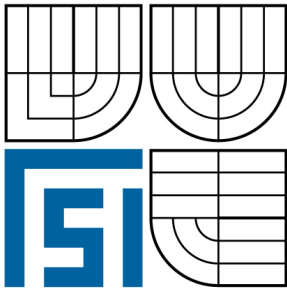


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PLNÍCÍ TURBODMYCHADLO

TURBOCHARGER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. LUKÁŠ RŮSEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2008/09

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Růsek Lukáš, Bc.

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

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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:

Plnicí turbodmychadlo

v anglickém jazyce:

Turbocharger

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte návrh plnicího turbodmychadla pro vznětový motor výkonu 430kW

Cíle diplomové práce:

- prblematika přeplňování spalovacích motorů
- návrhový výpočet turbodmychadla
- diskuse zvolené koncepce
- porovnání s dostupnými komerčními turbodmychadly
- závěř a doporučení

Seznam odborné literatury:

Kadrnožka, J.: Lopatkové stroje, CERM Brno 2003

Hofmann, K.: Turbidmyhadla, vozidlové turbíny a ventilátory, skripta VUT Brno 2000

fremní literatura: www.turbobygarrett.com

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.



Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/09.

V Brně, dne 29.9.2008



doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá problematikou přeplňování spalovacích motorů plnicími turbodmychadly. Cílem diplomové práce je návrh turbodmychadla pro naftový přeplňovaný spalovací motor o výkonu 430 [kW]. Ve výpočtech bude uvažována regulace plnicího tlaku odpouštěním výfukových plynů před turbínou (WG) a různé režimy recirkulace výfukových spalin (EGR). Výsledkem bude návrh turbodmychadla splňující dané požadavky. V závěru práce jsou krátce shrnuty další technické doporučení pro následující aplikace plnicích turbodmychadel.

Klíčová slova:

Plnicí turbodmychadlo, přeplňovaný spalovací motor, naftový přeplňovaný motor, porovnávání turbodmychadel, recirkulace výfukových plynů, EGR, mezichladič stlačeného vzduchu, CAC, regulace plnicího vzduchu, obtokový ventil, WG

ABSTRACT

A masters thesis deals with the question of diesel engine boosting by rotary turbochargers. The objective of the thesis is to propose suitable turbocharger's concept for defined diesel combustion engine with power of 430 [kW]. The air boosting pressure is controlled by exhaust gas flow through the turbine and different EGR regimes, which are considered in the basic and corrected calculations. The final turbocharger's concept is proposed to satisfy the defined technical requirements. Next technical recommendations are briefly summarized in the thesis conclusion for following turbocharger's concept application.

Key words:

Turbocharger, Turbocharged Combustion Engine, Turbocharged Diesel Engine, Turbocharger Matching, Exhaust Gas Recirculation, EGR, Charge Air Cooler, CAC, Boost Pressure Control, Waste Gate, WG

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

RŮSEK, L. *Plnicí turbodmychadlo*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, fakulta strojního inženýrství, 2009. Vedoucí diplomové práce Doc. Ing. Jan Fiedler, Dr., 83s

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně bez cizí pomoci. Vycházel jsem při tom ze svých znalostí, odborných konzultací a doporučené literatury uvedené v seznamu.

V Židlochovicích 25. května 2007

Podpis

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce panu Doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. a konzultantovi PhD. Milanu Nejedlému za jejich cenné rady a podněty, které mi byly poskytnuty při řešení této diplomové práce.

OBSAH

ABSTRACT	5
BIBLIOGRAFICKÁ CITACE	7
ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ	9
PODĚKOVÁNÍ	11
OBSAH	13
1. ÚVOD	15
1.1 Definice cílů diplomové práce	15
1.2 Způsob řešení diplomové práce	15
1.3 Očekávaný přínos diplomové práce	15
2. ÚVOD DO PROBLEMATIKY TURBODMYCHADEL	16
2.1 Princip přeplňování spalovacího motoru	16
2.2 Stručná historie, konstrukce a regulace turbodmychadel	18
2.2.1 Stručná historie vývoje turbodmychadel	18
2.2.2 Základní konstrukce turbodmychadel	19
2.2.3 Základní typy regulace turbodmychadel	20
3. VOLBA KONCEPCE TURBODMYCHADLA	23
4. PŘEDBĚŽNÝ NÁVRHOVÝ VÝPOČET TURBODMYCHADLA	25
4.1 Stanovení požadované hustoty plnicího vzduchu:	28
4.2 Návrhový výpočet radiálního kompresoru	30
4.2.1 Určení potřebného stlačení v kompresoru	30
4.2.2 Stanovení příkonu a hmotnostního průtoku kompresorem	32
4.3 Návrhový výpočet radiální turbíny	35
4.3.1 Stanovení hmotnostního toku turbínou	35
4.3.2 Rovnováha výkonu na turbíně a kompresoru, stanovení pracovních bodů turbíny	36

5. KORIGOVANÝ NÁVRHOVÝ VÝPOČET	40
5.1 Stanovení hustoty plnicího vzduchu s EGR	44
5.2 Korigovaný návrhový výpočet pro turbodmychadla Honeywell GT - series	44
5.2.1 Korigovaný návrhový výpočet pro GT4202R	45
5.2.2 Korigovaný návrhový výpočet pro GT4508R	53
5.2.3 Korigovaný návrhový výpočet pro GT4708R	61
6. VOLBA KONSTRUKCE A ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ TURBODMYCHADLA	69
6.1 Popis konstrukce a koncepce zvoleného turbodmychadla	69
6.2 Popis návrhové sestavy turbodmychadla	70
7.3 Popis volby turbodmychadla z pohledu technických parametrů	72
8. ZÁVĚR	75
8.1 Doporučení pro další práce	75
9. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	77
10. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	79
11. SEZNAM PŘÍLOH	81

1. ÚVOD

1.1 Definice cílů diplomové práce

Cílem diplomové práce je návrh turbodmychadla pro naftový přeplňovaný spalovací motor o výkonu 430kW dle zadaných základních parametrů přeplňovaného spalovacího motoru. Diplomová práce bude zaměřena na návrh vhodného turbodmychadla z již existujících typových řad turbodmychadel. Bude porovnáno více typů turbodmychadel, přičemž pak bude provedena diskuze zvolené koncepce (konstrukce, regulace, atd.) a doporučení pro další práci.

1.2 Způsob řešení diplomové práce

Pro zadaný přeplňovaný spalovací motor bude nejdříve zvolena vhodná koncepce turbodmychadla. Následně ze zadaných základních vstupních parametrů přeplňovaného spalovacího motoru bude proveden předběžný návrhový výpočet turbodmychadla, jehož výstupem budou základní parametry navrhovaného turbodmychadla. Předběžný návrhový výpočet bude dále upřesněn již pro konkrétní typy turbodmychadel s uvažováním EGR a regulací plnicího tlaku odpouštěním výfukových plynů před turbínou (WG). Výsledky korigovaného výpočtu budou vykresleny do jednotlivých charakteristik turbodmychadel, které pak budou vypovídat o vhodnosti daného typu turbodmychadla pro zadaný přeplňovaný spalovací motor.

1.3 Očekávaný přínos diplomové práce

Na odboru energetického inženýrství VUT v Brně v minulosti podobná práce nebyla zpracována. Touto diplomovou prací tedy odbor energetického inženýrství VUT v Brně získá zajímavou práci tvořící úvod do problematiky přeplňování spalovacích motorů plnicími turbodmychadly. Součástí diplomové práce bude kompletní výpočet zpracovaný v tabulkovém kalkulátoru Microsoft Excel 2003, který se bude nacházet na přiloženém CD. Výpočet pak po změně vyznačených zadaných parametrů bude možno provést pro libovolný přeplňovaný motor nebo zvolené turbodmychadlo a může tak posloužit pro návrh přeplňování jiných spalovacích motorů popř. pro porovnání výsledků při jiné výpočtové metodě.

Volené hodnoty do předběžného návrhového výpočtu turbodmychadla budou konzultovány s Ph.D. Milanem Nejedlým z firmy Honeywell Turbo Technologies. Firma Honeywell Turbo Technologies diplomovou prací pak získá nezávislý pohled na problematiku přeplňování spalovacích motorů pomocí turbodmychadel.

V neposlední řadě bude diplomová práce přínos pro autora práce, který si ověří znalosti získané při studiu a rozšíří si je o praktické zkušenosti s problematikou přeplňování spalovacích motorů plnicími turbodmychadly.

2. Úvod do problematiky turbodmychadel

Turbodmychadla nám slouží k přeplňování spalovacích motorů, benzínových i diesellových. Při vývoji dnešních spalovacích motorů jsou velkým trendem, a to díky jejich schopnosti velice efektivně zvýšit měrný výkon, snížit emise a šetřit palivo. Atmosféricky plněné spalovací motory jsou pomalu a jistě vytlačovány. Jsou nahrazovány novými přeplňovanými motory s menšími zdvihovými objemy, poskytující srovnatelné výkony, výbornou pružnost v širokém spektru otáček a nižší spotřebu.

V minulosti došly turbodmychadla k velké oblibě i při různých automobilových soutěžích. Dosahované výkony stále dokonalejších závodních přeplňovaných motorů byly tak vysoké, že bylo nereálné aby je člověk dokázal bezpečně ovládat a z většiny soutěží pak byli pravidly vytlačováni či zakázáni (Formule 1 [10], group B v rally [9]). Princip turbodmychadel je znám již přes sto let a přesto se stále vyvíjí a zdokonaluje. Hlavním konstrukčním limitem v minulosti byly materiály a dostupné technologie výroby. [11]

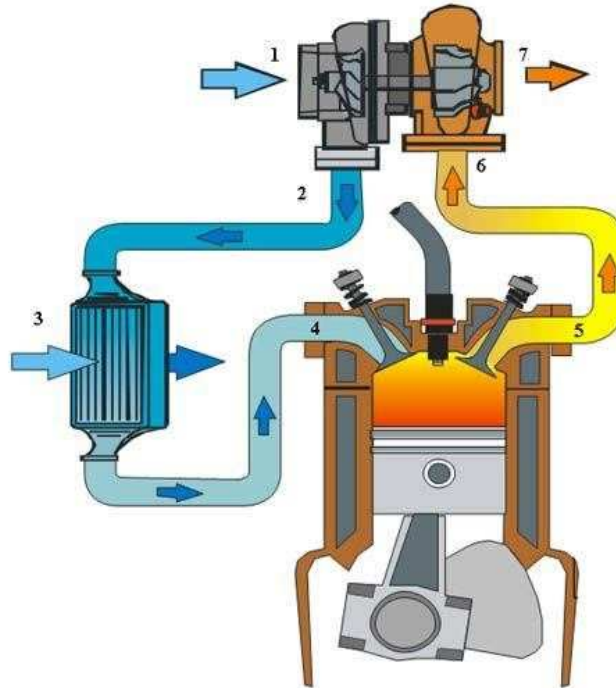
2.1 Princip přeplňování spalovacího motoru

Principem přeplňování spalovacího motoru je zvyšování hustoty plnicího vzduchu, tedy hmotnosti kyslíku dopravovaného do válce spalovacího motoru, který potom umožňuje spálit více paliva. To způsobuje vyšší spalovací tlaky a z toho vyplývající větší výkon a krouticí moment při nezměněných konstrukčních rozměrech spalovacího motoru. Zvýšení hustoty plnicího vzduchu je dosaženo jeho stlačením a případným ochlazením v mezichladiči stlačeného vzduchu (CAC).

Při přeplňování spalovacího motoru turbodmychadlem je využito práce expandujících výfukových plynů na turbíně. Po částečné expanzi výfukových plynů ve válci spalovacího motoru odchází spaliny výfukovým potrubím k turbíně, která je přímo spojená hřídelí s kompresorem. Expandující výfukové plyny na turbíně pak pohánějí kompresor dodávající potřebné stlačení plnicího vzduchu. Při zvětšeném zatížení spalovacího motoru, kdy rostou teplota a tlak výfukových plynů, je turbodmychadlo schopno automaticky poskytnout vyšší stlačení dodávaného vzduchu a tím vyšší výkon spalovacímu motoru.

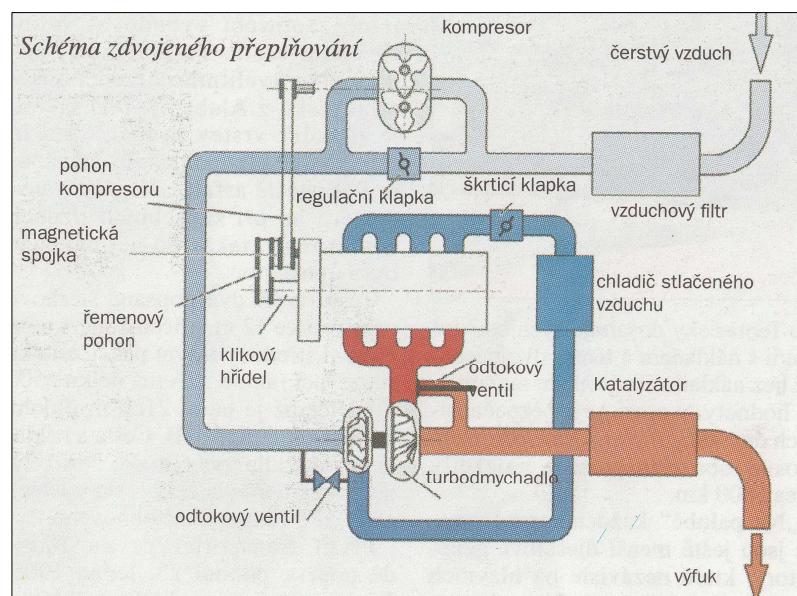
Přeplňování je možné i mechanicky hnanými dmychadly od klikového hřídele spalovacího motoru, kde mechanická vazba mezi motorem a dmychadlem zajišťuje výbornou dynamiku přeplňování, ale jejich efektivní použití je omezeno pouze pro malé stlačení. U šroubových kompresorů firmy Lysholm je dosahované maximální stlačení $\Pi_C \approx 2,2$. Maximální účinnosti pak tyto kompresory dosahují při stlačení $\Pi_C \approx 1,7$. [12] Při vyšších stlačeních roste příkon dmychadla odebíraný spalovacímu motoru, ztráta při výfuku (nevyužití expanze výfukových plynů při otevření výfukového ventilu) a tím i měrná spotřeba paliva. [5]

Principiální schéma přeplňovaného motoru turbodmychadlem, se zařazeným mezichladičem stlačeného vzduchu (CAC) a obtokovým ventilem na turbíně (WG) je zobrazeno na obr 2.1. Mezichladič stlačeného vzduchu dopomáhá k vyšší hustotě plnicího vzduchu a obtokový ventil na turbíně slouží k regulaci tlaku plnicího vzduchu.



Obr.2.1 Principiální schéma přeplňovaného spalovacího motoru turbodmychadlem [7]
1 – vstup vzduchu, 2 – výstup stlačeného vzduchu, 3 – mezichladič stlačeného vzduchu (CAC),
4 – sací ventil, 5 – výfukový ventil, 6 – vstup spalin, 7 – výstup spalin

Požadavky na přeplňování motoru jsou mnohdy takové, že použití jednoho turbodmychadla už nestačuje. Jde buď o velmi vysoké stlačení nebo širokou pracovní oblast (pokrytí celého spalovacího motoru). Mohou být pak použity turbodmychadla dvě, kdy kombinací různých zapojení a volbou vhodných velikostí turbodmychadel bývá požadavků docíleno. Pro pokrytí celého spektra otáček může být například použito dvojice turbodmychadel stejné velikosti, z nichž jedno pracuje při nízkých otáčkách motoru a ve vyšších otáčkách pak pracují obě turbodmychadla současně v paralelním zapojení. Tento systém používá např. koncern PSA



Obr.2.2 Schéma přeplňovaného motoru kompresorem a turbodmychadlem [13]

na motorech 2,2HDi bi-turbo. [14] Možná je i kombinace mechanicky poháněného kompresoru a turbodmychadla, využívající výhod obou, kterou používají dnešní motory 1,4 TSi od koncernu volkswagen (viz obr.2.2). [13]

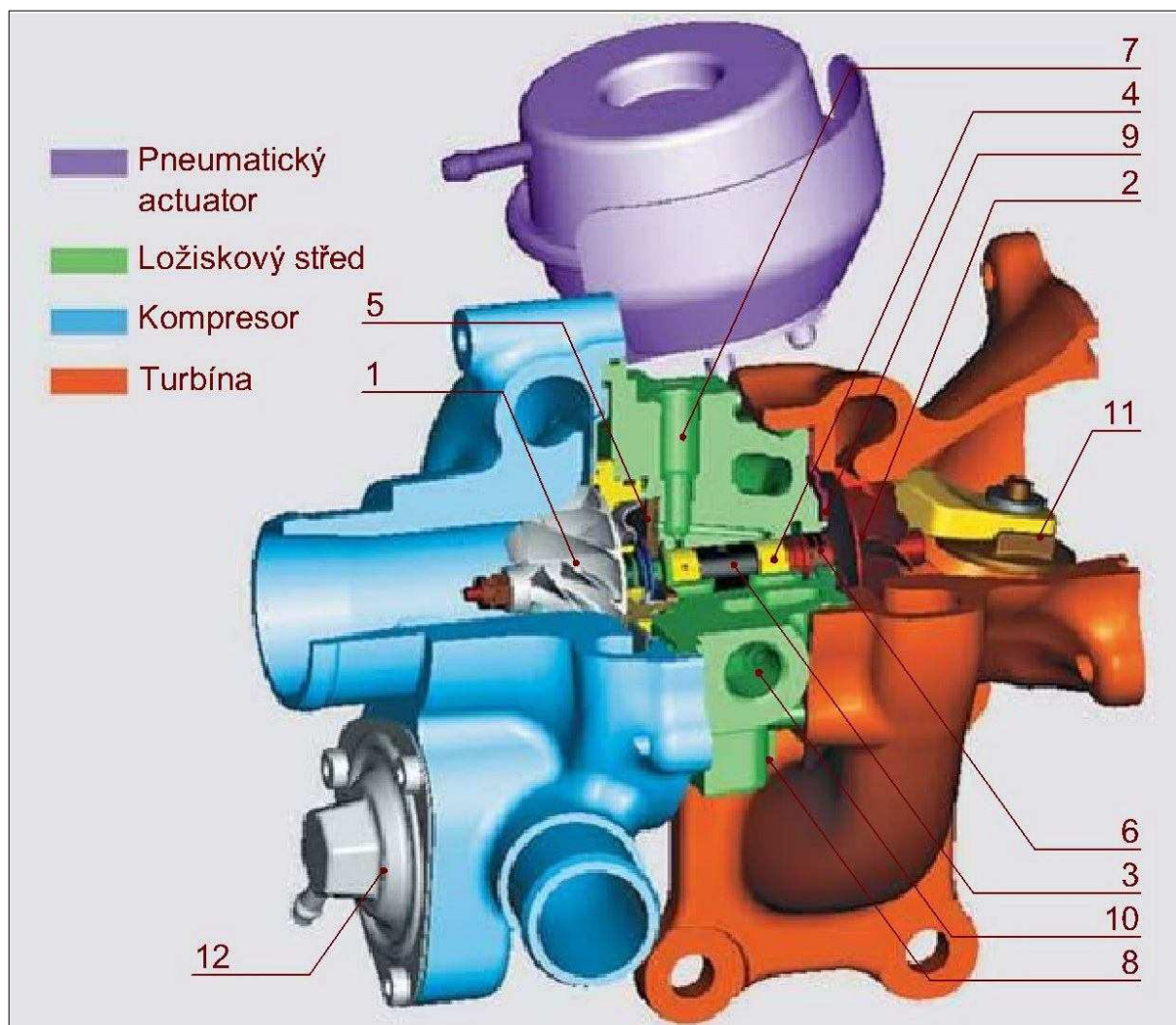
2.2 Stručná historie, konstrukce a regulace turbodmychadel

2.2.1 Stručná historie vývoje turbodmychadel [11]

- Přelom 19. a 20. století: Gottlieb Daimler a Rudolf Diesel začali zkoušet při výzkumu zvýšení výkonu motoru a zmenšení spotřeby paliva spalovacího motoru stlačovat vzduch, který motor nasával.
- rok 1905 : Ve Švýcarsku spatřilo světlo světa první turbodmychadlo. Sestrojil ho a nechal si patentovat dr. Alfred J. Büchi. Použil ho k přeplňování diesellového motoru, ale jeho nápad v té době neuspěl.
- rok 1925 : První úspěšné použití turbodmychadel na dvou německých lodích osazené přeplňovanými naftovými motory o výkonu 2000 koňských sil (1471 [kW]) . Na základě těchto úspěchů požádala o licenci celá řada výrobců v Evropě, Japonsku a USA. Jednalo se o turbodmychadla pohaněné axiální turbínou pro velké stacionární motory.
- čtyřicátá léta 20. století: Došlo k velkému převratu kdy turbodmychadlo našlo uplatnění v leteckém benzínovém motoru. Byli vyvinuty dokonalejší materiály odolávající vysokým teplotám, přesné odlévací postupy těchto materiálů a rozvoj radiálních turbín. To umožnilo vznik prvních turbodmychadel pro automobilové naftové motory.
- padesátá léta 20. století: První aplikace turbodmychadla na naftové motory nákladních automobilů. S postupem času se turbodmychadlo rozšířilo i do motorů osobních vozů. I přes nejmodernější konstrukce té doby byla aplikace turbodmychadel v osobních vozidlech provázena neúspěchy. Motory nákladních automobilů se s přísnujícími se emisními limity se již bez turbodmychadel neobešly.
- osmdesátá léta 20. století: Revoluce aplikací turbodmychadel. Na trhu se objevil Mercedes ze série 300 a Volkswagen Golf, které byly vybaveny diesellovým přeplňovaným motorem. Od této doby již turbodmychadlo osobní automobily neopustilo.
- osmdesátá až devadesátá léta 20. století: Neuvěřitelné výkony závodních turbomotorů, motory formule 1 o zdvihovém objemu 1,5 litru dosahují výkonu 1200-1300k (880-950 [kW]). Tyto motory pracovali s hodnotou plnicího tlaku přes 5 barů. [10]

2.2.2 Základní konstrukce turbodmychadel

Turbodmychadlo je vysokootáčkový lopatkový stroj, zpravidla radiálního (výjimku mohou tvořit velká turbodmychadla používající axiální turbínu) jednostupňového uspořádání skládající se ze tří základních částí: kompresorové, ložiskové a turbínové. Každá část vytváří konstrukční celek, kompresorové kolo s kompresorovou skříní, ložiska s hřídelí v ložiskové skříní a turbínové kolo v turbínové skříní. Turbínové kolo bývá vyrobeno ze žárovevné slitiny a tvoří s hřídelí turbodmychadla jeden celek, kompresorové pak ze slitiny hliníku, pro větší zatížení ze slitiny titanu. Skříně turbodmychadla zajišťují přívod a odvod spalin (vzduchu). Turbínová skříň většinou tvoří nosný prvek celého turbodmychadla.



