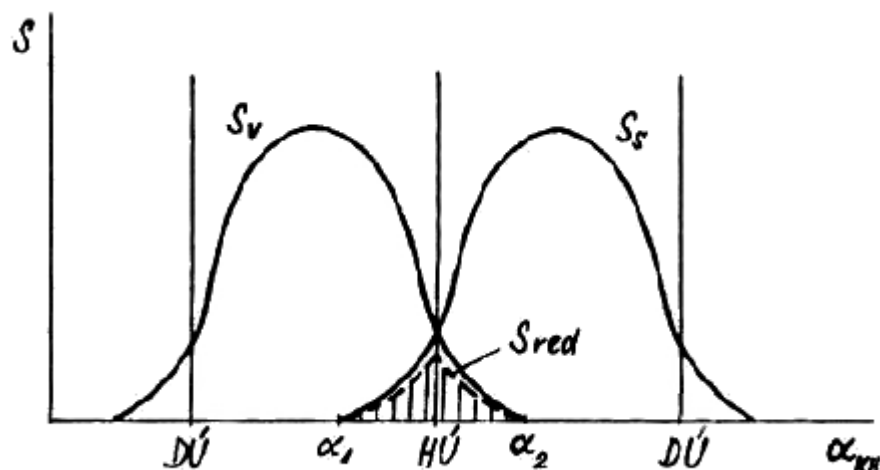
α_1 otevření sacího ventilu,

α_2 uzavření výfukového ventilu,

$$\psi_m = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_v}{p_{pl}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_v}{p_{pl}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}, \quad (19)$$

je závislá na tlakovém poměru mezi tlaky za výfukovými ventily a tlaky před sacími ventily a na exponentu isoentropie κ . [1]

Redukovaná průtočná plocha pro překrytí ventilů S_{red} je zobrazena na Obr. 3 společně s průtočnými průřezy výfukového ventilu S_v a sacího ventilu S_s . Tyto průřezy jsou proměnné, ale za kvazistatických podmínek je lze nahradit redukováným průtočným průřezem, kterým proteče při stejném tlakovém spádu a odporu proudění v tentýž okamžik shodný hmotnostní průtok jako původními průřezy. [1]



Obr. 3 Průtočné plochy ventilů [1]

Redukovaný průtočný průřez S_{red} lze zapsat

$$S_{red} = \frac{S_v S_s}{\sqrt{S_v^2 + S_s^2}}, \quad (20)$$

kde S_v okamžitý průtočný průřez výfukového ventilu,

S_s okamžitý průtočný průtok sacího ventilu.

Stanovit hmotnostní proplachovací tok vzduchu lze při použití součinitele proplachu φ_{pr} daný vztahem

$$\varphi_{pr} = \frac{m_k}{m_z} = \frac{m_z + m_{pr}}{m_z} = 1 + \frac{m_{pr}}{m_z} = \frac{\lambda}{\lambda_z}. \quad (21)$$

Pro hmotnostní proplachovací tok potom platí

$$m_{pr} = (\varphi_{pr} - 1)m_z. \quad (22)$$

Celková hltnost motoru lze zapsat

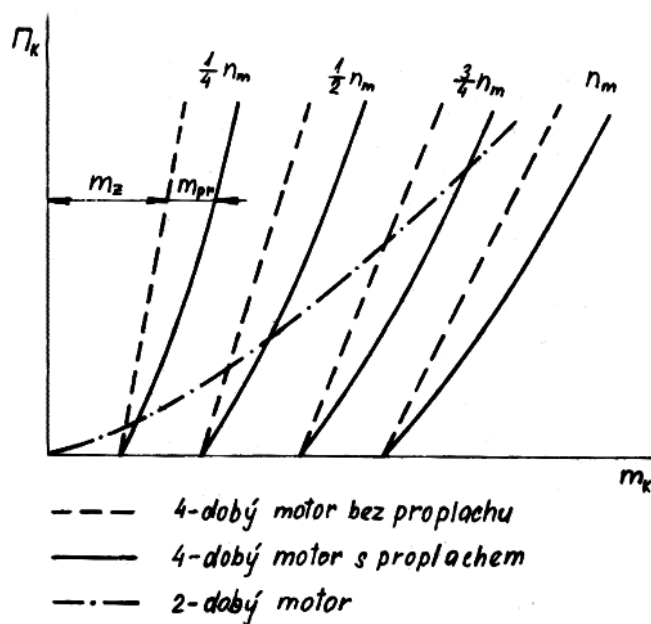
$$m_k = iV_H \eta_{pl} \rho_{pl} \frac{n_m}{\tau} \varphi_{pr}. \quad (23)$$

Proplachování lze lépe využívat při použití systému variabilního časování sacích a případně i výfukových ventilů viz kapitola 2.4.



CHARAKTERISTIKA HLTNOSTI MOTORU

Charakteristika hltnosti motoru představuje závislost hmotnostního průtoku na stlačení plnicího vzduchu. Na Obr. 4 jsou znázorněny charakteristiky motorů pro konstantní otáčky motoru n_m . Čerchovaná charakteristika náleží dvoudobému motoru. Přerušované charakteristiky znázorňují čtyřdobý motor bez proplachování nasávaným vzduchem. Plné křivky znázorňují hltnosti čtyřdobého motoru s proplachováním. Plochy mezi plnými a přerušovanými čarami odpovídají proplachovacímu toku. [1]



Obr. 4 Charakteristika hltnosti motoru [1]

S hltností motoru je zapotřebí sladit charakteristiku turbodmychadla.



2 PŘEPLŇOVANÝ ZÁŽEHOVÝ MOTOR

Výhody přeplňování jsou

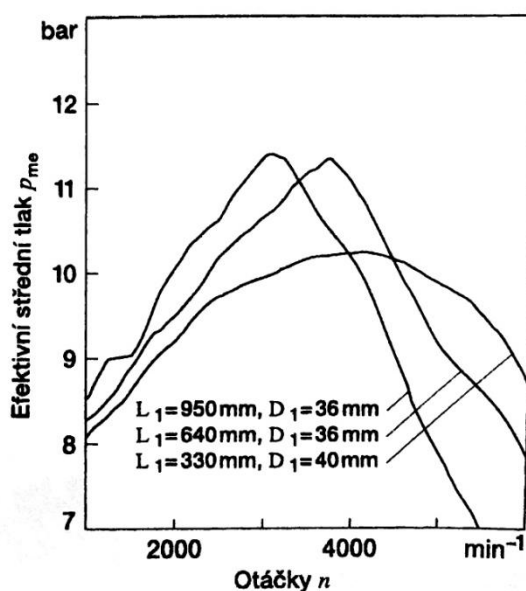
- zvýšení efektivního výkonu motoru P_e ,
- zlepšení energetické bilance přeplňovaného motoru,
- zlepšení otáčkové a momentové pružnosti přeplňovaného motoru,
- zmenšení zastavovací plochy a prostoru ve vozidle.

Přeplňování lze rozdělit na

- dynamické,
- náporové,
- mechanicky poháněné dmychadlo, kde se odebírá asi 10% efektivního výkonu spalovacího motoru a používá se do stlačení plnicího vzduchu $\Pi K = 1,6 - 1,8$,
- turbodmychadly,
- kombinované mechanické a turbodmychadly. [1]

2.1 DYNAMICKÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

Jedná se o přeplňování, kde jsou pro výměnu náplně válce a navýšení množství čerstvé náplně ve válci využívány dynamické jevy v plnicím a výfukovém traktu. Tímto způsobem je možno zvýšit efektivní výkon motoru až o 30%. V potrubí vznikají rezonanční a pulzační vlny. Tyto vlny jsou závislé na délkách a tvarech potrubí. Pro danou délku potrubí odpovídá úzká oblast s výrazně navýšeným výkonem, aby bylo možno tohoto způsobu účinně využívat pro celé spektrum využívaných otáček, je zapotřebí využít proměnných délek sacích potrubí.



Obr. 5 Závislost středního efektivního tlaku na otáčkách pro různé délky potrubí [7]



NÁPOROVÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

Pro navýšení plnicího tlaku je využívána rychlost vozidla, kdy dochází k navýšení tlaku o dynamickou složku

$$p_d = \frac{c^2}{2} \rho, \quad (24)$$

kde c rychlost vozidla,

ρ hustota vzduchu.

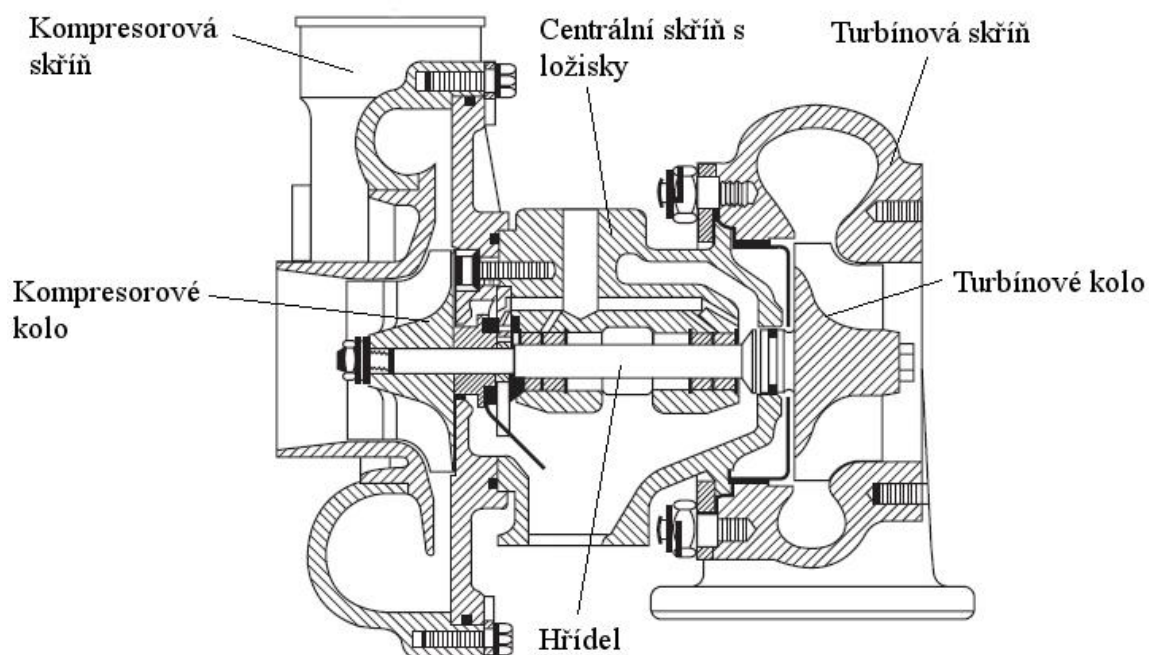
Při rozjezdu a malých rychlostech je toto přeplňování neúčinné.

2.2 PŘEPLŇOVÁNÍ TURBODMYCHADLEM

Jedná se o nejrozšířenější metodu přeplňování spalovacích motorů osobních automobilů. Pro zvýšení tlaku plnicího vzduchu je zde využívána energie výfukových plynů.

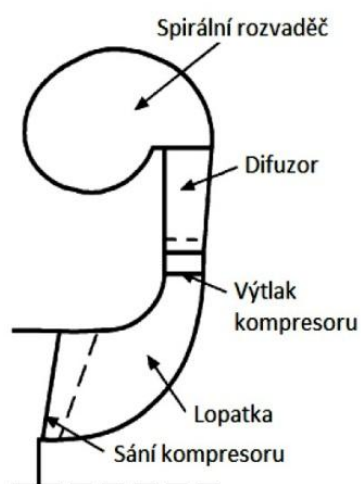
2.2.1 KONSTRUKCE A PRINCIP ČINNOSTI TURBODMYCHADLA

Turbodmychadlo se skládá z kompresorové části, dmychadlové části a centrální skříně s ložisky. Kompresorová část se skládá z kompresorového kola a kompresorové spirální skříně. Turbínová část obdobně obsahuje turbínové kolo a turbínovou spirální skřín. Turbínové kolo je s kompresorovým kolem spojeno hřídelí, která je uložena v centrální skříně na ložiscích. Do centrální skříně je přiváděn olej, který slouží k mazání ložisek a k chlazení turbodmychadla. Některá turbodmychadla mohou mít centrální ložiskovou skřín chlazenou i kapalinou z chladicího okruhu motoru.



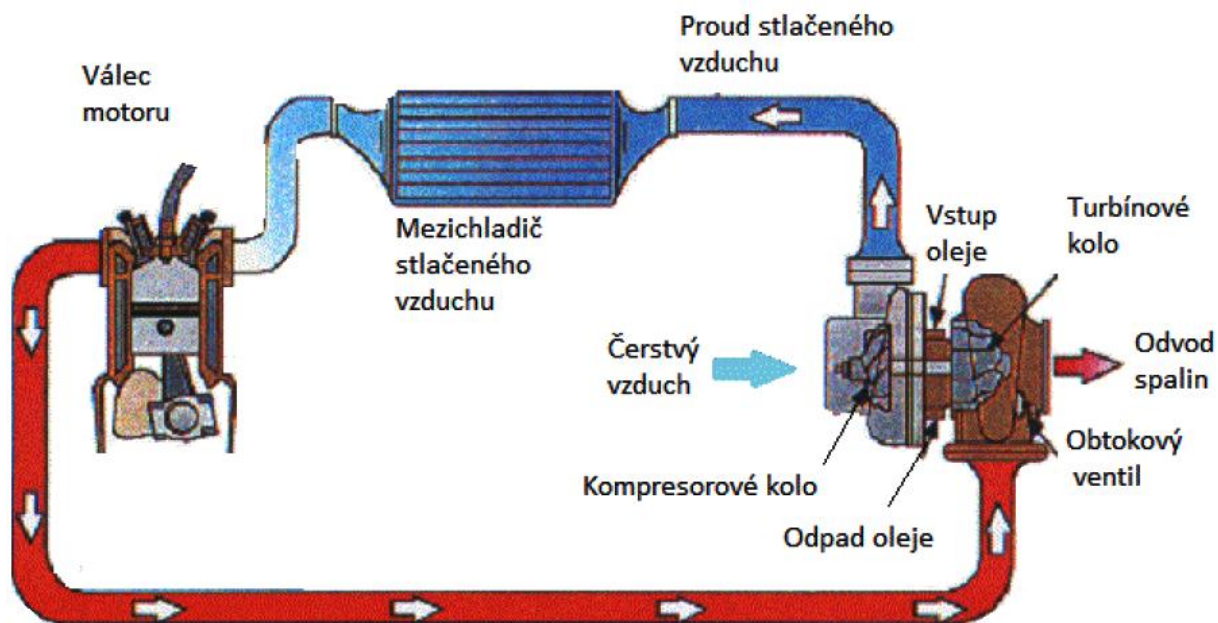
Obr. 6 Části turbodmyhadla [4]

Výfukové plyny proudí ze spalovacího prostoru do spirální skříňe turbíny. Průchodem přes turbínové kolo toto kolo roztáčí a následně odchází výfukem. Turbínové kolo přes hřídel roztáčí kompresorové kolo. Rotující kompresorové kolo nasává do kompresorové skříňe vzduch, který je urychlován a při průchodu difuzorem do spirální skříňe narůstá jeho tlak.



Obr. 7 Průřez kompresorové skříňe [3]

Při tomto stlačení dochází ke zvýšení jeho teploty, proto dále vzduch prochází přes chladič stlačeného vzduchu. Následně je vzduch v sacím porubí rozdělen pro jednotlivé válce a přes sací ventily proudí do válce motoru, kde je s palivem spálen a vyfouknut do výfukového potrubí.



Obr. 8 Schéma zapojení turbodmychadla ke spalovacímu motoru [5]

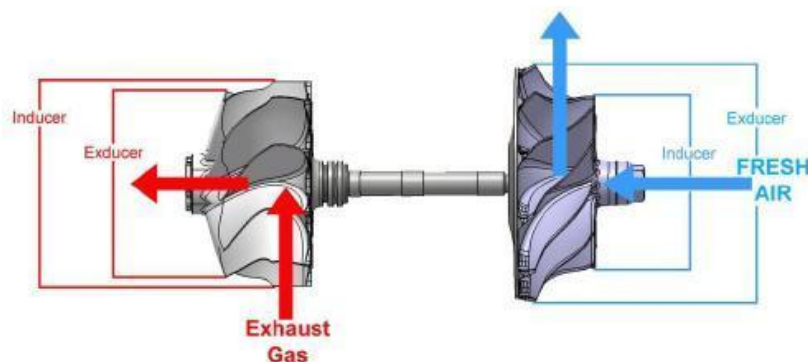
2.2.2 PARAMETRY TURBODMYCHADLA

Pro základní rozlišení turbodmychadel jsou využívány charakteristické rozměry částí turbodmychadla. Popisuje se kompresorové a turbínové kolo a turbínová skříň.

Základní parametry určující turbínová a kompresorová kola jsou tzv. TRIM poměry vstupních a výstupních průměrů kol a jsou dané vztahy

$$Trim_{kompresor} = \frac{Inducer^2}{Exducer^2} 100, \quad (25)$$

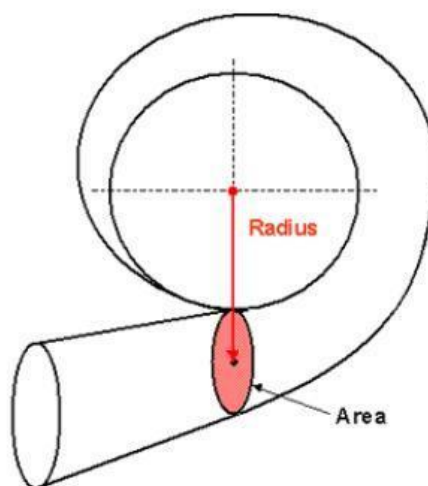
$$Trim_{turbína} = \frac{Exducer^2}{Inducer^2} 100. \quad (26)$$



Obr. 9 Turbínové a kompresorové kolo [11]



Hlavní parametr turbínové skříně je udáván jako A/R poměr viz Obr. 10. Tento poměr má vliv na rychlost proudění plynů v turbínové skříně a tedy i na urychlení rotoru turbíny. Malý A/R poměr se vyznačuje nižším zpožděním nárůstu otáček, ovšem za cenu omezení průtoku, kde je limit rychlost zvuku. Větší A/R poměr umožňuje lepší parametry při vyšších průtocích ve vyšších otáčkách motoru, ale je vykoupen v nízkých otáčkách pomalejší reakcí na požadavek zvýšené dodávky vzduchu.



Obr. 10 A/R poměr turbínové skříně [11]

2.2.3 PROVOZ TURBÍNY

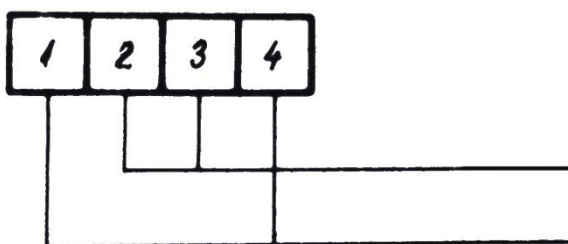
Provoz turbíny, tedy přeměnu energie výfukových plynů v pohon dmyhadla, se dělí na dva typy, a to na rovnotlaký provoz a impulzní provoz, kdy každý využívá energie výfukových plynů odlišným způsobem. Jednotlivých stavů se dosahuje konstrukcí výfukového potrubí spojujícím spalovací prostor a turbínu turbodmyhadla. Také je zapotřebí použití vhodné spirální skříně turbíny. [1]

ROVNOTLAKÝ PROVOZ

Práce turbíny probíhá při konstantním tlaku výfukových plynů a nevyužívá se tlakových vln. Tohoto stavu se dosahuje konstrukcí výfukového potrubí, kdy jsou všechny válce svedeny do jednoho společného dostatečně velkého objemu. Zde se tlakové vlny od jednotlivých válců pomocí interference vyruší a odchozí plyny mají ustálený tlak. Turbínová skříň má jen jeden vstupní otvor pro přívod palin.

IMPULZNÍ PROVOZ

Jednotlivé válce motoru jsou spojeny do jednotlivých větví výfukového potrubí tak, aby na turbínové kolo působily tlakové impulzy. Řazení válců do větve se volí tak, aby rozstup mezi zážehy pro válce ve větvi byl roven nebo větší jako 240° otočení klikové hřídele pro čtyřdobý motor. Pro čtyřválcový motor s pořadím zážehů 1-3-4-2 je zapojení pro impulzní přeplňování do dvou větví a to 1-4 první větev a 2-3 větev druhá. Toto zapojení je znázorněno na Obr. 11. Objem potrubí se volí co nejmenší pro zachování vysoké hodnoty impulzu. [1]



Obr. 11 Zapojení výfukového potrubí pro impulzní přeplňování pro čtyřválcový motor [1]

Turbínová skříň má tolik přívodních otvorů pro spaliny, kolik větví má sběrné výfukové potrubí. V tomto případě jsou přiváděny dva proudy plynu, které jsou ve spirální skříni přiváděny k turbínovému kolu.

2.2.4 CHARAKTERISTIKA KOMPRESORU A TURBÍNY

Pro přesný popis turbodmychadla je zapotřebí znát chování kompresorové a turbínové strany za daných parametrů průtoků a tlakových poměrů. Tyto charakteristiky představuje kompresorová a turbínová mapa.

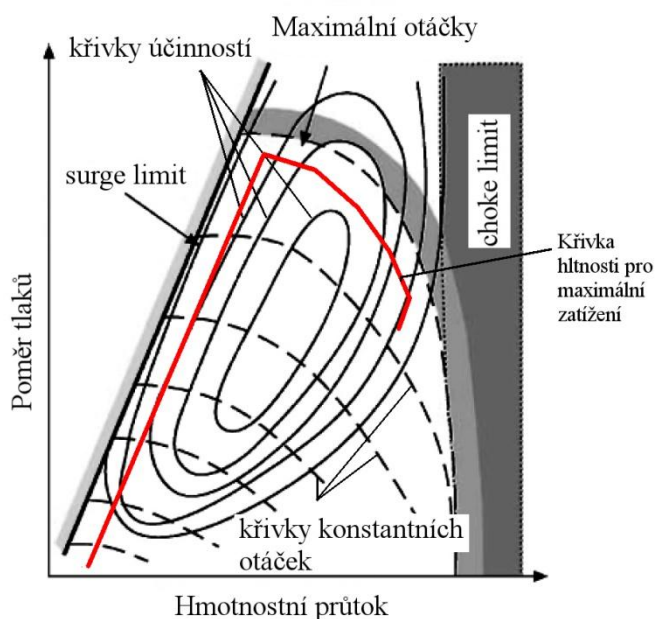
KOMPRESOROVÁ MAPA

Kompresor je charakterizován kompresorovou mapou. Ta udává závislost tlakového poměru (tlak za kompresorem / tlak před kompresorem) na hmotnostním toku vzduchu kompresorem. Současně je zde popsána účinnost kompresoru a vyznačeny křivky konstantních otáček. Tlakové poměry a otáčky dmychadla jsou korigovány dle standardu SAE, nebo zvyklosti výrobce, kde jsou stanoveny podmínky pro měření jednotlivých parametrů. Kompresorová mapa je ohraničena třemi mezními stavů.

Prvním je mez pumpování (*surge limit*), kdy při nízkém průtoku vzduchu je produkován vysoký tlakový poměr a vzniká zde nestabilita v práci kompresoru. Proud stlačovaného vzduchu se může „odtrhnout“ od lopatek kompresorového kola a proti jeho pohybu se vrátí zpět před kolo, kde vyvolá tlakové vlny spojené s hlasitým zvukovým projevem.

Další je tzv. „choke limit“. Při tomto stavu má motor vysoký požadavek na dodávku vzduchu a roste rychlost proudění až k rychlosti zvuku. Nadále však není kompresor schopný dodávat tento průtok při navýšení tlaku. Tlakový poměr tak klesá až k hodnotě 1 a dodávaný vzduch dmychadlem jen „proteče“.

Třetím limitem jsou maximální otáčky dmychadla, na které je dmychadlo konstruované a při jejich překročení jednak klesá účinnost dmychadla a hlavně může dojít k jeho poškození spojené s poškozením celého motoru.

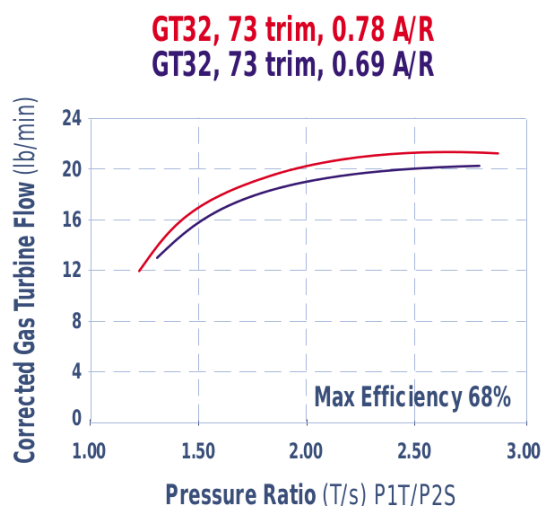


Obr. 12 Kompresorová mapa s hlností pro maximální zatížení [3]

Při navrhování turbodmychadla je důležité, aby křivky hlnosti motoru ležely v oblasti ohraničené těmito stavy. V ideálním případě by měly být pokud možno v nejvyšších možných účinnostech turbodmychadla. Toto ovšem není možné z důvodu rozdílných hmotnostních průtoků pro různá zatížení. Pokud je vyžadováno maximální využití potenciálu kompresoru, tak je snaha pohybovat se s hlností motoru těsně pod těmito limitními hodnotami. Příklad takového postupu je znázorněn na Obr. 12 červenou křivkou.

TURBÍNOVÁ MAPA

Turbínová mapa představuje závislost korigovaného hmotnostního toku na poměru tlaků před a za turbínou za dané účinnosti turbíny při konstantních otáčkách (mohou být uváděny i v převráceném stavu, tedy podobně jako u kompresorové mapy závislost tlakového poměru na průtoku). Tyto charakteristiky pro jednotlivé otáčky jdou proložit křivkou představující nejvyšší účinnosti turbíny. Na Obr. 13 je znázorněna takováto charakteristika pro turbodmychadlo Garrret GT32 od společnosti Honeywell. Je zde znázorněna charakteristika pro dva různé A/R poměry.