Obr.2.3 Turbodmychadlo a jeho hlavní konstrukční části [15]

1 – radiální kompresorové kolo (radial compressor wheel), 2 – radiální turbínové kolo (radial turbine wheel), 4 – kluzné ložiskové pouzdro (journal bearing), 5 – axiální ložisko (thrust bearing), 6 – těsnící pístní kroužky (piston rings), 7 – přívod oleje, 8 – odvod oleje 9 – tepelný štít, 10 – přívod chladicí kapaliny, 11 – odpouštěcí regulační ventil (waste gate), 12 – přepouštěcí ventil (air by-pass valve)

Pro dnešní turbodmychadla jsou typické vysoké otáčky, které dosahující běžně 240tis [min⁻¹]. To klade nemalé nároky na uložení hřídele v ložiscích a vyvážení celého rotoru. V ložiskové skříni pro uložení hřídele mohou být použita ložiska kluzná nebo kuličková. Kuličková ložiska jsou schopná snášet větší zatížení a vykazují menší třecí ztráty. Mazání ložisek bývá zpravidla zajištěno tlakovým olejem z mazacího okruhu motoru, což klade nemalé nároky i na použitý olej a jeho čistotu. Ložisková skříň pak může být chlazená pouze olejem a okolním vzduchem, nebo může být napojena na chladicí okruh motoru. Konstrukce dnešních turbodmychadel je pak zřejmá z obr. 2.3, který představuje řez turbodmychadlem pro benzinový přeplňovaný spalovací motor s regulačním a přepouštěcím ventilem.

2.2.3 Základní typy regulace turbodmychadel [1]

Aby spalovací motor splňoval dnešní emisní limity, nízkou spotřebu a poskytoval dostatečnou pružnost, je zapotřebí efektivní regulace turbodmychadel. Díky regulaci může spalovací motor poskytovat maximum svého kroutícího momentu již v nízkých otáčkách. Úkolem regulace je pak dodržet maximální plnicí tlak nebo jeho průběh v závislosti na otáčkách a zatížení motoru.

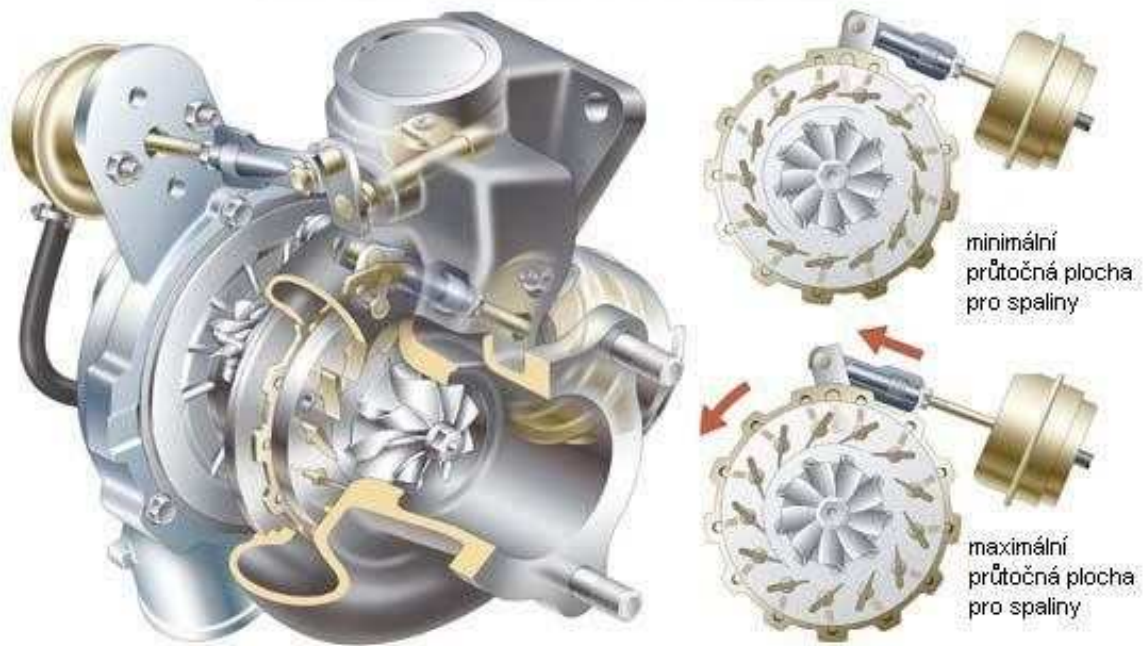
Regulace se realizuje na turbíně turbodmychadla a to:

- a) odpouštěním výfukových plynů před turbínou (WG)
- b) proměnnou geometrií rozváděcí skříň turbíny (VNT, VTG, VGT)
 - natáčením rozváděcích lopatek ve statoru turbíny
 - změnou šířky statoru turbíny
 - řídicí směrovou klapkou
- c) kombinací a) a b) např. natáčením rozváděcích lopatek ve statoru turbíny a odpouštěním výfukových plynů (viz. obr. 2.4)

Odpouštění výfukových plynů před turbínou je nejjednodušší způsob regulace. Pro tento způsob regulace je typické označení WG (Waste Gate). Používá se buď integrované obtokové klapky do tělesa turbínové skříň (patrné z obrázku 2.3.), nebo samostatného externího ventilu. Dříve se používalo obtokového ventilu pouze k omezení maximálního plnicího tlaku, dnes díky elektronické regulaci celého spalovacího motoru, můžeme regulovat turbodmychadlo i při částečném zatížení motoru. Tomu pak musí odpovídat malá turbína, která je schopna již při malém hmotnostním průtoku výfukových plynů dodávat dostatečný výkon pro kompresor. Tato regulace je typická pro benzinové motory, kdy vysoké teploty spalin poskytují dostatek tepelné energie pro turbínu, ale také prozatím znemožňují širokému použití regulace s proměnnou geometrií rozváděcí skříň turbíny, kterou dnes sériově používá pro benzinový motor pouze automobilka Porsche ve svém voze 911Turbo.[17] Dvojici turbodmychadel pro tento motor dodala firma Borg Warner a pro jejich regulaci je použito natáčení rozváděcích lopatek statoru turbíny.

Proměnná geometrie rozváděcí skříň turbíny je naopak typická pro vznětové motory. Turbína u naftového motoru si pro pohon kompresoru musí postačit s nižšími parametry spalin před turbínou oproti motoru benzinovému a proto byly hledány jiné způsoby regulace. Pro změnu geometrie rozváděcí skříň je dnes používáno natáčení rozváděcích lopatek ve statoru turbíny (viz obr.2.4) nebo změny šířky rozváděcího kola turbíny (viz obr.2.5). Natáčení rozváděcích lopatek se v největší míře používá u malých turbodmychadel pro naftové spalovací motory osobních automobilů. Firmy používající tento systém regulace jsou

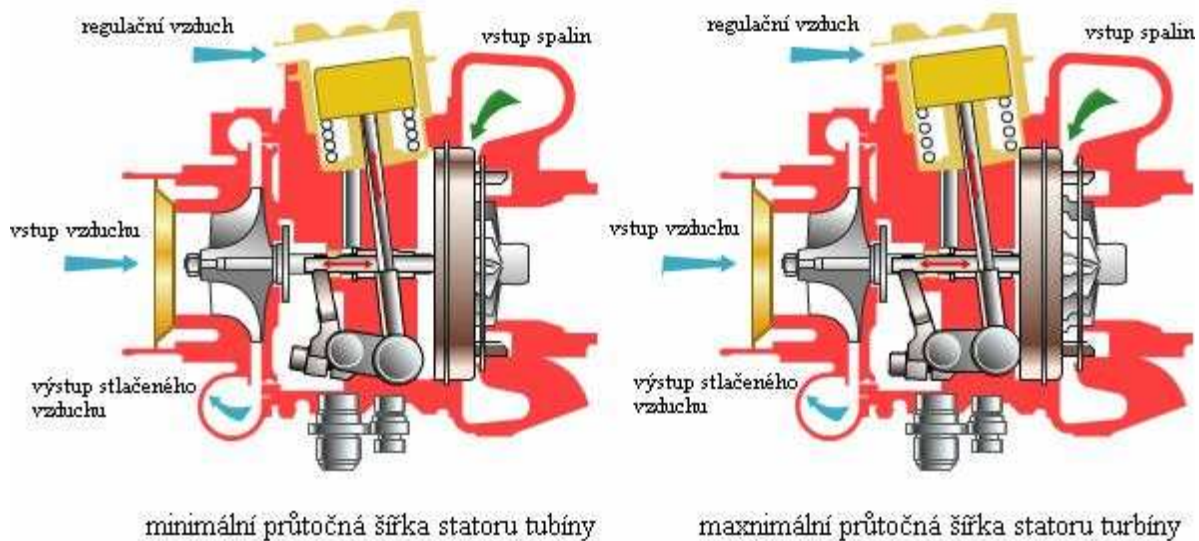
pak Honeywell s Garrett® VNT™ (Variable Nozzle Turbine) a Borg Warner s VTG (Variable Turbine Geometry). Změna šířky rozváděcího kola turbíny je pak systém od firmy Holset VGT™ (Variable Geometry Turbine) využívaný pro velká turbodmychadla nákladních vozidel. Výhodou použití regulace s proměnnou geometrií rozváděcí skříně turbíny je dosažení široké pracovní oblasti přeplňovaného spalovacího motoru a rychlé odezvy turbodmychadla na změny jeho zatížení.



Obr.2.4 VNT, VTG turbodmychadlo a natáčení rozváděcích lopatek ve statoru turbíny [16]

Princip regulace natáčení rozváděcích lopatek ve statoru turbíny (VNT, VTG) je patrný z obr.2.4. Naklápěním lopatek dochází ke změně průtočné plochy statoru turbíny a tím i ke změně velikosti a úhlu vstupní rychlosti do oběžného kola. Díky tomu je umožněno dosáhnout vysokých otáček turbodmychadla již při malém hmotnostním toku turbínou, nebo relativně nízkých otáček při plném hmotnostním toku turbínou. Otáčky turbíny jsou shodné s otáčkami kompresoru a v poměru velikosti jejich průměrů i obvodové rychlosti. Pro požadovaný tlak za kompresorem, kterému odpovídá daná obvodová rychlost kompresoru, odpovídá tedy i daná obvodová rychlost na turbíně, která pomocí vhodného natočení rozváděcích lopatek je zajištěna. V důsledku natáčení lopatek dochází k odklonění od optimálního úhlu náběhu proudu do oběžného kola. To se projeví ztrátou vnitřní účinnosti turbíny.

Princip regulace změny šířky rozváděcího kola turbíny (VGT) je velice obdobný jako u natáčení rozváděcích lopatek (viz obr.2.5). Turbínou opět protéká celý hmotnostní tok daný hltností motoru a hmotnostní spotřebou paliva ale změnou šířky statoru turbíny dochází pouze ke změně vstupní rychlosti do oběžného kola. Úhel absolutní rychlosti na vstupu do rotoru je po celou dobu konstantní a dochází tedy pouze ke změně absolutní rychlosti ve statoru turbíny. Velikostí absolutní rychlosti je daná velikost obvodové rychlosti a tím i otáčky turbíny. Výhodou je pak stále vysoká vnitřní účinnost, nevýhodou pak složitá konstrukce pohyblivého rozváděcího kola.



Obr.2.5 Změna šířky rozváděcího kola turbíny (VGT) [18]

Řídicí směrová klapka se dnes nepoužívá. V minulosti bylo s úspěchem používáno turbodmychadlo s použitím bezlopatkové rozváděcí skříně, která má řídicí směrovou klapku doplněnou odpouštěcí klapkou (Peugeot 405 T16). Kombinovaná regulace odpouštění spalin před turbínou s natáčením rozváděcích lopatek ve statoru turbíny je zobrazena na obr.2.4.

K pohonu regulačních orgánů může být použito pneumatického ventilu (actuátoru), zobrazeného na obr.2.3, který je ovládán tlakem nebo podtlakem přes elektromagnetický ventil ovládaný řídicí jednotkou motoru. Dnes pro zrychlení a zpřesnění regulace se pneumatický ventil doplňuje snímačem polohy, nebo je celý nahrazen servomechanismem.

3. Volba koncepce turbodmychadla

Pro turbodmychadlo bude volena klasická koncepce, tj. spojení jednostupňového radiálního kompresoru s jednostupňovou radiální dostředivou turbínou. Výhodou je konstrukčně technologická nenáročnost, která umožňuje jednoduchou kompaktní konstrukci soustrojí a ověřenou výrobu.

Výhodou radiálního kompresoru oproti axiálnímu je možnost realizace potřebného stlačení v jednom stupni, kdy dosahované stlačení může dosahovat hodnoty $4 \div 5$ a poskytuje širší pracovní oblast, nevýhodou pak menší dosažitelná účinnost. V radiální turbíně, která díky relativně malé změně měrného objemu spalin při expanzi může být dostředivého typu, dosahuje i při malých rozměrech vysoké účinnosti ($\eta_{TS} = 80$ [%] [3]), která je pak dosažitelná při rychlostní poměru $x = 0,7$ [-] [2]. Axiální turbína je na tom s účinností podobně při rychlostní poměru $x = 0,55$ [-], ale s klesajícím hmotnostním průtokem její použití znevýhodňují příliš velké vůle u relativně krátkých lopatek. V důsledku toho pak ztrácí na účinnosti. Axiální turbína se tedy uplatní u velkých turbodmychadel kde už je obtížné vyrobit radiální turbínu (velké stacionární motory). Axiální turbína vychází rozměrově menší jak radiální. U velkých radiálních turbín může pak nastat problém s odvodem tepla z rotoru. [3]

Turbodmychadlo bude voleno z dostupných nabídek výrobců turbodmychadel zvolené koncepce. Protože informace většiny výrobců k vyráběným turbodmychadlům byly velmi strohé a nepostačující (neobsahovali charakteristiky s požadovanými údaji a důležitými rozměry), byli výrobci turbodmychadel obesláni (Cummins Turbo Technologies, BorgWarner, MHI Turbochargers a IHI Turbochargers) pro poskytnutí bližších informací o jejich produktech. Na kontaktní email ale bohužel nebylo reagováno. Chybějící charakteristiky kompresorů a turbín jsou ale zásadní pro správné přiřazení turbodmychadla ke spalovacímu motoru a proto bude turbodmychadlo voleno jen z dostupné databáze produktů firmy Honeywell Turbo Technologies (dříve pod označením Garrett Technologies), která tyto informace komerčně poskytuje.

Firmou Honeywell Turbo Technologies je nabízena široká řada typů turbodmychadel pro různorodé aplikace. U komerčně nabízených GT turbodmychadel je pro uložení hřídele většinou použito kuličkových ložisek, ložiskových skříní chlazených chladicí kapalinou a je možno volit velikost turbínové skříně z několika možných rozměrů dle jejich A/R parametru. Použitými materiály jsou pak GT turbodmychadla určena i pro extrémní aplikace a tedy i motosport.

V označení turbodmychadel jsou pak ukryty informace o velikosti jednotlivých oběžných kol a to podle následujícího klíče [7]:

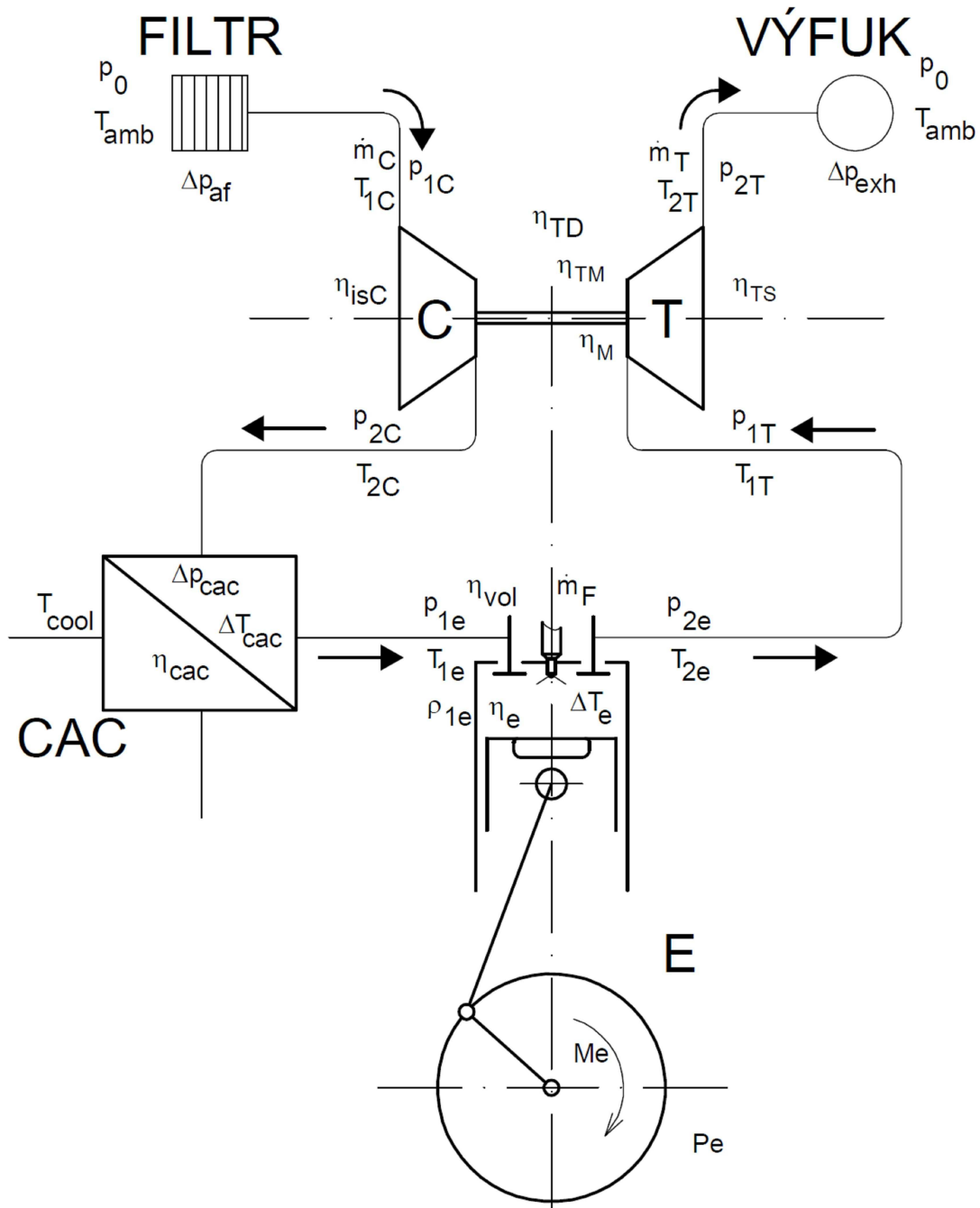
1. první dvojčíslí za písmeny GT (GT označuje modelovou řadu, GT series) platí pro vnější průměr turbínového kola D_2 , průměry dle dvojčíslí zobrazuje tab.3.1
2. druhé dvojčíslí platí pro vnější průměr kompresorového kola, kdy udává přímo průměr kola v mm. Nad 100 mm je v označení vynechána „1“.
3. doplňující písmenko R označuje použití kuličkových ložisek

Tab 3.1 Průměry oběžných kol turbíny dle typové řady GT series [7]

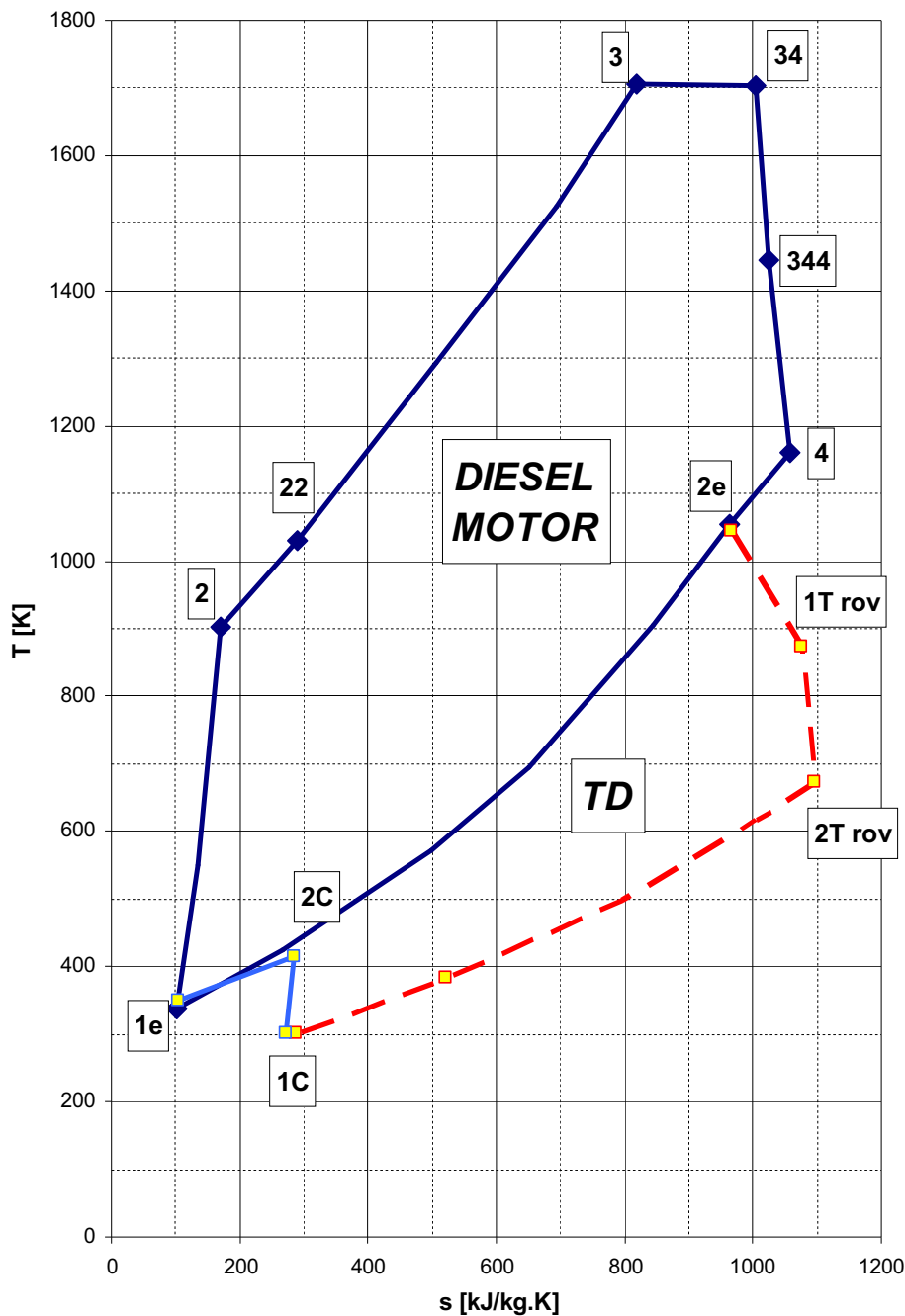
Typové označení	$\varnothing D_2$ [mm]	Typové označení	$\varnothing D_2$ [mm]
GT12	35,5	GT45	87,0
GT15	41,0 nebo 42,0	GT47	92,7
GT17	44,0	GT50	99,1
GT20	47,0	GT52	105,9
GT22	50,0	GT55	111,4
GT25	54,0	GT57	121,2
GT32	60,0	GT60	129,5
GT35	64,0	GT62	137,6
GT37	68,0	GT65	146,2
GT40	72,5	GT67	155,4
GT42	82,0	GT70	165,1

4. Předběžný návrhový výpočet turbodmychadla

Pro vlastní výpočet turbodmychadla jsou důležité hodnoty teplot, tlaků a hmotnostní toků, které jsou vyznačeny ve schématu na obr.4.1. Tyto základní veličiny ovlivňují požadované parametry přeplňovaného motoru. Výpočet vychází ze zadaných vstupních parametrů, které jsou uvedené v tab.4.1. Teoretický pracovní oběh naftového přeplňovaného motoru v T-s diagramu je pak zobrazen na obr.4.2.