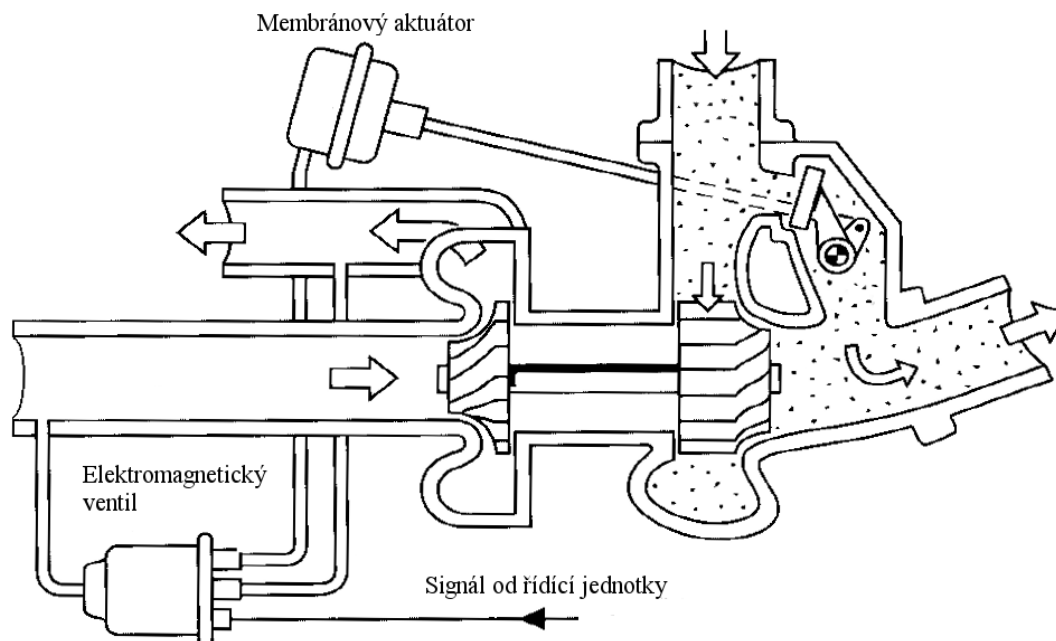
Obr. 13 Charakteristika turbíny turbodmychadla GT32 [11]

2.2.5 REGULACE TURBODMYCHADLA

Pro dodržení požadovaného tlaku plnicího vzduchu je zapotřebí použít regulace turbodmychadla. Správný plnicí tlak nám zajistí požadovaný průběh točivého momentu. Při jeho překročení může dojít k poruše motoru. Regulace plnicího tlaku může být buď na výfukové, nebo na sací straně traktu motoru.

OBTOKOVÝ VENTIL (WASTEGATE)

Jedná se o obtokový ventil, který umožňuje výfukovým plynům obejít turbínové kolo. Nastavením míry otevření ventilu ovlivňujeme otáčky turbíny a tím i dodávaný vzduch kompresorem. Využívané řešení ovládní regulace je pomocí membránového podtlakového nebo přetlakového aktuátoru. Regulace probíhá přes tlak ovládaný elektromagnetickým ventilem. [1]



Obr. 14 Obtokový ventil [6]

ODPOUŠTĚCÍ VENTIL - BLOW-OFF VENTIL

Jedná se o regulaci na kompresorové straně. Tento ventil odpouští přebytečný tlak zpět před kompresor a tím zamezuje „přefouknutí“ motoru. Může být použit společně s obtokovým ventilem. Jeho využití je především při řazení, kdy klesnou otáčky motoru, a tím i požadavek na vzduch a regulace obtokovým ventilem by neměla dostatečně rychlou reakci. [1]

ANTI LAG SYSTEM

Anti Lag System bývá označován zkráceně jako ALS. Jedná se o systém, který zmenšuje prodlevu nástupu turbodmyhadla po předchozím uvolnění plynového pedálu, například před zatáčkou. Princip je spalování směsi až ve výfukovém potrubí. Zde spalovaná směs expanduje a pohání turbínu. Toho se docílí opožděním zážehu. Použitím se výrazně zatěžuje výfukový systém. Také se vyznačuje vysokou produkcí hluku. Využití nachází hlavně u závodních vozidel.

2.3 MECHANICKY POHÁNĚNÁ DMYCHADLA

Dmyhadlo je poháněno od klikového hřídele motoru. Pro pohon je odebrání asi 10% efektivního výkonu motoru. Pro mechanický pohon přeplňování lze použít dmychadel objemových nebo proudových.

Mezi objemová dmychadla se řadí pístová dmychadla a rotační objemová dmychadla.



PÍSTOVÁ DMYCHADLA

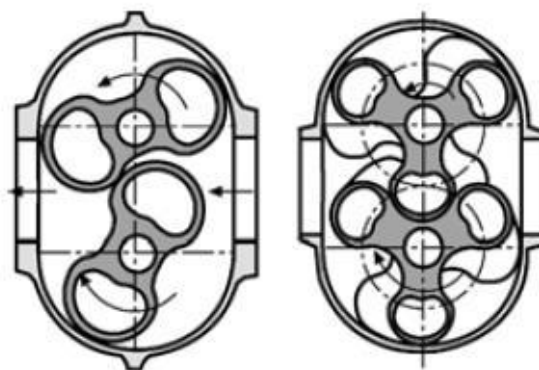
Pístová dmychadla patří k nestaršímu typu přeplňování. I přes vysokou izoentropickou a volumetrickou účinnost se nehodí pro použití u automobilových motorů. Nevýhodami jsou velké setrvačné síly od posuvných částí, zaolejování plnicího vzduchu, složitá konstrukce. Využívají se hlavně u velkých dvoudobých lodních motorů, které pracují s velmi nízkými otáčkami.

2.3.1 ROTAČNÍ OBJEMOVÁ DMYCHADLA

Rotační objemová dmychadla jsou schopna pracovat v otáčkách odpovídajícím vozidlovému motoru při kompaktní konstrukci. Z charakteristik dmychadel vyplývá, že jsou vhodná pro použití na motorech, u kterých požadujeme navýšení výkonu a točivého momentu v nižších otáčkách. Hlavními prvky dmychadla jsou dva do sebe zapadající rotory. Představitelé rotačních objemových dmychadel jsou Rootsova a Lysholmova dmychadla.

ROOTSOVO DMYCHADLO

Pro konstrukci se používají dvou nebo tři zubové rotory, které mohou být šroubovitě. Oba rotory mají stejný počet zubů a tak se otáčejí stejnou rychlostí. Vstupní a výstupní otvory pro vzduch jsou kolmé k osám rotorů.



Obr. 15 Dvouzubové a třízubové provedení Rootsova dmychadla [3]

Vnitřní komprese Rootsova dmychadla je velmi malá. V podstatě dmychadlo vzduch jen dopravuje a komprese probíhá až za dmychadlem v sacím potrubí. Dmychadlo je vhodné pro nízké stupně komprese. Maximálního plnicího tlaku dosahuje dmychadlo již při 2000 otáčkách za minutu, ale ve vyšších otáčkách účinnost klesá. Negativně se projevují pulzace v sacím potrubí za dmychadlem. Především pro využití v sériových vozech je poměrně hlučný provoz zvláště při plném zatížení motoru.



LYSHOLMOVO DMYCHADLO

Lysholmovo dmychadlo je také nazýváno jako šroubové dmychadlo. Konstrukce je podobná Rootsovu dmychadlu. Oproti němu však mají rotory různý počet zubů, a tak se musí každý rotor otáčet jinými otáčkami. Profil zubů je také na každém rotoru jiný. Zároveň jsou zuby na rotorech stočeny více do šroubovice a pracovní prostor se směrem k výstupu zmenšuje. Tím dochází ke stlačování vzduchu již ve dmychadle. Lysholmovo dmychadlo dosahuje vyšší termické účinnosti než Rootsovo. Jsou u něj ale vyšší nároky na přesnost výroby a tudíž i vyšší výrobní náklady. Také spotřebovává více energie, a to i při nízkém zatížení a produkuje také vyšší hlučnost. Lze dosáhnout vyššího stupně komprese nasávaného vzduchu než s Rootsovým dmychadlem.

PŘEPLŇOVÁNÍ ROTREX

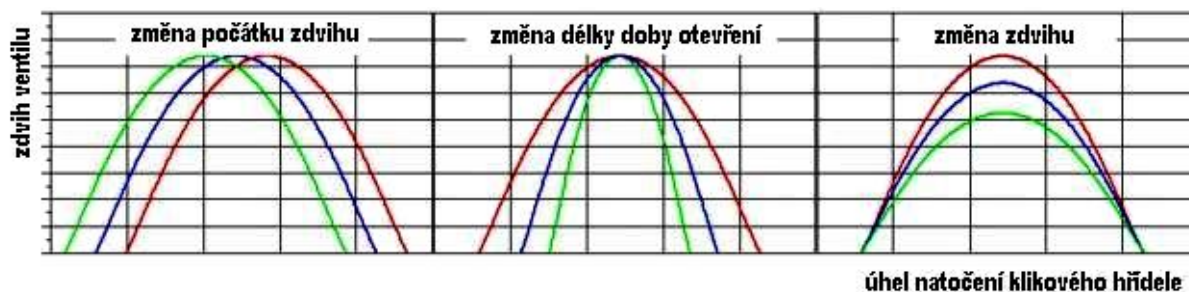
Tento způsob využívá kompresor podobný kompresoru turbodmychadla. Charakteristiky se liší z důvodu použití mechanického pohonu. Pohon je veden od klikového hřídele. Otáčky motoru ovšem nejsou dostatečné pro práci radiálního kompresoru. Pro zvýšení otáček je využita převodovka. Tento převod může být s pevným převodovým poměrem, nebo může být proměnlivý a to například použitím planetové převodovky nebo CVT převodovky.

2.4 VARIABILNÍ VENTILOVÉ ROZVODY

Pro pracovní rozsah vozidlového motoru je nemožné dosáhnout optimálního nastavení s pevnou zdvihovou křivkou ventilového rozvodu. Pro lepší využití potenciálu motoru pro výměnu náplně jsou využívány systémy variabilních ventilových rozvodů.

U ventilových rozvodů jsou tři základní parametry, kterými můžeme při použití vhodného technického řešení měnit zdvihové křivky ventilů a to

- počátek zdvihu,
- délka doby otevření,
- zdvih.



Obr. 16 Variabilita parametrů zdvihové křivky [8]

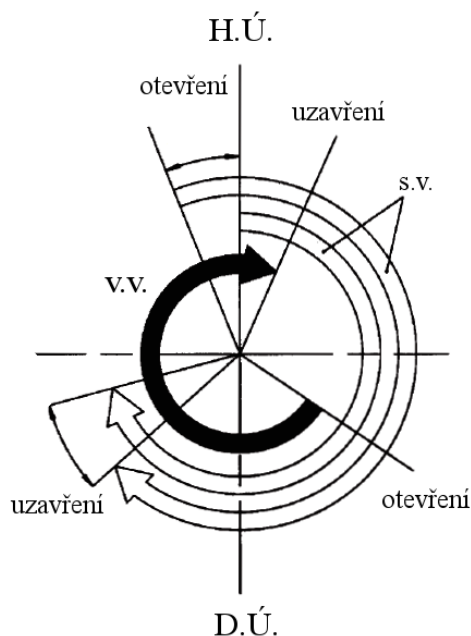
Výkon motoru je závislý na množství kyslíku přivedeného v čerstvé směsi, proto je zapotřebí zajistit efektivní výměnu náplně válce, a to odvodem spálené směsi výfukem a přivedením čerstvé směsi vzduchu s palivem sacím traktem. Zásadní vliv zde má časování sacích ventilů. Výhodné je, aby otevření ventilu nastalo v době, kdy tlak ve válci začne být nižší než tlak



před sacím ventilem. Uzavření by mělo nastat v momentě, kdy přestává proudit směs do válce. Tím se zabrání zpětnému proudění čerstvé směsi do sacího traktu. Také se zde projevuje kinetická energie přiváděných plynů, které jsou schopny setrvačností proudit do válce i při pohybu pístu z dolní do horní úvratí. S vyššími otáčkami motoru roste i kinetická energie proudu směsi a tím se i výrazněji tento efekt projevuje. Tyto podmínky závisí na otáčkách motoru a jeho zatížení.

PŘEKRYTÍ VENTILŮ

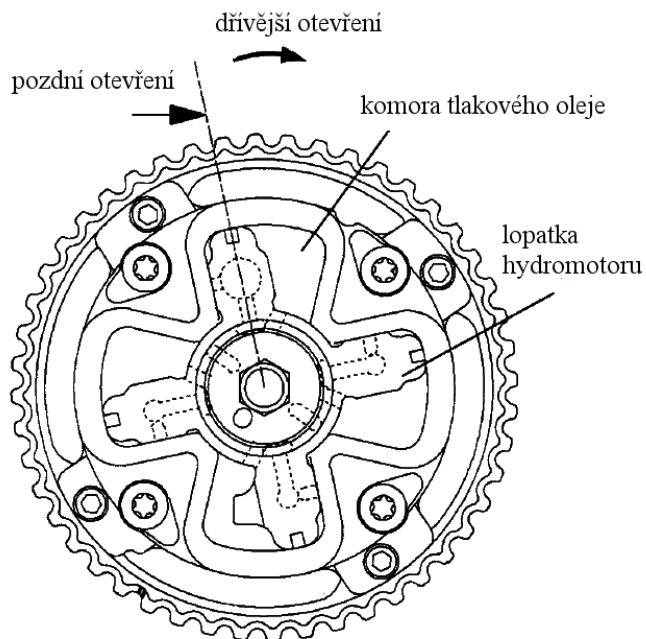
Překrytí ventilů využívá kinetickou energii výfukových plynů, které při průtoku vysokou rychlostí do výfuku vytvářejí ejektorový efekt. Napomáhají tím nasátí většího množství čerstvé směsi do válce a lepšímu propláchnutí válce. Pro větší překrytí ventilů se sací ventil otevírá dříve a naopak pro menší překrytí později.



Obr. 17 Překrytí sací a výfukové vačky [9]

2.4.1 VARIABILNÍ ČASOVÁNÍ VENTILOVÉHO ROZVODU MIVEC

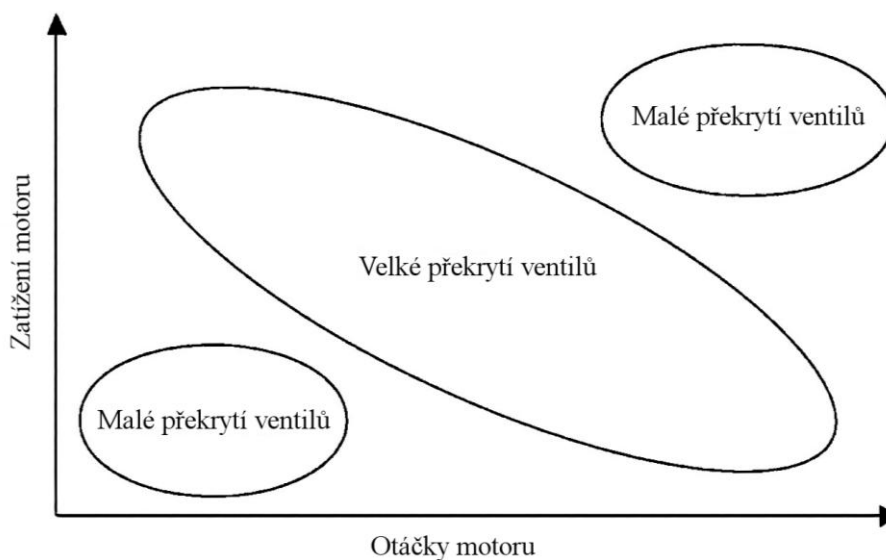
MIVEC (Mitsubishi Innovative Valve timing Electronic Control system) od Mitsubishi motors používá systém V.V.T. (variable valve timing), tedy variabilního časování ventilů. Systém mění fázový posun sací vačkové hřídele oproti klikové hřídeli. Zdvih i doba otevření ventilu zůstává stejná. Pro natočení je využíván otočný hydromotor ovládaný elektromagnetickým ventilem tlakového oleje. Časování je možné regulovat v rozmezí 30° natočení vůči klikovému hřídeli.



Obr. 18 Rozvodové kolo sací vačky s integrovaným hydromotorem [9]

2.4.2 PRACOVNÍ REŽIMY MOTORU

Jak bylo řečeno, každý pracovní režim vyžaduje specifické nastavení ventilového rozvodu. Časování ventilů koresponduje s tlakovými poměry pro konkrétní režim motoru. Přesné nastavení pro dané režimy je otázkou parametrů daného typu motoru.



Obr. 19 Překrytí ventilů v závislosti na otáčkách a zatížení motoru [9]



3 MOTOR 4G63T

Pro úpravu byl vybrán motor 4G63T používaný ve vozidlech Mitsubishi Lancer Evolution IX. Jedná se o řadový čtyřválcový turbodmychadlem přeplňovaný zážehový motor. Zvolený typ je vybaven variabilním časováním sací vačky MIVEC. V sériovém voze má motor následující parametry.

- Zdvihový objem 1997 ccm
- Vrtání x zdvih 85 x 88 mm
- Kompresní poměr 8,8:1
- Max. výkon 206 kW při 6500 min⁻¹
- Max. točivý moment 407 Nm při 3000 min⁻¹
- Rozvod motoru DOHC 16V
- Turbodmychadlo Mitsubishi TD05-16G
- Pořadí zážehů 1-3-4-2



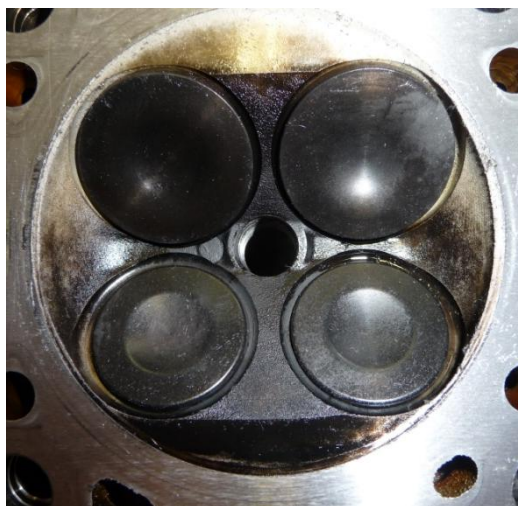
Obr. 20 Motor 4G63T [13]



Mazání motoru a turbodmychadla zajišťuje zubové čerpadlo, které je hnané od klikové hřídele přes ozubený řemen. Stejný řemen slouží i k pohonu vačkových hřídelí. V olejovém systému je zařazen prvek, který při překročení povolené hodnoty teploty oleje přepouští olej přes olejový chladič a zamezuje se tím přehřátí a degradaci oleje, a tím i poškození motoru nebo turbodmychadla. Motor je chlazen kapalinou, jejíž oběh zabezpečuje odstředivé čerpadlo poháněné od klikového hřídele polyklínovým řemenem.

3.1 HLAVA MOTORU

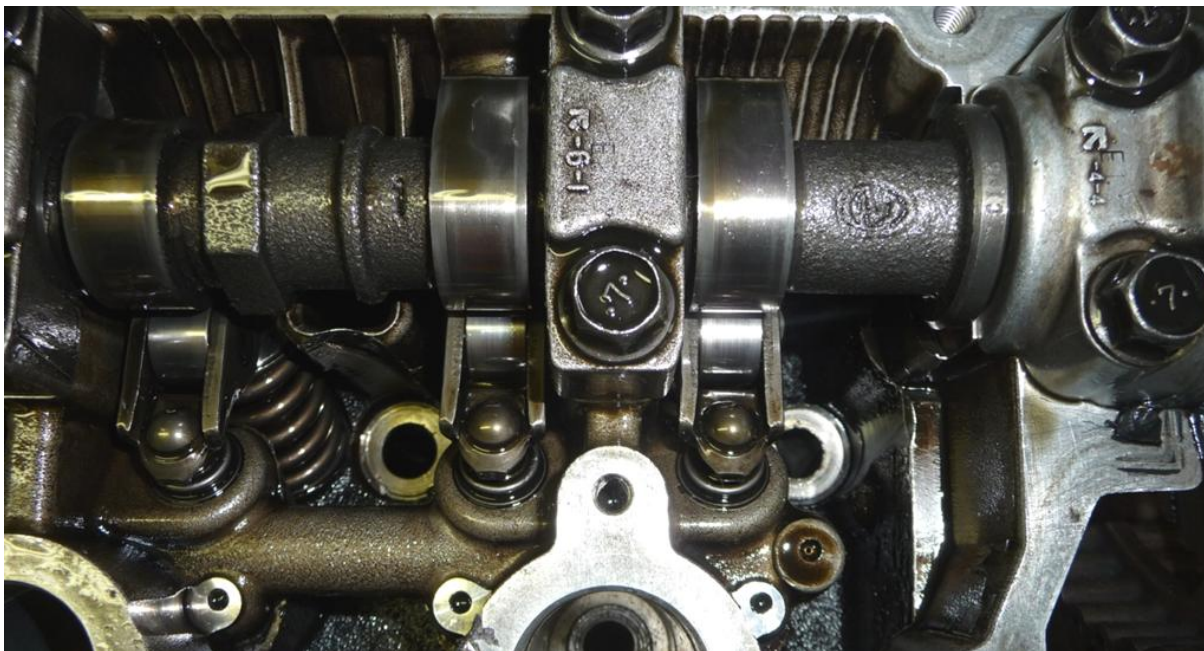
Hlava motoru je vyrobena z hliníkové slitiny. Je zde použit střešovitý spalovací prostor s centrálně umístěnou zapalovací svíčkou, který kombinuje příznivý tvar spalovacího prostoru s dobrým využitím průměrů ventilů. Zároveň je využito antidetonační štěrbinu vznikající mezi pístem hlavou motoru při horní úvratí. Vedení ventilů zabezpečují nalisovaná litinová vodítka. Dále jsou v hlavě nalisovaná ocelová sedla ventilů.



Obr. 21 Spalovací prostor v hlavě [13]

3.1.1 VENTILOVÝ ROZVOD

Ventilový rozvod je typu DOHC se čtyřmi ventily na válec a je vybaven hydraulickým vymezováním vůlí. Vahadlo je z jedné strany nasazeno na hydraulický vymezovač vůlí a na druhé straně je opřeno o ventil. Ovládací síla od vačkové hřídele je na vahadlo přenášena přes rotačně uložený váleček.



Obr. 22 Ovládání ventilů s hydraulickým vymezováním vůle [13]

System variabilního časování umožňuje relativní natočení sací vačkové hřídele vůči klikovému hřídeli. Toto posunutí může být v rozmezí 30° s plynulou změnou natočení. Časování výfukového vačkového hřídele zůstává konstantní. Časování je popsáno v kapitole 0.

3.2 BLOK MOTORU A KLIKOVÝ HŘÍDEL

Litínový blok je vybaven spojeným ložiskovým rámem pro klikový hřídel. Blok je vyroben s uzavřenou dosedací plochou (closed – desk). Tato řešení poskytují dostatečnou tuhost i při zvýšení výkonových parametrů motoru. Další výhodou tohoto litinového bloku je jeho relativně jednoduchá opravitelnost válců při opotřebení povrchu nebo lehkém poškození. Oprava lze následně provést honováním nebo převrtáním válce bez nutnosti nanášení speciální povrchové úpravy. Uložení klikového hřídele využívá pěti radiálních ložisek a jedno ložisko axiální. V bloku jsou dále uloženy dva vyvažovací hřídele. Jeden je poháněn vlastním ozubeným řemenem od klikové hřídele a má stejný směr otáčení. Druhý s opačným směrem otáčení je hnán od olejového čerpadla, kde je druhé kolo čerpadla využito jako vložené kolo pro otočení směru otáčení.



Obr. 23 Uložení klikového hřídele v bloku [13]

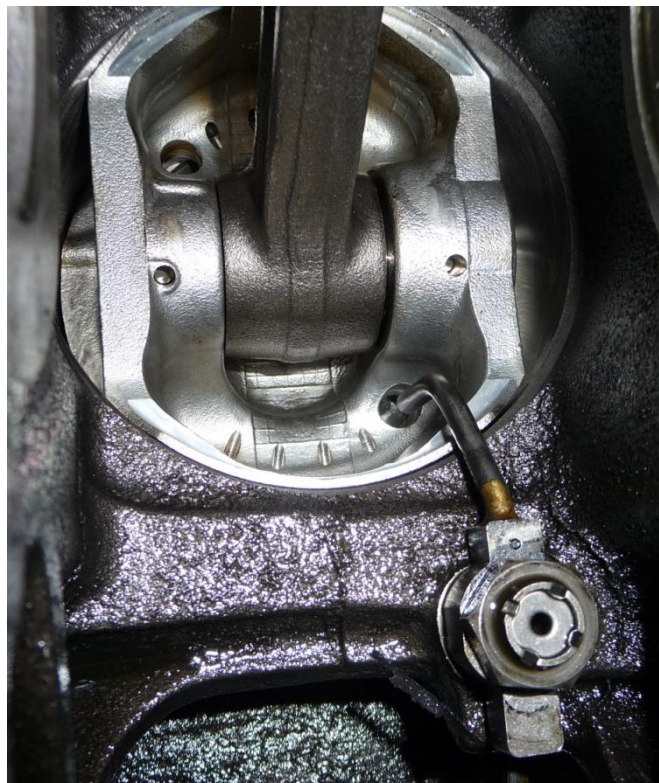
Klikový hřídel je ocelový odlitek. Jeho vyvážení je provedeno silově, kde pro každé zalomení náleží dva vývažky. Rozměry ložisek klikové hřídele jsou vypsány v Tab. 1

Tab. 1 Rozměry ložisek klikového hřídele

	Hlavní ložiska	Ojniční ložiska
Průměr [mm]	57	45
Šířka [mm]	20,5	21

3.2.1 OJNICE A PÍSTNÍ SKUPINA

V sériovém motoru jsou použity kované ojnice profilu I s děleným velkým okem. Délka této ojnice je 150mm. Pístní čep je v malém oku tepelně nalisován. Z provozních hledisek toto řešení vyhovuje, je ovšem problematické z montážního hlediska při výměně pístů. Písty jsou lité se třemi pístními kroužky. Dno pístu je vybaveno prstencovou dutinou sloužící k chlazení pístu. Toto chlazení zajišťuje tryska vstřikující motorový olej do této dutiny. Na Obr. 24 je píst v dolní úvratí, kdy při požadovaném tlaku oleje dochází ke vstřikování oleje otvorem do dutiny ve dně pístu. Touto dutinou olej protéká a pojímá do sebe teplo z pístu. Na druhé straně pístu vytéká ohřátý olej do klikové skříně a následně stéká do olejové vany. Pracovní plocha dna pístu je vybavena zářezy pro zamezení kontaktu ventilů s pístem kolem horních úvratí.



Obr. 24 Chlazení pístu olejovou tryskou [16]

3.3 PŘEPLŇOVÁNÍ

Pro přeplňování je na sériovém voze použito turbodmychadlo Mitsubishi TD05-16G. Turbodmychadlo je vybaveno regulací obtokovým ventilem (waste gate) a sací trakt je doplněn odpouštěcím „blow off“ ventilem. Turbinová skříň je v uspořádání „Twin scroll“. Centrální ložisková skříň turbodmychadla je chlazena kapalinou z chladicího okruhu motoru.

Chladič stlačeného vzduchu se systémem vzduch/vzduch je umístěn v přední části vozu za nárazníkem před chladiči chladicí motorové kapaliny a klimatizace. Pro zvýšení účinnosti chlazení lze na lamely chladiče rozstříkovat vodu.



4 NAVRHOVANÉ ÚPRAVY POHONNÉ JEDNOTKY

Navrhované úpravy mají zajistit vhodnou otáčkovou charakteristiku s dostatečnou životností motoru pro použití v závodním voze. Zároveň má po všech úpravách motor odpovídat řádům FIA příloze J. Motor je stavěn pro skupinu E volné formule definovanou článkem 277.