Obr.4.1 Výpočtové schéma přeplňovaného spalovacího motoru turbodmychadlem



Obr.4.2 Teoretický pracovní oběh přeplňovaného naftového motoru v T - s diagramu [6]

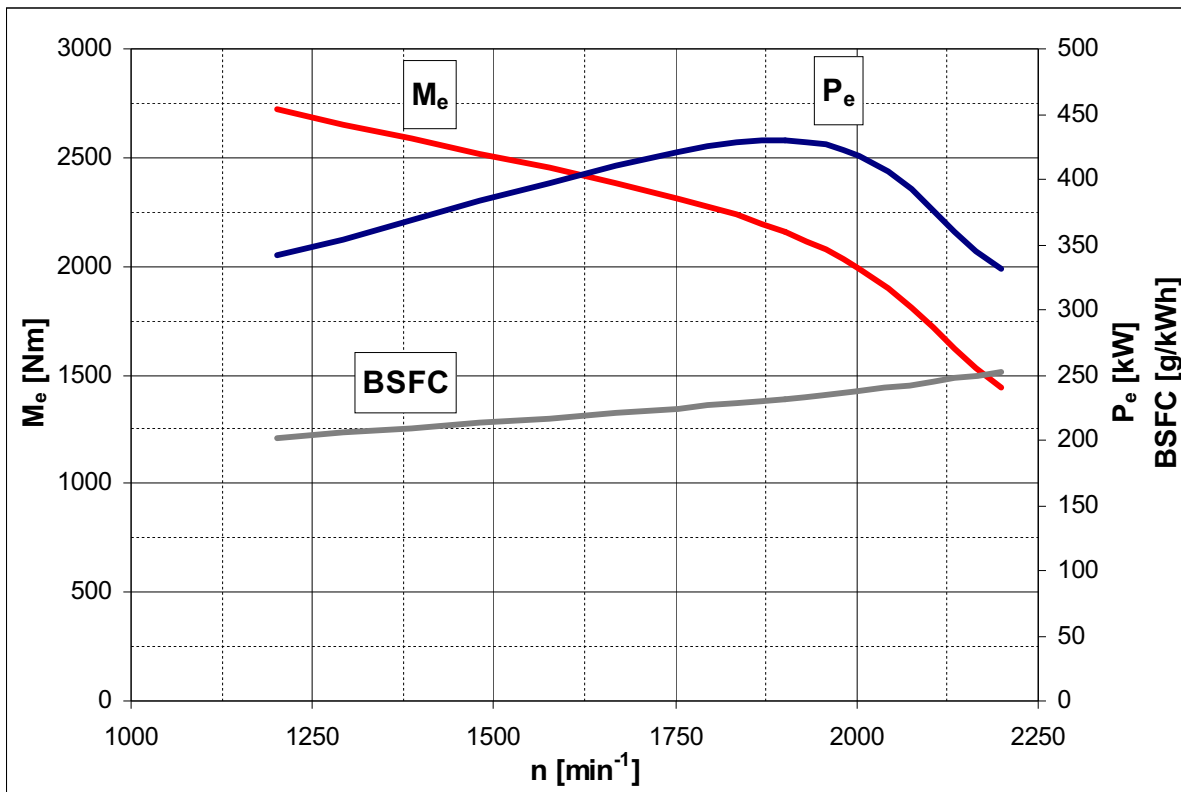
$1C - 2C$...polytropická komprese v kompresoru turbodmychadla, $2C - 1e$...chlazení plnicího vzduchu v mezichladiči stlačeného vzduchu, $1e - 2$...polytropická komprese ve spalovacím motoru, $2 - 22$... isochorický přívod tepla způsobený regenerací tepla na konci kompresního zdvihu od konstrukčních částí spalovacího motoru, $22 - 3$...isobarický přívod tepla spalováním, $3 - 344$...polytropický přívod tepla spalováním (dohořívání při expanzi), $34 - 4$...polytropická expanze ve spalovacím motoru, $4 - 55$...isochorický odvod tepla do konstrukčních částí spalovacího motoru, $2e - 1T$...polytropická expanze ve sběrném potrubí výfukových plynů, $1T \text{ rov} - 2T \text{ rov}$...polytropická expanze na turbíně při rovnotlakém provozu (ustálené hodnoty T_{1T} a p_{1T})

Tab.4.1 Zadání parametry přepřňovaného spalovacího motoru dle zadání DP

Druh motoru		4-taktní Diesel		
P_e		430	[kW] při 1900 [min ⁻¹]	
M_e		2720	[Nm] při 1200 [min ⁻¹]	
i		8	[-]	
V_Z		16,3	[l]	
T_{amb}		25	[°C]	
p_{amb}		98	[kPa]	
T_{cool}		25	[°C]	
n	[min ⁻¹]	1200	1900	2200
η_{vol}	[%]	87,8	89,8	91,1
η_{cac}	[%]	92	88	87
Δp_{af}	[kPa]	4	5	6
Δp_{cac}	[kPa]	4	5	6
Δp_{exh}	[kPa]	10	15	20
P_e	[kW]	342	430	331
M_e	[Nm]	2721	2160	1438
$BSFC$	[g/kwh]	201	232	252
ΔT_e	[°C]	626	640	530
A/F	[-]	20,59	23,59	27,57

Dle zadání diplomové práce jsou v tab.4.1 uvedeny hodnoty přepřňovaného motoru pro 3 uvažované výpočtové body, definované konkrétními otáčkami motoru.

Podle zadaného výkonu a dalších parametrů bude stanovena potřebná hustota plnicího vzduchu ρ_{1e} a další základní parametry navrhovaného turbodmychadla. Ze zadání plyne, že se jedná o 4-dobý přepřňovaný naftový motor, tedy palivem je motorová nafta. Vnější otáčková charakteristika motoru dle zadaných vstupních hodnot je uvedena na obr. 4.3.



Obr. 4.3 Vnější otáčková charakteristika motoru dle zadání diplomové práce

4.1 Stanovení požadované hustoty plnicího vzduchu:

Pro výpočet hustoty plnicího vzduchu je uvažován ideální plyn suchý vzduch s uvažováním termodynamických rovnic platných pro ideální plyn.

Efektivní výkon pístového motoru dle [1] je dán vztahem :

$$P_e = i \cdot V_H \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} \quad [W] \quad (4.1)$$

$$\text{kde: } i \cdot V_H = V_z \quad [l] \quad (4.2)$$

$$\tau \text{ voleno dle [1]: } \tau = 2 \quad [-]$$

$$p_e = \frac{H_u}{\sigma_t \cdot \lambda_z} \cdot \rho_{1e} \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \quad [Pa] \quad (4.3)$$

$$\text{kde: } \eta_i \cdot \eta_m = \eta_e \quad [-] \quad (4.4)$$

$$\sigma_t \cdot \lambda_z = A/F \quad [-] \quad (4.5)$$

$$H_u \text{ voleno dle [1]: } H_u = 44,2 \text{ MJ/kg}$$

Dosazením vztahů (4.2) do (4.1) ; (4.4) a (4.5) do (4.3) a vzájemnou úpravou je odvozen vztah pro hustotu plnicího vzduchu:

$$\rho_{1e} = 60 \cdot \frac{A/F \cdot P_e \cdot \tau}{n \cdot V_z \cdot H_u \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_e} \quad [kg/m^3] \quad (4.6)$$

neznámá účinnost η_e je odvozena ze základního vztahu pro P_e dle [4]:

$$P_e = H_u \cdot \dot{m}_F \cdot \eta_e \quad [kW] \quad (4.7)$$

potom tedy $\eta_e = \frac{P_e}{H_u \cdot \dot{m}_F} \quad [-] \quad (4.8)$

\dot{m}_F určeno pomocí *BSFC* a to vztahem $\dot{m}_F = \frac{BSFC \cdot P_e}{3600} \quad [g/s] \quad (4.9)$

Vypočtené hodnoty požadované hustoty plnicího vzduchu pro dané otáčky jsou uvedeny v tab.4.2.

Příklad výpočtu pro $n = 1200 \text{ min}^{-1}$:

$$\dot{m}_F = \frac{BSFC \cdot P_e}{3600} = \frac{201 \cdot 342}{3600} = 19,095 \quad [g/s]$$

$$\eta_e = \frac{P_e}{H_u \cdot \dot{m}_F} = \frac{342}{44,2 \cdot 19,095} = 0,405 \quad [-]$$

$$\rho_{1e} = 60 \cdot \frac{A/F \cdot P_e \cdot \tau}{n \cdot V_z \cdot H_u \cdot \eta_e \cdot \eta_{vol}} = \frac{60 \cdot 20,25 \cdot 342 \cdot 2}{1200 \cdot 16,3 \cdot 44,2 \cdot 0,405 \cdot 0,878} = 2,747 \quad [kg/m^3]$$

Tab.4.2 Sumář výpočtů požadované hustoty plnicího vzduchu (ρ_{1e})

n	[min ⁻¹]	1200	1900	2200
P_e	[kW]	342	430	331
η_{vol}	[-]	0,878	0,898	0,911
<i>BSFC</i>	[g/kW.h]	201	232	252
<i>A/F</i>	[-]	20,59	23,59	27,59
\dot{m}_F	[g/s]	19,095	27,711	23,170
η_e	[-]	0,405	0,351	0,323
ρ_{1e}	[kg/m ³]	2,747	2,821	2,346

4.2 Návrhový výpočet radiálního kompresoru

Ke splnění požadovaného výkonu motoru je zapotřebí docílit v sání spalovacího motoru spočítané požadované hustoty plnicího vzduchu. Tato hustota plnicího vzduchu bude dosažena pomocí stlačení v radiálním kompresoru a následném ochlazení v mezichladiči stlačeného vzduchu. Pro stanovení termodynamických veličin je tedy nutné přesně stanovit stlačení v kompresoru a hmotnostní průtok kompresorem za daných podmínek v sání spalovacího motoru.

4.2.1 Určení potřebného stlačení v kompresoru

Stlačení v kompresoru Π_C je definováno jako poměr absolutních tlaků před a za kompresorem (total to total), tedy:

$$\Pi_C = \frac{p_{2C}}{p_{1C}} \quad (4.10)$$

Pro vypočtenou hustotu plnicího vzduchu lze určit tlak ze stavové rovnice ideálního plynu:

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T \text{ po úpravě } p_{1e} = \frac{R \cdot T_{1e} \cdot \rho_{1e}}{M_A} \quad [\text{Pa}] \quad (4.11)$$

kde: M_A voleno dle [8]: $M_A = 28,97 \quad [\text{kg} / \text{kmol}]$

Výstupní tlak z kompresoru p_{2C} jako je dán tlakem p_{1e} , který musí být zvětšen o tlakovou ztrátu v mezichladiči stlačeného vzduchu Δp_{cac} dle rovnice (4.12):

$$p_{2C} = p_{1e} + \Delta p_{cac} \quad [\text{Pa}] \quad (4.12)$$

Tlak p_{1C} je dán atmosférickým tlakem, který musí být snížen o tlakovou ztrátu na vzduchovém filtru Δp_{af} dle rovnice (4.13):

$$p_{1C} = p_{amb} - \Delta p_{af} \quad [\text{Pa}] \quad (4.13)$$

Pro oteplení vzduchu při uvažování adiabatické komprese a zavedení isoentropické účinnosti η_{isC} kompresoru platí vztah [1]:

$$\Delta T_C = \frac{T_{1C}}{\eta_{isC}} \cdot \left(\Pi_C^{\frac{\kappa_A - 1}{\kappa_A}} - 1 \right) \quad [\text{K}] \quad (4.15)$$

kde: $T_{1C} \doteq T_{amb} \Rightarrow$ absolutní teplota T_{1C} se příliš neliší od teploty okolí (zanedbání rychlosti proudění v sacím potrubí k turbodmychadlu, tj. dynamické složky teploty)

$$\kappa_A \text{ voleno dle [1]: } \kappa_A = 1,4 \quad [-]$$

$$\eta_{isC} = \frac{H_{isC}}{H_{cC}} \quad [-] \quad (4.16)$$

Pro předběžný výpočet hodnota η_{isC} bude volena dle konzultace. Volené hodnoty jsou vedeny v tab.4.3 Výpočtový vztah vychází z obr.4.3, kde H_{cC} je celkový entalpický spád.

Tab.4.3 Volené hodnoty účinnosti pro radiální kompresor dle konzultace

n	[min ⁻¹]	1200	1900	2200
η_{isC}	[-]	0,75	0,72	0,70

Pro výstupní teplotu z kompresoru T_{2C} platí:

$$T_{2C} = T_{1C} + \Delta T_C = T_{amb} + \Delta T_C \quad [K] \quad (4.17)$$

Teplota T_{1e} je dána výstupní teplotou z kompresor T_{2c} , která je snížena o ochlazení v mezichladiči stlačeného vzduchu ΔT_{cac} :

$$T_{1e} = T_{2C} - \Delta T_{cac} \quad [K] \quad (4.18)$$

kde : ΔT_{cac} je definováno pomocí účinnosti mezichladiče:

$$\Delta T_{cac} = \eta_{cac} \cdot (T_{2c} - T_{cool}) \quad [K] \quad (4.19)$$

Pro výpočet Π_C je nutné použít iterační metody, protože p_{1e} dle stavové rovnice je přímo závislé na ρ_{1e} a na T_{1e} , kde T_{1e} je opět závislé na Π_C . ρ_{1e} je tedy zpětně definováno vztahem:

$$\rho_{1e} = \frac{p_{1e} \cdot M_A}{R \cdot T_{1e}} \quad [kg / m^3] \quad (4.20)$$

kde pomocí předchozích stavů je p_{1e} :

$$p_{1e} = (\Pi_C \cdot p_{1C}) - \Delta p_{cac} \quad [Pa] \quad (4.21)$$

Pro začátek výpočtu je voleno libovolné Π_C . Celý výpočet proběhne a spočítaná hodnota ρ_{1e} se pak porovnává s požadovanou hodnotou ρ_{1e} . Výpočet je ukončen při relativní chybě menší jak 0,1 [%]. Výsledky iteračního výpočtu jsou uvedeny tab.4.4. Výpočty byly provedeny v tabulkovém kalkulátoru Excel 2003.

Tab.4.4 Sumář iteračního výpočtu potřebného stlačení v radiálním kompresoru (Π_C).

n	[min^{-1}]	1200	1900	2200
η_{cac}	[-]	0,92	0,88	0,87
Δp_{cac}	[kPa]	4	5	6
Δp_{af}	[kPa]	4	5	6
η_{eC}	[-]	0,75	0,72	0,70
T_{1C}	[K]	298,2		
Π_C	[-]	2,63	2,80	2,36
p_{1C}	[kPa]	94,0	93,0	92,0
p_{1e}	[kPa]	243,1	255,1	211,2
ΔT_C	[K]	126,4	141,4	118,5
T_{2C}	[K]	424,6	439,6	416,6
ΔT_{cac}	[K]	116,3	124,5	103,1
T_{1e}	[K]	308,3	315,1	313,5
$\rho_{1e \text{ vyp.}}$	[kg/m^3]	2,747	2,821	2,346

4.2.2 Stanovení příkonu a hmotnostního průtoku kompresorem

Hmotnostní tok vzduchu protékající kompresorem turbodmychadla protéká i přes spalovací motor. Ten lze rozdělit na spalovací hmotnostní tok definovaný hltností spalovacího motoru a na proplachovací hmotnostní tok. Proplachovací hmotnostní tok vzhledem k neznámým tlakovým poměrům před sacím a výfukovým ventilem, neznámému časování ventilového rozvodu spalovacího motoru a vzhledem k minimálnímu podílu na celkovém hmotnostním toku je zanedbán. Potom pro celkový hmotnostní tok kompresorem platí dle [1]:

$$\dot{m}_C = i \cdot V_H \cdot \eta_{vol} \cdot \rho_{1e} \cdot \frac{n}{\tau} \quad [\text{kg/s}] \quad (4.22)$$

$$\text{po úpravě:} \quad \dot{m}_C = \frac{V_z \cdot \eta_{vol} \cdot \rho_{1e} \cdot n}{12 \cdot 10^4} \quad [\text{kg/s}] \quad (4.23)$$

příklad výpočtu pro $n = 1200 \text{ min}^{-1}$:

$$\dot{m}_C = \frac{V_z \cdot \eta_{vol} \cdot \rho_{1e} \cdot n}{12 \cdot 10^4} = \frac{16,3 \cdot 0,878 \cdot 2,747 \cdot 1200}{12 \cdot 10^4} = 0,393 \quad [\text{kg/s}]$$

Hodnoty výpočtu hmotnostního průtoku \dot{m}_C jsou uvedeny v tab.4.5.

Tab.4.5 Sumář výpočtu hmotnostního toku vzduchu radiálním kompresorem (\dot{m}_C)

n	[min^{-1}]	1200	1900	2200
η_{vol}	[-]	0,878	0,898	0,911
ρ_{1e}	[kg/m^3]	2,747	2,821	2,346
\dot{m}_C	[kg/s]	0,393	0,654	0,639

Příkon kompresoru je pak dán vztahem [1]:

$$P_C = \frac{H_{cC} \cdot \dot{m}_C}{1000} \quad [kW] \quad (4.24)$$

$$\text{kde: } H_{cC} = \frac{c_{pA} \cdot T_{1C}}{\eta_{isC}} \cdot \left(\Pi_C^{\frac{\kappa_A-1}{\kappa_A}} - 1 \right) \quad [J/kg] \quad (4.25)$$

$$\text{kde: } T_{1C} \doteq T_{amb} \quad [K]$$

$$c_{pA} = r_A \cdot \frac{\kappa_A}{\kappa_A - 1} \quad [J/kg \cdot K] \quad (4.26)$$

$$\text{kde: } r_A \text{ voleno dle [1]: } \quad r_A = 289 \quad [J/kg \cdot K]$$

$$c_{pA} = r_A \cdot \frac{\kappa_A}{\kappa_A - 1} = 289 \cdot \frac{1,4}{1,4 - 1} = 1011,5 \quad [J/kg \cdot K]$$

Vypočtené hodnoty pro příkon kompresoru jsou uvedeny v tab.4.6. Na obr.4.4 je zobrazen tvar průtočného kanálu s označením hlavních rozměrů radiálního kompresoru a obr.4.5 pak zobrazuje průběh komprese radiálního kompresoru v i-s diagramu.

Příklad výpočtu pro $n = 1200 \text{ min}^{-1}$:

$$H_{cC} = \frac{c_{pA} \cdot T_{1C}}{\eta_{isC}} \cdot \left(\Pi_C^{\frac{\kappa_A-1}{\kappa_A}} - 1 \right) = \frac{1011,5 \cdot 298,2}{0,75} \cdot \left(2,630^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 127855 \quad [J/kg]$$

$$P_C = \frac{H_{cC} \cdot \dot{m}_C}{1000} = \frac{127855 \cdot 0,393}{1000} = 50,268 \quad [kW]$$

Tab.4.6 Sumář výpočtů pro příkon radiálního kompresoru (P_C)

n	[min^{-1}]	1200	1900	2200
T_{1C}	[K]	298,15		
η_{isC}	[-]	0,75	0,72	0,70
Π_C	[-]	2,63	2,80	2,36
\dot{m}_C	[kg/s]	0,393	0,654	0,639
κ_A	[-]	1,4		
c_{pA}	[J/kg.K]	1011,5		
H_{eC}	[kJ/kg]	127,855	143,075	119,818
P_C	[kW]	50,268	93,529	76,539

4.3 Návrhový výpočet radiální turbíny

K zajištění příkonu pro kompresor bude sloužit radiální turbína, na které bude docházet k expanzi výfukových plynů. Pro rovnováhu výkonu turbíny a příkonu kompresoru je pak nutné stanovit pro daný hmotnostní průtok na turbíně \dot{m}_T a dané účinnosti celého turbodmychadla η_{TD} expanzní poměr turbíny. Hodnota tlaku spalin před turbínou p_{1T} tedy bude určena požadavkem turbíny. Při předběžném návrhovém výpočtu bude uvažován celý hmotnostní průtok motorem shodný s průtokem na turbíně (bez regulace) a nebude ani uvažováno recirkulace výfukových plynů (EGR). Turbína v předběžném návrhovém výpočtu bude uvažována při rovnotlakém provozu (ustálené hodnoty T_{1T} a $p_{1T} \Rightarrow$ impulsní součinitel $\beta = 1$)

4.3.1 Stanovení hmotnostního toku turbínou

Pro hmotnostní tok turbínou \dot{m}_T při ideálně vypláchnutém spalovacím prostoru platí:

$$\dot{m}_T = \dot{m}_C + \dot{m}_F \quad [\text{kg/s}] \quad (4.27)$$

příklad výpočtu pro $n = 1200 \text{ min}^{-1}$:

$$\dot{m}_T = \dot{m}_C + \dot{m}_F = 0,393 + 0,0191 = 0,4121 \quad [\text{kg/s}]$$

Výsledky jsou uvedeny v tab.4.7.

Tab.4.7 Sumář výpočtu pro hmotnostní tok turbínou (\dot{m}_T)

n	[min^{-1}]	1200	1900	2200
\dot{m}_C	[kg/s]	0,393	0,654	0,639
\dot{m}_F	[kg/s]	0,0191	0,0277	0,0232
\dot{m}_T	[kg/s]	0,4121	0,6817	0,6622

4.3.2 Rovnováha výkonu na turbíně a kompresoru, stanovení pracovních bodů turbíny

K tomu, aby turbodmychadlo dodávalo spočítané množství stlačeného vzduchu, musí být výkon turbíny v rovnováze s příkonem kompresoru a s mechanickými ztrátami na hřídeli. Tato skutečnost je popsána vztahem:

$$\dot{m}_C \cdot H_{isC} = \dot{m}_T \cdot H_{isT} \cdot \eta_{TD} \quad (4.28)$$

kde: η_{TD} je celková účinnost turbodmychadla a je dána vztahem (4.29):

$$\eta_{TD} = \eta_{isC} \cdot \eta_{TS} \cdot \eta_M \cdot \beta = \eta_{isC} \cdot \eta_{TM} \cdot \beta \quad [-] \quad (4.29)$$

η_{TD} bude volena dle konzultace, volené hodnoty jsou uvedeny v tab.4.8

$$\eta_{TS} = \frac{H_T}{H_{isT}} \quad [-] \quad (\text{viz obr.4.7}) \quad (4.30)$$

$$H_{isC} = c_{pA} \cdot T_{1C} \cdot \left(\Pi_C^{\frac{\kappa_A-1}{\kappa_A}} - 1 \right) \quad [J/kg] \quad (4.31)$$

Tab.4.8 Volené hodnoty celkové účinnosti η_{TD} navrhovaného turbodmychadla dle konzultace

n	[min^{-1}]	1200	1900	2200
η_{TD}	[-]	0,6	0,59	0,58

Celkový isentropický spád turbíny z podmínky rovnováhy výkonů pak bude:

$$H_{isT} = \frac{\dot{m}_C}{\dot{m}_T} \cdot \frac{H_{isC}}{\eta_{TD}} \quad [J/kg] \quad (4.32)$$

Pro expanzní poměr na turbíně platí vztah dle [1]:

$$\Pi_T = \frac{1}{\left(1 - \frac{H_{isT}}{c_{pE} \cdot T_{1T}} \right)^{\frac{\kappa_E}{\kappa_E-1}}} \quad [-] \quad (4.33)$$

kde: $T_{1T} \doteq T_{2e} \Rightarrow$ je zanedbáno sdílení tepla do okolí ve výfukovém potrubí,
 T_{2e} je definováno pomocí zadaného ΔT_e (ΔT_e je střední hodnota přírůstku teploty) :

$$T_{2e} = T_{1e} + \Delta T_e \quad [K] \quad (4.33)$$

c_{pE} odečteno z přílohy [1] dle T_{1T}
 κ_E voleno dle [1] : $\kappa_E = 1,35$ [-]

Pro stanovení pracovního bodu turbíny je nutné znát hodnoty tlaku před a za turbínou. Tlak za turbínou p_{2T} určíme odečtením tlakové ztráty ve výfukovém potrubí Δp_{exh} od atmosférického tlaku p_{amb} :

$$p_{2T} = p_{amb} + \Delta p_{exh} \quad [kPa] \quad (4.34)$$

Tlak p_{1T} je pak určen potřebným tlakovým poměrem na turbíně Π_T :

$$p_{1T} = \Pi_T \cdot p_{2T} \quad [kPa] \quad (4.35)$$

Tlakový poměr na turbíně Π_T je definováno jako poměr absolutního tlaku p_{1T} před turbínou ku statickému tlaku p_{2T} za turbínou (total to static).

Příklad výpočtu pro 1200 min^{-1} :

$$H_{isC} = c_{pA} \cdot T_{1C} \cdot \left(\Pi_C^{\frac{\kappa_A-1}{\kappa_A}} - 1 \right) = 1011,5 \cdot 298,2 \cdot \left(2,63^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 95908 \quad [J/kg]$$

$$H_{isT} = \frac{\dot{m}_C}{\dot{m}_T} \cdot \frac{H_{isC}}{\eta_{TD}} = \frac{0,393}{0,4121} \cdot \frac{95893,223}{0,6} = 152442 \quad [J/kg]$$

$$T_{2e} = T_{1e} + \Delta T_e = 308,404 + 626 = 934,4 \quad [K]$$

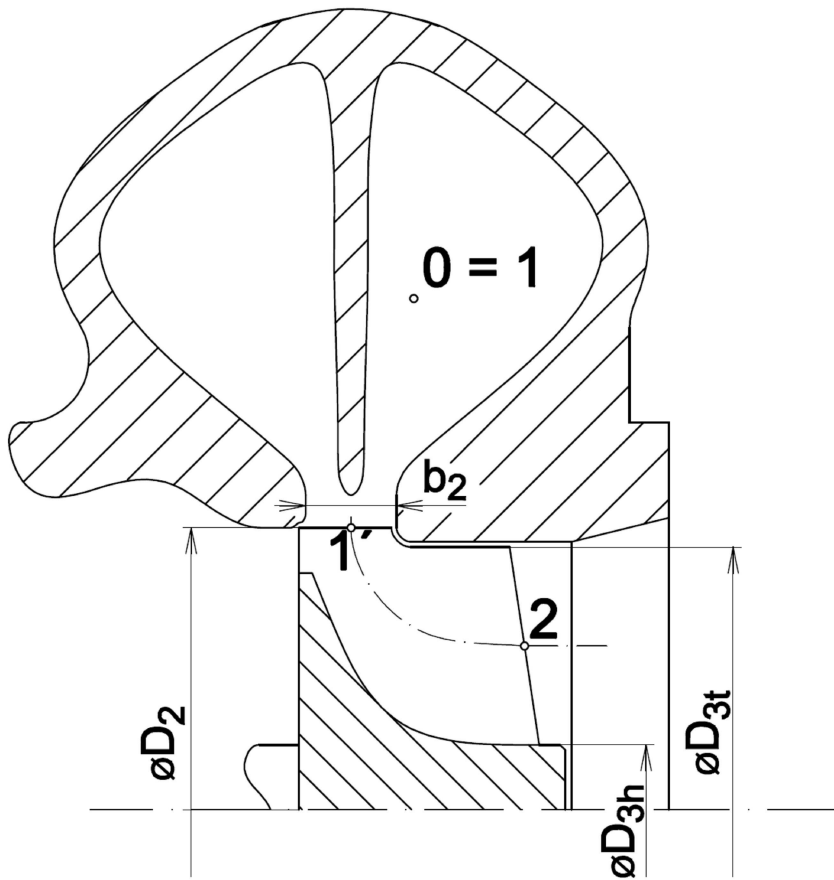
$$\Pi_T = \frac{1}{\left(1 - \frac{H_{isT}}{c_{pE} \cdot T_{1T}} \right)^{\frac{\kappa_E}{\kappa_E-1}}} = \frac{1}{\left(1 - \frac{152442}{1231 \cdot 934,4} \right)^{\frac{1,35}{1,35-1}}} = 1,73 \quad [-]$$

$$p_{2T} = p_{amb} + \Delta p_{exh} = 98 + 10 = 108 \quad [kPa]$$

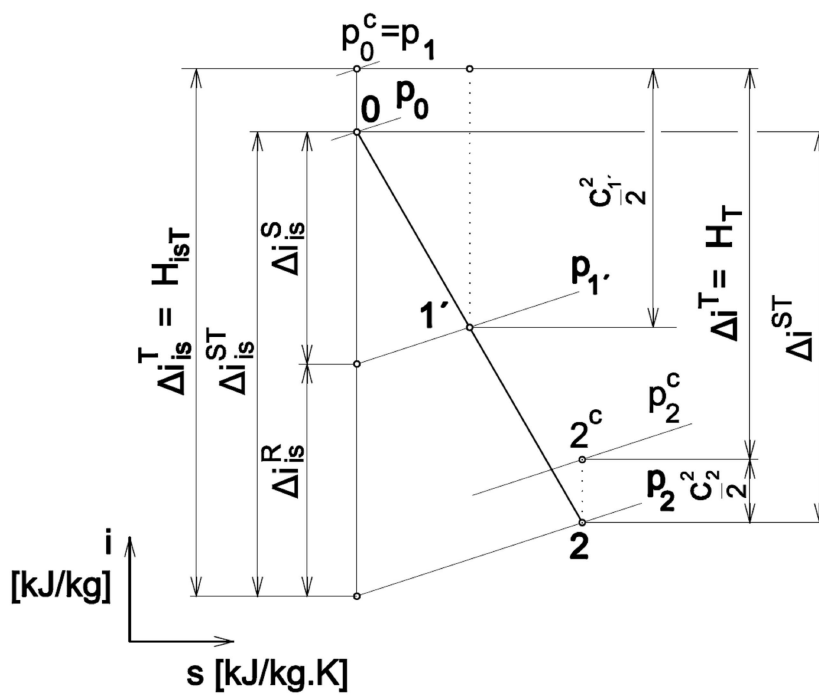
$$p_{1T} = \Pi_T \cdot p_{2T} = 1,73 \cdot 108 = 186,9 \quad [kPa]$$

Uvažované pracovní body pro turbínu odpovídají pouze požadavkům na příkon kompresoru (dodávající potřebné stlačení) a krytí mechanických ztrát na hřídeli. Pracovní body turbíny pak tvoří charakteristiku hledané turbíny. Výsledky výpočtů jsou uvedeny v tab.4.9. Na obr.4.6 je zakreslen tvar průtočného kanálu radiální turbíny s hlavními rozměry a na obr.4.7 je zobrazen průběh expanze v i-s diagramu.

Na obr.4.8 je graf zobrazující hlavní spočítané veličiny, jako jsou stlačení na kompresoru Π_C , na turbíně Π_T a hodnoty absolutního tlaku plnicího vzduchu p_{1e} a absolutního tlaku před turbínou p_{1T} . Hodnoty tlaků p_{1T} a p_{1e} pak rozhodují o účinnosti a plnění motoru. Tyto hodnoty jsou velmi ovlivněné odhadovanou účinností celého turbodmychadla η_{TD} a tlakovými ztrátami jak na straně kompresoru (na vzduchovém filtru a mezichladiči stlačeného vzduchu) tak na straně turbíny (ve výfukovém potrubí).



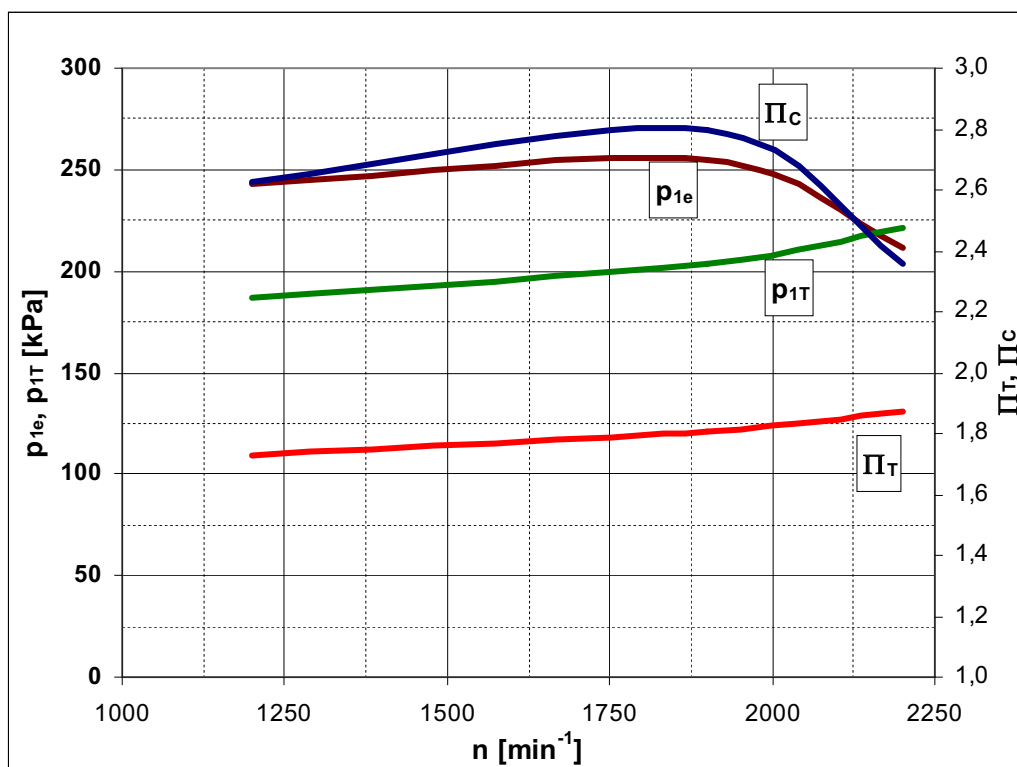
Obr.4.6 Hlavní rozměry radiální turbíny



Obr.4.7 Průběh expanze radiální turbíny v i - s diagramu

Tab.4.9 Sumář výpočtů pracovních bodů turbíny (Π_T , p_{1T})

n	[min^{-1}]	1200	1900	2200
ΔT_e	[$^{\circ}\text{C}$]	626	640	530
η_{TD}	[-]	0,58	0,59	0,53
c_{pE}	[kJ/kg.K]	1,231	1,236	1,205
H_{isC}	[kJ/kg]	95,908	103,032	83,886
H_{isT}	[kJ/kg]	152,442	167,528	152,736
T_{2e}	[K]	934,3	955,1	843,5
Π_T	[-]	1,73	1,80	1,87
p_{2T}	[kPa]	108	113	118
p_{1T}	[kPa]	186,9	203,9	221,1



Obr.4.8 Graf průběhu tlaků a stlačení kompresoru a turbíny v závislosti na otáčkách motoru

5. Korigovaný návrhový výpočet

Pro provoz dnešních spalovacích motorů je důležitým parametrem množství škodlivin obsažených ve spalinách, které se výrobci snaží co nejvíce snižovat. Pro jejich snížení, zvláště pak redukce NO_x se dnes primárně využívá EGR (Exhaust Gas Recirculation) – recirkulace výfukových plynů, kdy část spalin je přiváděna zpět do sání motoru. Ve výpočtech korigovaného návrhového výpočtu bude uvažován systém Short Route EGR. Principem je odvod spalin z prostoru před turbínou zpět do sání motoru (až za kompresor a chladič stlačeného vzduchu). Spaliny budou chlazeny až na teplotu 150°C. Výpočtové schéma korigovaného návrhového výpočtu je zobrazeno na obr.6.1.

Ve výpočtech budou uvažovány případy, kdy hodnota EGR bude tvořit 10%, 20% a 30% objemu plnicího vzduchu spalovacího motoru. Tato skutečnost bude definovaná nově spočítanou plnicí účinností η_{volEGR} , která je zpětně dosazena do předešlého výpočtu pro určení hustoty plnicího vzduchu. Celková účinnost η_e a hmotnostní tok paliva jsou uvažovány jako v předchozím výpočtu.

$$\eta_{volEGR} = \eta_{vol} \cdot (1 - EGR) \quad [-] \quad (5.1)$$

Z důvodu stále vysoké teploty spaliny po ochlazení na $t_{EGR} = 150^\circ\text{C}$, která je vyšší než teplota plnicího vzduchu za mezichladičem, bude nutné zahrnout tento vliv a spočítat teplotu směsi plnicího vzduchu a spalin T'_{1e} . Vycházeno je z tepelné bilance na vstupu motoru:

$$\dot{m}_{1e} \cdot c_{pe} \cdot T'_{1e} = \dot{m}_C \cdot c_{pA} \cdot T_{1e} + \dot{m}_{EGR} \cdot c_{pE} \cdot T_{EGR} \quad (5.2)$$

pak T'_{1e} bude:

$$T'_{1e} = \frac{\dot{m}_C \cdot c_{pA} \cdot T_{1e} + \dot{m}_{EGR} \cdot c_{pE} \cdot T_{EGR}}{\dot{m}_{1e} \cdot c_{pe}} \quad [K] \quad (5.3)$$

$$\text{kde: } \dot{m}_{1e} = \dot{m}_C + \dot{m}_{EGR} \quad [kg/s] \quad (5.4)$$

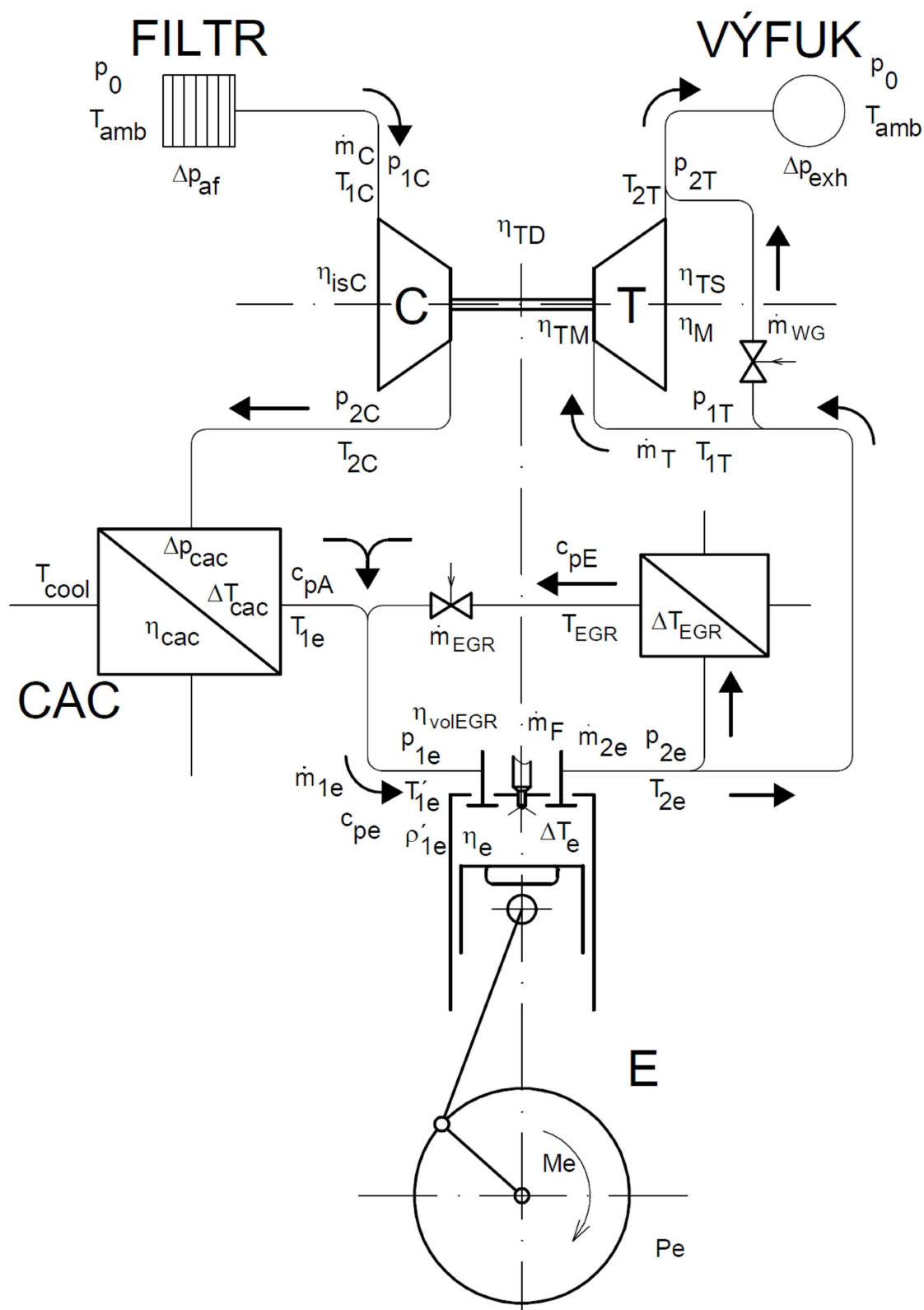
$$\dot{m}_C = \frac{V_z \cdot \eta_{volEGR} \cdot \rho'_{1e} \cdot n}{12 \cdot 10^4} \quad [kg/s] \quad (5.5)$$

$$\dot{m}_{EGR} = \frac{V_z \cdot \eta_{vol} \cdot EGR \cdot \rho_{EGR} \cdot n}{12 \cdot 10^4} \quad [kg/s] \quad (5.6)$$

kde: ρ_{EGR} je odečteno z přílohy [1] dle p_{1e} a t_{EGR}

$$c_{pe} = \frac{\dot{m}_C}{\dot{m}_{1e}} \cdot c_{pA} + \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{1e}} \cdot c_{pE} \quad [J/kg \cdot K] \quad (5.7)$$

kde: c_{pE} odečteno z přílohy [1] dle t_{EGR} , $c_{pE(150)} = 1082 \text{ [J/kg.K]}$
 $c_{pA} = 1011,5 \text{ [J/kg.K]}$



Obr.5.1 Výpočtové schéma korigovaného návrhového výpočtu přepřínávaného spalovacího motoru turbodmychadlem s uvažováním EGR a WG

Výpočet nového potřebného stlačení Π_C bude probíhat iterační metodou, kdy se na začátku výpočtu zvolí hodnota Π_C pro kterou proběhne celý výpočet končící porovnáním vypočítané ρ'_{1e} s potřebnou hodnotou ρ'_{1e} . Hlavním rozdílem oproti kapitole 4.2.1 je uvažování oteplení teploty plnicího vzduchu za mezichladičem z T_{1e} na T'_{1e} díky vlivu EGR.