4.1 ZDVIHOVÝ OBJEM

Dle přílohy J řádů FIA byla zvolena cílová skupina volné formule E a třída do 3000 cm³ zdvihovém objemu. Zde je definován zdvihový objem pro přeplňovaný zážehový motor $V_{př}$ vztahem

$$V_{př} = 1,7V_H. \quad (27)$$

Ze vztahu vychází maximální zdvihový objem pro tuto třídu pro přeplňovaný zážehový motor 1764,7 cm³. Bylo tedy zvoleno snížení zdvihového objemu z 1997 cm³ na 1725 cm³. Změny bylo dosaženo snížením zdvihu z 88mm na 75mm. Vrtání válce je ponecháno na hodnotě 85mm. Změnu zdvihu umožňuje použití jiné klikové hřídele.

4.1.1 PÍSTY

Na píst bylo pohlíženo jako na nejnamáhavější součást upraveného motoru. Z toho důvodu byl píst zvolen kovaný z hliníkové slitiny. Takovýto píst je schopen odolávat vyšším spalovacím tlakům ve válci než sériový píst. Tvarem funkční plochy dna pístu je možno ovlivňovat škodlivý spalovací prostor a tedy kompresní poměr motoru. Zároveň je tato plocha vybavena zářezy zamezující kontaktu ventilů s pístem.



Obr. 25 Kovaný píst pro upravený motor [16]



4.1.2 OJNICE

Bylo zvoleno použití kovaných ojníc s profilem dřívku H. Z důvodu změny zdvihu pístu je zapotřebí zvolit řešení pro zachování polohy pístu při horní úvrati. Tato poloha určuje velikost škodlivého spalovacího prostoru, a tím i kompresní poměr. Použitý blok s uzavřenou dosedací plochou (closed - desk) neumožňuje použití sériové délky ojnice a snížení bloku motoru z důvodu zeslabení nebo úplného odstranění materiálu v místě dosedací plochy. To by mohlo vést ke snížené únosnosti válců. Bylo zvoleno řešení použití delších ojníc. Pro ekvivalentní polohu pístu odpovídá délka ojnice 156mm.



Obr. 26 Ojnice pro upravený motor [16]

4.2 OTÁČKOVÝ ROZSAH MOTORU

Jak vyplývá ze vztahu (1) jsou vyšší otáčky jedna z možností navýšení výkonu. Pro možnost navýšení otáček je využito snížení zdvihu pístu, které se příznivě projeví v omezení z hlediska střední pístové rychlosti. Samozřejmě zde zůstává omezení ostatních součástí, které zůstaly beze změny, jako například ventilový rozvod. Také roste zatížení pístní skupiny od setrvačných sil.

Maximální otáčky motoru jsou navýšeny ze 7000 min^{-1} na 9000 min^{-1} . Ze vztahu (4) vychází, že se střední pístová rychlost změní z $20,5 \text{ m/s}$ na $22,8 \text{ m/s}$. Takováto rychlost byla po konzultaci s odborníky zabývající se úpravou těchto motorů uznána jako vyhovující. Pro porovnání lze použít možné přestavby těchto motorů, u kterých je zvyšován zdvih na 100 mm při zachování maximálních otáček a střední pístová rychlost dosahuje maximálních hodnot $23,3 \text{ m/s}$



4.3 VENTILOVÝ ROZVOD

Pro účinnější výměnu náplně je vhodné přistoupit k úpravám ventilového rozvodu. Nabízí se úprava profilu vačky a úprava časování.

4.3.1 VAČKOVÉ HŘÍDELE

U vačkových hřídelí je možné změnit zdvih a šířku záběru vačky. Obě hodnoty jsou řešeny ve výpočtovém modelu, kde je řešen jejich přínos.

4.3.2 ČASOVÁNÍ VENTILOVÉHO ROZVODU

Při změně parametrů motoru je vhodné změnit časování oproti sériovému nastavení. Změny jsou uvažovány na obou hřídelích. Pro možnost úpravy časování je na výfukové vačkové hřídeli použito kolo umožňující změnu natočení vačkové hřídele vůči klikové hřídeli v rozmezí 20° v obou směrech. Pro změnu časování sacích ventilů je využito systému MIVEC. V případě když se ukáže, že natočení poskytující sériové uspořádání nebude dostatečné, je uvažována varianta pro změnu přednastavení kola sací vačkové hřídele. V úvahu připadají dvě varianty. První varianta je implementovat na kolo podobný systém jaký je využit u výfukového kola. Toto řešení by umožňovalo přesnější určení úhlu natočení, ovšem v případě, když takovýto systém nelze zakoupit a bylo by potřeba jej vyrobit, obnášela by takováto úprava zvýšené nároky na přesnost. Z tohoto důvodu je navržena druhá varianta, a to ponechat vačkové kolo v sériové podobě a změnu provést při montáži rozvodového řemene. Při ustavení řemene by se sací vačkové kolo neumísťovalo na dané značení, ale bylo by o jeden zub posunutě směrem do většího překrytí. Takováto změna zajistí posun časování o 15°.

Nastavení jednotlivých prvků je řešeno ve výpočtovém modelu v simulačním programu Lotus Engine Simulation pomocí vestavěné funkce optimalizace.



Obr. 27 Kolo vačkové hřídele umožňující změnu časování [12]



4.4 TURBODMYCHADLO

Při požadavku na zvýšení středních indikovaných tlaků je zapotřebí i navýšit tlak plnicího vzduchu. Navíc navrhované změny na motoru se silně projevují v jeho hltnosti. Z těchto důvodů by sériové turbodmychadlo nemuselo vyhovovat a neumožňovalo by větší využití potenciálu motoru. Výběrem turbodmychadla se zabývají následující kapitoly.

Při použití turbodmychadla od jiného výrobce je zapotřebí provést i výměnu svodů. Hlavní důvod jsou rozdílné příruby na originálních výfukových svodech a na turbodmychadle.



5 VÝPOČTOVÝ MODEL

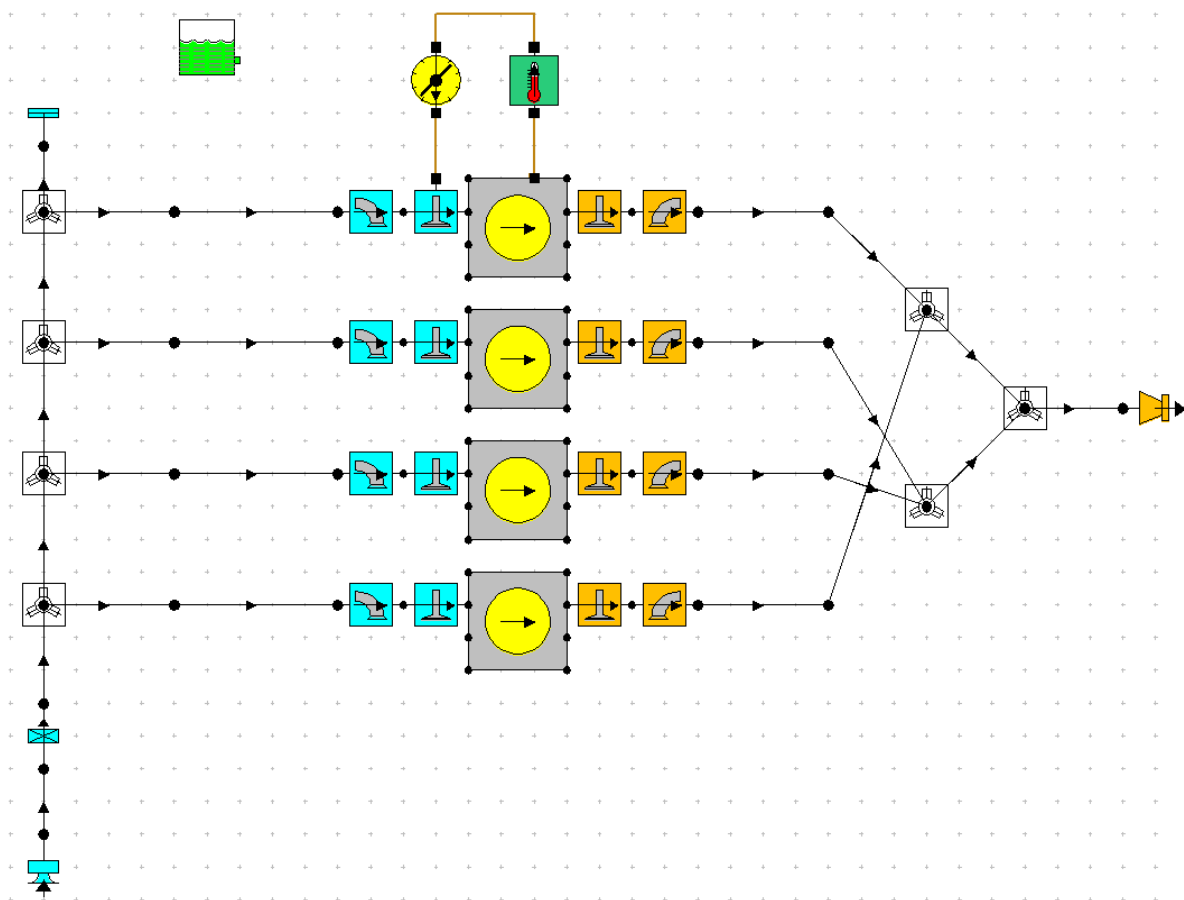
Výpočtový model motoru je vytvořen v programu Lotus Engine Simulation v5.06 (dále uváděn zkratkou LES) od britské firmy Lotus Engineering Software.

Zvolený postup je vytvoření zjednodušeného výpočtového modelu sériového motoru. Pro tento model jsou použita naměřená data z reálného motoru. Cílem je zajistit otáčkovou charakteristiku odpovídající charakteristice udávané výrobcem a tím ověřit správnost výpočtového modelu. Následně jsou na modelu provedeny navrhované úpravy, a tím zjištěny otáčkové charakteristiky upraveného motoru.

5.1 LOTUS ENGINE SIMULATION

LES je simulační program, který je schopen vypočítat otáčkové charakteristiky motoru. Pro výpočet řeší program děje v jednotlivých prvcích modelu. Program se skládá z preprocessoru pro sestavení výpočtového modelu, řešiče, ve kterém se výpočtový model numericky zpracovává dle nastavených vztahů a postprocessoru pro zobrazení získaných výsledků.

Výhodou LES jsou přednastavené knihovny, které lze využít v případě, kdy nejsou dostupná reálná data.



Obr. 28 Schéma výpočtového modelu motoru v programu LES



5.2 VÝPOČTOVÝ MODEL SÉRIOVÉHO MOTORU

Pro sestavení výpočtového modelu jsou využita data zjištěná z reálného motoru. V případě nezjištěných dat bylo využito vestavěných knihoven v programu LES.

5.2.1 VÁLCOVÁ JEDNOTKA

Pro model jsou vytvořeny čtyři totožné válcové jednotky. Příklad zadaných hodnot pro druhý válec je uveden v Tab. 2

Tab. 2 Zadané hodnoty pro druhý válec

Pořadí válce	2
Vrtání [mm]	85
Zdvih [mm]	88
Zdvihový objem válce [l]	0,49936
Zdvihový objem motoru [l]	1,99742
Délka ojnice [mm]	150
Přesazení pístního čepu [mm]	0
Kompresní poměr	8,8
Objem škodlivého prostoru [l]	0,06402
Fázové posunutí vůči prvnímu válci	540

Rozdíl mezi válcovými jednotkami je v zadání fázového posuvu válců odpovídajících pořadí zážehů 1-3-4-2.

5.2.2 VENTILOVÝ ROZVOD

Ventilový rozvod je zadán parametry vačkových hřídelí a ventilů. Profily zdvihu ventilů jsou zvoleny symetrické. Do těchto profilů jsou nastaveny úhly otevření a zavření ventilů a zdvih ventilů. Celé průběhy zdvihových křivek jsou ponechány dle LES. Z profilů jsou důležité body maximálního zdvihu ventilu označeny v programu MOP (Maximum Opening Point) a dále jsou uváděny pod touto zkratkou. K těmto bodům je nastavováno časování ventilů. Časování sacího ventilu je ovšem podřízené systému MIVEC.

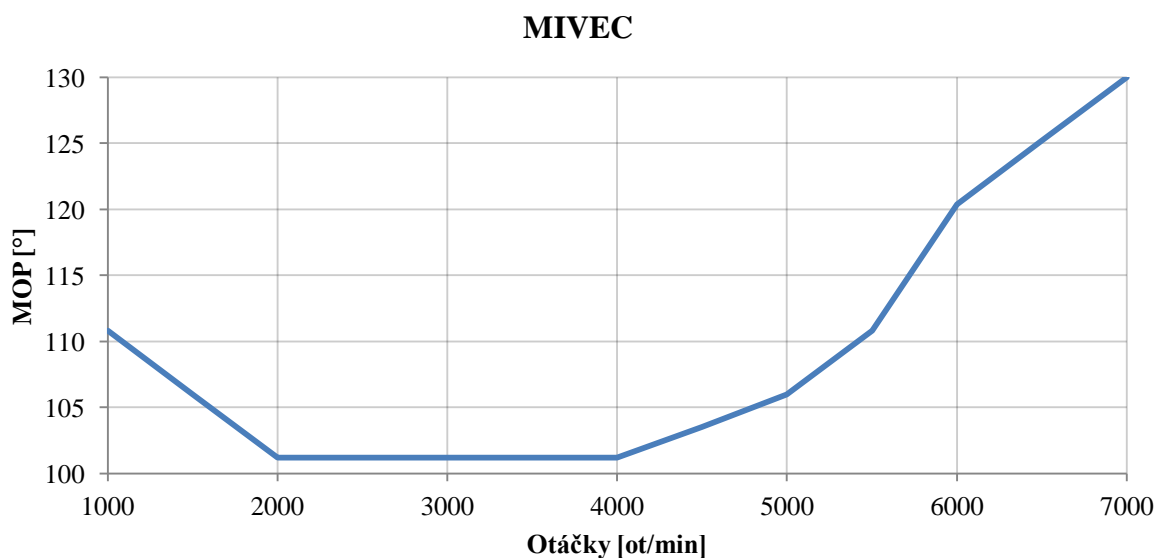


Tab. 3 Nastavení ventilového rozvodu

	Sací ventily	Výfukové ventily
Otevření [°]	0 – 30 před HÚ	58 před DÚ
Uzavření [°]	80 – 50 za DÚ	18 za HÚ
Zdvih [mm]	10,7	10,2
MOP [°]	100 – 130 za HÚ	110 před HÚ

VARIABILNÍ ČASOVÁNÍ MIVEC

Pro vytvoření systému variabilního časování jsou sací ventily seskupeny do jedné skupiny. Dále u prvního válce a ventilu jsou zapnuty konektory pro připojení senzoru a aktuátoru. Senzor má nastaven jako měřený parametr otáčky klikové hřídele. Aktuátor ovládá natočení sací vačky vůči klikové hřídeli. Toto natočení bylo zadáno zjednodušenou 1-D funkcí, kde je zadána závislost MOP na otáčkách motoru. Hodnoty byly vyčteny ze sériové řídicí jednotky a jsou zobrazeny na Obr. 29



Obr. 29 Časování sací vačky systémem MIVEC

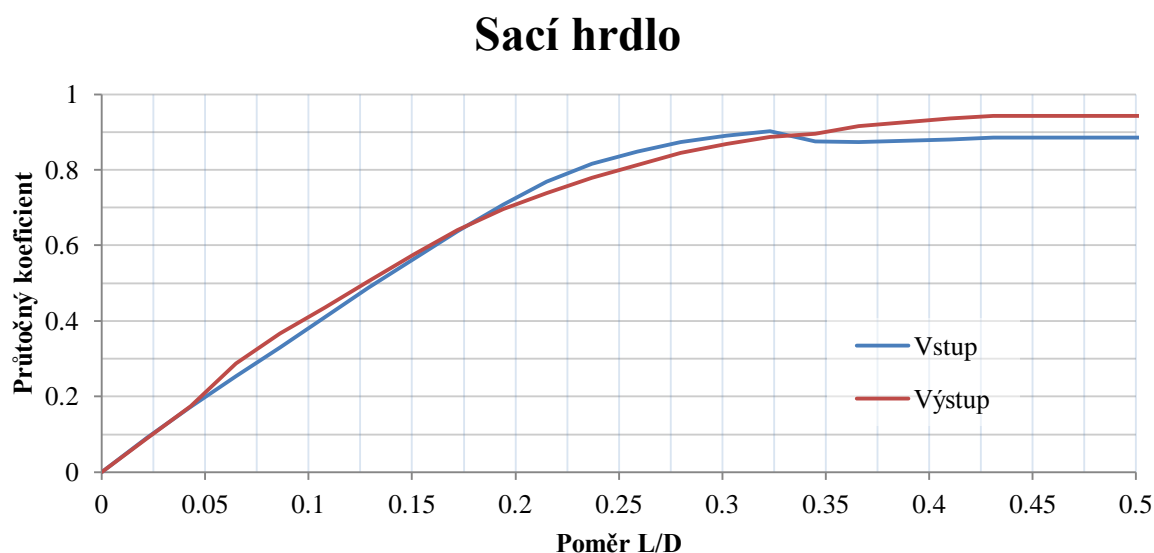
5.2.3 SACÍ TRAKT

Sací trakt je vytvořen od škrticí klapky přes sací potrubí a sací kanály po sací hrdla ústící do válcových jednotek. Škrticí klapka je zadána jako 1-D prvek s ekvivalentním průměrem 54 mm. Sací potrubí se skládá z „pipe“ prvků se zadanými příslušnými průměry a délkami. V místech připojení přívodů k jednotlivým válcům jsou přidány prvky představující ztráty odpovídající kolmému napojení. Sací kanály v hlavě motoru jsou taktéž nahrazeny „pipe“ prvky o ekvivalentním průměru a odpovídající délce. Zakončení sacího kanálu je prvkem sacího hrdla „intake port“. V rámci zjednodušení modelu se přistoupilo k nahrazení dvou



sacích ventilů na válec jedním. Tohoto je dosaženo v prvku sacího hrdla nastavením počtu ventilů připadajících tomuto hrdlu. Tímto zjednodušením se výpočet stal stabilnějším a rychlejším. Pro konvergenci stačí méně cyklů a výpočet jednoho cyklu trvá podstatně kratší dobu.

Pro sací hrdlo jsou zadány změřené ztráty při proudění a to v obou směrech proudění. Tím se docílilo lepšího postihnutí zpětného proudění plynů při plnění válce. Dosazené hodnoty jsou zobrazeny na Obr. 30.



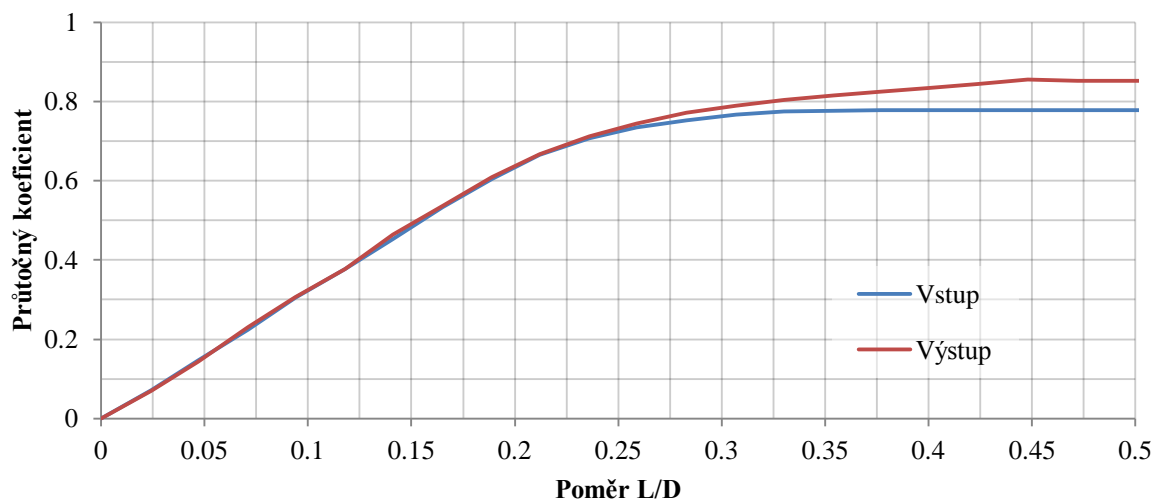
Obr. 30 Průtokové koeficienty pro sací hrdlo

5.2.4 VÝFUKOVÝ TRAKT

Výfukový trakt je vytvořen obdobně jako sací. Ve směru proudu plynů začíná ve výfukových hrdlech, poté výfukové kanály a výfukové sběrné potrubí. Model výfukového traktu končí těsně před turbínovou skříní. V modelu výfukového traktu se znovu využívá zjednodušení v rámci ventilů se stejným postupem zadávání dat.



Výfukové hrdlo



Obr. 31 Průtokové koeficienty pro výfukové hrdlo

MĚŘENÍ DAT NA PROFUKOVACÍ STOLICI

Pro změření ztrát v sacím a výfukovém kanálu je využito profukovací stolice FlowBench SF – 260 E, která je v laboratořích ÚADI. Měření probíhalo za konstantního tlakového spádu při postupných změnách zdvihu ventilů. Pro účel ovládnání zdvihu ventilu byl zkonstruován přípravek umožňující nastavit požadovaný zdvih. Ten je přímo úměrný stoupání závitů na použité závitové tyči. V místech připojení sacího a výfukového potrubí je ostrá hrana, která by generovala vysoké ztráty při proudění směrem do válce. Z tohoto důvodu zde jsou z plastelíny vymodelovány zaoblená zakončení, které pomohly tyto ztráty minimalizovat.



Obr. 32 Měření tlakových ztrát v sacím kanále



5.2.5 PŘEPLŇOVÁNÍ

Přeplňování turbodmychadlem nahrazují podmínky na vstupu a výstupu plynů ze systému motoru. Pro sací stranu jsou zadány pro každý testovací bod tlaky a teploty nasávaného vzduchu na vstupu do sacího traktu. Výfuková strana je zadána jen tlaky. Teplota výfukových plynů na výstupu byla ponechána výpočtu v simulačním programu a sloužila také ke kontrole správnosti modelu.

Tab. 4 Zadání přeplňování pro výpočtový model sériového motoru

Testovací bod	Otáčky [min^{-1}]	Sání		Výfuk
		Tlak [kPa]	Teplota [$^{\circ}\text{C}$]	Tlak [kPa]
1	1000	103	34	102
2	1500	118	41	113
3	2000	145	63	137
4	2500	208	75	167
5	3000	228	63	189
6	3500	228	80	200
7	4000	228	80	209
8	4500	228	60	213
9	5000	228	72	236
10	5500	218	72	244
11	6000	214	81	261
12	6500	206	81	286
13	7000	199	81	295

5.2.6 TESTOVACÍ PODMÍNKY

Pro testovací body jsou zvoleny otáčky v rozsahu od 1000 min^{-1} po 7000 min^{-1} s krokem 500 min^{-1} . Tímto se získá 13 testovacích bodů, pro které jsou nastaveny potřebné okrajové podmínky. Zde jsou uvedeny podmínky, které se mění oproti hodnotám vygenerovaným programem.

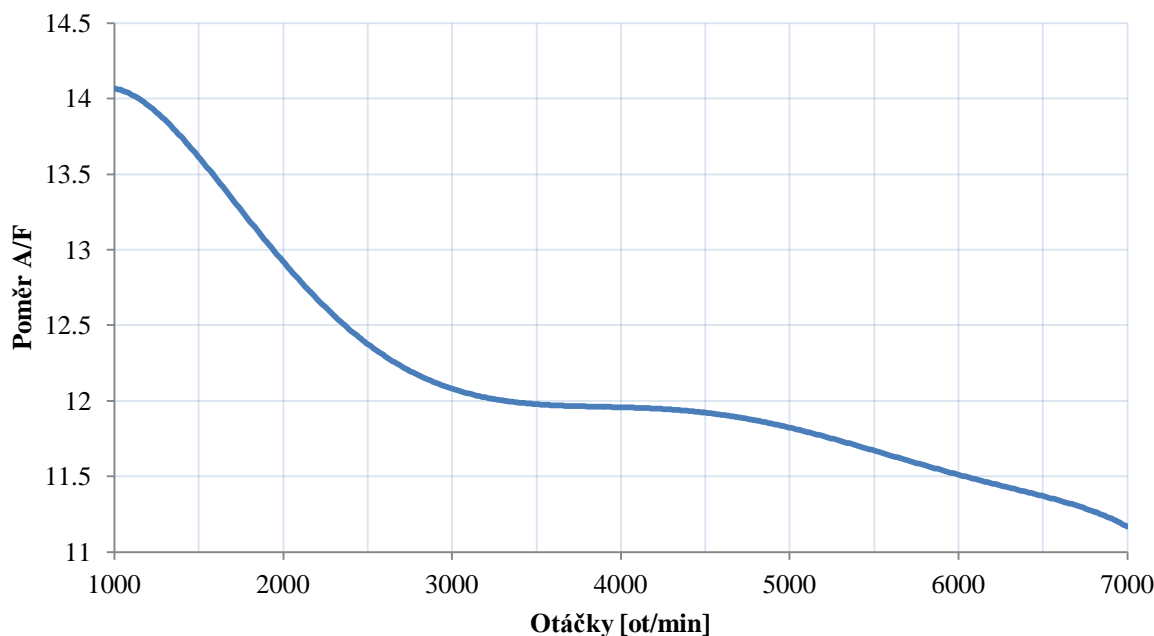
Především je zapotřebí nastavit již zmiňované tlaky a teploty u sání a tlaky u výfuku zapsané v Tab. 4.

Došlo k navýšení maximálního počtu cyklů pro výpočet jednoho testového bodu z 10 na 45. U finálního stabilnějšího modelu je toto číslo přehnané, protože konvergence většinou nastává přibližně kolem deseti cyklů, ale v začátcích vytváření modelu ani takovéto hodnoty nebyly dostatečné. Také pro zpřesnění výsledků je navýšen počet shodných cyklů pro uznání konvergence ze 4 na 5.



Dále jsou změněny bohatosti směsi dle hodnot zjištěných z reálného motoru. Z Obr. 33 je patrné, jak se při zvyšujících se otáčkách, kdy roste plnicí tlak, a tedy i zátěž motoru, směs obohacuje.

Bohatost směsi



Obr. 33 Bohatost směsi pro sériový motor

Upraven je také model pro výpočet tření. Jako nejvhodnější byl shledán „Patton and Heywood Model“.

PATTON AND HEYWOOD MODEL

Tento model využívá pro zjištění tření mnoho parametrů motoru, a tím by měl dosahovat výsledků dostatečných pro daný model.

Pro výpočet jsou využívány například

- rozměry a počet válcových jednotek,
- parametry ložisek,
- otáčky motoru,
- vlastnosti použitého oleje.

Přesný popis modelů pro výpočet tření je možné najít v nápovědě programu LES.



5.2.7 ZHODNOCENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU SÉRIOVÉHO MOTORU

Dle získaných charakteristik se ukázal výpočtový model sériového motoru i přes značná zjednodušení dostatečně odpovídající reálnému motoru. Pro kontrolu je porovnána hltlost sériového motoru s kompresorovou mapou sériového turbodmychadla, která se zdá být odpovídající.

5.3 VÝPOČTOVÝ MODEL UPRAVENÉHO MOTORU

Výpočtový model upraveného motoru vychází z modelu sériového motoru. Na tomto modelu jsou provedeny navrhované změny a je zkoumáno, zda mají pozitivní vliv na charakteristiku motoru. Z tohoto důvodu jsou zde popsány jen provedené změny oproti modelu sériového motoru.

5.3.1 VÁLCOVÁ JEDNOTKA

Jedna z nejzásadnějších úprav je právě ve válcové jednotce, a to změna zdvihu pístu. S tímto je spojena i změna délky ojnice. Změněné parametry jsou zapsány v Tab. 5

Tab. 5 Změny ve válcové jednotce upraveného motoru

Zdvih [mm]	76
Zdvihový objem válce [l]	0,43126
Zdvihový objem motoru [l]	1,725
Délka ojnice [mm]	156

5.3.2 VENTILOVÝ ROZVOD

U ventilového rozvodu je provedena změna v časování sacích a výfukových ventilů. Po odzkoušení různých variant vačkových hřídelí s většími zdvihy a širšími záběry se nedostavilo zlepšení, tak jsou ponechány sériové hřídele a upraveno je jen časování.

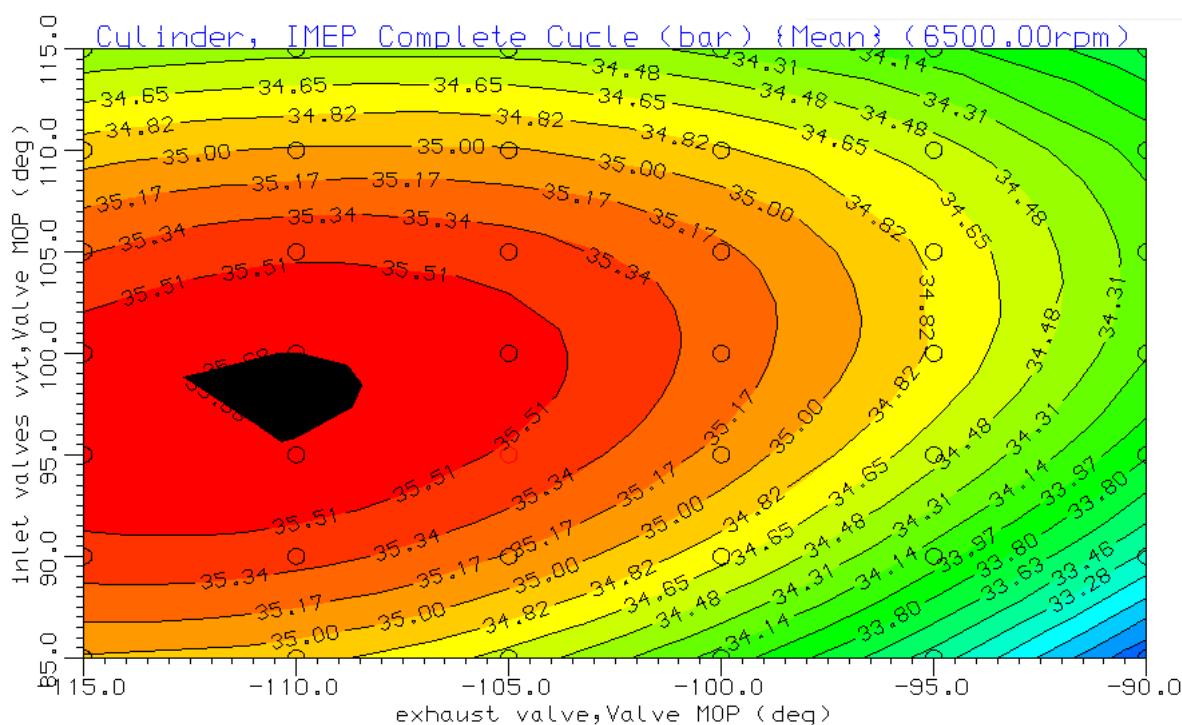
Tab. 6 Změny časování ventilového rozvodu

	Sací ventily	Výfukové ventily
Otevření [°]	15 – 45 před HÚ	53 před DÚ
Uzavření [°]	65 – 35 za DÚ	23 za HÚ
MOP [°]	85 – 115 za HÚ	105 před HÚ

Pro výhodnější nastavení časování se využívá nástroje optimalizace v programu LES. Zde je použito 2-D i 1-D optimalizace, kdy nejdřív probíhá 2-D optimalizaci s krokem 5° pro zjištění výhodného časování výfukové vačky. Následně pro konstantní časování výfukové vačky je prováděna 1-D optimalizace s krokem 2,5° a je určováno přesnější časování sací vačky.



Referenční hodnotou pro optimalizace je zvolen střední indikovaný tlak IMEP, který je v programu udáváný v barech.



Obr. 34 2-D optimalizace časování ventilového rozvodu

Na Obr. 34 je příklad grafického znázornění výsledků 2-D optimalizace časování sacích a výfukových ventilů. Tato závislost je pro otáčky 6500 min^{-1} . Na vodorovné ose je znázorněno časování výfukových ventilů a na svislé časování sacích ventilů. Vrstevnice naznačují závislost středních indikovaných tlaků na změnu časování ventilového rozvodu.

Takovýto optimalizační postup je použit pro každou variantu zvoleného turbodmychadla.

5.3.3 PŘEPLŇOVÁNÍ

I zde se používá řešení nahrazení přeplňování příslušnými tlaky a teplotami nasávaného vzduchu a tlaky na výstupu spalin.

Pro každou řešenou variantu spolupráce motoru s turbodmychadlem jsou zadávány parametry pokud možno odpovídající danému turbodmychadlu.

5.3.4 TESTOVACÍ PODMÍNKY

Z důvodu navýšení maximálních otáček motoru ze 7000 min^{-1} na 9000 min^{-1} při zachování kroku 500 min^{-1} vzroste počet testovacích bodů ze 13 na 17.



5.3.5 VÝSLEDKY VÝPOČTOVÉHO MODELU UPRAVENÉHO MOTORU

Z výpočtového modelu jsou získávána data pro iterační návrhový výpočet volby turbodmyhadla a volbu vhodného průběhu tlaku plnicího vzduchu.

Především však slouží pro porovnání vlivů jednotlivých úprav na parametry motoru.



6 NÁVRH TYPU TURBODMYCHADLA

Při volbě turbodmychadla pro upravený motor je cíl dosáhnout vhodné hltnosti motoru pro danou charakteristiku turbodmychadla. Na změnu hltnosti motoru oproti originálnímu motoru mají vliv tři základní změny. Především se projeví snížení zdvihového objemu, se kterým klesá i hltnost. Další významný vliv má změna tlaku plnicího vzduchu. Navýšení tohoto tlaku se projeví navýšením hltnosti a může kompenzovat změnu objemu. Jako třetí hlavní parametr pro změnu hltnosti je navýšení maximálních otáček motoru. V hltnosti motoru se dále projevuje účinnost výměny náplně ve válci. Ta je dána ztrátami při proudění v sacím a výfukovém traktu a dynamickými vlivy od proudících plynů. Dynamiky plynů se dá lépe využít vhodným nastavením časování sacích a výfukových ventilů. Z tohoto vyplývá, že hlavní proměnná pro dosažení žádané hltnosti motoru je tlak produkovaný kompresorem turbodmychadla. Řešení počítá jen se stavem maximálního zatížení motoru, pro které je určována hltnost motoru

Pro zjištění hltnosti motoru je použit výpočtový model motoru v programu LES.

Volitelný vstup do výpočtů je předpokládaný tlak vytvořený kompresorem turbodmychadla p_k . Pro vstup do výpočtového modelu se zadává předpokládaný absolutní tlak před škrtkicí klapkou p_{pl} a je dán vztahem

$$p_{pl} = p_k + p_{zsp} \quad (28)$$

Zde jsou p_{zsp} tlakové ztráty mezi turbodmychadlem a sací klapkou.

Jako další parametr je zadávána teplota plnicího vzduchu T_{pl} . Z důvodu neznámé účinnosti chlazení stlačeného vzduchu, byla tato teplota volena dle hodnot zjištěných na vozidle s podobným stupněm stlačení plnicího vzduchu. Ovšem i kdyby byla tato účinnost známá je z důvodu náporového chlazení chladiče závislá i na rychlosti vozidla, a tedy by bylo rozdílné pro každý zařazený rychlostní stupeň.

Dále je zadáván tlak na výstupu z výfukového traktu p_v . Tento tlak nahrazuje odpor způsobený turbínou dmychadla a zbytkem výfukového systému. Tlak je volen dle hodnot zjištěných ze sériového motoru.

Tyto hodnoty jsou zadány pro každý testový bod výpočtového modelu.

Příklady hodnot zadávaných do výpočtů jsou zobrazeny v Tab. 7

Po provedeném výpočtu lze z výsledků zjistit hmotnostní průtok vzduchu, který by byl zapotřebí, aby prošel přes kompresor turbodmychadla. Pro zanesení dat do kompresorové mapy je zapotřebí získaná data přepočítat. Tlak je zastoupen jako poměr stlačení Π_k a je dán vztahem

$$\Pi_k = \frac{p_k}{p_{atm}} \quad (29)$$

Hmotnostní průtok m_z je pro kompresorovou mapu korigován na m_{zk} za pomoci korekční teploty T_{kor} a korekčního tlaku p_{kor} a je dán vztahem



$$m_{zk} = m_z \sqrt{\frac{T_{atm} + 273,15}{T_{kor}}} \left(\frac{p_{atm}}{p_{kor}} \right), \quad (30)$$

Pro turbodmychadla Borg Warner je $T_{kor}=298$ K a $p_{kor}=100$ kPa.

Do programu LES jsou teploty zadávány v °C, tedy teploty T_{atm} a T_{pl} jsou přepočítány na t_{atm} a t_{pl}

Tab. 7 Vstupní hodnoty do výpočtového modelu pro výpočet sériového motoru

otáčky [min^{-1}]	p_k [kPa]	p_{am} [kPa]	t_{am} [°C]	p_{pl} [kPa]	t_{pl} [°C]	p_v [kPa]
1000	102,8	97,8	25	102,8	24	1,02
1500	117,8	97,8	25	117,8	32	1,04
2000	144,8	97,8	25	144,8	47	1,07
2500	207,8	97,8	25	207,8	75	1,13
3000	227,8	97,8	25	227,8	93	1,29
3500	227,8	97,8	25	227,8	82	1,88
4000	227,8	97,8	25	227,8	95	2,09
4500	227,8	97,8	25	227,8	96	2,19
5000	227,8	97,8	25	227,8	95	2,28
5500	216,8	97,8	25	216,8	90	2,49
6000	213,8	97,8	25	213,8	83	2,64
6500	205,8	97,8	25	205,8	71	2,86
7000	199,8	97,8	25	199,8	57	2,95



6.1 TURBODMYCHADLO SÉRIOVÉHO MOTORU

Ze simulace pro sériový motor s turbodmychadlem TD05-16G byla ověřována správnost výpočtového modelu. Toto hodnocení probíhalo v porovnání vypočtených efektivních výkonů a efektivních tlaků oproti parametrům uváděným výrobcem a je znázorněno na Obr. 37. Tím je zajištěno, že model je dostatečně přesný pro požadované účely. Nepřesnosti mohly vzniknout jednak kvůli nepřesně změřeným datům z měření sériového motoru, jako například tlak a teplota nasávaného vzduchu a tlak spalin před turbodmychadlem, nebo také kvůli nesprávně nastaveným výpočtovým modelům. Například v modelech hoření a třecích ztrát.

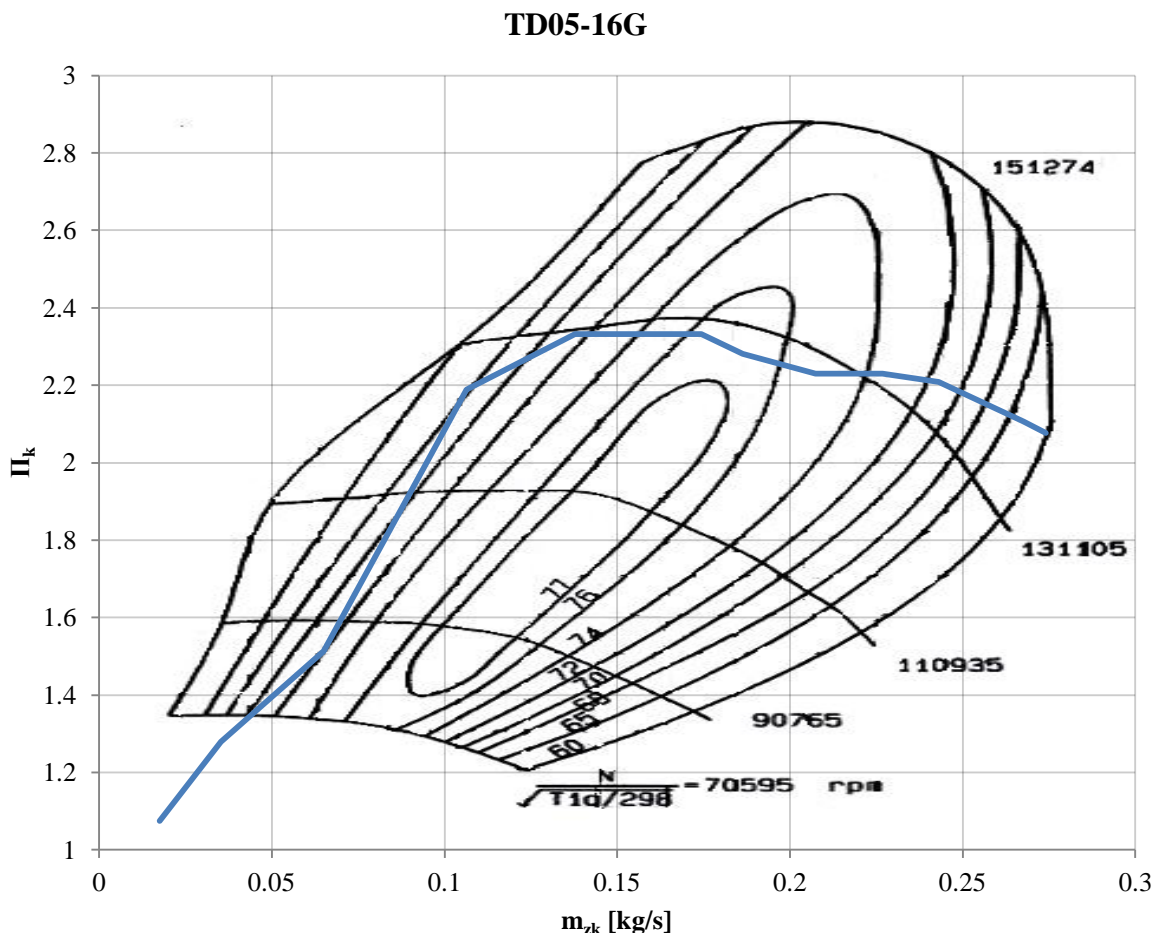


Obr. 35 Turbodmychadlo TD05-16G [13]



6.1.1 TD05-16G

Hodnoty stlačení vzduchu turbodmychadlem vycházely z hodnot zjištěných z řídicí jednotky sériového motoru. Hltnost motoru vzešla z výpočtového modelu motoru a byla porovnávána s hodnotami ze sériového motoru.



Obr. 36 Kompresorová mapa TD05-15G s hodnotami výpočtu (sériový motor)

Vypočtená data jsou zanesena do kompresorové mapy na Obr. 36. Z toho zobrazení vyplývá možná rezerva použitého turbodmychadla, která by mohla umožnit navýšení tlaku plicního vzduchu.

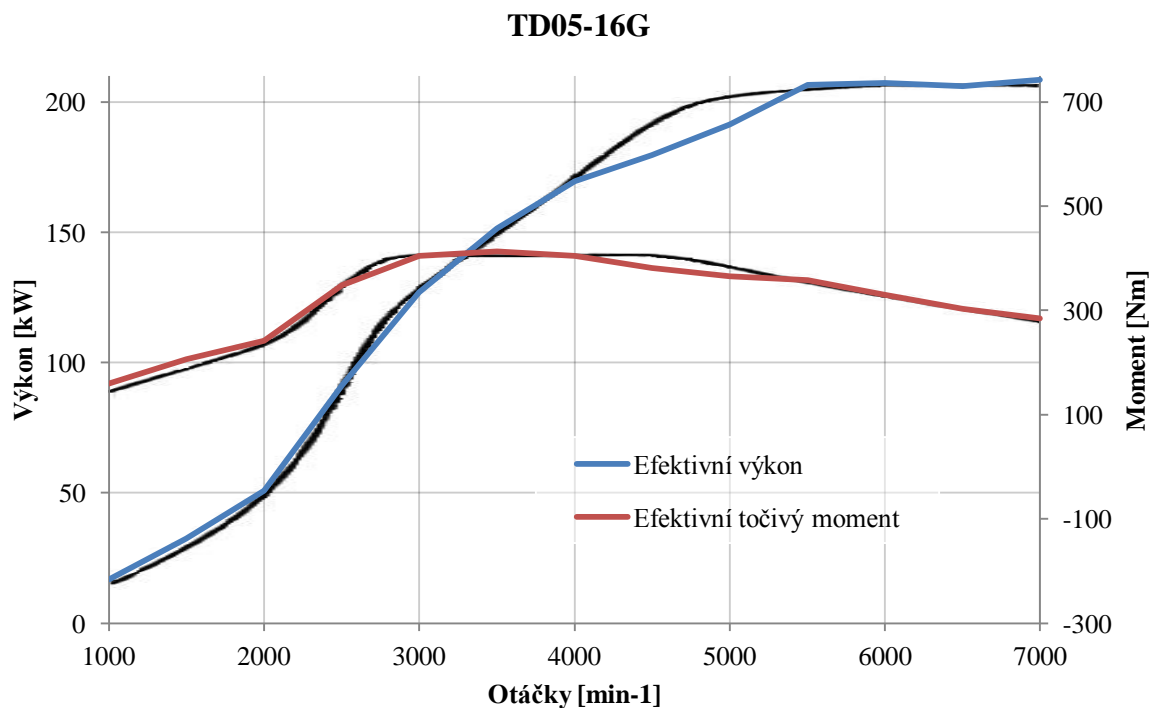
Tab. 8 Charakteristické rozměry turbodmychadla TD05-16G

Kompresorové kolo	48,3 mm / 68 mm (Vstup / Výstup)
Turbínové kolo	56 mm / 49,2 mm (Vstup / Výstup)



SPOLUPRÁCE MOTORU A TURBODMYCHADLA TD05-16G

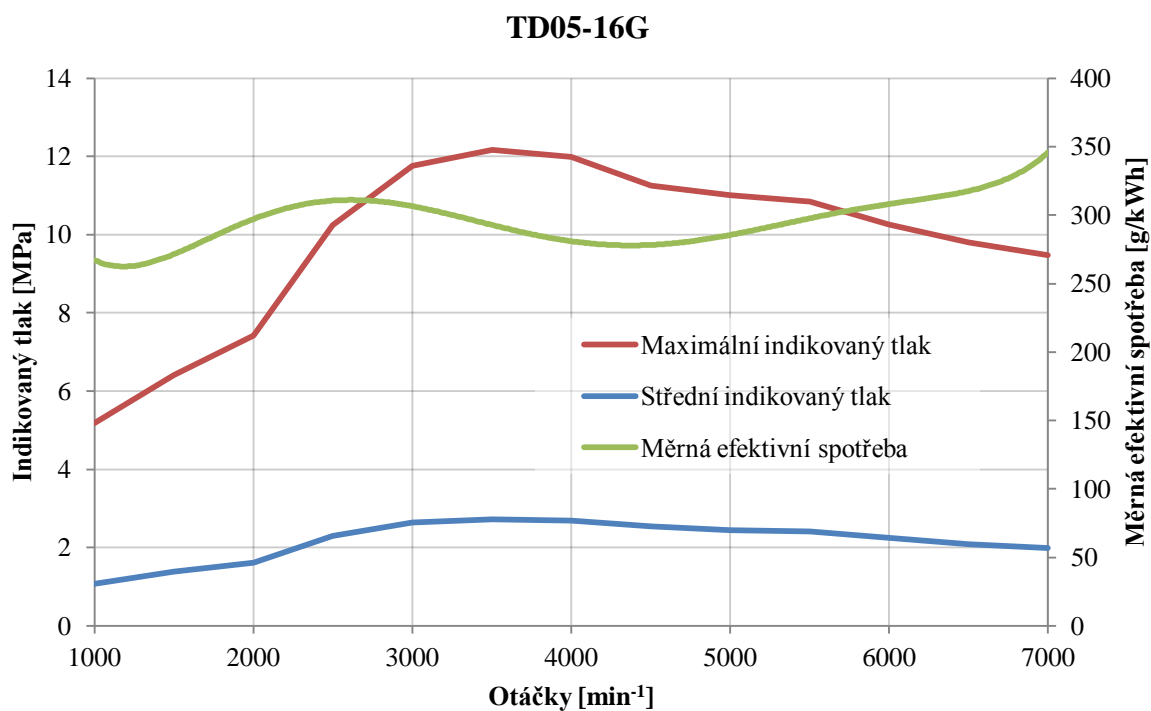
Spolupráce motoru s turbodmychadlem je určována výpočtovým modelem v simulačním programu LES. Pro porovnání jednotlivých variant je z výpočtových modelů vybráno několik parametrů. Hlavní parametr pro srovnání je střední indikovaný tlak.



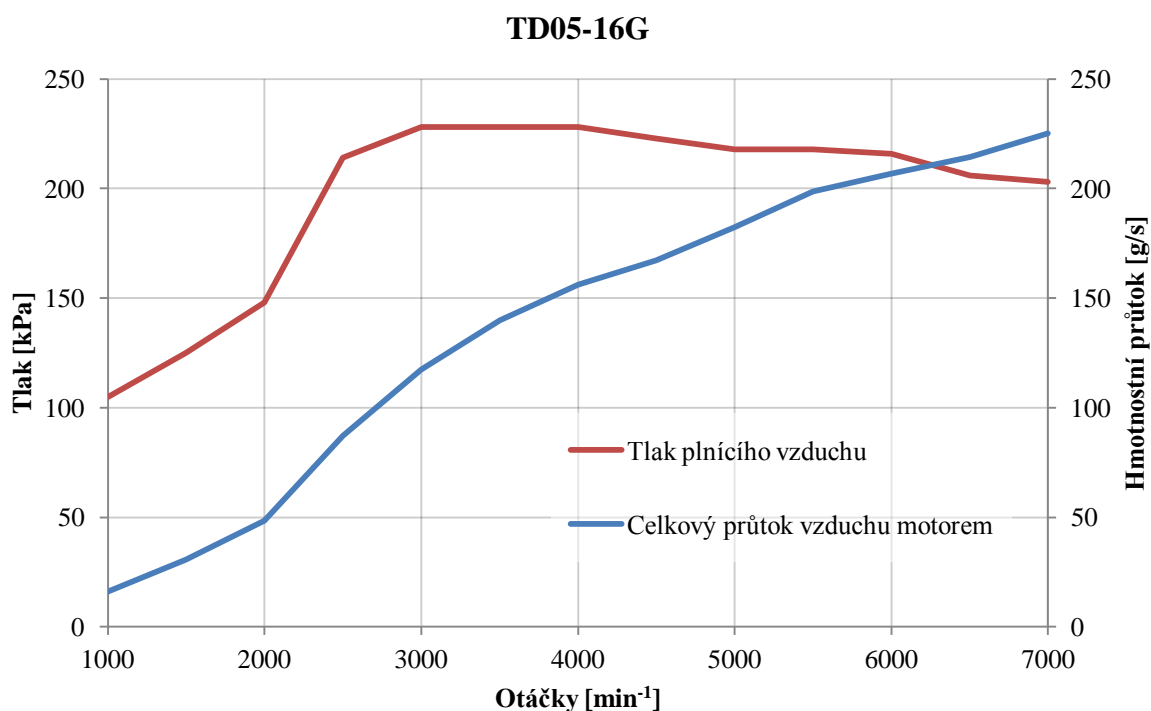
Obr. 37 Efektivní výkon a efektivní točivý moment sériového motoru

Srovnání vypočtených hodnot efektivního výkonu a točivého momentu je na Obr. 37 kde jsou vypočítané hodnoty barevně a sériové hodnoty jsou zobrazeny křivkami černé barvy.

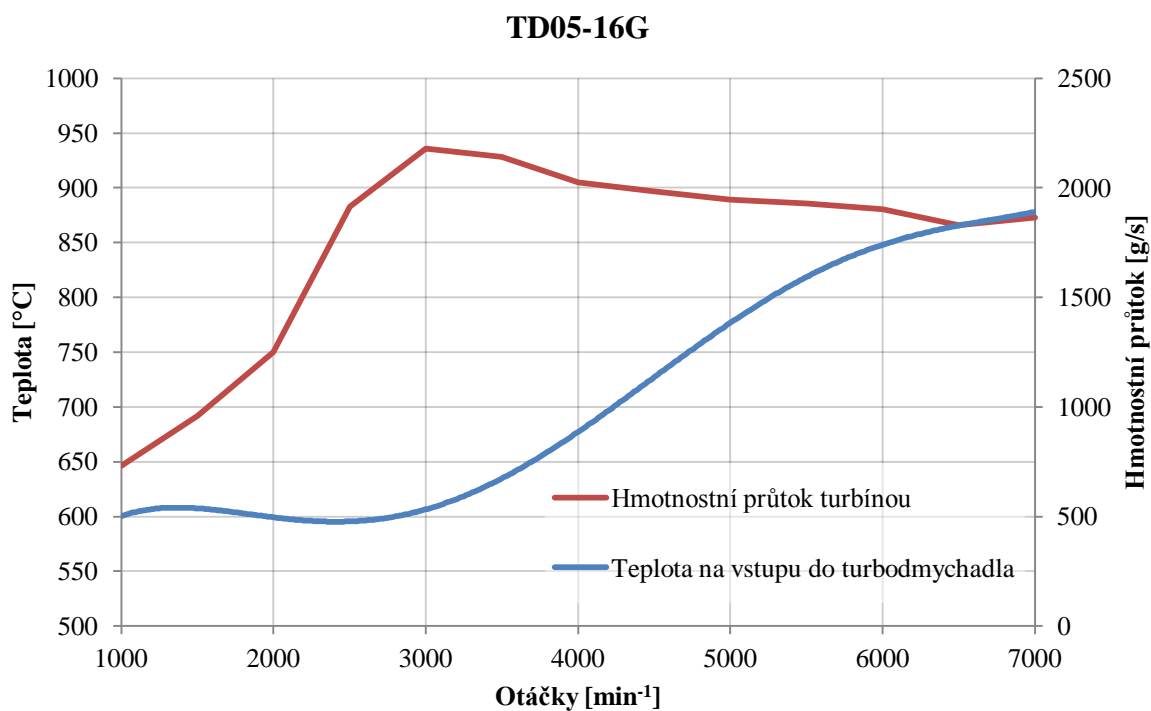
Další vypočtené hodnoty sloužily jako referenční při hodnocení provedených úprav. Hlavní parametr pro určení výkonnosti motoru je střední indikovaný tlak, jehož výhoda spočívá v nezávislosti na zdvihovém objemu. Ve středním indikovaném tlaku se projevuje maximální indikovaný tlak, který působí na píst jako hlavní složka zatížení.