Při výpočtu turbíny bude uvažována regulace plnicího tlaku pomocí odpouštěcího (obtokového) ventilu (WG). Velikost hmotnostního toku turbínou \dot{m}_T bude volena dle charakteristiky turbíny a hodnota hmotnostního toku přes obtokový ventil \dot{m}_{WG} bude dopočítána. Hmotnostní tok na výstupu z motoru \dot{m}_{2e} je dán vztahem:

$$\dot{m}_{2e} = \dot{m}_{1e} + \dot{m}_F = \dot{m}_C + \dot{m}_{EGR} + \dot{m}_F \quad [\text{kg/s}] \quad (5.8)$$

pomocí \dot{m}_{2e} je pak hmotnostní tok turbínou \dot{m}_T dán:

$$\dot{m}_T = \dot{m}_{2e} - \dot{m}_{EGR} - \dot{m}_{WG} = \dot{m}_C + \dot{m}_F - \dot{m}_{WG} \quad [\text{kg/s}] \quad (5.9)$$

z čehož vyplývá:

$$\dot{m}_{WG} = \dot{m}_{2e} - \dot{m}_{EGR} - \dot{m}_T = \dot{m}_C + \dot{m}_F - \dot{m}_T \quad [\text{kg/s}] \quad (5.10)$$

procentuelní vyjádření \dot{m}_{WG} :

$$\dot{m}_{WG} = \frac{\dot{m}_{WG} \cdot 100}{\dot{m}_T + \dot{m}_{WG}} \quad [\%] \quad (5.11)$$

Hodnota Π_T bude pak určena dle vztahu (4.33) kde hodnota H_{isT} je spočítána dle (4.32).

Pro další upřesnění návrhového výpočtu byly voleny turbodmychadla z dostupné databáze produktů firmy Honeywell Turbo Technologies (dříve pod označením Garrett). Vhodná turbodmychadla byla vybírána dle předběžného výpočtu pro požadované stlačení a hmotnostní tok kompresorem. Pro charakteristiky turbodmychadel pak bylo nutné dopočítat korekci na standardní podmínky (uvedené výrobcem) a převést jednotky pro průtoky kompresorem a turbínou. Pro charakteristiky turbodmychadel jsou definovány tyto korekční vztahy [7]:

$$\dot{m}_{C(cor)} = \dot{m}_C \cdot \sqrt{\frac{T_{1C}}{298}} \cdot \frac{100}{p_{1C}} \quad [\text{kg/s}] \quad (5.12)$$

$$\text{kde } T_{1C} \doteq T_{amb} \quad [K]$$

$$\dot{m}_{T(cor)} = \dot{m}_T \cdot \sqrt{\frac{T_{1T}}{288,3}} \cdot \frac{101,32}{p_{1T}} \quad [\text{kg/s}] \quad (5.13)$$

$$\text{kde } T_{1T} \doteq T_{2e} \quad [K]$$

Uváděné charakteristiky mají i odlišné jednotky pro hmotnostní průtoky, takže je nutný převod z $[kg/s]$ na $[lb/min]$:

$$\dot{m} = \dot{m}[kg/s] \cdot 60 \cdot 2,20462 = \dot{m}[lb/min] \quad (5.14)$$

Přepočítané hodnoty průtoků jsou zobrazeny v tab.5.1.

Tab 5.1 Sumář korigovaných průtoků a stlačení pro charakteristiky turbodmychadel Honeywell dle předběžného výpočtu ($\dot{m}_{C(cor)}$, $\dot{m}_{T(cor)}$)

n	$[\text{min}^{-1}]$	1200	1900	2200
T_{1C}	$[\text{K}]$	298,2		
T_{1T}	$[\text{K}]$	934,3	955,1	843,5
p_{1T}	$[\text{kPa}]$	186,9	203,9	221,1
p_{1C}	$[\text{kPa}]$	94,0	93,0	92,0
\dot{m}_C	$[\text{kg/s}]$	0,393	0,654	0,639
\dot{m}_T	$[\text{kg/s}]$	0,412	0,681	0,662
Π_C	$[-]$	2,63	2,80	2,36
$\dot{m}_{C(cor)}$	$[\text{kg/s}]$	0,401	0,667	0,652
$\dot{m}_{C(cor)}$	$[\text{lb/min}]$	53,1	88,3	86,2
Π_T	$[-]$	1,73	1,80	1,87
$\dot{m}_{T(cor)}$	$[\text{kg/s}]$	0,402	0,616	0,519
$\dot{m}_{T(cor)}$	$[\text{lb/min}]$	53,20	81,5	68,6

Příklad výpočtu pro 1200 min^{-1} :

$$\dot{m}_{C(cor)} = \dot{m}_C \cdot \sqrt{\frac{T_{1C}}{298}} \cdot \frac{100}{p_{1C}} = 0,393 \cdot \sqrt{\frac{298,2}{298}} \cdot \frac{100}{94} = 0,401 \quad [\text{kg/s}]$$

$$\dot{m}_{C(cor)} = \dot{m}_{C(cor)}[\text{kg/s}] \cdot 60 \cdot 2,20462 = 0,401 \cdot 60 \cdot 2,20462 = 53,2 \quad [\text{lb/min}]$$

$$\dot{m}_{T(cor)} = \dot{m}_T \cdot \sqrt{\frac{T_{1T}}{288,3}} \cdot \frac{101,32}{p_{1T}} = 0,412 \cdot \sqrt{\frac{934,4}{288,3}} \cdot \frac{101,32}{186,9} = 0,402 \quad \text{kg/s}$$

$$\dot{m}_{T(cor)} = \dot{m}_{T(cor)}[\text{kg/s}] \cdot 60 \cdot 2,20462 = 0,402 \cdot 60 \cdot 2,20462 = 53,20 \quad [\text{lb/min}]$$

5.1 Stanovení hustoty plnicího vzduchu s EGR

Hodnoty nově spočítané hustoty ρ'_{1e} a plnicí účinnosti v závislosti na hodnotě EGR jsou uvedeny v tab.6.1.1. Hodnota v závorce v indexu veličiny vyjadřuje hodnotu EGR.

Příklad výpočtu pro $EGR = 10[\%]$ a $n = 1200 [min^{-1}]$:

$$\eta_{volEGR} = \eta_{vol} \cdot (1 - EGR) = 0,878 \cdot (1 - 0,1) = 0,7902$$

$$\rho'_{1e} = 60 \cdot \frac{A/F \cdot P_e \cdot \tau}{n \cdot V_z \cdot H_u \cdot \eta_{volEGR} \cdot \eta_e} = \frac{20,59 \cdot 342 \cdot 2}{1200 \cdot 44,2 \cdot 0,7902 \cdot 0,405} = 3,052 \text{ kg/m}^3$$

Tab.5.2 Sumář výpočtů požadované hustoty plnicího vzduchu s uvažováním EGR (ρ'_{1e})

n	[min^{-1}]	1200	1900	2200
P_e	[kW]	342	430	331
η_{vol}	[-]	0,878	0,898	0,911
$BSFC$	[g/kW.h]	201	232	252
A/F	[-]	20,59	23,59	27,59
\dot{m}_F	[g/s]	19,095	27,711	23,170
η_e	[-]	0,405	0,351	0,323
EGR	[%]	0	0	0
ρ_{1e}	[kg/m^3]	2,747	2,821	2,346
EGR	[%]	10	10	10
$\eta_{volEGR(10)}$	[%]	79,02	80,82	81,99
$\rho'_{1e(10)}$	[kg/m^3]	3,052	3,134	2,607
EGR	[%]	20	20	20
$\eta_{volEGR(20)}$	[%]	70,24	71,84	72,88
$\rho'_{1e(20)}$	[kg/m^3]	3,434	3,526	2,933
EGR	[%]	30	30	30
$\eta_{volEGR(30)}$	[%]	61,46	62,86	63,77
$\rho'_{1e(30)}$	[kg/m^3]	3,925	4,029	3,352

5.2 Korigovaný návrhový výpočet pro turbodmychadla Honeywell GT - series

Pro konkrétní výpočet dle předběžného výpočtu z databáze [7] byly vybrány následující turbodmychadla: GT4202R, GT4508R a GT4708R.

5.2.1 Korigovaný návrhový výpočet pro GT4202R

Některé konstrukční parametry turbodmychadla jsou uvedeny v tab.5.3. Turbína má volitelnou skříň s rozdílnými A/R parametry.[7]

Tab 5.3 Konstrukční parametry turbodmychadla GT4202R

Kompresor				Turbína			
průměr kola		Trim	A/R	$\varnothing D_2$	Trim	A/R	typ
$\varnothing D_{t1}$	$\varnothing D_2$						
74,7 [mm]	102,3 [mm]	53	0,60	82 [mm]	84	1,01	[free float]
						1,15	[free float]
						1,28	[free float]
						1,44	[free float]

Hodnoty korigované pro GT4202R bez uvažování EGR jsou uvedeny v tab.5.4. V tab.5.5, 5.6 a 5.7 je uveden sumář výsledků iteračního výpočtu radiálního kompresoru pro zvolené případy EGR. Hodnota EGR byla upravena na maximální použitelnou pro danou kompresorovou charakteristiku. V tab.5.8, 5.9 a 5.10 je uveden sumář výpočtů pro radiální turbínu včetně zvolené hodnoty \dot{m}_{WG} . Do výpočtu radiální turbíny byla hodnota η_{TM} volena dle konzultace. Výpočtové pracovní body pro kompresor i turbínu byly zakresleny do charakteristik turbodmychadla zobrazené na obr.5.3 a 5.4. Na obr. 5.2 jsou pak zobrazeny průběhy plnicího tlaku p_{1e} a tlaku před turbínou p_{1T} dle EGR.

Tab.5.4 Sumář výpočtů potřebného stlačení v radiálním kompresoru pro GT4202R bez EGR (Π_c)

n	[min^{-1}]	1200	1900	2200
η_{cac}	[-]	0,92	0,88	0,87
Δp_{cac}	[kPa]	4	5	6
Δp_{af}	[kPa]	4	5	6
η_{isC}	[-]	0,76	0,70	0,65
T_{1C}	[K]	298,15		
Π_C	[-]	2,63	2,80	2,37
p_{1C}	[kPa]	94,0	93,0	92,0
p_{1e}	[kPa]	243,0	255,5	212,0
ΔT_C	[K]	124,7	145,8	128,2
T_{2C}	[K]	422,8	443,9	426,4
ΔT_{cac}	[K]	114,7	128,3	111,6
T_{1e}	[K]	308,1	315,6	314,8
$\rho_{1e \text{ vyp.}}$	[kg/m^3]	2,747	2,821	2,346

Tab.5.5 Sumář výpočtů radiálního kompresoru GT4202R při uvažování EGR 10%

n	[min ⁻¹]	1200	1900	2200
EGR	[%]	10	10	10
$\eta_{volEGR(10)}$	[%]	79,02	80,82	81,99
$\rho'_{1e(10)}$	[kg/m ³]	3,052	3,134	2,607
$\eta_{isC} (voleno)$	[-]	0,72	0,72	0,70
$\Pi_C (10)$	[-]	3,02	3,21	2,71
p_{1C}	[kPa]	94,000	93,000	92,000
p_{2C}	[kPa]	284,0	298,8	249,4
p_{1e}	[kPa]	280,0	293,8	243,4
$p_{1e} (rel)$	[bar]	1,78	1,92	1,42
ΔT_C	[K]	153,9	163,9	140,4
T_{2c}	[K]	452,0	462,0	438,6
ΔT_{cac}	[K]	141,6	144,2	122,4
T_{1e}	[K]	310,5	317,8	316,4
t_{1e}	[°C]	37,3	44,7	43,3
m_C	[kg/s]	0,393	0,654	0,639
$m_C (cor)$	[kg/s]	0,401	0,667	0,652
$m_C (cor)$	[lb/min]	53,1	88,3	86,2
t_{EGR}	[°C]	150	150	150
p_{EGR}	[psi]	40,62	42,61	35,30
ρ_{EGR}	[kg/m ³]	2,283	2,395	1,984
m_{EGR}	[kg/s]	0,033	0,055	0,054
m_{1e}	[kg/s]	0,426	0,709	0,693
$c_{pE(150)}$	[kJ/kg.K]	1,082	1,082	1,082
c_{pe}	[kJ/kg.K]	1,0169	1,0170	1,0170
T'_{1e}	[K]	319,7	326,6	325,3
t'_{1e}	[°C]	46,5	53,4	52,1
H_{cC}	[kJ/kg]	155,633	165,767	142,020
P_C	[kW]	61,190	108,362	90,722

Tab.5.6 Sumář výpočtů radiálního kompresoru GT4202R při uvažování EGR 20%

n	[min ⁻¹]	1200	1900	2200
EGR	[%]	15	20	20
$\eta_{volEGR(10)}$	[-]	74,63	71,84	72,88
$\rho'_{1e(20)}$	[kg/m ³]	3,232	3,526	2,933
$\eta_{isC} (voleno)$	[-]	0,70	0,72	0,74
$\Pi_C (20)$	[-]	3,26	3,74	3,15
p_{1C}	[kPa]	94,0	93,0	92,0
p_{2C}	[kPa]	306,2	347,8	289,4
p_{1e}	[kPa]	302,2	342,8	283,4
$p_{1e} (rel)$	[bar]	2,01	2,42	1,82
ΔT_C	[K]	171,0	190,0	156,1
T_{2c}	[K]	469,1	487,7	454,2
ΔT_{cac}	[K]	157,3	166,8	135,8
T_{1e}	[K]	311,8	320,9	318,4
t_{1e}	[°C]	38,7	47,5	45,3
m_C	[kg/s]	0,393	0,654	0,639
$m_C (cor)$	[kg/s]	0,401	0,667	0,652
$m_C (cor)$	[lb/min]	53,1	88,3	86,2
t_{EGR}	[°C]	150	150	150
p_{EGR}	[psi]	43,84	49,72	41,10
ρ_{EGR}	[kg/m ³]	2,464	2,794	2,310
m_{EGR}	[kg/s]	0,053	0,130	0,126
m_{1e}	[kg/s]	0,446	0,783	0,765
$c_{pE(150)}$	[kJ/kg.K]	1,082	1,082	1,082
c_{pe}	[kJ/kg.K]	1,0199	1,0232	1,0231
T'_{1e}	[K]	325,8	338,8	336,7
t'_{1e}	[°C]	52,7	65,6	63,5
H_{cC}	[kJ/kg]	172,922	191,722	157,884
P_C	[kW]	67,987	125,330	100,856

Tab.5.7 Sumář výpočtů radiálního kompresoru GT4202R při uvažování EGR 30%

n	[min ⁻¹]	1200	1900	2200
EGR	[%]	15	25	30
$\eta_{volEGR(10)}$	[%]	74,63	67,35	63,77
$\rho'_{1e(30)}$	[kg/m ³]	3,232	3,761	3,352
$\eta_{isC} (voleno)$	[-]	0,70	0,72	0,74
$\Pi_C (30)$	[-]	3,26	4,06	3,72
p_{1C}	[kPa]	94,0	93,0	92,0
p_{2C}	[kPa]	306,2	377,5	342,3
p_{1e}	[kPa]	302,2	372,5	336,3
$p_{1e} (rel)$	[bar]	2,01	2,71	2,35
ΔT_C	[K]	171,0	203,8	183,6
T_{2c}	[K]	469,1	502,0	481,7
ΔT_{cac}	[K]	157,3	179,4	159,7
T_{1e}	[K]	311,8	322,6	322,0
t_{1e}	[°C]	38,7	49,5	48,9
m_C	[kg/s]	0,393	0,654	0,639
$m_C (cor)$	[kg/s]	0,401	0,667	0,652
$m_C (cor)$	[lb/min]	53,1	88,3	86,2
t_{EGR}	[°C]	150	150	150
p_{EGR}	[psi]	43,84	54,02	48,78
ρ_{EGR}	[kg/m ³]	2,464	3,036	2,742
m_{EGR}	[kg/s]	0,053	0,176	0,224
m_{1e}	[kg/s]	0,446	0,830	0,863
$c_{pE(150)}$	[kJ/kg.K]	1,082	1,082	1,082
c_{pe}	[kJ/kg.K]	1,0199	1,0265	1,0298
T'_{1e}	[K]	325,8	345,1	349,6
t'_{1e}	[°C]	52,7	71,9	76,4
H_{cC}	[J/kg]	172,922	206,166	185,680
P_C	[kW]	67,987	134,772	118,612

Tab.5.8 Sumář výpočtů radiální turbíny pro GT4202R při uvažování EGR 10%

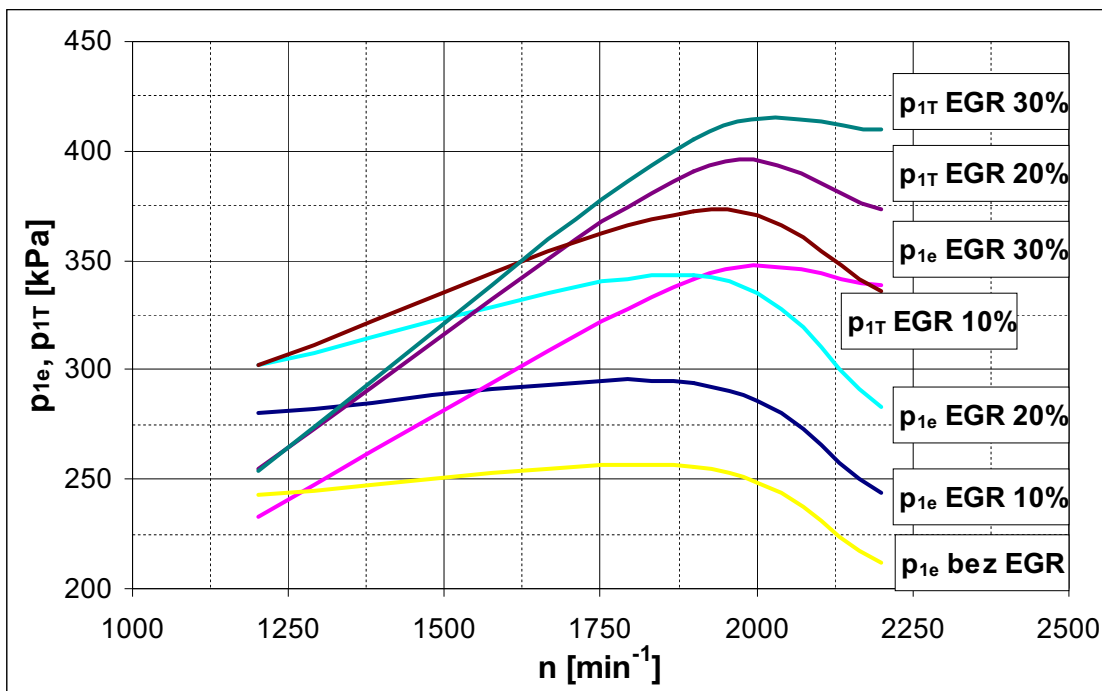
n	[min ⁻¹]	1200	1900	2200
EGR	[%]	10	10	10
m_{WG}	[kg/s]	0,025	0,115	0,07
m_T	[kg/s]	0,387	0,566	0,592
m_{WG}	[%]	6,1	16,9	10,6
T_{2e}	[K]	945,7	966,6	855,3
η_{TM} (voleno)	[-]	0,75	0,64	0,62
η_{TD}	[-]	0,540	0,461	0,434
c_{pA}	[kJ/kg.K]	1,0115		
H_{isC}	[kJ/kg]	112,056	119,351	99,414
H_{isT}	[kJ/kg]	210,675	298,925	247,186
c_{pE}	[kJ/kg.K]	1,234	1,240	1,209
Π_T	[-]	2,16	3,02	2,87
p_{2T}	[kPa]	108	113	118
p_{1T}	[kPa]	232,8	341,7	338,5
m_T (cor)	[kg/s]	0,305	0,308	0,305
m_T (cor)	[lb/min]	40,4	40,7	40,4

Tab.5.9 Sumář výpočtů radiální turbíny pro GT4202R při uvažování EGR 20%

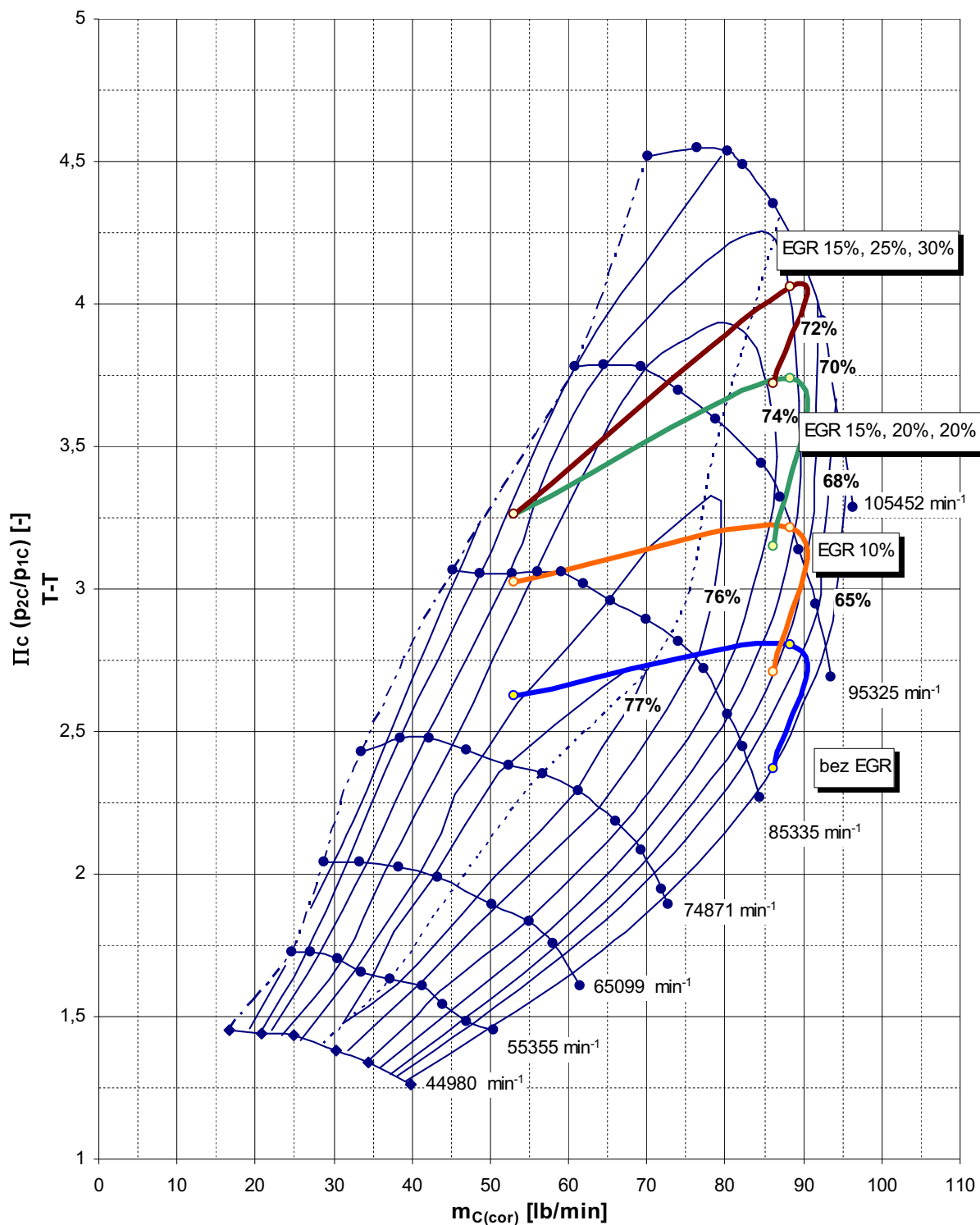
n	[min ⁻¹]	1200	1900	2200
EGR	[%]	15	20	20
m_{WG}	[kg/s]	0,026	0,096	0,062
m_T	[kg/s]	0,386	0,585	0,600
m_{WG}	[%]	6,3	14,1	9,4
T_{2e}	[K]	951,8	978,8	866,7
η_{TM} (voleno)	[-]	0,75	0,64	0,62
η_{TD}	[-]	0,525	0,461	0,459
c_{pA}	[kJ/kg.K]	1,0115		
H_{isC}	[kJ/kg]	121,045	138,040	116,834
H_{isT}	[kJ/kg]	234,684	334,511	271,080
c_{pE}	[kJ/kg.K]	1,236	1,242	1,212
Π_T	[-]	2,36	3,46	3,16
p_{2T}	[kPa]	108	113	118
p_{1T}	[kPa]	254,8	391,0	373,3
m_T (cor)	[kg/s]	0,279	0,280	0,282
m_T (cor)	[lb/min]	36,9	37,0	37,4