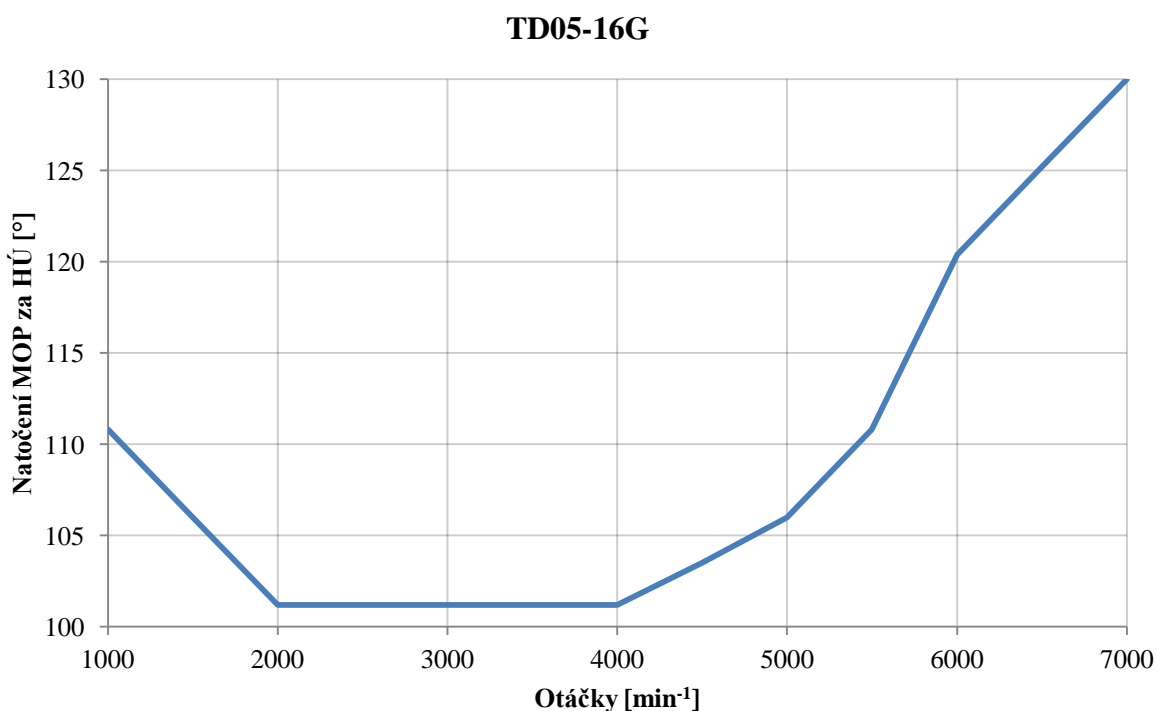
Obr. 38 Indikované tlaky a měrná spotřeba sériového motoru



Obr. 39 Průběhy tlaku a hmotnostního průtoku plnicího vzduchu u sériového motoru



Obr. 40 Teplota a hmotnostní průtok výfukových plynů před turbínou u sériového motoru



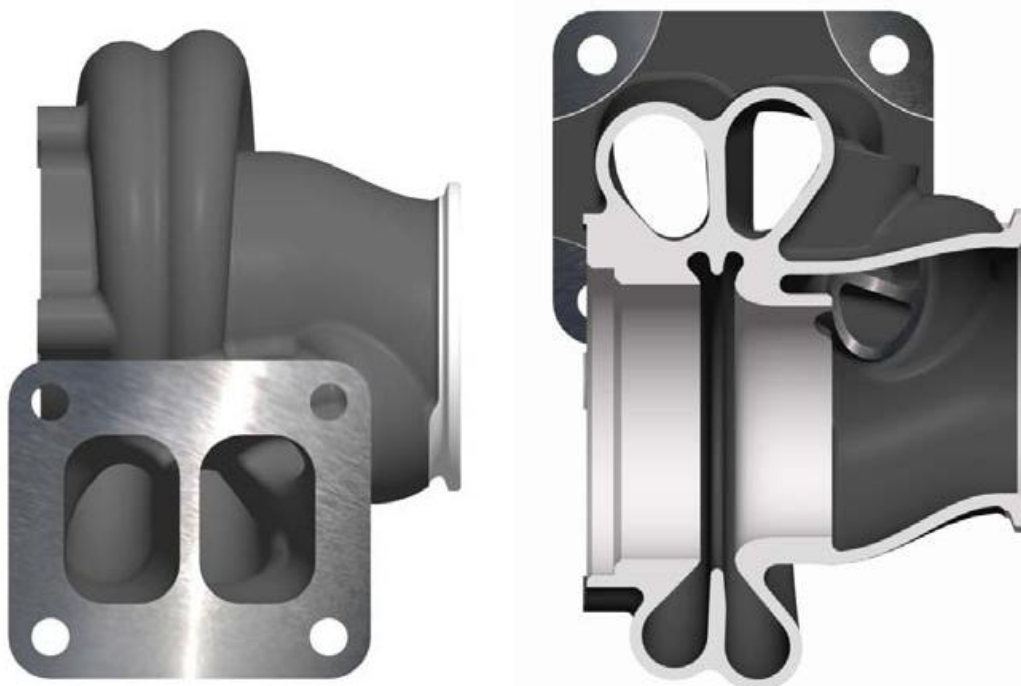
Obr. 41 Nastavení časování systému MIVEC u sériového motoru



6.2 UPRAVENÝ MOTOR

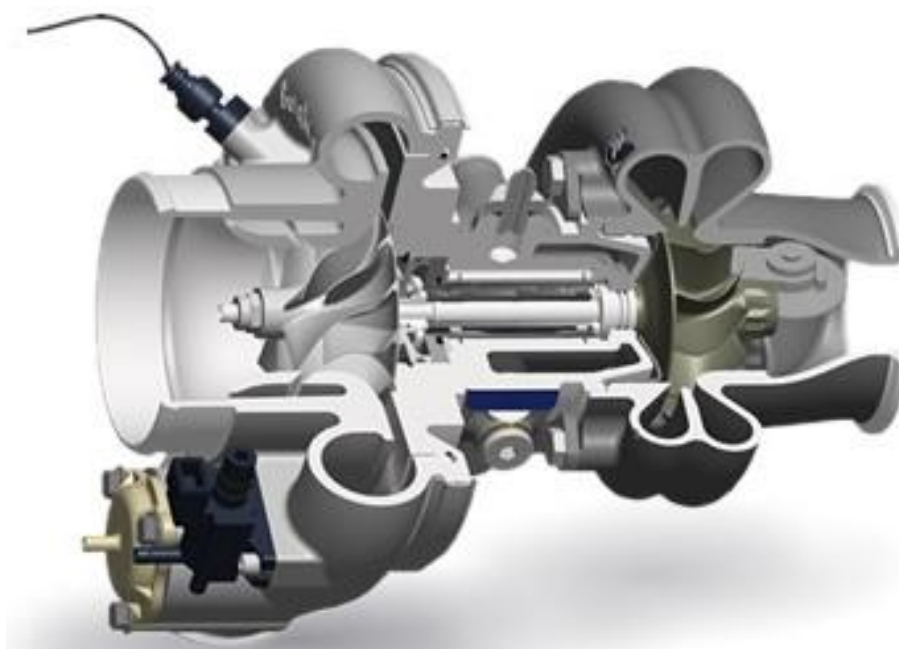
Pro určení hltnosti upraveného motoru je postupováno obdobným způsobem jako u sériového. Po provedených změnách probíhá řada výpočtů s cílem přiblížit se požadované hltnosti s pokud možno nejvyšším využitím potenciálu turbodmychadla a motoru. Vybraná řešení obsahují jen turbodmychadla, u kterých by bylo reálné využití. Turbodmychadla, která neposkytovala hmotnostní průtoky a poměry stlačení v rozumných rozsazích, byla v počátcích výpočtů vyřazena.

Převážně se jedná o turbodmychadla od společnosti Borg Warner a konkrétně série EFR. Řešena je i varianta použití sériového turbodmychadla TD05-16G. U všech variant je uvažováno zachování turbínové skříně typu „Twin scroll“ umožňující impulzní přeplňování.



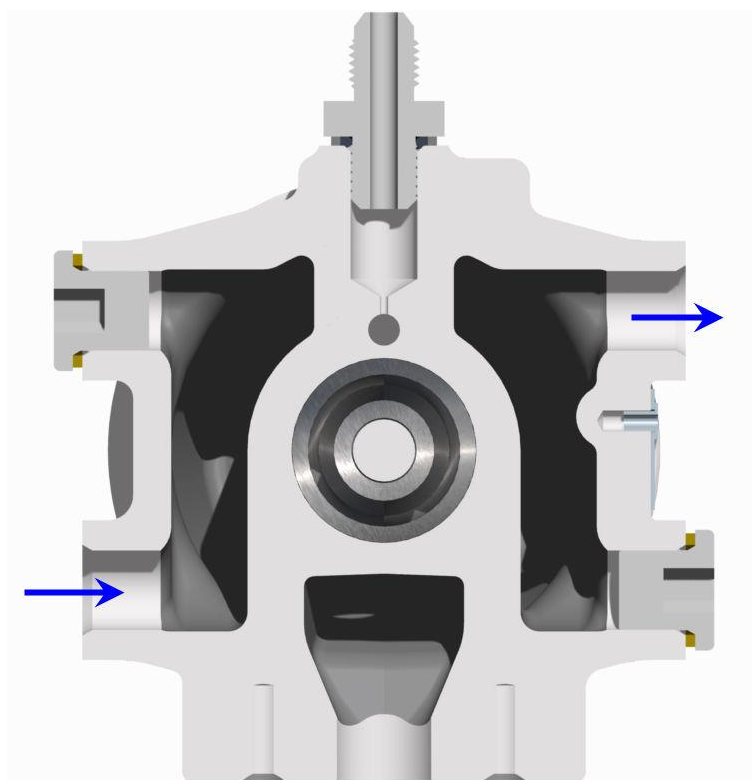
Obr. 42 Turbínová skříň typu Twin scroll [10]

Turbodmychadla Borg Warner série EFR jsou regulovány přepouštěcím „wastegate“ ventilem na výfukové straně. Jako ochrana proti provozu v mezi pumpování jsou vybaveny odpouštěcím „blow off“ ventilem, který je integrován v kompresorové skříně. Mazání kuličkových keramických ložisek zajišťuje přiváděný motorový olej. Chlazení centrální skříně napomáhá oleji i chladicí kapalina z motorového okruhu. Turbodmychadlo je také možné vybavit snímačem rychlosti otáček turbodmychadla.



Obr. 43 Řez turbodmychadlem Borg Warner [10]

Kapalinou chlazená centrální skříň turbodmychadla je zobrazena v řezu na Obr. 44. Modré šipky naznačují směr toku chladicí kapaliny.

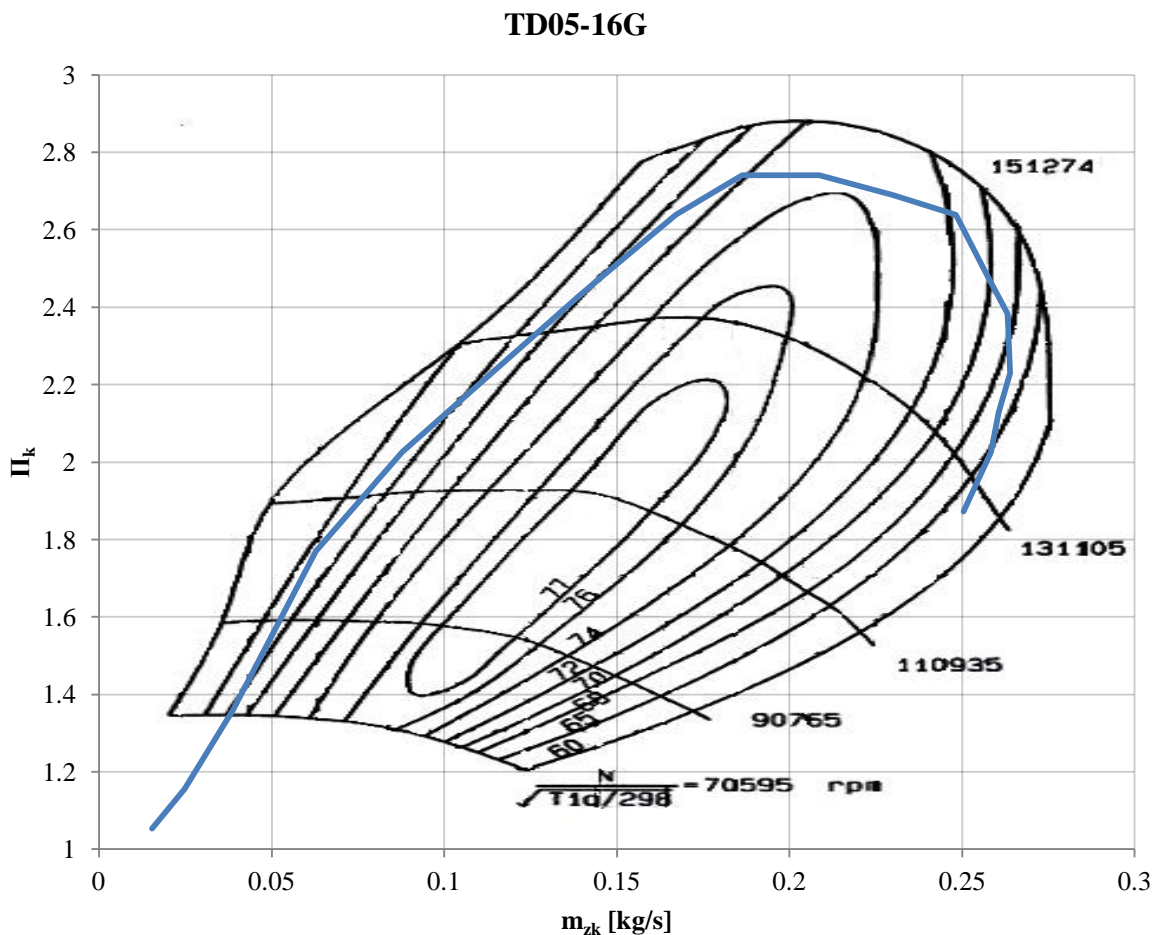


Obr. 44 Řez vodou chlazené centrální skříně turbodmychadla [10]



6.2.1 TD05-16G

Z výpočtů sériového motoru byla zjištěna rezerva turbodmychadla pro navýšení tlaku plnicího vzduchu. Nárůst poměru stlačení Π_k je znatelný už od nízkých otáček a dosáhl maximálních hodnot 2,7. Ke konci otáčkového rozsahu přibližně od 6500 min^{-1} se začíná projevovat jeho snižování. S dále rostoucími otáčkami i více klesá poměr stlačení a dá se předpokládat razantní snížení točivého momentu motoru.

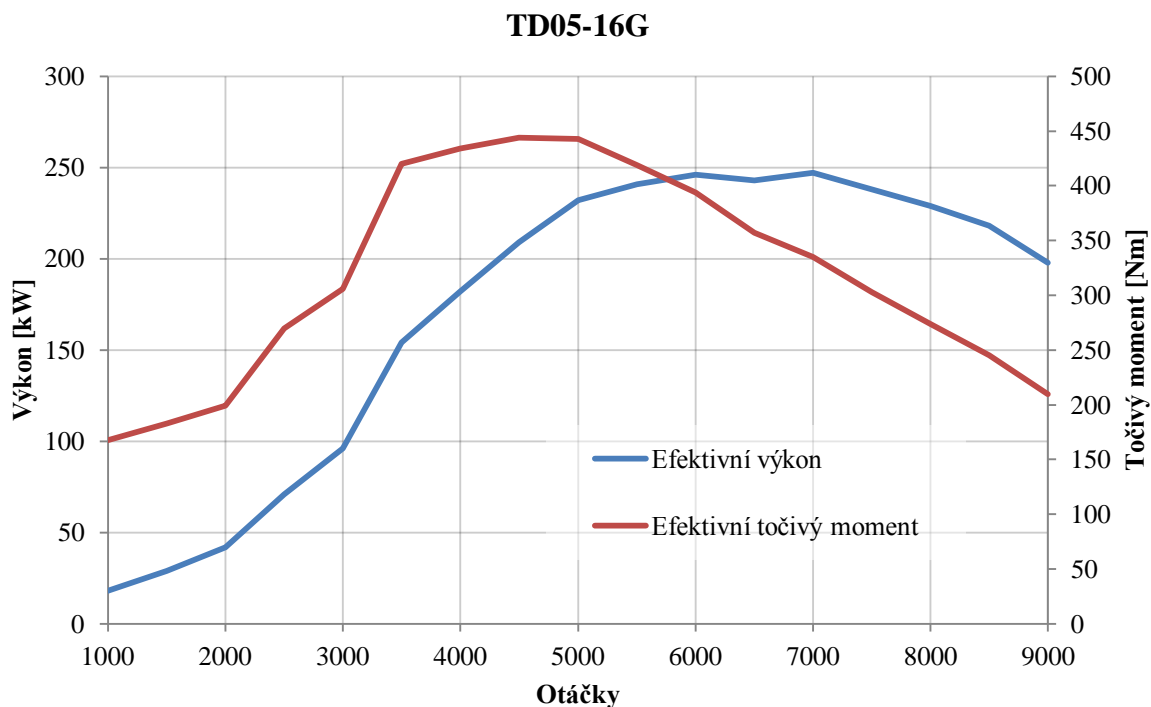


Obr. 45 Kompresorová mapa TD05-15G s hodnotami výpočtu (upravený motor)

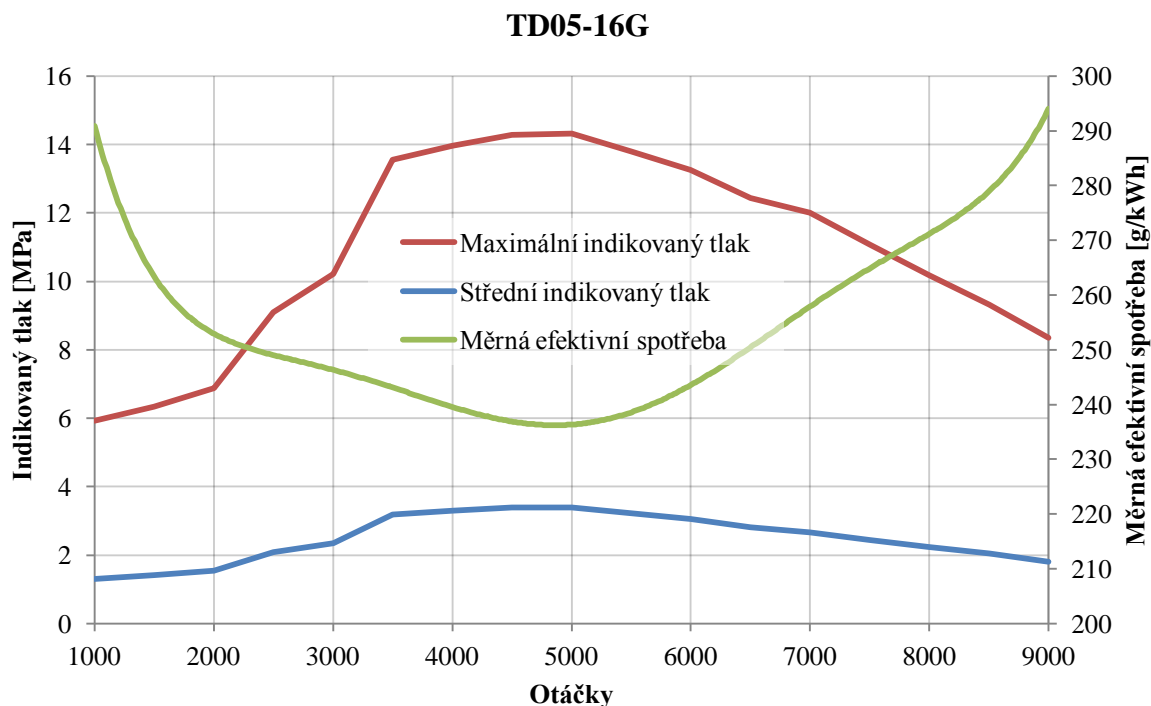
Z vybraných variant poskytuje nejvyšší parametry výkonu a točivého momentu. Nabízí však rozsah pracovních otáček motoru od 3500 min^{-1} po přibližně 7500 min^{-1} . Navýšení maximálních otáček na 9000 min^{-1} se u této varianty ukazuje neúčinné.

Navýšením tlaku plnicího vzduchu je dosaženo vyšších hodnot indikovaných tlaků a zároveň dochází ke snížení měrné spotřeby paliva.

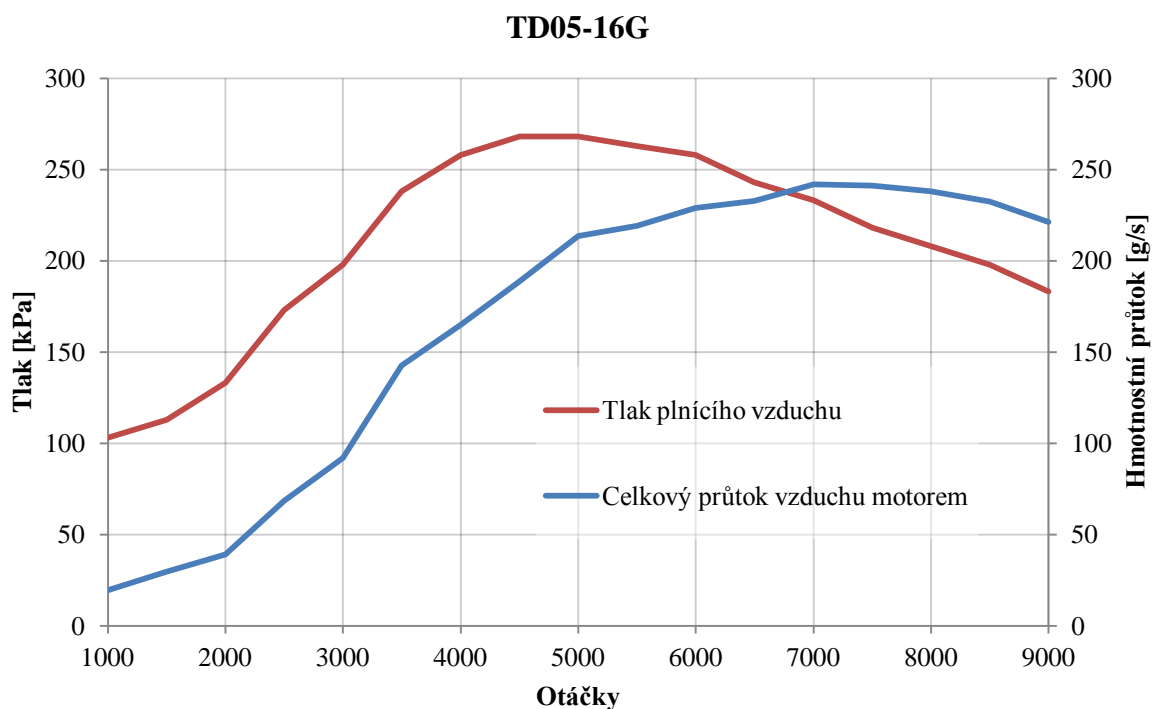
Dosažené maximální indikované tlaky vyhovují nastavenému maximu.



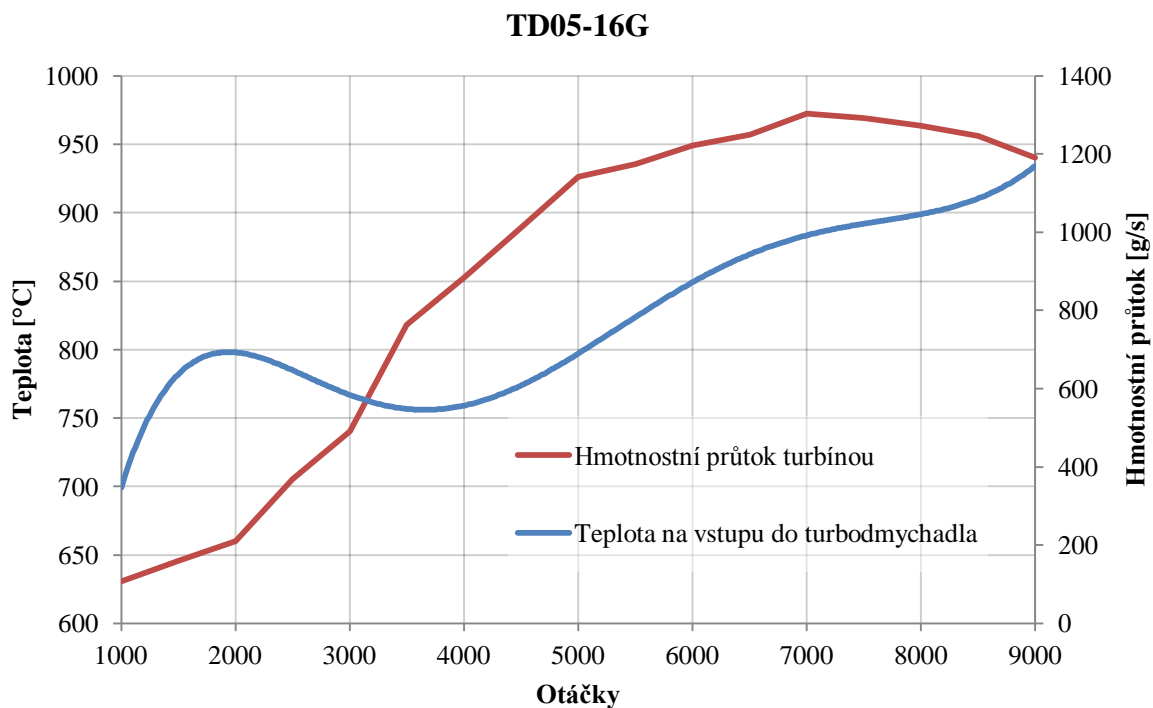
Obr. 46 Efektivní výkon a efektivní točivý moment upraveného motoru s turbodmychadlem TD05-16G



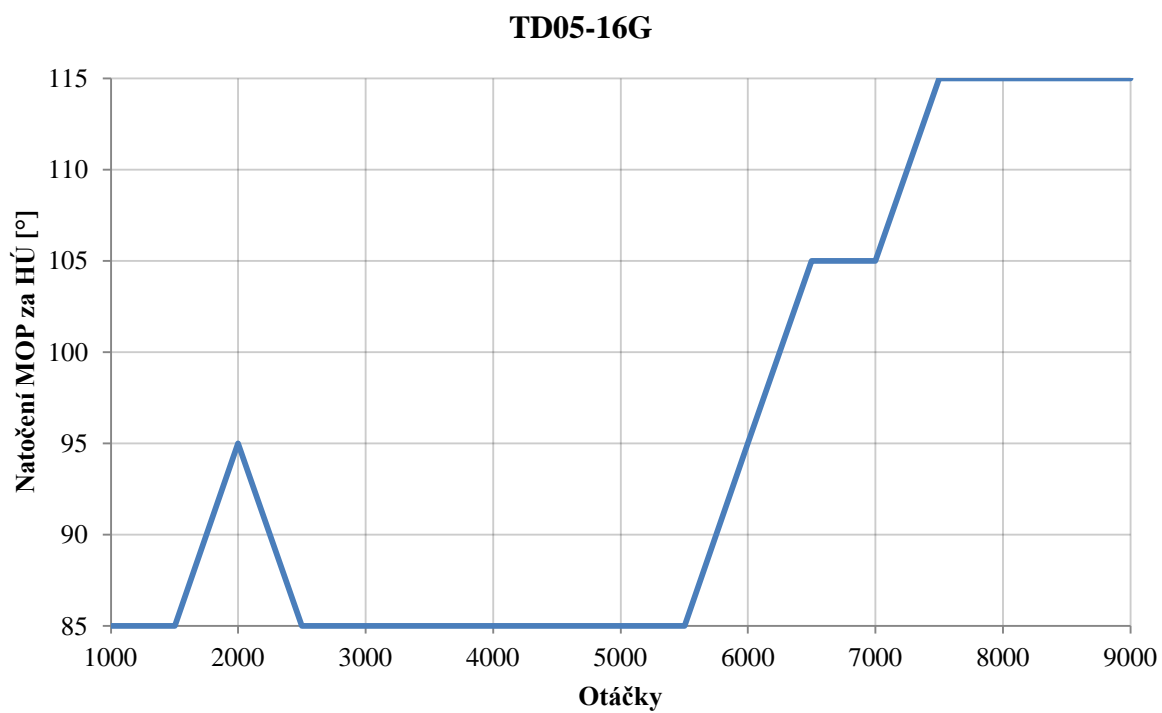
Obr. 47 Indikované tlaky a měrná spotřeba upraveného motoru s turbodmychadlem TD05-16G



Obr. 48 Průběhy tlaku a hmotnostního průtoku plnicího vzduchu u upraveného motoru s turbodmychadlem TD05-16G



Obr. 49 Teplota a hmotnostní průtok výfukových plynů před turbínou u upraveného motoru s turbodmychadlem TD05-16G



Obr. 50 Nastavení časování systému MIVEC upraveného motoru s turbodmychadlem TD05-16G



6.2.2 EFR 7064

Turbodmychadlo EFR 7064 je dle výrobce určeno pro výkony od 220 kW do 400 kW. Jedná se o největší turbodmychadlo, které bylo pro úpravu uvažováno.



Obr. 51 Turbodmychadlo EFR 7064

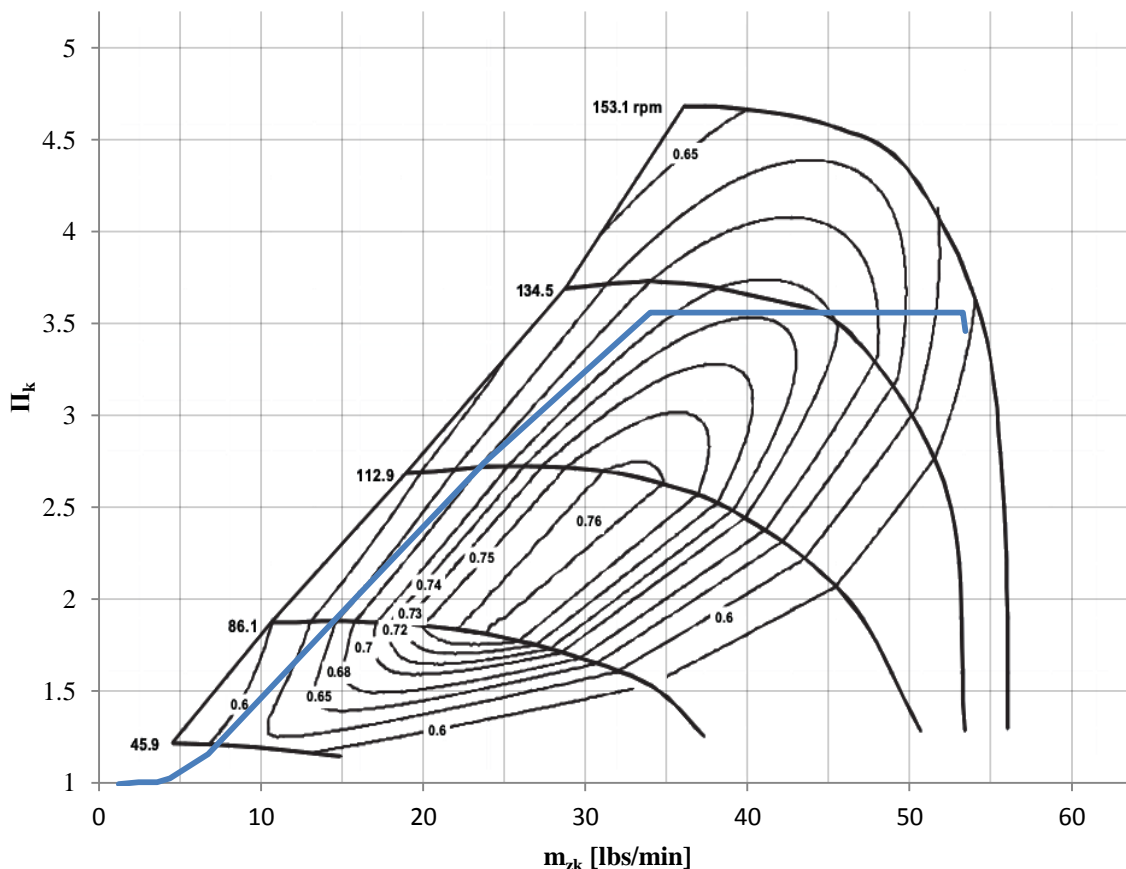
Tab. 9 Charakteristické rozměry turbodmychadla EFR 7064

Kompresorové kolo	52 mm / 70 mm (Vstup / Výstup)
Turbínové kolo	64 mm (Výstup)
Turbínová skříň	1,05 A/R

Z vyšší hodnoty poměru A/R a požadavku na vysoký stupeň stlačení lze předpokládat pomalejší reakce na požadavek zvýšení tlaku dodávaného vzduchu.



EFR 7064

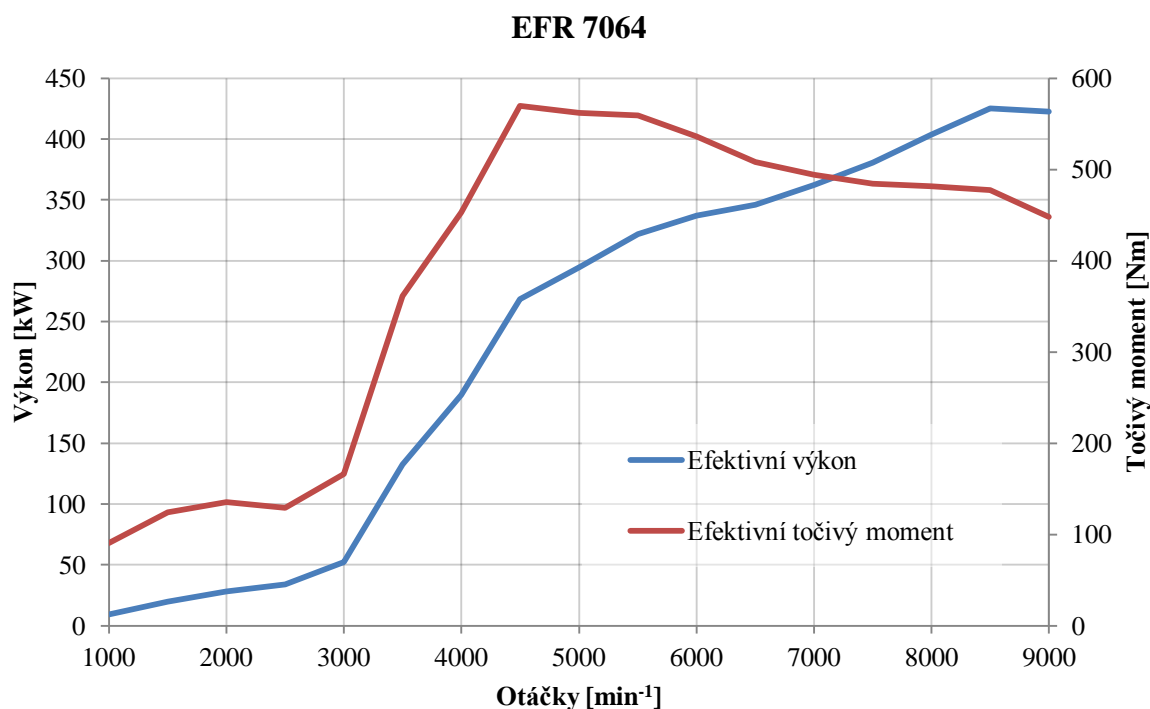


Obr. 52 Kompresorová mapa EFR 7064 s hodnotami výpočtu

Turbodmychadlo dle návrhu umožňuje dosáhnout poměru stlačení Π_k přesahující hodnotu 3,5 a poskytovat toto stlačení i při průtocích při maximálních otáčkách. Ovšem pro otáčky motoru do 3000 min^{-1} turbodmychadlo není schopno produkovat téměř žádný přetlak. To se také projeví na výkonové charakteristice motoru.

SPOLUPRÁCE MOTORU S TURBODMYCHADLEM EFR 7064

Motor vybavený turbodmychadlem EFR 7064 vykazuje nejvyšší výkonové parametry. Z důvodu pozdějšího nástupu turbodmychadla je však posunutý počátek pracovních otáček motoru na 4500 min^{-1} , kde dosahuje motor nejvyššího točivého momentu. Vysoký točivý moment je schopný motor generovat až do maximálních otáček 9000 min^{-1} .

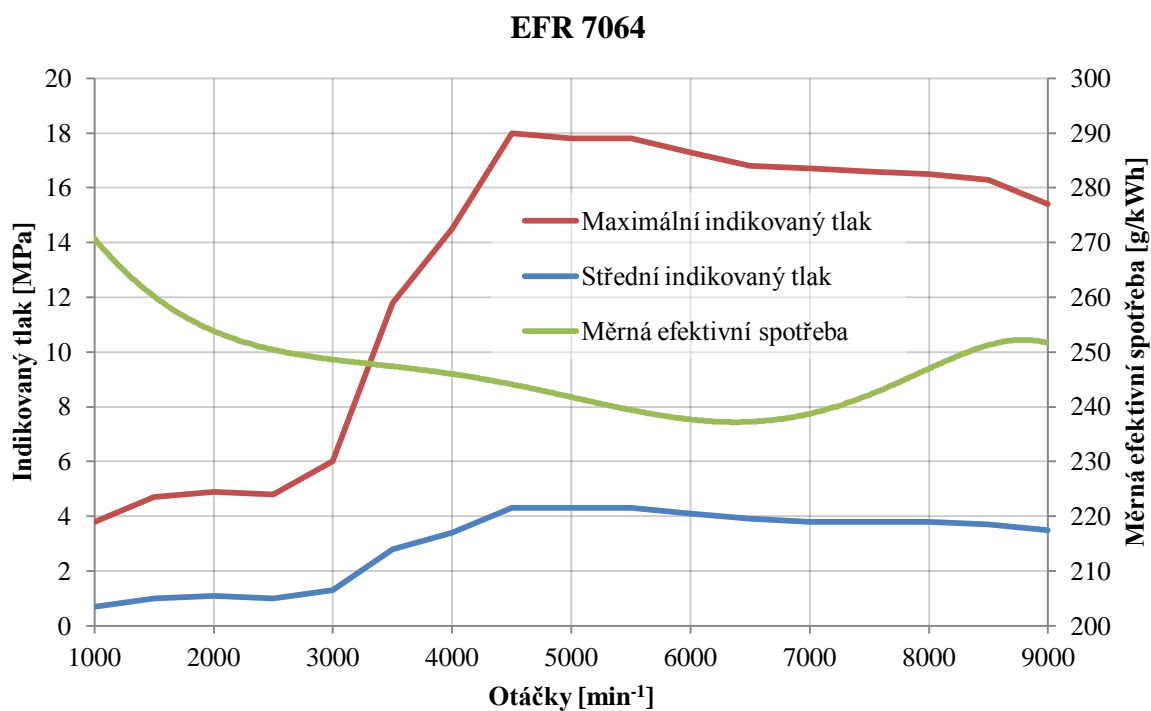


Obr. 53 Efektivní výkon a efektivní točivý moment upraveného motoru s turbodmychadlem EFR 7064

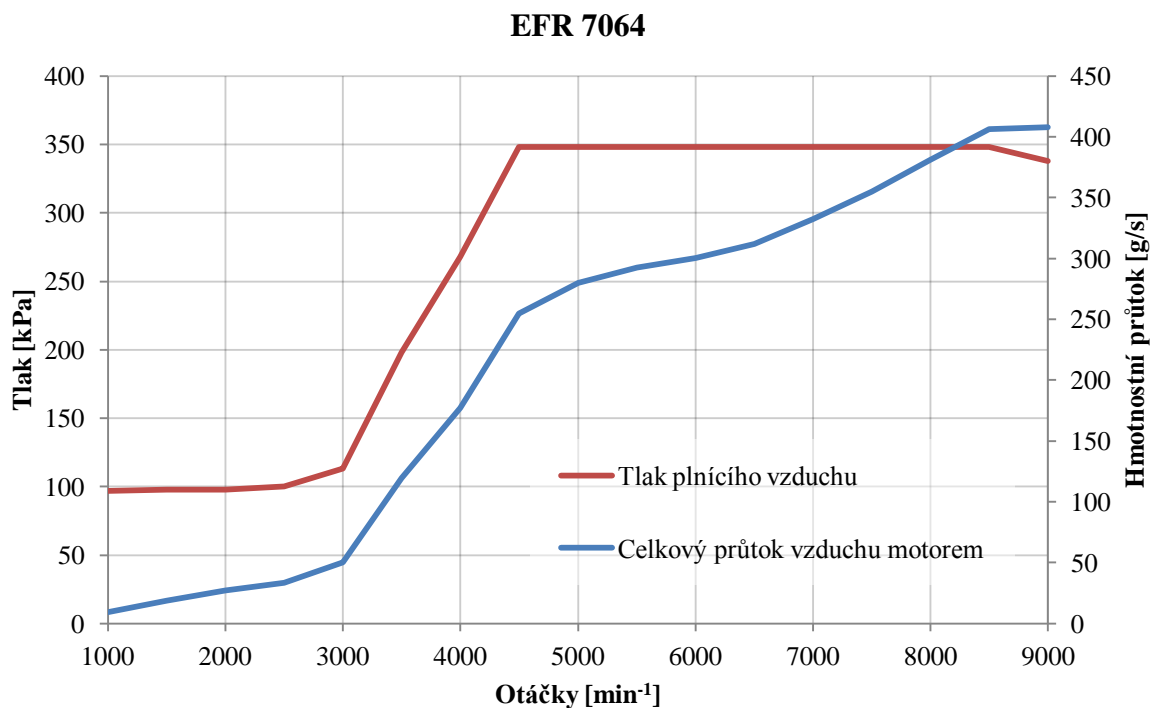
Tyto parametry jsou docíleny vysokými hodnotami středního indikovaného tlaku. Ovšem ten je spojen i s vysokými maximálními indikovanými tlaky, při kterých je píst výrazně namáhán. Dosažení takovýchto indikovaných tlaků je podmíněno vysokým stupněm stlačení plnicího vzduchu po široký rozsah otáček a tím i docílení vysoké hltnosti motoru. Velké množství vzduchu umožnilo spálení více paliva a získat více energie. U tohoto turbodmychadla došlo jako u jediného k omezení tlaku plnicího vzduchu pro dodržení maximálního indikovaného tlaku.

Vysokému hmotnostnímu průtoku nasávaného vzduchu odpovídá i vysoký hmotnostní průtok spalin, kde se ke hmotnosti vzduchu přičítá hmotnost paliva. Tento parametr by bylo zapotřebí zahrnout i pro případné úpravy výfukové soustavy.

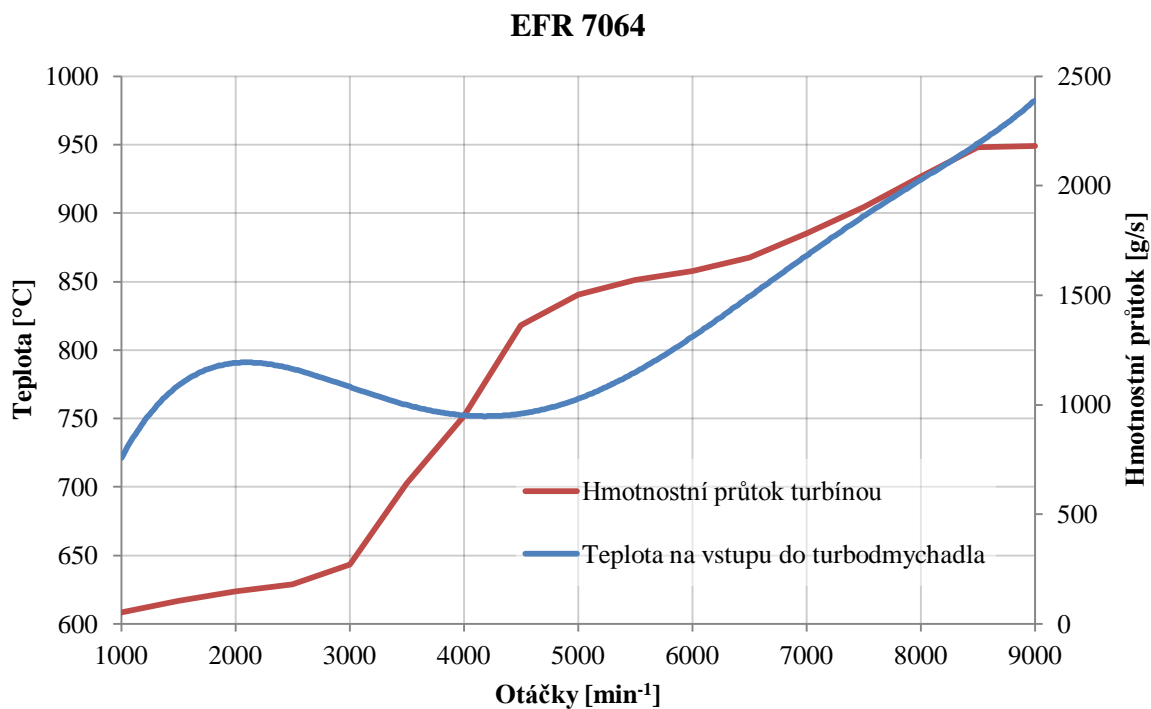
Provedeními úpravami došlo i ke změně časování sacích a výfukových ventilů, která byla zjištěna ve výpočtovém modelu. Charakter časování systému MIVEC zůstal podobný. Je však celý posunutý o již zmiňovaných 15° pro docílení většího překrytí ventilů.



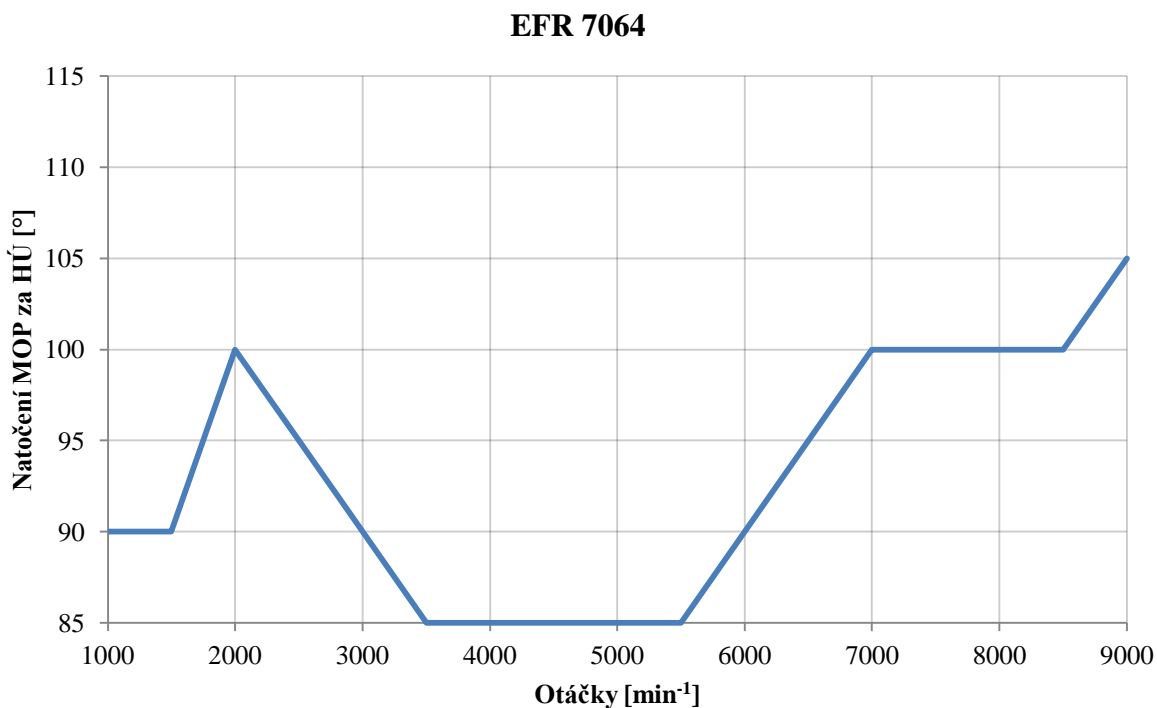
Obr. 54 Indikované tlaky a měrná spotřeba upraveného motoru s turbodmychadlem EFR 7064



Obr. 55 Průběhy tlaku a hmotnostního průtoku plnicího vzduchu u upraveného motoru s turbodmychadlem EFR 7064



Obr. 56 Teplota a hmotnostní průtok výfukových plynů před turbínou u upraveného motoru s turbodmychadlem EFR 7064



Obr. 57 Nastavení časování systému MIVEC upraveného motoru s turbodmychadlem EFR 7064



6.2.3 EFR 6758

Druhý zástupce od výrobce Borg Warner. Jedná se o turbodmychadlo pro nižší výkonové rozsahy než předchozí model. Konkrétně je dle výrobce určené pro výkony motorů od 200 kW do 370 kW.



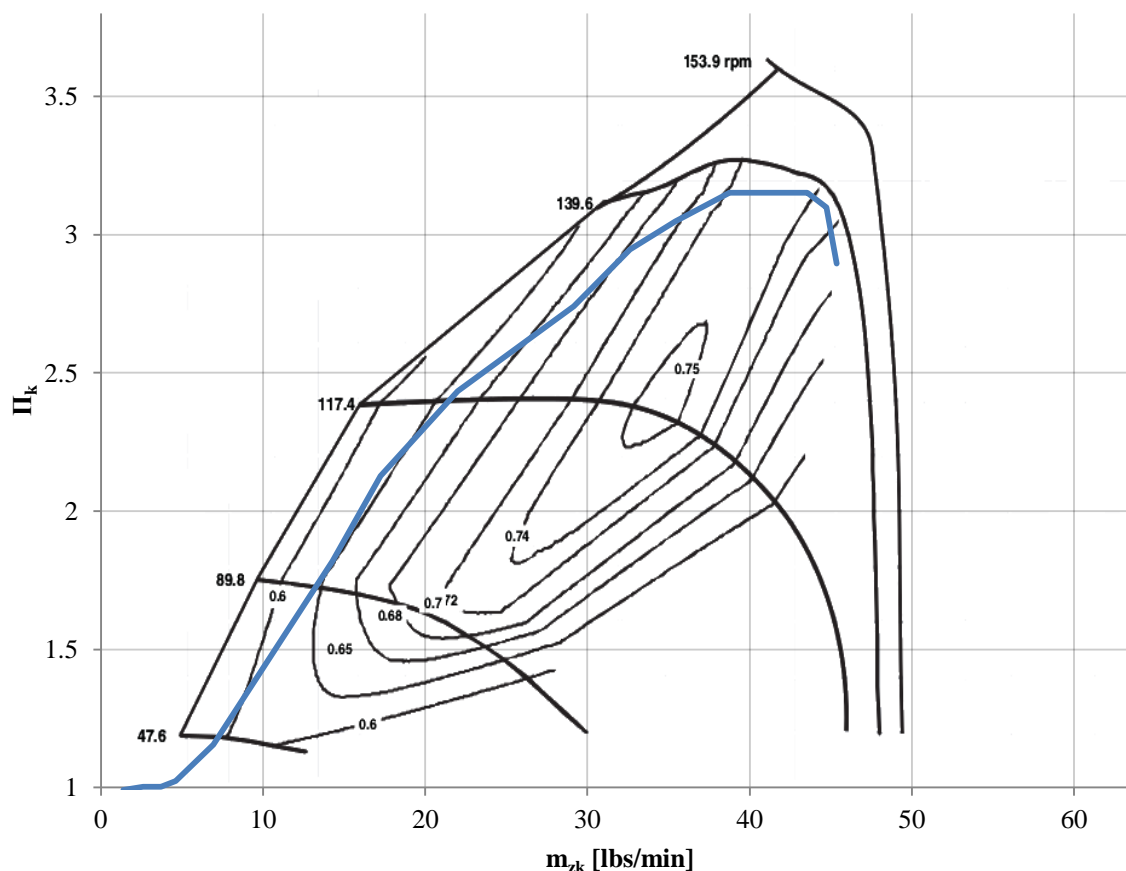
Obr. 58 Turbodmychadlo EFR 6758

Tab. 10 Charakteristické rozměry turbodmychadla EFR 6758

Kompresorové kolo	54 mm / 64 mm (Vstup / Výstup)
Turbínové kolo	58 mm (Výstup)
Turbínová skříň	0,80 A/R

Nižší poměr A/R by měl poskytnout oproti modelu EFR 7064 lepší dynamiku při požadavku na navýšení tlaku plicního vzduchu.