Tab.5.10 Sumář výpočtů radiální turbíny pro GT4202R při uvažování EGR 30%

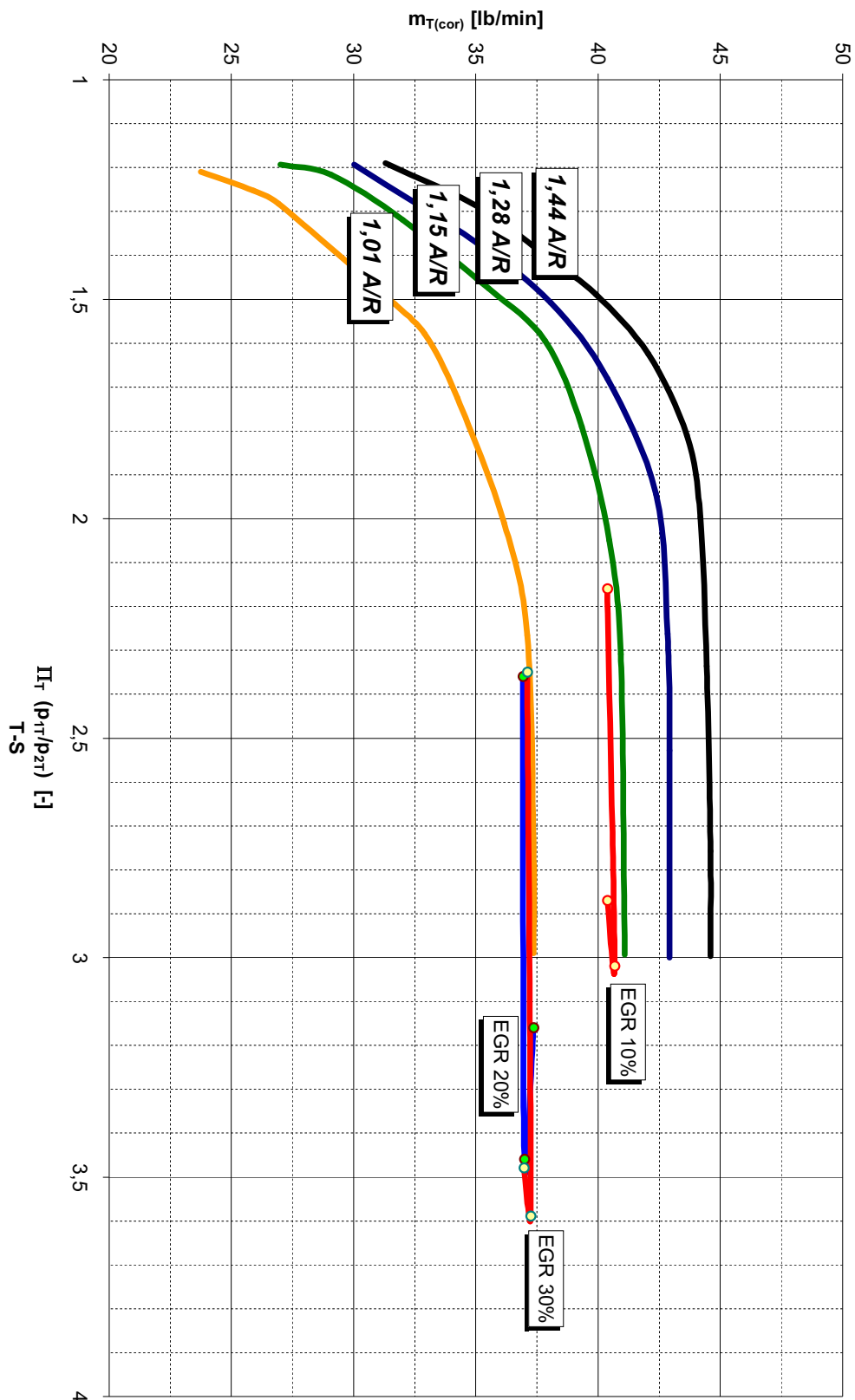
n	[min^{-1}]	1200	1900	2200
EGR	[%]	15	25	30
m_{WG}	[kg/s]	0,025	0,072	0,01
m_T	[kg/s]	0,387	0,609	0,648
m_{WG}	[%]	6,1	10,6	1,5
T_{2e}	[K]	951,8	985,1	879,6
η_{TM} (voleno)	[-]	0,75	0,64	0,62
η_{TD}	[-]	0,525	0,461	0,459
c_{pA}	[kJ/kg.K]	1,0115		
H_{isC}	[kJ/kg]	121,045	148,439	137,403
H_{isT}	[kJ/kg]	234,078	345,545	295,280
c_{Pe}	[kJ/kg.K]	1,236	1,244	1,216
Π_T	[-]	2,35	3,59	3,48
p_{2T}	[kPa]	108	113	118
p_{1T}	[kPa]	254,1	405,5	410,3
$m_{T(cor)}$	[kg/s]	0,281	0,281	0,279
$m_{T(cor)}$	[lb/min]	37,1	37,2	37,0



Obř.5.2 Průběhy plničího tlaku p_{1e} a tlaku před turbínou p_{1T} pro různé pracovní režimy s EGR (GT4202R)



Obr.5.3 Charakteristika radiálního kompresoru GT4202R pro různé EGR režimy (compressor map)



Obr.5.4 Charakteristika radiální turbíny pro různé A/R a různé EGR režimy GT4202R (turbine map)

5.2.2 Korigovaný návrhový výpočet pro GT4508R

Některé konstrukční parametry turbodmychadla jsou uvedeny v tab.5.11. Turbína má volitelnou skříň s rozdílnými A/R parametry.[7]

Tab 5.11 Konstrukční parametry turbodmychadla GT4508R

Kompresor				Turbína			
průměr kola		Trim	A/R	$\varnothing D_2$	Trim	A/R	typ
$\varnothing D_{t1}$	$\varnothing D_2$						
80,8 [mm]	108 [mm]	56	0,69	87 [mm]	85	1,01	[free float]
						1,15	[free float]
						1,28	[free float]
						1,44	[free float]

Hodnoty korigované pro GT4508R bez uvažování EGR jsou uvedeny v tab.5.12. V tab.5.13, 5.14 a 5.15 je uveden sumář výsledků iteračního výpočtu radiálního kompresoru pro zvolené případy EGR. Hodnota EGR byla upravena na maximální použitelnou pro danou kompresorovou charakteristiku. V tab.5.16, 5.17 a 5.18 je uveden sumář výpočtů pro radiální turbínu včetně zvolené hodnoty \dot{m}_{WG} . Do výpočtu radiální turbíny byla hodnota η_{TM} volena dle konzultace. Výpočtové pracovní body pro kompresor i turbínu byly zakresleny do charakteristik turbodmychadla zobrazené na obr.5.6 a 5.7. Na obr. 5.5 jsou pak zobrazeny průběhy plyního tlaku p_{1e} a tlaku před turbínou p_{1T} dle EGR.

Tab.5.12 Sumář výpočtů potřebného stlačení v radiálním kompresoru pro GT4508R bez EGR (Π_C).

n	[min^{-1}]	1200	1900	2200
η_{cac}	[-]	0,92	0,88	0,87
Δp_{cac}	[kPa]	4	5	6
Δp_{af}	[kPa]	4	5	6
η_{isC}	[-]	0,74	0,78	0,78
T_{1C}	[K]	298,2		
Π_C	[-]	2,63	2,79	2,35
p_{1C}	[kPa]	94,0	93,0	92,0
p_{1e}	[kPa]	243,2	254,0	210,0
ΔT_C	[K]	128,2	130,0	105,6
T_{2C}	[K]	426,3	428,1	403,7
ΔT_{cac}	[K]	117,9	114,4	91,9
T_{1e}	[K]	308,4	313,7	311,9
$\rho_{1e \text{ vyp.}}$	[kg/m^3]	2,747	2,821	2,346

Tab.5.13 Sumář výpočtů radiálního kompresoru GT4508R při uvažování EGR 10%

n	[min ⁻¹]	1200	1900	2200
EGR	[%]	10	10	10
$\eta_{volEGR(10)}$	[%]	79,02	80,82	81,99
$\rho'_{1e(10)}$	[kg/m ³]	3,052	3,134	2,607
$\eta_{isC} (voleno)$	[-]	0,70	0,78	0,79
$\Pi_C (10)$	[-]	3,03	3,20	2,70
p_{1C}	[kPa]	94,0	93,0	92,0
p_{2C}	[kPa]	284,4	297,4	247,8
p_{1e}	[kPa]	280,4	292,4	241,8
$p_{1e} (rel)$	[bar]	1,79	1,91	1,41
ΔT_C	[K]	158,4	150,6	123,5
T_{2c}	[K]	456,6	448,7	421,7
ΔT_{cac}	[K]	145,7	132,5	107,5
T_{1e}	[K]	310,8	316,2	314,2
t_{1e}	[°C]	37,7	43,1	41,1
m_C	[kg/s]	0,393	0,654	0,639
$m_C (cor)$	[kg/s]	0,401	0,667	0,652
$m_C (cor)$	[lb/min]	53,1	88,3	86,2
t_{EGR}	[°C]	150	150	150
p_{EGR}	[psi]	40,66	42,41	35,08
ρ_{EGR}	[kg/m ³]	2,285	2,384	1,971
m_{EGR}	[kg/s]	0,033	0,055	0,054
m_{1e}	[kg/s]	0,426	0,709	0,692
$c_{pE(150)}$	[kJ/kg.K]	1,082	1,082	1,082
c_{pe}	[kJ/kg.K]	1,0171	1,0170	1,0170
T'_{1e}	[K]	320,0	325,1	323,2
t'_{1e}	[°C]	46,9	52,0	50,0
H_{cC}	[kJ/kg]	160,259	152,318	124,940
P_C	[kW]	63,009	99,571	79,811

Tab.5.14 Sumář výpočtů radiálního kompresoru GT4508R při uvažování EGR 20%

n	[min ⁻¹]	1200	1900	2200
EGR	[%]	10	20	20
$\eta_{volEGR(10)}$	[%]	79,02	71,84	72,88
$\rho'_{1e(20)}$	[kg/m ³]	3,052	3,526	2,933
$\eta_{isC (voleno)}$	[-]	0,70	0,75	0,78
$\Pi_C (20)$	[-]	3,03	3,731	3,137
p_{1C}	[kPa]	94,0	93,0	92,0
p_{2C}	[kPa]	284,4	347,0	288,6
p_{1e}	[kPa]	280,4	342,0	282,6
$p_{1e (rel)}$	[bar]	1,79	2,41	1,81
ΔT_C	[K]	158,4	181,6	147,7
T_{2c}	[K]	456,6	479,7	445,8
ΔT_{cac}	[K]	145,7	159,8	128,5
T_{1e}	[K]	310,8	319,9	317,4
t_{1e}	[°C]	37,7	46,8	44,2
m_C	[kg/s]	0,393	0,654	0,639
$m_C (cor)$	[kg/s]	0,401	0,667	0,652
$m_C (cor)$	[lb/min]	53,1	88,3	86,2
t_{EGR}	[°C]	150	150	150
p_{EGR}	[psi]	40,66	49,60	40,99
ρ_{EGR}	[kg/m ³]	2,285	2,788	2,304
m_{EGR}	[kg/s]	0,033	0,129	0,125
m_{1e}	[kg/s]	0,426	0,783	0,764
$c_{pE(150)}$	[kJ/kg.K]	1,082	1,082	1,082
c_{pe}	[kJ/kg.K]	1,0171	1,0231	1,0231
T'_{1e}	[K]	320,0	338,0	335,7
t'_{1e}	[°C]	46,9	64,8	62,6
H_{cC}	[kJ/kg]	160,259	183,650	149,364
P_C	[kW]	63,009	120,053	95,413

Tab.5.15 Sumář výpočtů radiálního kompresoru GT4508R při uvažování EGR 30%

n	[min ⁻¹]	1200	1900	2200
EGR	[%]	10	25	30
$\eta_{volEGR(10)}$	[%]	79,02	67,35	63,77
$\rho'_{1e(30)}$	[kg/m ³]	3,052	3,761	3,352
$\eta_{isC} (voleno)$	[-]	0,70	0,72	0,74
$\Pi_C (30)$	[-]	3,03	4,06	3,72
p_{1C}	[kPa]	94,0	93,0	92,0
p_{2C}	[kPa]	284,4	377,5	342,3
p_{1e}	[kPa]	280,4	372,5	336,3
$p_{1e} (rel)$	[bar]	1,79	2,71	2,35
ΔT_C	[K]	158,4	203,8	183,6
T_{2c}	[K]	456,6	502,0	481,7
ΔT_{cac}	[K]	145,7	179,4	159,7
T_{1e}	[K]	310,8	322,6	322,0
t_{1e}	[°C]	37,7	49,5	48,9
m_C	[kg/s]	0,393	0,654	0,639
$m_C (cor)$	[kg/s]	0,401	0,667	0,652
$m_C (cor)$	[lb/min]	53,1	88,3	86,2
t_{EGR}	[°C]	150	150	150
p_{EGR}	[psi]	40,66	54,02	48,78
ρ_{EGR}	[kg/m ³]	2,285	3,036	2,742
m_{EGR}	[kg/s]	0,033	0,176	0,224
m_{1e}	[kg/s]	0,426	0,830	0,863
$c_{pE(150)}$	[kJ/kg.K]	1,082	1,082	1,082
c_{pe}	[kJ/kg.K]	1,0171	1,0265	1,0298
T'_{1e}	[K]	320,0	345,1	349,7
t'_{1e}	[°C]	46,9	71,9	76,4
H_{cC}	[kJ/kg]	160,259	206,166	185680
P_C	[kW]	63,009	134,772	118,612

Tab.5.16 Sumář výpočtů radiální turbíny pro GT4508R při uvažování EGR 10%

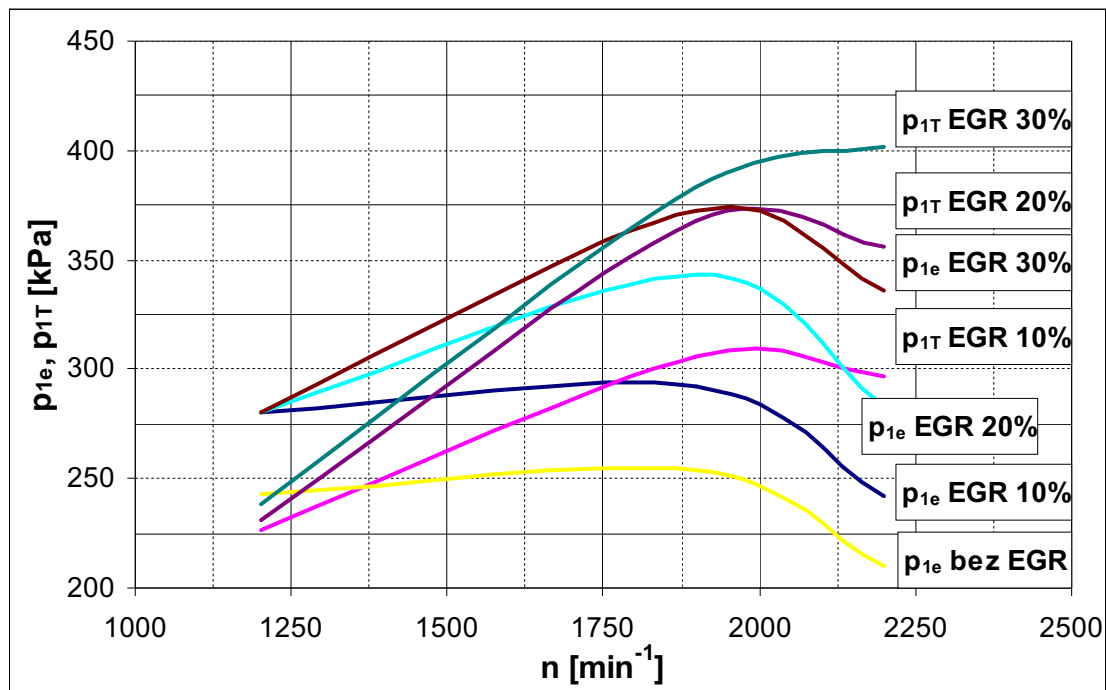
n	[min ⁻¹]	1200	1900	2200
EGR	[%]	10	10	10
m_{WG}	[kg/s]	0,000	0,110	0,075
m_T	[kg/s]	0,412	0,571	0,587
m_{WG}	[%]	0,0	16,1	11,3
T_{2e}	[K]	946,0	965,1	853,2
η_{TM} (voleno)	[-]	0,75	0,64	0,62
η_{TD}	[-]	0,525	0,499	0,490
c_{pA}	[kJ/kg.K]	1,0115		
H_{isC}	[kJ/kg]	112,182	118,808	98,702
H_{isT}	[kJ/kg]	203,782	272,269	219310
c_{Pe}	[kJ/kg.K]	1,234	1,239	1,209
Π_T	[-]	2,10	2,71	2,51
p_{2T}	[kPa]	108	113	118
p_{1T}	[kPa]	226,4	306,1	296,7
m_T (cor)	[kg/s]	0,334	0,346	0,345
m_T (cor)	[lb/min]	44,2	45,8	45,6

Tab.5.17 Sumář výpočtů radiální turbíny pro GT4508R při uvažování EGR 20%

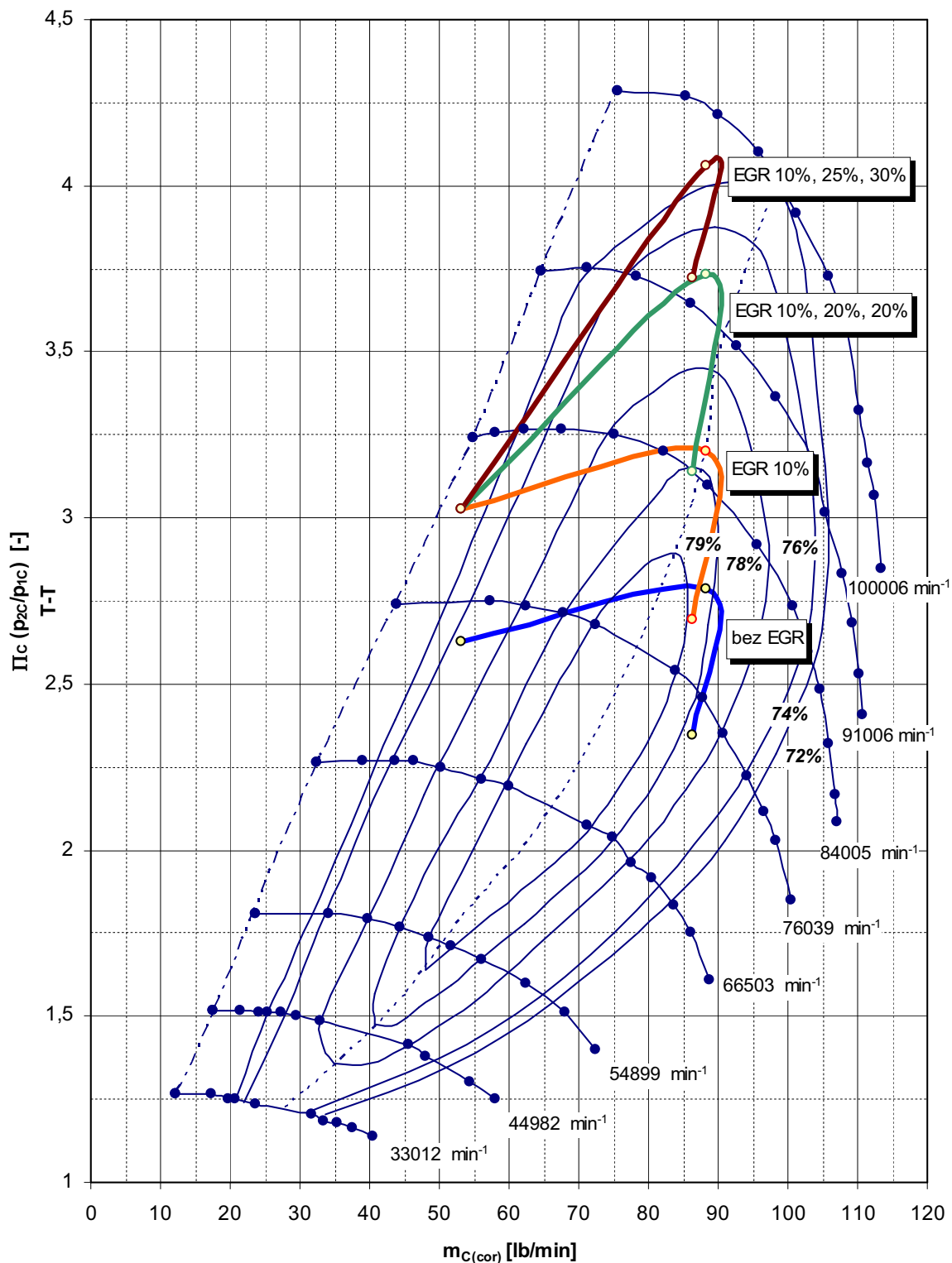
n	[min ⁻¹]	1200	1900	2200
EGR	[%]	10	20	20
m_{WG}	[kg/s]	0,010	0,070	0,040
m_T	[kg/s]	0,402	0,611	0,622
m_{WG}	[%]	2,4	10,3	6,0
T_{2e}	[K]	946,0	978,8	866,7
η_{TM} (voleno)	[-]	0,75	0,64	0,62
η_{TD}	[-]	0,525	0,461	0,459
c_{pA}	[kJ/kg.K]	1,0115		
H_{isC}	[kJ/kg]	112,182	138,040	116,833
H_{isT}	[kJ/kg]	208,849	320,285	261,541
c_{Pe}	[kJ/kg.K]	1,234	1,242	1,212
Π_T	[-]	2,14	3,25	3,02
p_{2T}	[kPa]	108	113	118
p_{1T}	[kPa]	231,0	367,6	356,1
m_T (cor)	[kg/s]	0,320	0,311	0,307
m_T (cor)	[lb/min]	42,3	41,1	40,6