EFR 6758

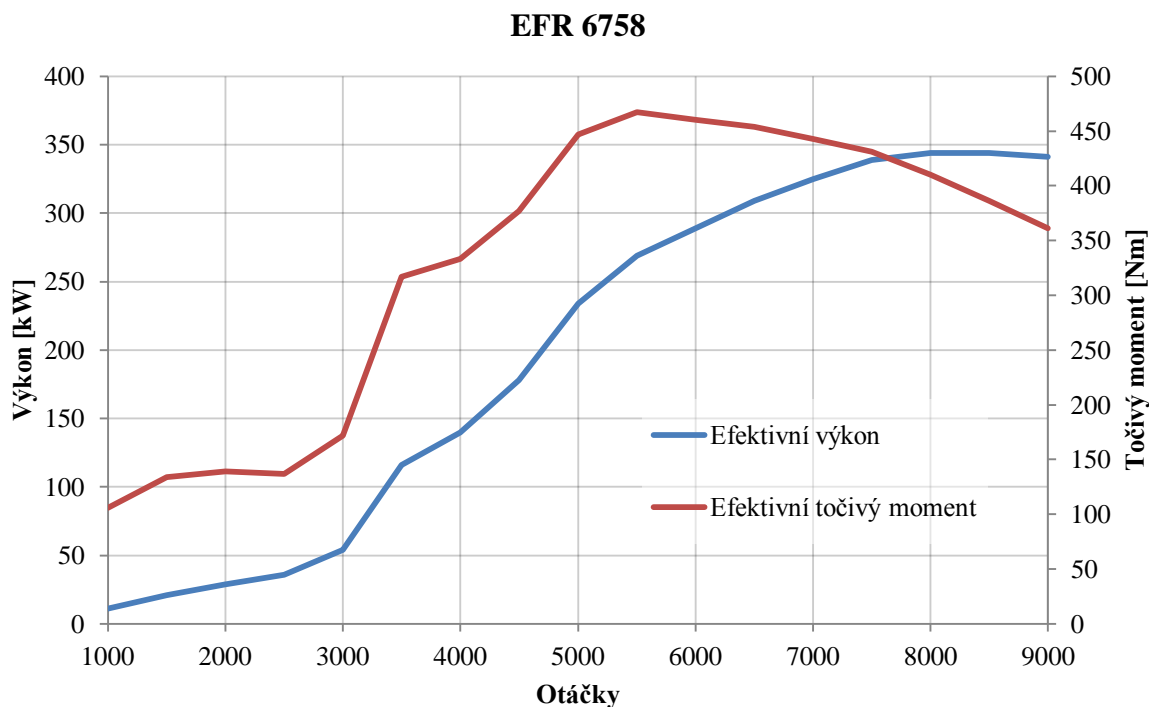


Obr. 59 Kompresorová mapa EFR 6758 s hodnotami výpočtu

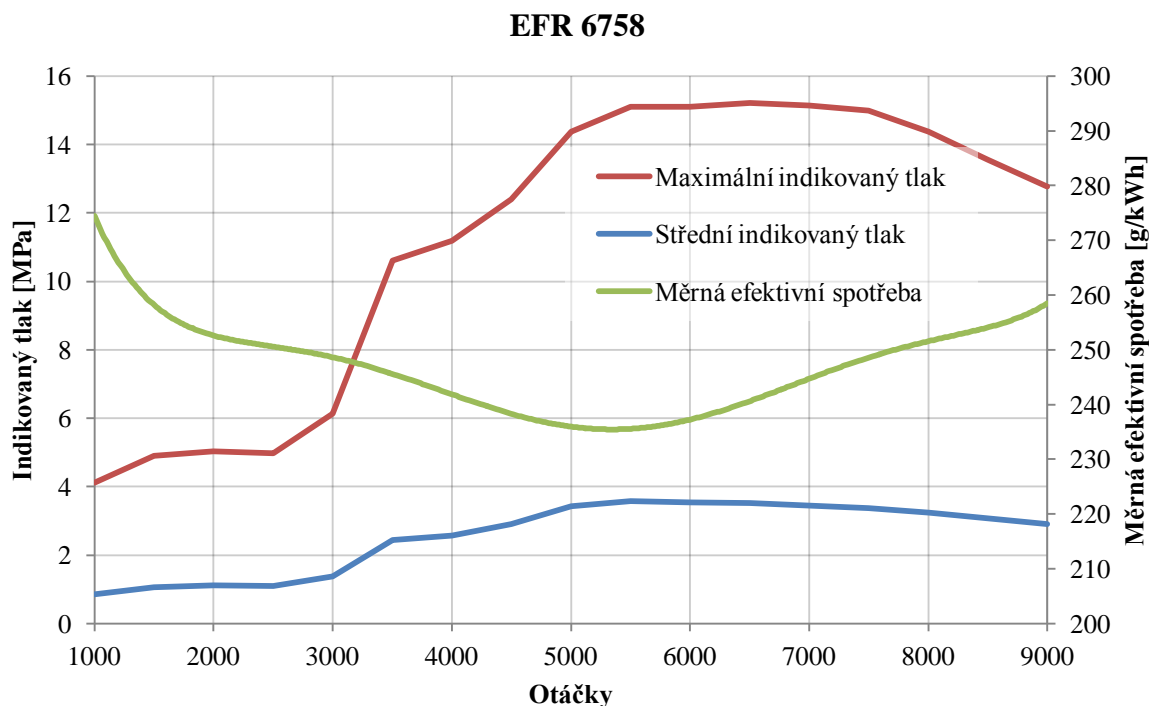
U této varianty je dosaženo maximálního poměru stlačení Π_k , přibližně 3,1. Ovšem jen v relativně malém rozsahu otáček motoru, a to od 6500 po 7500 min^{-1} . Při nízkých hmotnostních průtocích je toto turbodmychadlo také téměř neúčinné.

SPOLUPRÁCE MOTORU S TURBODMYCHADLEM EFR 6758

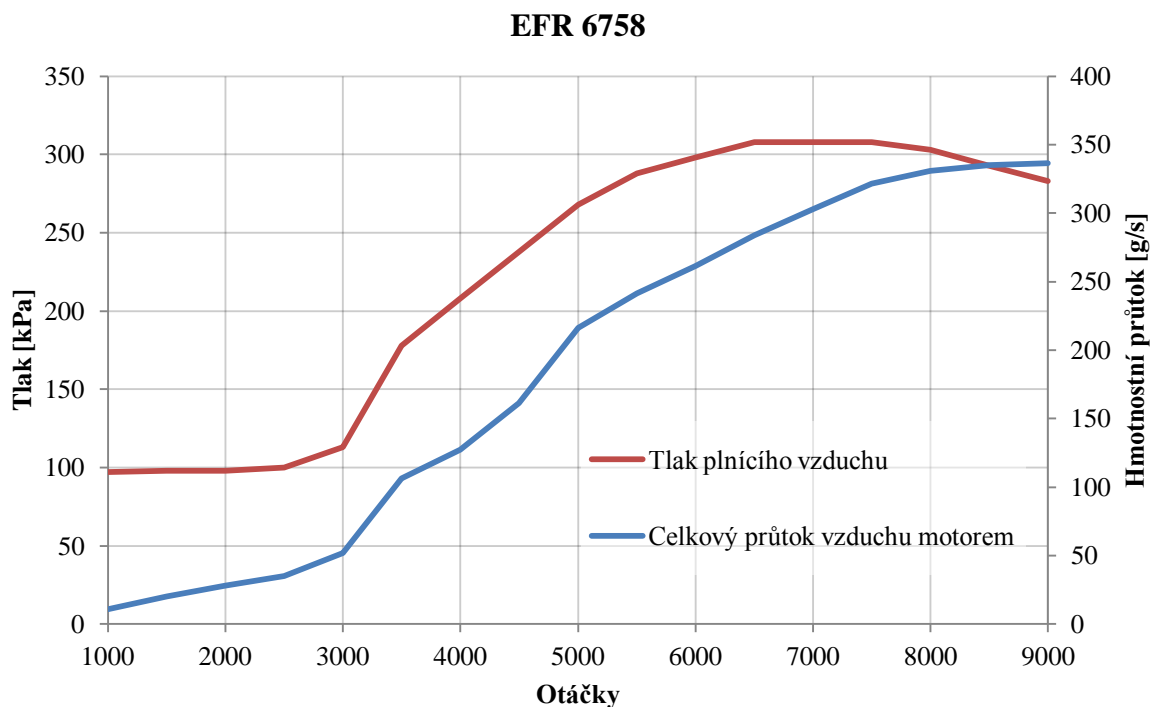
Maxima točivého momentu motoru je dosahováno pozvolněji než u předchozí varianty a nastává až při otáčkách 5500 min^{-1} . Pro plnicí tlak je uvažována maximalizace využití potenciálu kompresoru. Pokud by se maximální plnicí tlak omezil na hodnotu odpovídající přibližně pro otáčky 4500 min^{-1} , bylo by dosaženo plošší křivky točivého momentu.



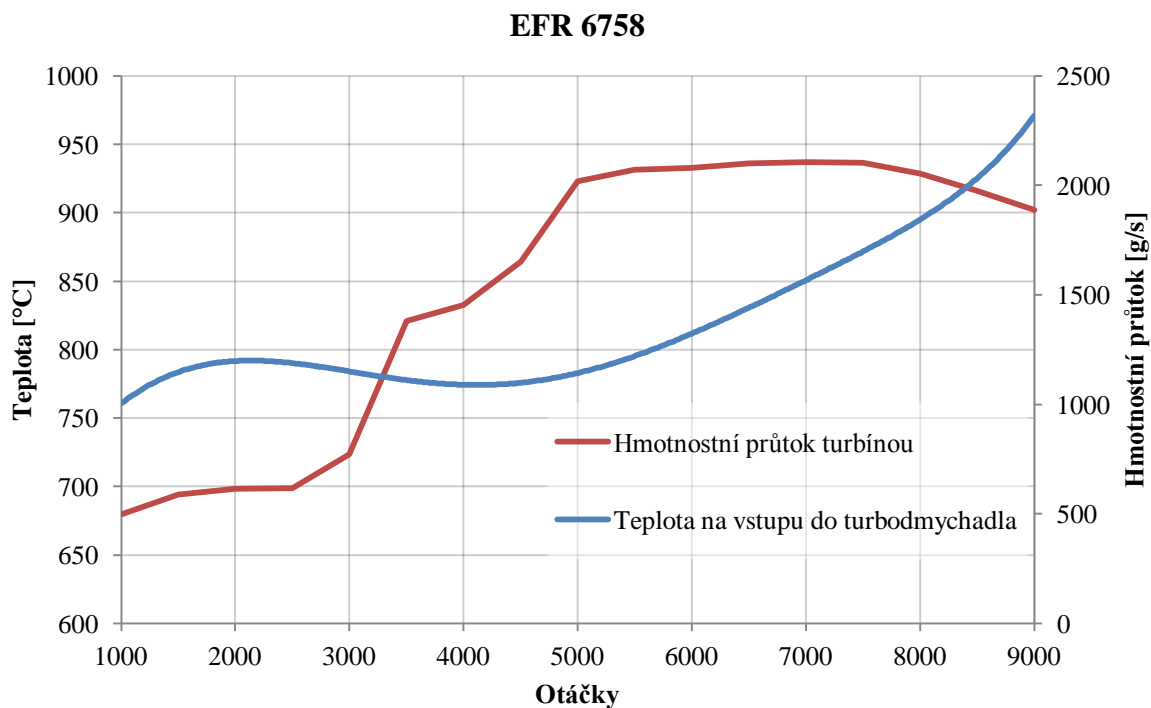
Obr. 60 Efektivní výkon a efektivní točivý moment upraveného motoru s turbodmychadlem EFR 6758



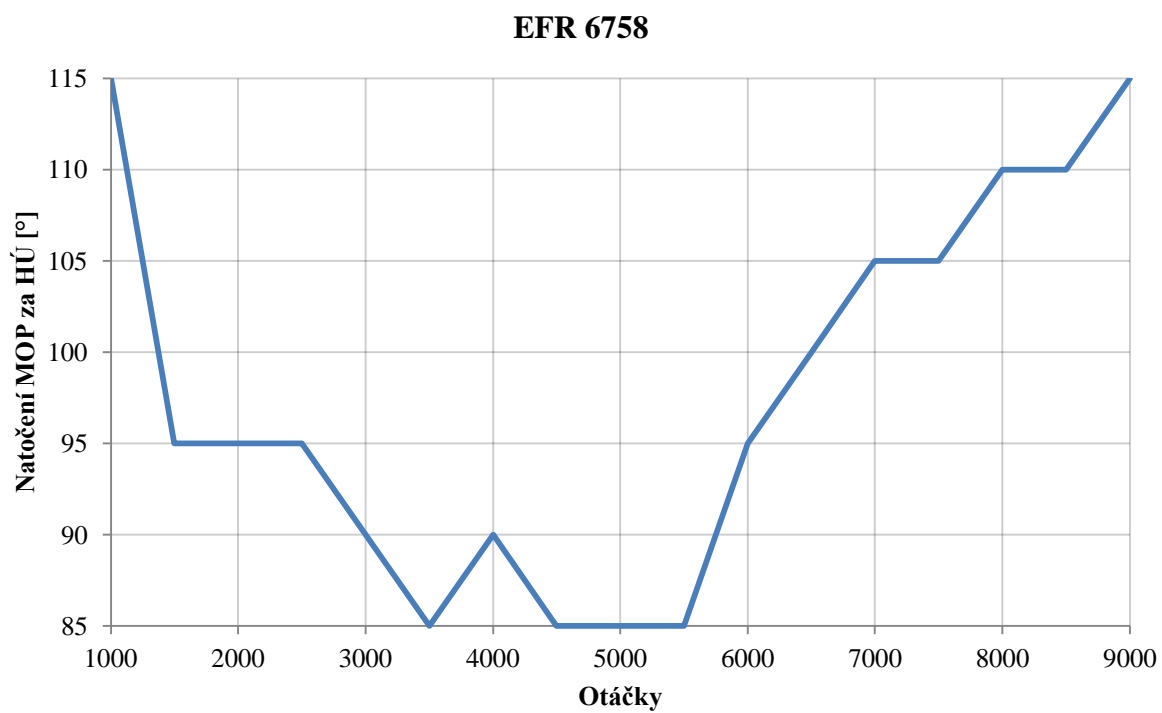
Obr. 61 Indikované tlaky a měrná spotřeba upraveného motoru s turbodmychadlem EFR 6758



Obr. 62 Průběhy tlaku a hmotnostního průtoku plnicího vzduchu u upraveného motoru s turbodmychadlem EFR 6758



Obr. 63 Teplota a hmotnostní průtok výfukových plynů před turbínou u upraveného motoru s turbodmychadlem EFR 6758



Obr. 64 Nastavení časování systému MIVEC upraveného motoru s turbodmychadlem EFR 6758



6.2.4 EFR 6258

EFR 6258 je třetí uvažované turbodmychadlo od výrobce Borg Warner. Z těchto tří vybraných je určeno pro nejnižší výkony motoru a to od 165 kW po 330 kW.



Obr. 65 Turbodmychadlo EFR 6258

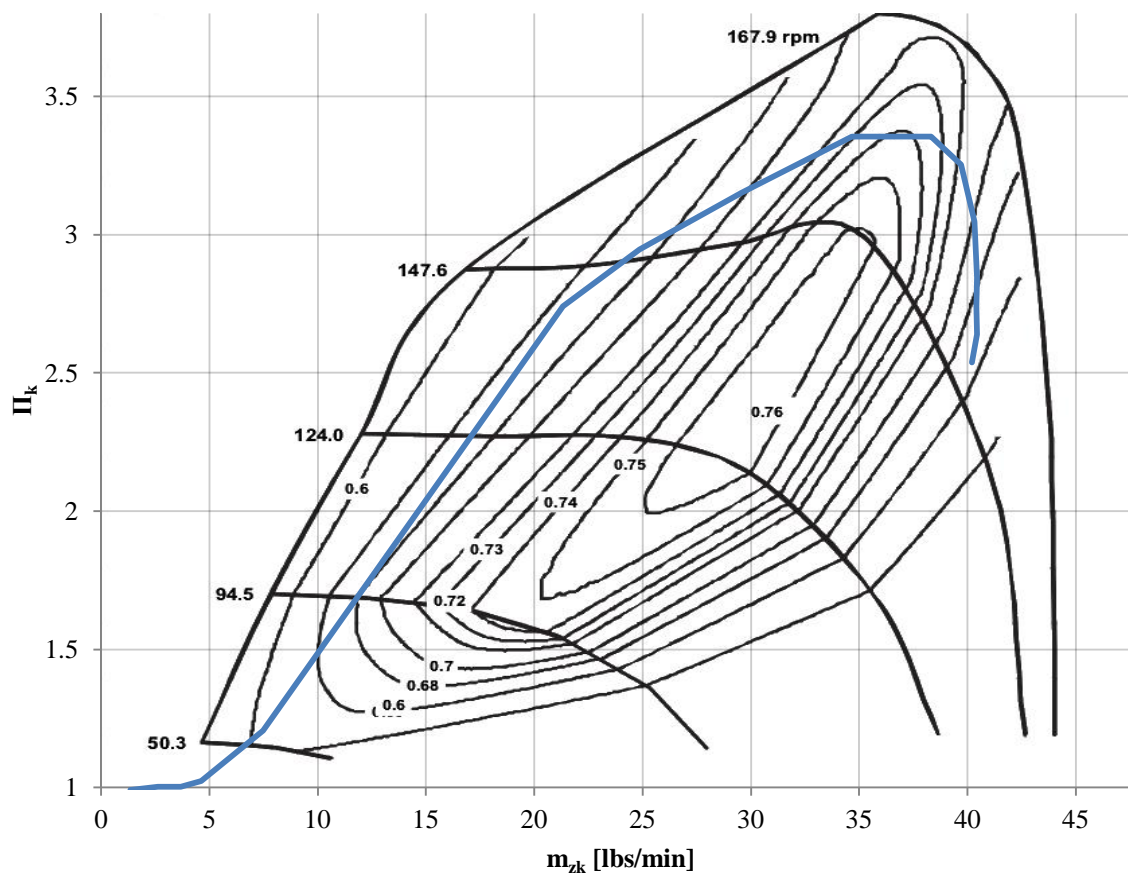
Tab. 11 Charakteristické rozměry turbodmychadla EFR 6258

Kompresorové kolo	48 mm / 62 mm (Vstup / Výstup)
Turbínové kolo	58 mm (Výstup)
Turbínová skříň	0,80 A/R

Poměr A/R je stejný jako u turbodmychadla EFR 6758. Chování při změně požadavku na tlak plnicího vzduchu by se dalo očekávat mírně lepší z důvodu menších rozměrů kompresorového kola.



EFR 6258

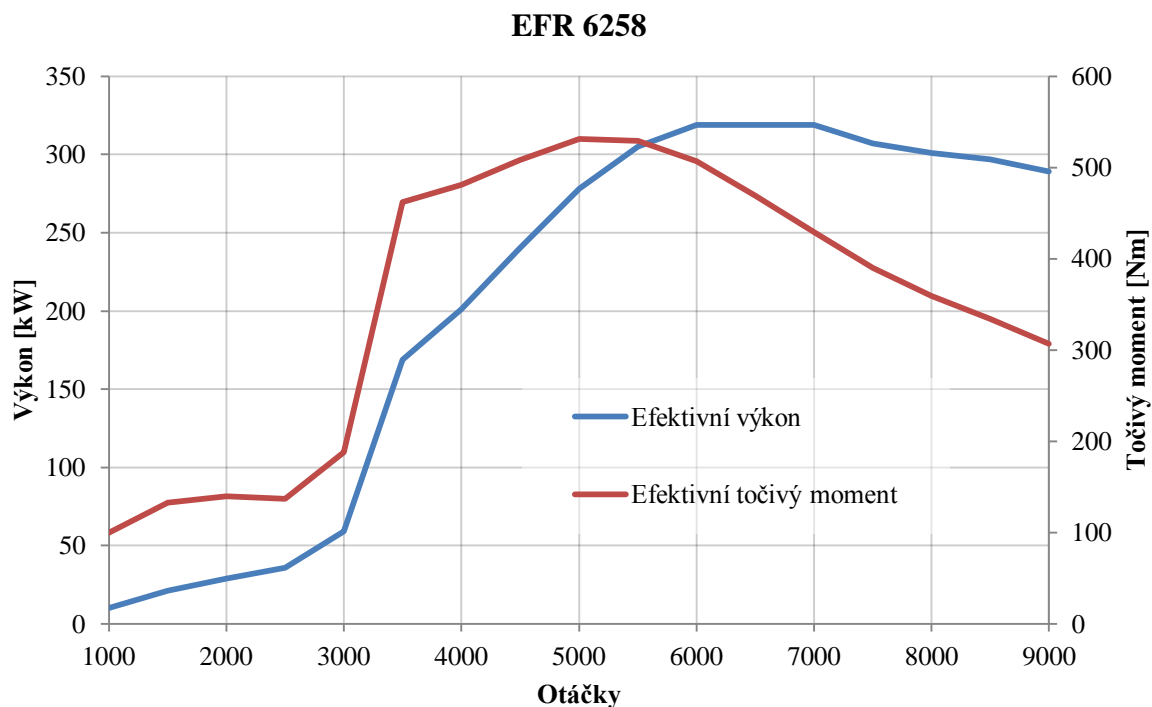


Obr. 66 Kompresorová mapa EFR 6258 s hodnotami výpočtu

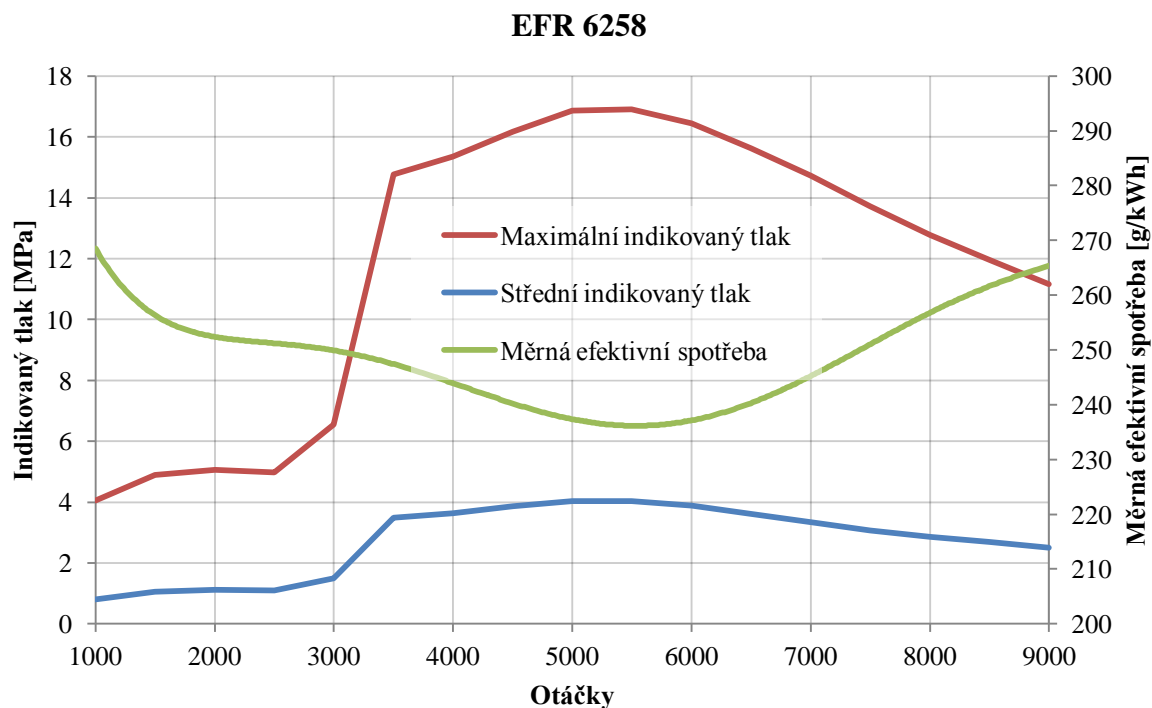
Dle návrhového výpočtu přesahuje poměr stlačení Π_k hodnotu 3,3 až do otáček motoru 6000 min^{-1} . Poté se však dostavuje razantní snížení poměru stlačení.

SPOLUPRÁCE MOTORU S TURBODMYCHADLEM EFR 6758

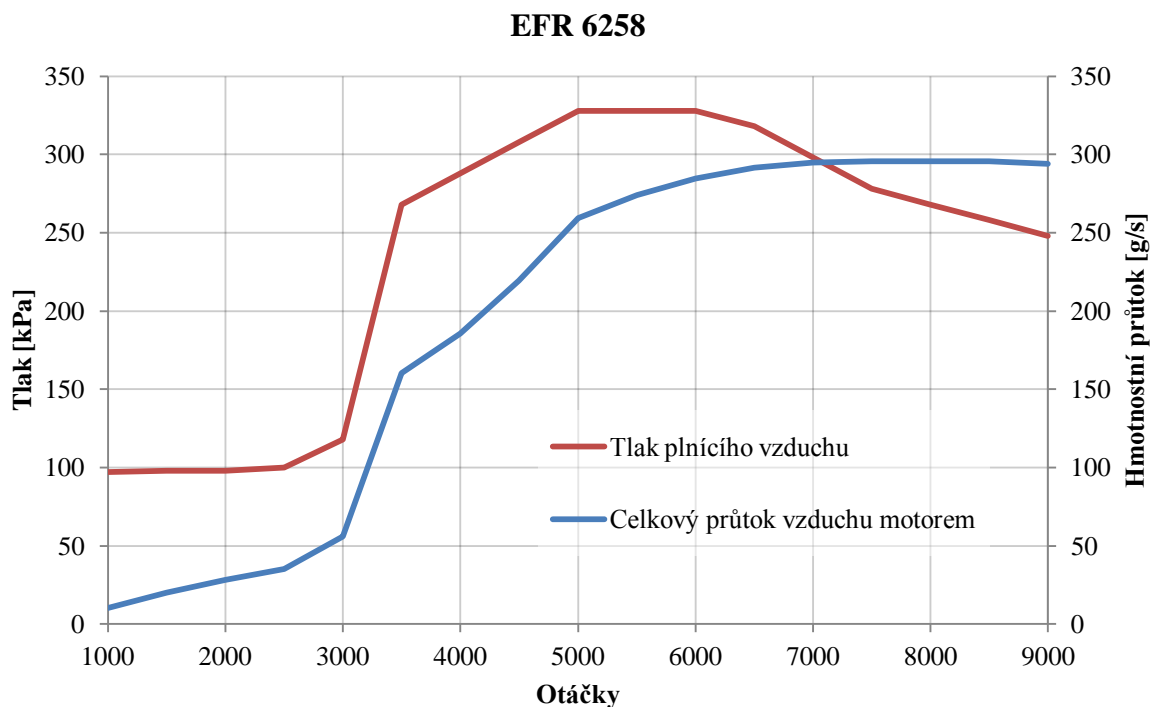
Varianta s využitím turbodmychadla EFR 6258 poskytuje sice nižší výkonové parametry, avšak je schopná dosáhnout širokého pásma pracovních otáček motoru, a to od 3500 min^{-1} do 9000 min^{-1} .