Tab.5.18 Sumář výpočtů radiální turbíny pro GT4508R při uvažování EGR 30%

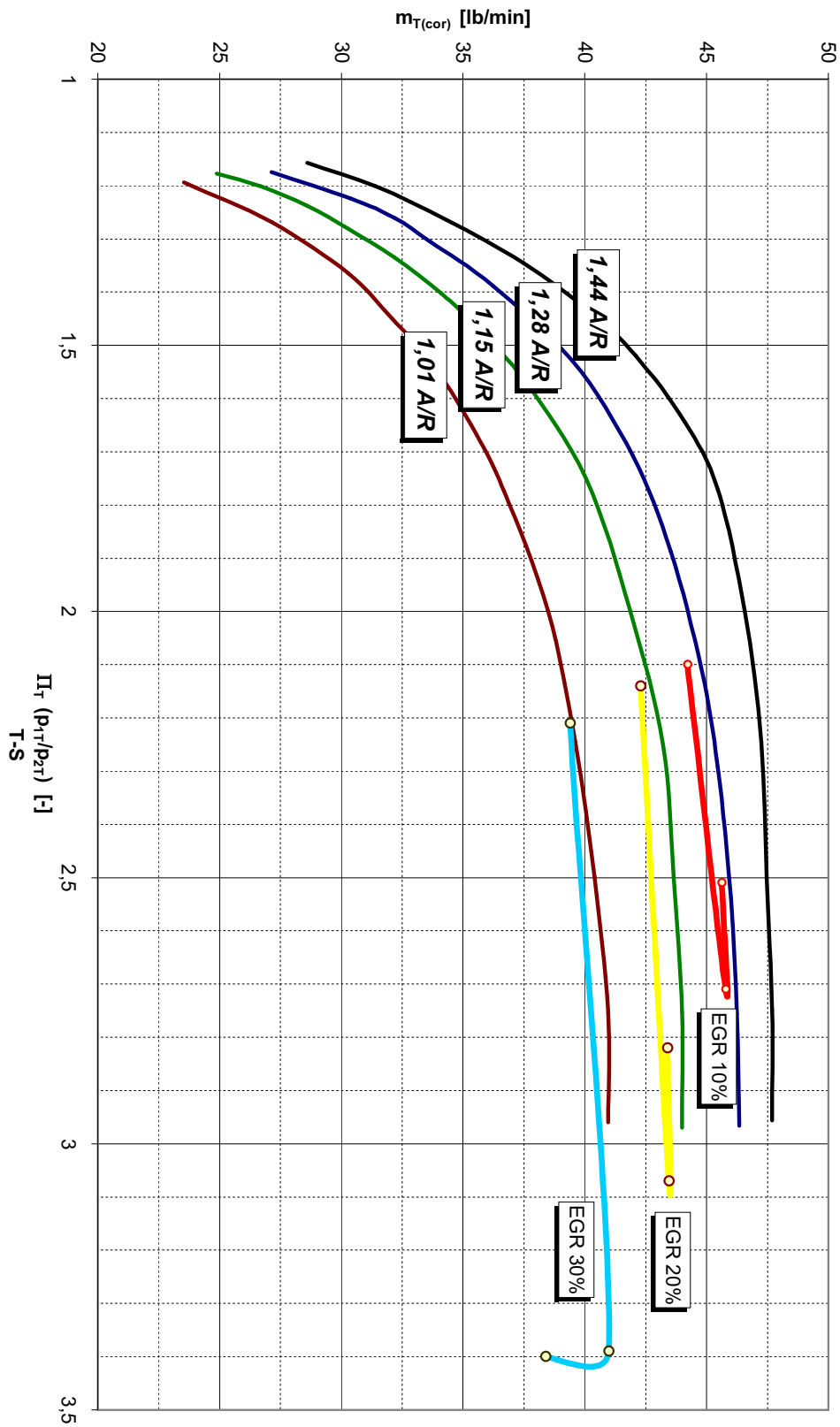
n	[min^{-1}]	1200	1900	2200
EGR	[%]	10	25	30
m_{WG}	[kg/s]	0,025	0,048	0,000
m_T	[kg/s]	0,387	0,633	0,658
m_{WG}	[%]	6,1	7,0	0,0
T_{2e}	[K]	946,0	985,1	879,6
η_{TM} (voleno)	[-]	0,75	0,64	0,62
η_{TD}	[-]	0,525	0,461	0,459
c_{pA}	[kJ/kg.K]	1,0115		
H_{isC}	[kJ/kg]	112,182	148,439	137,403
H_{isT}	[kJ/kg]	216,939	332,452	290,791
c_{pe}	[kJ/kg.K]	1,234	1,244	1,216
Π_T	[-]	2,21	3,39	3,40
p_{2T}	[kPa]	108	113	118
p_{1T}	[kPa]	238,7	383,0	401,2
$m_{T(cor)}$	[kg/s]	0,298	0,310	0,290
$m_{T(cor)}$	[lb/min]	39,4	41,0	38,4



Obr.5.5 Průběhy plnicího tlaku p_{1e} a tlaku před turbínou p_{1T} pro různé pracovní režimy s EGR (GT4508R)



Obr.5.6 Charakteristika radiálního kompresoru GT4508R pro různé EGR režimy (compressor map)



Obr.5.7 Charakteristika radiální turbíny pro různé A/R a různé EGR režimy GT4508R (turbine map)

5.2.3 Korigovaný návrhový výpočet pro GT4708R

Některé konstrukční parametry turbodmychadla jsou uvedeny v tab.5.19. Turbína má volitelnou skříň s rozdílnými A/R parametry.[7]

Tab 5.19 Konstrukční parametry turbodmychadla GT4708R

Kompresor				Turbína			
průměr kola		Trim	A/R	$\varnothing D_2$	Trim	A/R	typ
$\varnothing D_{t1}$	$\varnothing D_2$						
80,7 [mm]	108 [mm]	56	0,69	92,7 [mm]	82	0,96	[free float]
						1,08	[free float]
						1,23	[free float]
						1,39	[free float]

Hodnoty korigované pro GT4708R bez uvažování EGR jsou uvedeny v tab.5.20. V tab.5.21, 5.22 a 5.23 je uveden sumář výsledků iteračního výpočtu radiálního kompresoru pro zvolené případy EGR. Hodnota EGR byla upravena na maximální použitelnou pro danou kompresorovou charakteristiku. V tab.5.24, 5.25 a 5.26 je uveden sumář výpočtů pro radiální turbínu včetně zvolené hodnoty \dot{m}_{wG} . Do výpočtu radiální turbíny byla hodnota η_{TM} volena dle konzultace. Výpočtové pracovní body pro kompresor i turbínu byly zakresleny do charakteristik turbodmychadla zobrazené na obr.5.9 a 5.10. Na obr. 5.8 jsou pak zobrazeny průběhy plicího tlaku p_{1e} a tlaku před turbínou p_{1T} dle EGR.

Tab.5.20 Sumář výpočtů potřebného stlačení v radiálním kompresoru pro GT4708R bez EGR (Π_C).

n	[min ⁻¹]	1200	1900	2200
η_{cac}	[-]	0,92	0,88	0,87
Δp_{cac}	[kPa]	4	5	6
Δp_{af}	[kPa]	4	5	6
η_{isC}	[-]	0,70	0,78	0,78
T_{1C}	[K]	298,2		
Π_C	[-]	2,64	2,79	2,35
p_{1C}	[kPa]	94,0	93,0	92,0
p_{1e}	[kPa]	243,7	254,0	210,0
ΔT_C	[K]	135,8	129,9	105,6
T_{2C}	[K]	434,0	428,1	403,7
ΔT_{cac}	[K]	125,0	114,4	91,9
T_{1e}	[K]	309,0	313,7	311,9
$\rho_{1e \text{ vyp.}}$	[kg/m ³]	2,747	2,821	2,346

Tab.5.21 Sumář výpočtů radiálního kompresoru GT4708R při uvažování EGR 10%

n	[min ⁻¹]	1200	1900	2200
EGR	[%]	3	10	10
$\eta_{volEGR(10)}$	[%]	85,17	80,82	81,99
$\rho'_{1e(10)}$	[kg/m ³]	2,832	3,134	2,607
$\eta_{isC (voleno)}$	[-]	0,70	0,77	0,78
$\Pi_C (10)$	[-]	2,74	3,20	2,70
p_{1C}	[kPa]	94,0	93,0	92,0
p_{2C}	[kPa]	257,8	297,6	248,0
p_{1e}	[kPa]	253,8	292,6	242,0
$p_{1e (rel)}$	[bar]	1,53	1,91	1,41
ΔT_C	[K]	142,3	152,7	125,2
T_{2c}	[K]	440,4	450,8	423,3
ΔT_{cac}	[K]	130,9	134,3	108,9
T_{1e}	[K]	309,5	316,5	314,4
t_{1e}	[°C]	36,4	43,3	41,3
m_C	[kg/s]	0,393	0,654	0,639
$m_C (cor)$	[kg/s]	0,401	0,667	0,652
$m_C (cor)$	[lb/min]	53,1	88,3	86,2
t_{EGR}	[°C]	150	150	150
p_{EGR}	[psi]	36,81	42,44	35,10
ρ_{EGR}	[kg/m ³]	2,069	2,385	1,973
m_{EGR}	[kg/s]	0,009	0,055	0,054
m_{1e}	[kg/s]	0,402	0,709	0,692
$c_{pE(150)}$	[kJ/kg.K]	1,082	1,082	1,082
c_{pe}	[kJ/kg.K]	1,0131	1,0170	1,0170
T'_{1e}	[K]	312,2	325,3	323,4
t'_{1e}	[°C]	39,1	52,2	50,2
H_{cC}	[kJ/kg]	143,927	154,406	126,632
P_C	[kW]	56,587	100,936	80,892

Tab.5.22 Sumář výpočtů radiálního kompresoru GT4708R při uvažování EGR 20%

n	[min ⁻¹]	1200	1900	2200
EGR	[%]	3	20	20
$\eta_{volEGR(10)}$	[%]	85,17	71,84	72,88
$\rho'_{1e(10)}$	[kg/m ³]	2,832	3,526	2,933
$\eta_{isC (voleno)}$	[-]	0,70	0,73	0,77
$\Pi_C(10)$	[-]	2,74	3,74	3,14
p_{1C}	[kPa]	94,0	93,0	92,0
p_{2C}	[kPa]	257,8	347,5	288,8
p_{1e}	[kPa]	253,8	342,5	282,8
$p_{1e (rel)}$	[bar]	1,53	2,41	1,82
ΔT_C	[K]	142,3	186,8	149,7
T_{2c}	[K]	440,4	485,0	448,0
ΔT_{cac}	[K]	130,9	164,4	130,2
T_{1e}	[K]	309,5	320,6	317,6
t_{1e}	[°C]	36,4	47,4	44,5
m_C	[kg/s]	0,393	0,654	0,639
$m_C (cor)$	[kg/s]	0,401	0,667	0,652
$m_C (cor)$	[lb/min]	53,1	88,3	86,2
t_{EGR}	[°C]	150	150	150
p_{EGR}	[psi]	36,81	49,68	41,02
ρ_{EGR}	[kg/m ³]	2,069	2,792	2,305
m_{EGR}	[kg/s]	0,009	0,129	0,126
m_{1e}	[kg/s]	0,402	0,783	0,764
$c_{pE(150)}$	[kJ/kg.K]	1,082	1,082	1,082
c_{pe}	[kJ/kg.K]	1,0131	1,0232	1,0231
T'_{1e}	[K]	312,2	338,5	335,9
t'_{1e}	[°C]	39,1	65,3	62,8
H_{cC}	[kJ/kg]	143,927	188,954	151,407
P_C	[kW]	56,587	123,520	96,718

Tab.5.23 Sumář výpočtů radiálního kompresoru GT4708R při uvažování EGR 30%

n	[min ⁻¹]	1200	1900	2200
EGR	[%]	3	25	30
$\eta_{volEGR(10)}$	[%]	85,17	67,35	63,77
$\rho'_{1e(10)}$	[kg/m ³]	2,832	3,761	3,352
$\eta_{isC} (voleno)$	[-]	0,70	0,68	0,73
$\Pi_{C(10)}$	[-]	2,74	4,07	3,72
p_{1C}	[kPa]	94,0	93,0	92,0
p_{2C}	[kPa]	257,8	378,8	342,6
p_{1e}	[kPa]	253,8	373,8	336,6
$p_{1e} (rel)$	[bar]	1,53	2,73	2,35
ΔT_C	[K]	142,3	216,5	186,2
T_{2c}	[K]	440,4	514,6	484,4
ΔT_{cac}	[K]	130,9	190,5	162,0
T_{1e}	[K]	309,5	324,1	322,4
t_{1e}	[°C]	36,4	51,0	49,2
m_C	[kg/s]	0,393	0,654	0,639
$m_C (cor)$	[kg/s]	0,401	0,667	0,652
$m_C (cor)$	[lb/min]	53,1	88,3	86,2
t_{EGR}	[°C]	150	150	150
p_{EGR}	[psi]	36,81	54,22	48,82
ρ_{EGR}	[kg/m ³]	2,069	3,047	2,744
m_{EGR}	[kg/s]	0,009	0,177	0,224
m_{1e}	[kg/s]	0,402	0,830	0,863
$c_{pE(150)}$	[kJ/kg.K]	1,082	1,082	1,082
c_{pe}	[kJ/kg.K]	1,0131	1,0265	1,0298
T'_{1e}	[K]	312,2	346,3	349,9
t'_{1e}	[°C]	39,1	73,2	76,7
H_{cC}	[kJ/kg]	143,927	218,963	188,351
P_C	[kW]	56,587	143,137	120,318

Tab.5.24 Sumář výpočtů radiální turbíny pro GT4708R při uvažování EGR 10%

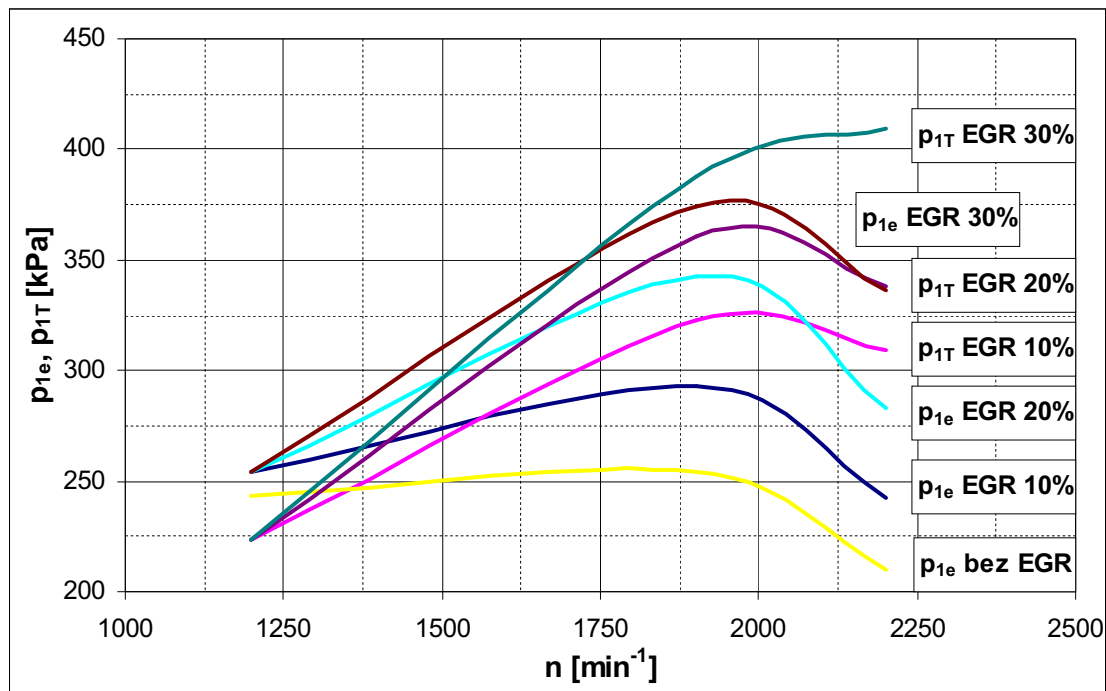
n	[min ⁻¹]	1200	1900	2200
EGR	[%]	3	10	10
m_{WG}	[kg/s]	0,033	0,128	0,090
m_T	[kg/s]	0,379	0,553	0,572
m_{WG}	[%]	8,0	18,8	13,6
T_{2e}	[K]	938,2	965,3	853,4
η_{TM} (voleno)	[-]	0,75	0,64	0,62
η_{TD}	[-]	0,525	0,493	0,484
c_{pA}	[kJ/kg.K]	1,0115		
H_{isC}	[kJ/kg]	100,749	118,892	98,773
H_{isT}	[kJ/kg]	198,938	284,979	228,110
c_{Pe}	[kJ/kg.K]	1,232	1,239	1,209
Π_T	[-]	2,07	2,86	2,62
p_{2T}	[kPa]	108	113	118
p_{1T}	[kPa]	223,8	322,8	309,3
m_T (cor)	[kg/s]	0,310	0,318	0,322
m_T (cor)	[lb/min]	41,0	42,0	42,7

Tab.5.25 Sumář výpočtů radiální turbíny pro GT4708R při uvažování EGR 20%

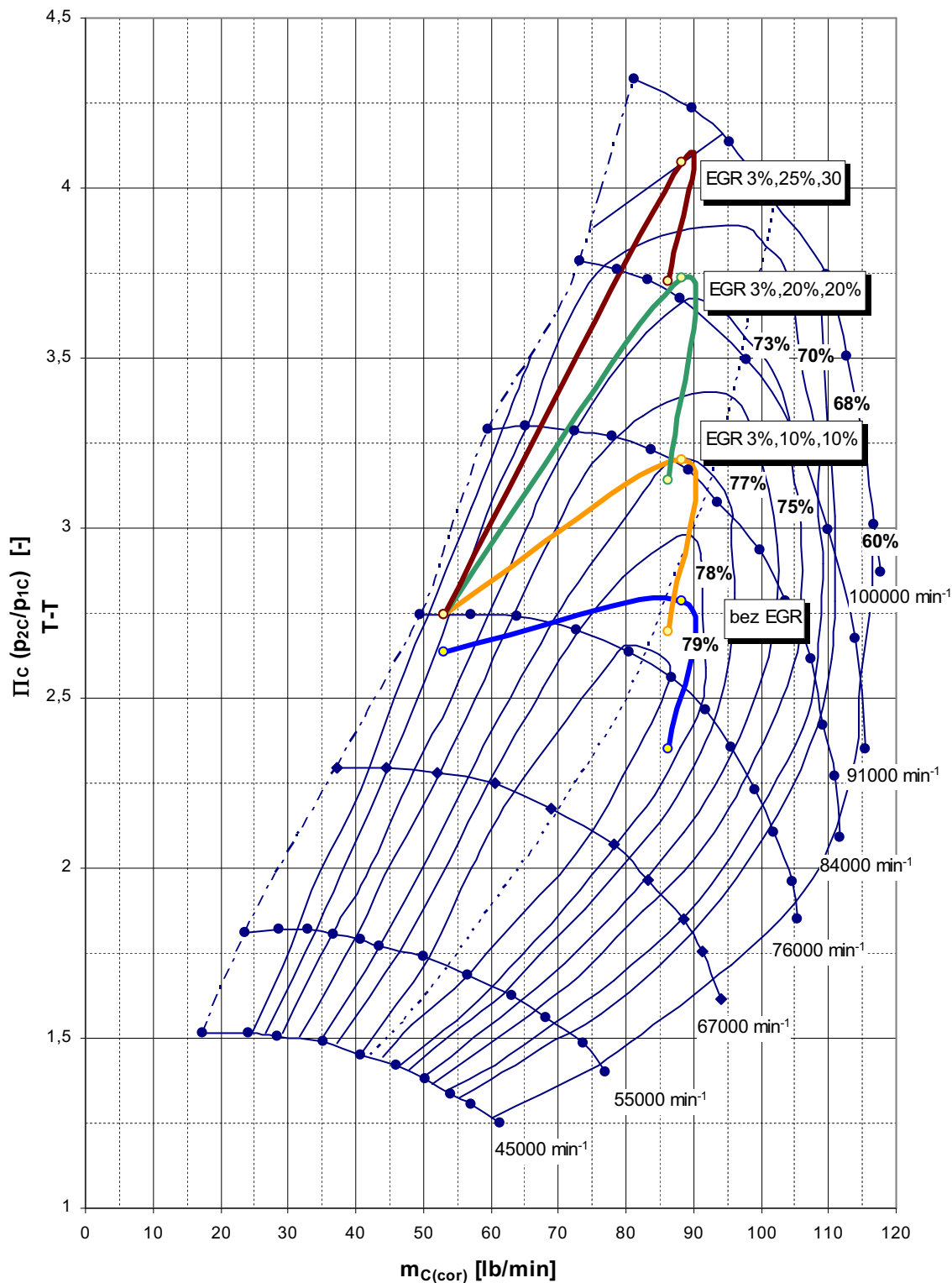
n	[min ⁻¹]	1200	1900	2200
EGR	[%]	3	20	20
m_{WG}	[kg/s]	0,033	0,070	0,040
m_T	[kg/s]	0,379	0,611	0,622
m_{WG}	[%]	8,0	10,3	6,0
T_{2e}	[K]	938,2	978,5	865,9
η_{TM} (voleno)	[-]	0,75	0,64	0,62
η_{TD}	[-]	0,525	0,467	0,477
c_{pA}	[kJ/kg.K]	1,0115		
H_{isC}	[kJ/kg]	100,749	137,937	116,583
H_{isT}	[kJ/kg]	198,938	315,661	250,813
c_{Pe}	[kJ/kg.K]	1,232	1,242	1,212
Π_T	[-]	2,07	3,19	2,87
p_{2T}	[kPa]	108	113	118
p_{1T}	[kPa]	223,8	360,5	338,3
m_T (cor)	[kg/s]	0,310	0,317	0,323
m_T (cor)	[lb/min]	41,0	41,9	42,7