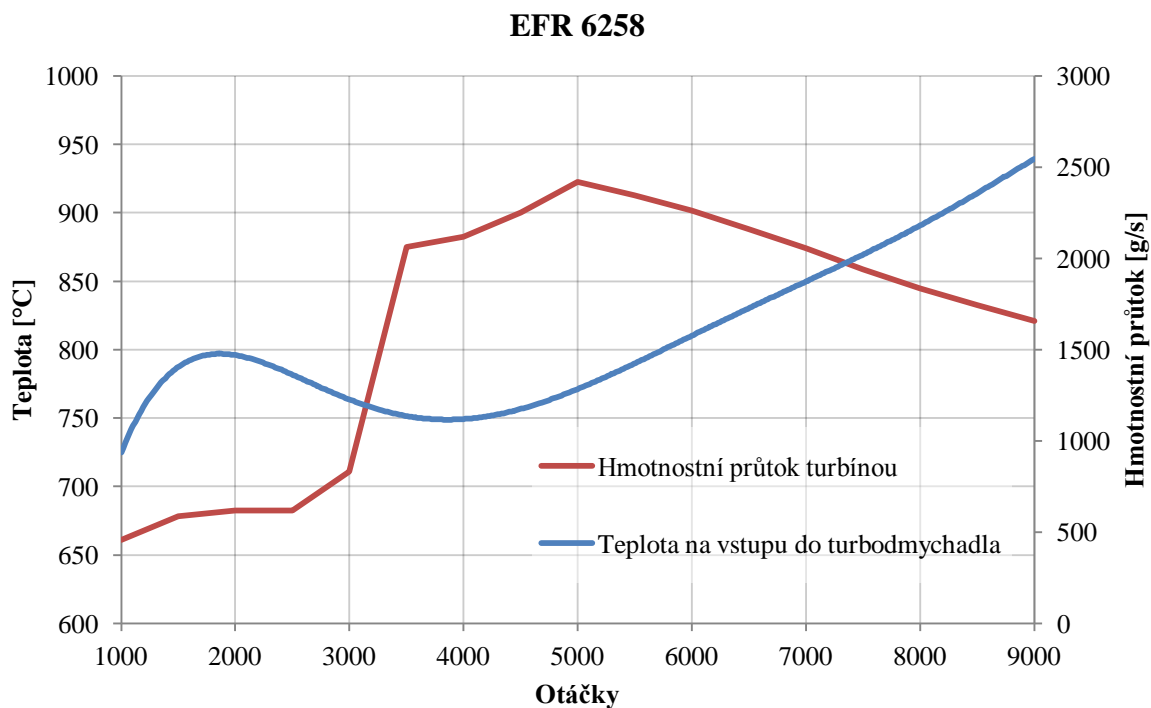
Obr. 67 Efektivní výkon a efektivní točivý moment upraveného motoru s turbodmychadlem EFR 6258



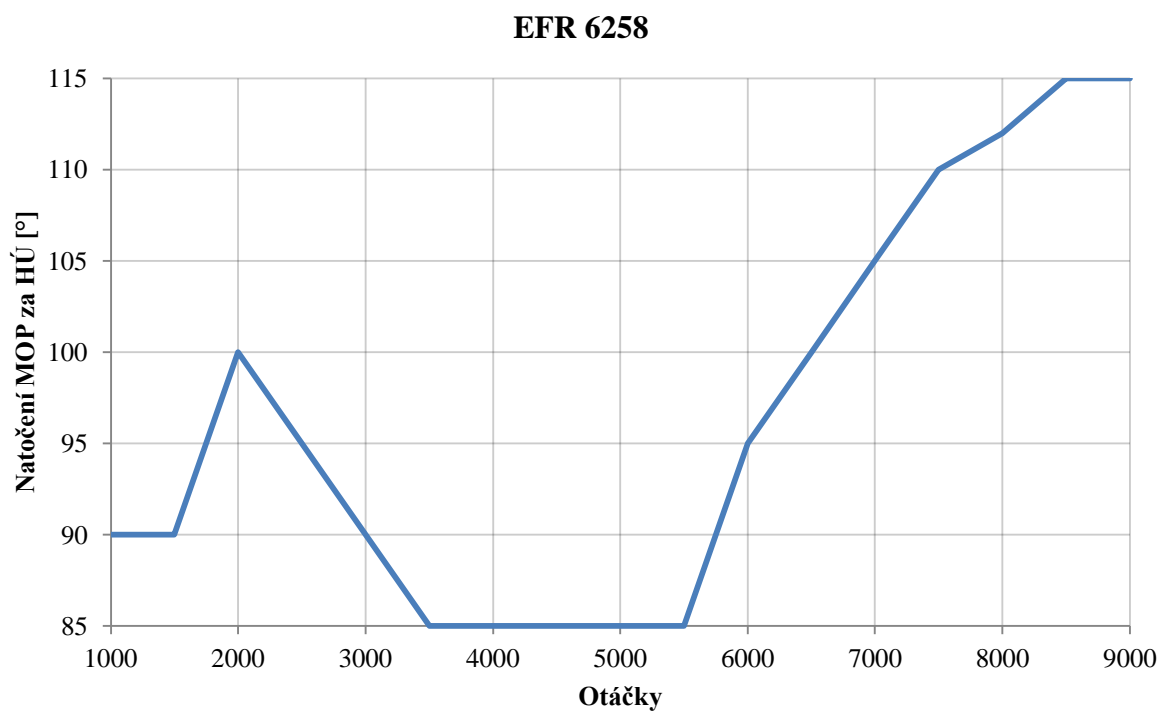
Obr. 68 Indikované tlaky a měrná spotřeba upraveného motoru s turbodmychadlem EFR 6258



Obr. 69 Průběhy tlaku a hmotnostního průtoku plnicího vzduchu u upraveného motoru s turbodmychadlem EFR 6258



Obr. 70 Teplota a hmotnostní průtok výfukových plynů před turbínou u upraveného motoru s turbodmychadlem EFR 6258



Obr. 71 Nastavení časování systému MIVEC upraveného motoru s turbodmychadlem EFR 6258



7 ZHODNOCENÍ DOSAŽENÝCH VÝSLEDKŮ

Každá řešená varianta má své výhody i nevýhody. Porovnáním zjištěných parametrů lze zjistit vhodnou variantu pro dané zaměření. V Tab. 12 jsou vypsané maximální hodnoty vybraných parametrů a minimální měrná spotřeba pro sériový motor a motory s navrhovanými úpravami.

Tab. 12 Maximální hodnoty vybraných parametrů

	Originál	Upravený motor			
Typ	TD05-16G	TD05-16G	EFR 7064	EFR 6758	EFR 6258
Maximální indikovaný tlak [MPa]	12,2	14,3	18,0	15,2	16,9
Střední indikovaný tlak [MPa]	2,72	3,39	4,30	3,58	4,03
Tlak plnicího vzduchu (absolutní) [kPa]	228	268	348	308	328
Průtok vzduchu [g/s]	225	242	408	336	296
Efektivní výkon [kW] / při otáčkách [min^{-1}]	209 / 7000	247 / 7000	425 / 8500	344 / 8500	319 / 7000
Efektivní točivý moment [Nm] / při otáčkách [min^{-1}]	414 / 3500	444 / 4500	570 / 4500	467 / 5500	531 / 5000
Teplota výfukových [$^{\circ}\text{C}$]	877	933	983	971	937
Minimální měrná efektivní spotřeba [g/kWh]	268	236	233	235	234

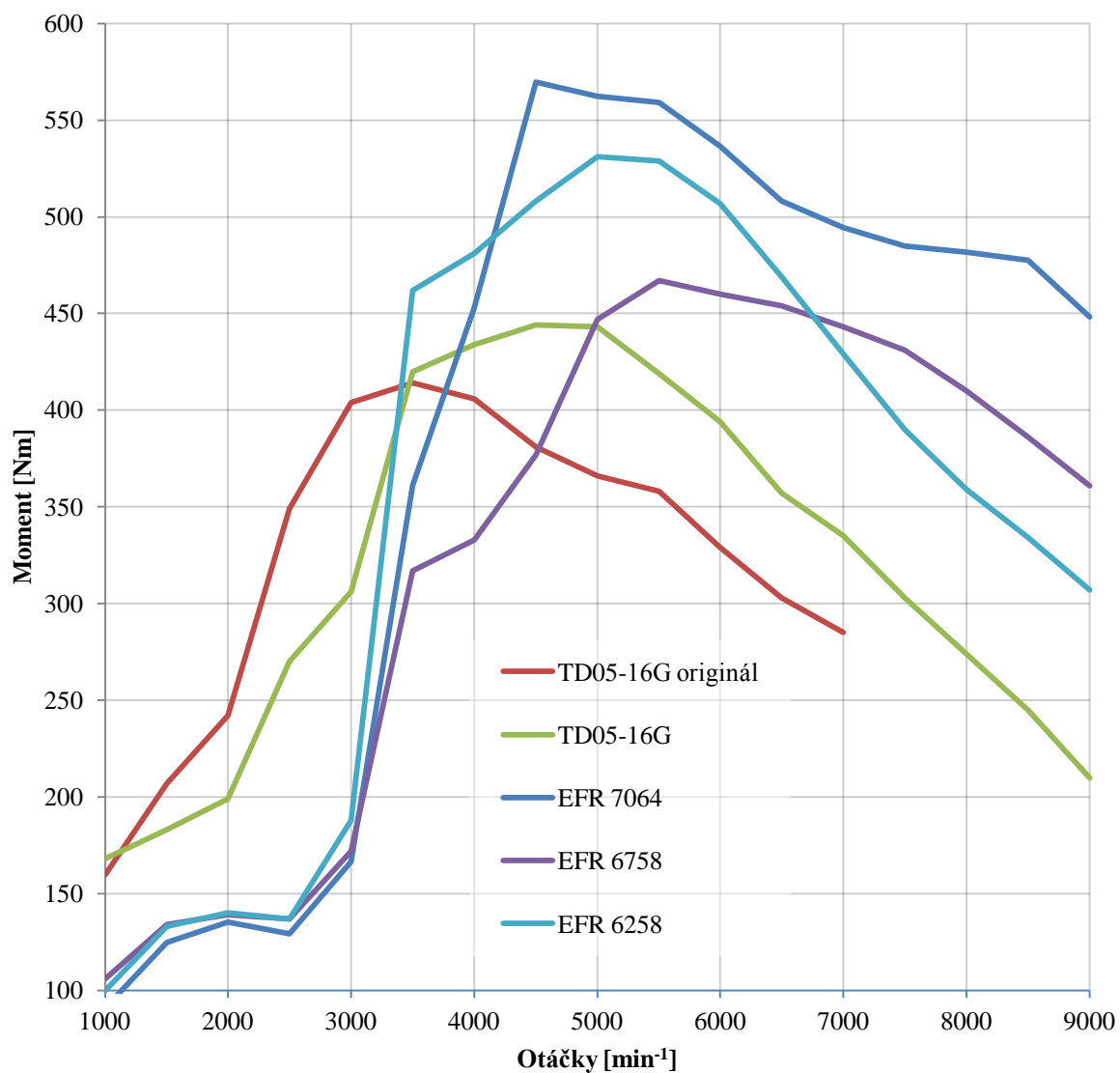
Zvolenému zaměření závodů do vrchu byla vybrána jako nejvhodnější varianta s turbodmychadlem **EFR 7064**. Důvodem byl vysoký poskytovaný točivý moment. Použitelný otáčkový rozsah pro závody je od 4500 min^{-1} do 9000 min^{-1} , kde vhodným uspořádáním převodových poměrů je možno udržovat motor při jízdě v tomto rozsahu.

Snížená předpokládaná životnost pístu, která je způsobena vysokými maximálními indikovanými tlaky, je kompenzována předpokladem, že motor bude provozován při vysokém zatížení při krátkých závodech. Pokud by se měl motor využívat například při vytrvalostních závodech na okruhu, bylo by vhodné uvažovat o snížení plnicího tlaku.

Dalším neduhem vysokého plnicího tlaku je zvýšená náchylnost k detonačnímu hoření. Hlavní krok pro vyvarování se detonačnímu hoření, je v použití benzínu povoleného pro závody. Ten má povolené oktanové číslo 102. Jako další krok je nastavení řídicí jednotky, a to předstih zapalování. Kdyby tato opatření nebyla dostatečná, nabízí se dvě řešení. Buď snížit tlak plnicího vzduchu, nebo snížit kompresní poměr.



Porovnání efektivních točivých momentů



Obr. 72 Porovnání efektivních točivých momentů řešených variant



8 APLIKACE

Pro aplikaci motoru se zvoleným turbodmychadlem je nutné provést změny na vozidle. Ty se budou týkat jak mechanických součástí, tak i softwaru řídicí jednotky.

8.1 PŘIPOJENÍ TURBODMYCHADLA K MOTORU

Standardně je turbodmychadlo neseno na prvcích výfuku, jako je litinové výfukové sběrné potrubí a prvním navazujícím dílem výfuku, který je v případě našeho motoru přichycen přes plechový držák k bloku motoru. Při aplikaci turbodmychadla o větších rozměrech jako je například EFR 7064 a zároveň použití relativně tenkostěnného sběrného potrubí o velkých délkách jednotlivých větví, by tato připojení nemusela zcela vyhovovat a bylo by vhodné pokusit se tuto konstrukci vyztužit dalším prvkem.

Chlazení a mazání turbodmychadla je zajištěno připojením přívodů a odvodů vycházejících ze sériového motoru.

8.2 NASTAVENÍ ŘÍDICÍ JEDNOTKY

Výpočtové modely a tedy i veškeré nastavované parametry jsou řešeny jen pro maximální zatížení. Pro optimálnější funkci motoru je však zapotřebí zadávat i další proměnou, jako například zatížení motoru.

Zatížení motoru je dané tlakem v sacím potrubí, které vychází z tlaku před škrticí klapkou a úhlu natočení škrticí klapky.

V závislosti na otáčkách a zatížení motoru jsou zadávány takové parametry, jako například předstih zážehu zobrazené v Tab. 13, časování posunutí sací vačky systémem MIVEC nebo bohatost směsi.



Tab. 13 Časování předstihu zážehu pro sériový motor

Otáčky [min ⁻¹]	Zatížení motoru [%]													
	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260
0	5	5	5	15	3	-1	-2	-5	-8	-10	-10	-10	-10	-10
500	5	5	5	13	3	-1	-2	-5	-8	-10	-10	-10	-10	-10
750	5	5	5	13	6	-2	-3	-5	-8	-10	-10	-10	-10	-10
1000	5	5	9	18	8	7	4	1	-3	-6	-10	-10	-10	-10
1250	8	12	16	20	15	8	4	2	-1	-4	-7	-10	-10	-10
1500	13	19	26	23	19	12	10	7	4	1	-2	-5	-8	-10
1750	18	25	27	24	21	14	11	8	5	2	-1	-4	-7	-9
2000	24	32	29	26	24	17	12	10	7	4	1	-2	-5	-8
2500	24	34	32	29	25	20	15	9	7	4	1	-2	-5	-8
3000	28	38	35	30	28	22	18	12	7	6	5	1	-2	-5
3500	28	38	35	30	28	25	20	15	11	8	7	5	2	-1
4000	28	38	35	31	28	25	20	15	12	9	8	7	3	0
4500	33	38	35	31	28	25	20	16	13	10	8	5	2	-1
5000	38	38	35	31	28	25	20	16	12	10	10	7	4	1
5500	38	38	35	31	28	25	20	15	13	11	9	6	3	0
6000	38	38	35	32	30	26	23	18	16	14	13	10	7	4
6500	38	38	35	35	34	30	27	22	20	18	15	12	9	6
7000	38	38	38	36	35	34	31	26	24	21	18	15	12	9
7500	38	38	38	36	35	34	31	26	24	21	18	15	12	9



8.3 REGULACE TURBODMYCHADLA

Hlavní regulace plnicího tlaku je obtokový ventil „waste gate“, který je ovládán pomocí přetlakového aktuátoru, dle hodnoty udávané řídicí jednotkou. Minimální plnicí tlak je dán silou pružiny v aktuátoru.

Ochrana proti stavu v případě, že by kompresor turbodmychadla pracoval na mezi pumpování, je obtokový „blow off“ ventil. Ten zajišťuje při rychlém snížení průtoku vzduchu, který nastává při přivření škrticí klapky, odpuštění přebytečného tlaku, který vzniká mezi kompresorem a škrticí klapkou. Zároveň dojde k navýšení hmotnostního průtoku kompresorem a tím oddálení pracovního bodu od meze pumpování.

Pro zamezení prodlevy náběhu plnicího tlaku při přivření škrticí klapky je uvažován Anti Lag System. K nastavení tohoto systému je zapotřebí přistupovat s opatrností z důvodu blízkosti pracovních bodů mezi pumpování v kompresorové mapě. Při příliš účinném ALS je možné, že by „blow off“ ventil nezvládal odpouštět přebytečný tlak a turbodmychadlo by pracovalo v nevhodných stavech. Prodlevám vznikajících při řazení je možné předcházet využitím systému, který umožňuje řazení při plně otevřené škrticí klapce. Ovšem zde je nutnost použití i převodovky umožňující takového zacházení.

Vysoké hodnoty točivých momentů by mohli zapříčinit prokluz poháněných kol. Takovýto stav, který by nastal při sešlápnutí plynového pedálu v zatáčce, by vedl ke smyku. Vhodným protiopatřením by byl systém, který by zamezoval prokluzu snížením plnicího tlaku.

8.4 CHLAZENÍ PLNÍCIHO VZDUCHU

Pokud motor nasává chladnější směs, tak by měl při správném nastavení dosahovat vyššího výkonu. Další přínos chladnější směsi je v oddálení detonačního spalování.

Realizace je možná použitím účinnějšího chladiče stlačeného vzduchu. Lze použít buď standardní výměník vzduch/vzduch, nebo účinnější voda/vzduch. S ním je ovšem spojena složitější konstrukce přidáním dalšího okruhu chladicí kapaliny. Také napomáhá rozprašování vody na lamely chladiče. Velice účinné je vstřikování vody do nasávaného vzduchu.



ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá úpravou zážehového přeplňovaného motoru Mitsubishi 4G63T pro využití v závodním vozidle. Z důvodu zařazení vozidla do objemové třídy dle předpisů FIA je nutné snížit zdvihový objem. Snížení zdvihového objemu je realizováno použitím klikového hřídele poskytující nižší zdvih pístu. Pro kompenzaci rozdílu zdvihů je použito delších ojníc. Blok motoru zůstane zachován bez úprav vrtání válce a výšky bloku. Odlévané písty jsou nahrazeny písty kovanými. To má důvod jednak, aby píst vydržel zvýšené namáhání od indikovaných tlaků, a také se odstraní lisovaný pístní čep v oku ojnice používaný na sériovém motoru. Pro lepší využití výkonu motoru je navrhováno navýšení maximálních otáček motoru na 9000 min^{-1} . K těmto úpravám probíhá návrh vhodného typu turbodmyhadla a jeho nastavení. Návrhový výpočet se řídí dle hltnosti motoru zjištěné z výpočtového modelu a kompresorové mapy daného turbodmyhadla. Souběžně se upravuje časování ventilového rozvodu pro získání maximálních indukovaných tlaků.

V počátcích práce byla zamýšlena výměna sériové sací a výfukové vačkové hřídele za typ s vyšším zdvihem ventilu a širším úhlem záběru. Ovšem z výpočtů vyplývá, že takovéto změny nepřinášejí žádný zisk a v některých opravdu nevhodných variantách dochází k poklesu výkonových parametrů motoru. Úprava ventilového rozvodu je jen v podobě upraveného časování, které bylo určováno dle výpočtového modelu. Při změnách na ventilovém rozvodu je nutné zaměřit se na vzájemnou polohu ventilu a pístu a zavést taková opatření, aby nedocházelo k jejich styku.

Řešeny jsou čtyři varianty spolupráce turbodmyhadla s motorem. Každá varianta nabízí rozdílné výkonnostní parametry. Hodnota plnicího tlaku je regulovaná obtokovým ventilem. Systém je navíc vybavený odpouštěcím „blow off“ ventilem.

Pro upravený motor byl brán jako omezující parametr maximální indikovaný tlak a byl zvolen 18 MPa.

První varianta počítá s využitím sériového turbodmyhadla Mitsubishi TD05-16G a ukazuje se jako perspektivní řešení pro reálnou úpravu. Její předností je rozsah pracovních otáček od 3500 min^{-1} do 7500 min^{-1} a pod tento rozsah by měl motor poskytovat pružnost srovnatelnou se sériovým motorem.

Preferovaná varianta pro reálnou aplikaci, využívá turbodmyhadlo EFR 7064 a nabízí nejvyšší točivý moment a výkon. Využitelné pracovní otáčky jsou od 4500 min^{-1} do 9000 min^{-1} avšak je to vykoupeno téměř neúčinným přeplňováním do otáček 3000 min^{-1} . Také poměrně rychlý nástup točivého momentu by mohl ve vozidle působit problémy, které by se případně daly řešit systémem zamezujícím prokluzu hnaných kol. U pístní skupiny a klikového hřídele se dá očekávat vysoké namáhání, které se projeví v životnosti motoru. Jedná se o jedinou variantu, u které bylo dosažení limitní hodnoty maximálního indikovaného tlaku 18 MPa.

Za vyzvednutí stojí i varianta s využitím turbodmyhadla EFR 6258, která poskytuje široký záběr pracovních otáček motoru, a to od 3500 min^{-1} do 9000 min^{-1} , který může být výhodný při ne úplně vhodném uspořádání rychlostních stupňů.



Varianty, které využívají turbodmychadla ERF 6758 a EFR 6258, neposkytují takové výkonové parametry jako s použitím EFR 7064. Avšak také vykazují nízkou účinnost přeplňování do otáček motoru 3000 min^{-1} .

Řešené varianty ukazují, že jsou turbodmychadla schopna účinně přeplňovat motor v rozmezí otáček motoru maximálně 4500 min^{-1} . Pokud by byl požadavek na využití širšího spektra otáček, bylo by nutné přistoupit k složitějšímu systému přeplňování. Jednou z možností je použití kombinace turbodmychadla a mechanicky poháněného kompresoru. Dalším řešením by bylo přeplňování více než jedním turbodmychadlem, ať už v sériovém nebo paralelním zapojení. Obě tyto varianty by však systém dosti zkomplikovaly, což je pro závodní motor, u kterého je požadavek na rychlé opravy, nevhodné.

Nevýhodou použitého výpočtového modelu je špatné postihnutí problematiky detonačního zapalování. Z toho důvodu je doporučeno pro motor používat benzín s vyšším oktanovým číslem. Pro konkrétní použití je povolený benzín o 102 oktanech. Tyto benzíny mohou mít také vyšší obsah kyslíku. Dále by bylo vhodné po sestavení motoru a nastavení řídicí jednotky použít parametrů zabráňujících detonačnímu hoření pro výpočtový model a provést případnou korekci nastavení tlaku plnicího vzduchu a časování ventilového rozvodu pro daná reálná data. Případně kdyby se podařilo získat další data, jako například naměřené indikované tlaky, bylo by možné dosáhnout přesnějších výpočtů umožňující získat relevantnější data z výpočtového modelu.

Pro aplikaci ve vozidle je vhodné uvažovat o použití systémů zlepšující chování přeplňovaného motoru, jako je ALS, kontrola trakce nebo účinnější chlazení nasávaného vzduchu.

Bylo by zajímavé provést další studii zabývající se spoluprací motoru a převodovky vztaženou k profilům tratí odpovídajícím závodů do vrchu. V této studii by se mohla projevit vhodnost jiné varianty použitého turbodmychadla.

Byly splněny všechny body zadání.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Hofmann, Karel. *Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory. :Preplňování spalovacích motorů. / 2. vyd.* Brno: VUT Brno, 1985. 134 s.
- [2] KOVAŘÍK, L., FERENCEY, V., SKALSKÝ, R., ČÁSTEK, L. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů.* Naše vojsko, První vydání, Praha, 1992. ISBN 80-206-0131-7.
- [3] HIERETH, Hermann a P PRENNINGER. *Charging the internal combustion engine.* New York: Springer, c2007, 268 s. ISBN 978-3-211-33033-3.
- [4] GARRETT, T.K.; NEWTON, K.; STEEDS, W. *The Motor Vehicle : 13th Edition.* Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001. 1212 s.
- [5] KLIMENT, Vladimír. *Naftový motor přepřňovaný turbodmychadlem.* Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. 312 s
- [6] HOFMANN, Karel. *Alternativní pohony* [s.l.] [s.n.] 2003 73 s Dostupný z WWW: < <http://www.iae2.fme.vutbr.cz/opory/Alt.pohony.pdf> >
- [7] VLK, F.: *Vozidlové spalovací motory.* Vlastním nákladem, Brno 2003.
- [8] DRÁPAL, Lubomír. *Variabilní ventilové rozvody.* Brno, 2007. VUT.
- [9] MITSUBISHI LANCER EVOLUTION IX: Service manual. Mitsubishi Motors Corporation, 2005.
- [10] BORG WARNER. Performance Turbocharge Catalog. 2014. Dostupné z: <http://www.turbos.bwauto.com/en/aftermarket/downloads.aspx>
- [11] TurboByGarrett: *Turbo Systems 102 (Advanced)* [online]. 2014 [cit. 2014-01-16]. Dostupné z: <http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/PDF/Turbo%20Tech%20102.pdf>
- [12] MEEK AUTOMOTIVE [online]. [cit. 2014-04-02]. Dostupné z: http://www.meek.com.au/index.php?_a=product&product_id=307
- [13] KINUGAWA TURBO: Mitsubishi Lancer EVO 9 TD05HR-16G-10.5T. [online]. [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: <http://shopping.kinugawaturbo.com/mitsubishievo9.aspx>
- [14] Full Race: Borg Warner EFR [online]. [cit. 2014-04-03]. Dostupné z: <http://www.full-race.com/store/turbos/borgwarner-efr/>
- [15] Supra Sport: Mitsubishi 4G63. [online]. [cit. 2014-01-09]. Dostupné z: <http://suprasport.nl/Motoronderdelen/Mitsubishi/4G63>
- [16] Archiv autora



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

c	[m/s]	rychlost vozidla
d	[mm]	vrtání válce
H_u	[MJ/kg]	dolní výhřevnost
i	[-]	počet válců spalovacího motoru
M_{pl}	[kg]	hmotnostní dávka paliva na jeden cyklus
m_{vpl}	[kg]	hmotnost nasátého vzduchu
m_{vt}	[kg]	hmotnost teoreticky potřebného vzduchu
m_z	[kg]	hmotnost čerstvé náplně ve válci
n	[min ⁻¹]	otáčky motoru
p_{1z}	[kPa]	tlak na konci plnění
p_d	[kPa]	dynamický tlak
p_e	[MPa]	střední efektivní tlak na píst
p_{kor}	[kPa]	korekční tlak
P_m	[W]	ztrátový výkon
p_{m1}	[kPa]	střední tlak mechanických ztrát nezávislých na zatížení
p_{m2}	[kPa]	střední tlak ztrát spojených s výměnou náplně válců a mech. účinností.
p_{pl}	[kPa]	tlak vzduchu před plnicím ventilem
Q_p	[J]	energie obsažená v palivu
r	J/kgK	plynová konstanta
S_{red}	[mm ³]	redukováná průtočná plocha pro překrytí ventilů
S_s	[mm ³]	okamžitý průtočný průtok sacího ventilu
S_v	[mm ³]	okamžitý průtočný průřez výfukového ventilu
T_{1z}	[K]	teplota ke konci plnění
T_{atm}	[K]	teplota nasávaného vzduchu
t_{atm}	[°C]	teplota nasávaného vzduchu
T_{kor}	[K]	korekční teplota
T_{pl}	[K]	teplota vzduchu před plnicím ventilem
t_{pl}	[°C]	teplota vzduchu před plnicím ventilem
V_{H1}	[cm ³]	zdvihový objem válcové jednotky
z	[mm]	zdvih pístu
α_1	[rad]	otevření sacího ventilu



α_2	[rad]	uzavření výfukového ventilu
β_m	[-]	koeficient mechanických ztrát
ε	[-]	kompresní poměr motoru
η_i	[-]	indikovaná účinnost motoru
η_m	[-]	mechanická účinnost motoru
η_{pl}	[-]	plnicí účinnost motoru
λ_z	[-]	spalovací součinitel přebytku vzduchu
μ	[-]	střední průtokový součinitel
ρ_{1z}	[kg/m ³]	hustota čerstvé náplně válce
ρ_{pl}	[kg/m ³]	hustota plnicího vzduchu
σ_t	[-]	teoretický směšovací poměr vzduchu a paliva
τ	[-]	počet zdvihů pístu na jeden pracovní cyklus