Tab.5.26 Sumář výpočtů radiální turbíny pro GT4708R při uvažování EGR 30%

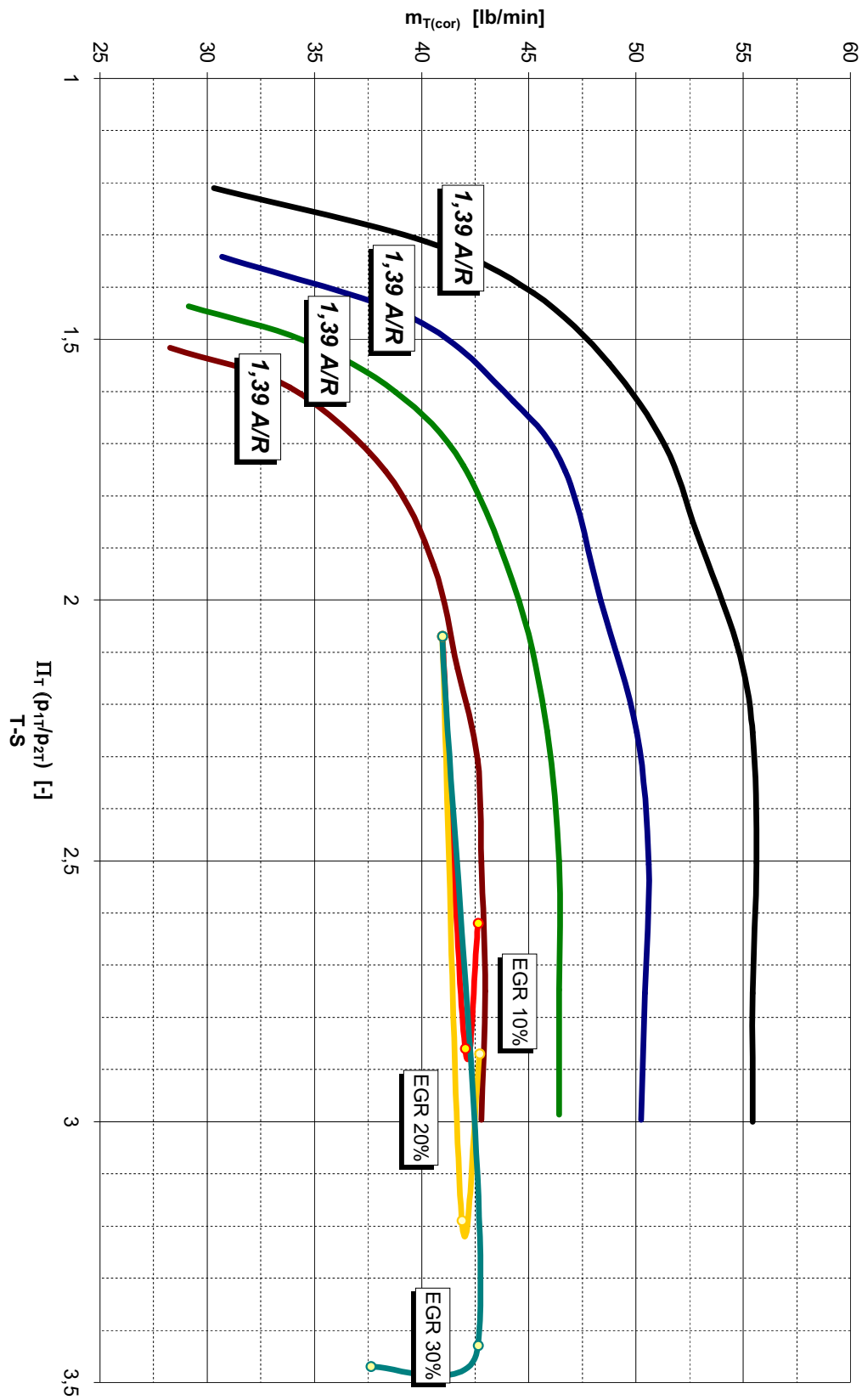
n	[min^{-1}]	1200	1900	2200
EGR	[%]	3	25	30
m_{WG}	[kg/s]	0,033	0,015	0,000
m_T	[kg/s]	0,379	0,666	0,658
m_{WG}	[%]	8,0	2,2	0,0
T_{2e}	[K]	938,2	986,3	879,9
η_{TM} (voleno)	[-]	0,75	0,64	0,62
η_{TD}	[-]	0,525	0,435	0,453
c_{pA}	[kJ/kg.K]	1,0115		
H_{isC}	[kJ/kg]	100,749	148,895	137,497
H_{isT}	[kJ/kg]	198,938	335,604	294,975
c_{pe}	[kJ/kg.K]	1,232	1,244	1,216
Π_T	[-]	2,07	3,43	3,47
p_{2T}	[kPa]	108	113	118
p_{1T}	[kPa]	223,8	387,6	409,5
$m_{T(cor)}$	[kg/s]	0,310	0,322	0,284
$m_{T(cor)}$	[lb/min]	41,0	42,6	37,6



Obr.5.8 Průběhy plnicího tlaku p_{1e} a tlaku před turbínou p_{1T} pro různé pracovní režimy s EGR (GT4708R)



Obr.5.9 Charakteristika radiálního kompresoru GT4708R pro různé EGR režimy (compressor map)



Obr.5.10 Charakteristika radiální turbíny pro různé A/R a různé EGR režimy GT4708R (turbine map)

6. Volba konstrukce a základních rozměrů turbodmychadla

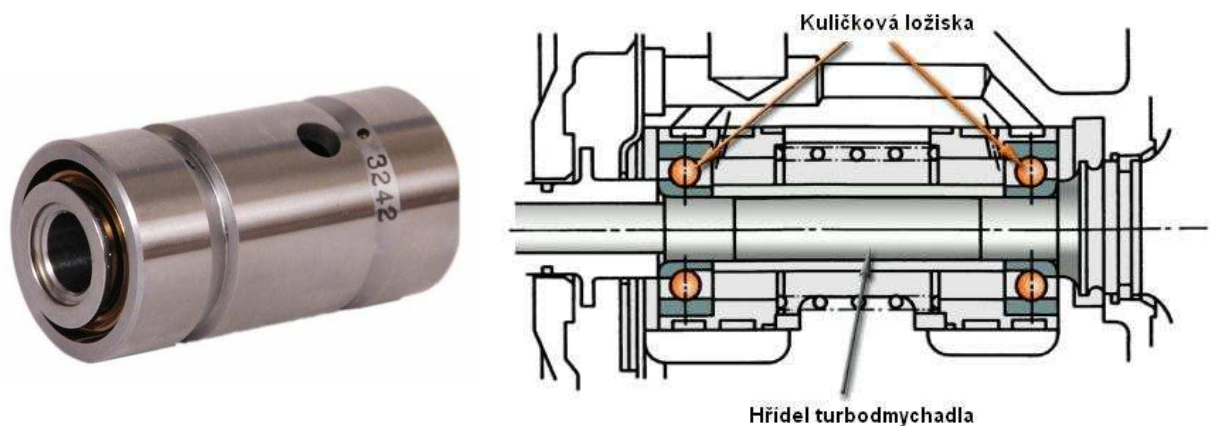
Dle výsledků korigovaného výpočtu bylo zvoleno turbodmychadlo GT4202R. I při nejmenších rozměrech ze tří porovnávaných turbodmychadel je pro požadovaný hmotnostní průtok a stlačení plnicího vzduchu dostačující. Pro turbínu je volena nejmenší nabízená skříň, tj. s $A/R = 1,01$. Údaje o konstrukčních rozměrech zvoleného turbodmychadla uvádí tab.6.1.

Tab 6.1 Konstrukční parametry turbodmychadla GT4202R

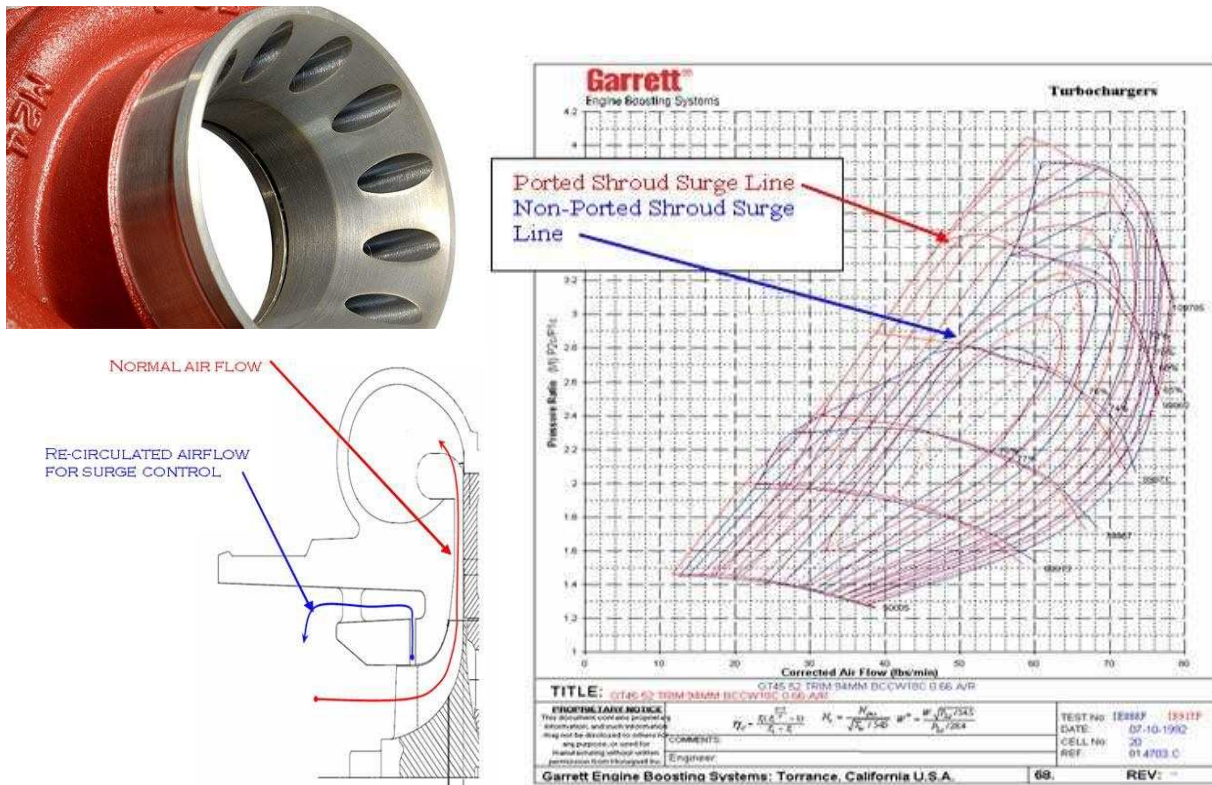
Kompresor				Turbína			
průměr kola		Trim	A/R	$\varnothing D_2$	Trim	A/R	typ
$\varnothing D_{t1}$	$\varnothing D_2$						
74,7 [mm]	102,3 [mm]	53	0,60	82 [mm]	84	1,01	[free float]

6.1 Popis konstrukce a koncepce zvoleného turbodmychadla

Jedná se o radiální jednostupňové turbodmychadlo tzv. free float koncepce, tj. volně průtočné turbínové skříň bez integrovaného přepouštěcího ventilu nebo jiného typu regulace. Základem turbodmychadla je olejem i vodou chlazená ložisková skříň. Pro uložení hřídele jsou použity kuličková ložiska (ball bearings) (viz obr.7.1), která jsou schopná odolávat většímu zatížení a poskytují rotoru uložení vykazující menšími mechanické ztráty.[7] Kompresor turbodmychadla je konstruován jako kompromis mezi širokou pracovní oblastí a dosažitelným vysokým stlačením. K tomu mu dopomáhá zvláštní konstrukce vstupního hrdla kompresoru, tzv. ported shroud compressor housing (viz obr 7.2), dozadu zahnuté lopatky kola radiálního kompresoru a vhodně zvolené konstrukční rozměry oběžného kola a skříňe kompresoru. Turbína a skříň turbíny turbodmychadla je vyrobená z odolné žárovevné slitiny. Skříň turbíny je pro lepší pevnostní vlastnosti a pro lepší rozložení proudění spalin dělená.



Obr.6.1 Konstrukce kuličkových ložisek pro uložení hřídele [7,19]



Obr.6.2 Konstrukce vstupního hrdla kompresoru s recirkulací (ported shroud) [7,19]

6.2 Popis návrhové sestavy turbodmychadla

Základem turbodmychadla je ložisková skříň (ložiskový střed) chlazená chladící kapalinou z chladicího okruhu spalovacího motoru. V ložiskové skříni jsou pak uložena kuličková ložiska, zajišťující uložení rotoru (viz obr.6.1). Ložiska turbodmychadla jsou mazána olejem z mazacího okruhu spalovacího motoru. Na ložiskové skříni turbodmychadla jsou pak přišroubované skříňové turbíny a kompresoru. Skříňové turbíny a kompresoru jsou proti ložiskové skříni otočně uloženy. Po povolení spojů je možno skříňové natočit tak, aby byla zajištěna jakákoliv montážní poloha a ložisková skříň přitom zůstala ve svislé poloze (důležitá pro zajištění správného přívodu a odvodu oleje). Rotor turbodmychadla se pak skládá z turbínového kola s hřídelí (jeden celek) a přišroubovaného kola kompresoru. Ložisková skříň je proti úniku oleje chráněna dvojicí těsnících pístních kroužků (na straně kompresoru a turbíny).

Z důvodu použití volně průtočné turbínové skříň bez integrovaného přepouštěcího ventilu bude nutno použít pro regulaci turbodmychadla externí obtokového ventilu (externí WG). Příklad externího obtokového ventilu od výrobce TiAL je zobrazen na obr.6.3. Na obrázku 6.4 je pak zobrazeno volené turbodmychadlo GT4202R (pohledu na kompresor turbodmychadla).



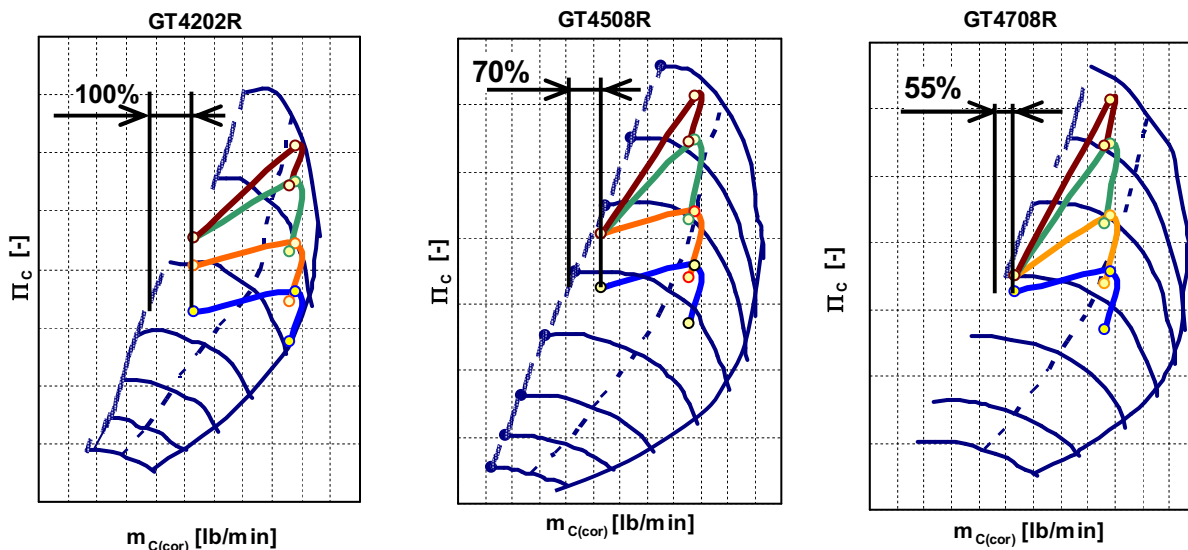
Obr 6.1 Externí obtokový ventil TiAL F38 (external WG) [20]



Obr 6.1 Volené turbodmychadlo GT4202R [21]

7.3 Popis volby turbodmychadla z pohledu technických parametrů

Při volbě turbodmychadla bylo hlavním porovnávacím kritériem splnění dostatečné vzdálenosti pracovního bodu od meze pumpování (surge line) v charakteristice kompresoru. Porovnání charakteristik kompresoru s vyznačením relativní vzdálenosti pracovních bodů od meze pumpování (surge line) je zobrazeno na obr.7.1.



Obr.7.1 Porovnání charakteristik radiálních kompresorů

Turbodmychadlo GT4202R poskytuje tedy ze všech tří turbodmychadel největší rezervu do meze pumpování. Znamená to i možnost použití největší hodnoty EGR v daném pracovním bodě, protože vyšší hodnota EGR tuto rezervu zmenšuje. Dalším důležitým parametrem je co nejmenší rozměr oběžných kol, který potom rozhoduje o velikosti setrvačných sil působících při provozu na rotor turbodmychadla (velké setrvačné momenty rotoru znamenají pomalé reakce turbodmychadla na změnu zatížení spalovacího motoru). Volená nejmenší turbínová skříň pak znamená zajištění dobré dynamiky přepřínování, kdy je snaha o regulační oblast turbodmychadla v co nejširším spektru otáček a možnost použití vyšších hodnot EGR.

Zvolené turbodmychadlo je původně určené pro univerzální aplikace a z toho vyplývající koncepce, která umožňuje regulaci plnicího tlaku pouze externím obtokovým ventilem. Vzhledem k použité velikosti turbíny není turbodmychadlo pro řešenou aplikaci přímo optimální, kde by byla vhodnější zcela odlišná koncepce a to turbodmychadlo s proměnnou geometrií skříňe turbíny. Turbodmychadlo s proměnnou geometrií skříňe turbíny by pak umožnila širšího pásma použití a vyšších hodnot recirkulace výfukových spalin EGR. Pro použití uvažovaného systému Short Route EGR je podmínkou funkce pozitivní tlakový spád, tj. $p_{1T} > p_{1E}$. V případě zvoleného turbodmychadla EGR do $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ pak použít nelze.

Turbodmychadlo s proměnnou geometrií skříně turbíny by poskytovalo i lepší dynamické vlastnosti přepřívání a při $m_{WG} = 0$ by pak vycházely nižší potřebné stlačení na turbíně a z toho vyplývající vyšší účinnost spalovacího motoru. Nevýhodou je pak složitější a dražší konstrukce turbodmychadla. Složitější konstrukce by pak mohla být zdrojem poruch a způsobit tak kratší životnost turbodmychadla.

Další alternativou řešení regulace voleného turbodmychadla s možností použití EGR i v pracovním bodě $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ se nabízí využít použité dělené skříně turbíny. Při $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ by se spaliny přiváděly jen jedním ze dvou kanálů ve skříně turbíny. To by znamenalo mnohem vyšší tlaky před turbínou turbodmychadla, které by již funkci EGR umožnily. Otázkou pak ale je účinnost turbíny při tomto provozu a konstrukční řešení přepouštění spalin mezi kanály turbínové skříně.

Jako kompromis by mohlo být použito rozdílných A/R parametrů rozváděcích kanálů dělené turbínové skříně turbodmychadla, kdy jeden z kanálů by měl nižší A/R parametr a mohl by být použit pro zabezpečení funkce EGR.

Je to pak otázkou ceny, počtu kusů a konkrétní aplikace, která bude určovat zvolenou koncepci. K vybranému turbodmychadlu existuje i levnější varianta používající pro uložení hřídele kluzné ložisko, ale za cenu vyšších mechanických ztrát, která se projeví zmenšením celkové účinnosti turbodmychadla η_{TD} .

8. Závěr

Na základě výše uvedených výpočtů bylo pro přeplňování naftového spalovacího motoru o výkonu 430kW navrženo turbodmychadlo GT4202R 774595-5 s turbínovou skříní 757707-10 vyráběné firmou Honeywell Turbo Technologies.

Vypočítané pracovní body radiálního kompresoru leží v charakteristice kompresoru v dostatečné vzdálenosti od meze pumpování a v oblasti největšího točivého momentu přeplňovaného spalovacího motoru dosahuje radiální kompresor vysokých hodnot isoentropických účinností. Celková účinnost turbodmychadla η_{TD} pak dosahuje hodnoty $\eta_{TD} = 54\%$.

Z korigovaného návrhového výpočtu turbodmychadla vyplývají zvyšující se nároky kladené na turbodmychadlo díky vlivu EGR. S použitou výfukovou skříní nejmenšího A/R parametru je pak zajištěno širokého regulačního spektra turbodmychadla, které zajišťuje potřebnou dynamiku přeplňování a pro otáčky motoru $n > 1200\text{ min}^{-1}$ možnost použití 10% recirkulace výfukových plynů (EGR).

Volené turbodmychadlo je díky použitým materiálům a použité chlazené ložiskové skříně turbodmychadla chladicí kapalinou konstruováno i pro vyšší hodnoty teplot spalin než jsou uvažované ve výpočtu. Díky tomuto „naddimenzování“ by pak byla zajištěna vyšší bezporuchovost v provozu.

Upřesnění výsledných parametrů turbodmychadla a přeplňovaného spalovacího motoru bude možné až při experimentálním měření navrhované sestavy turbodmychadla a spalovacího motoru na zkušebně. Upřesněnými volenými parametry pak může být znovu korigován celý výpočet, který je k diplomové práci přiložen na CD, jenž byl zpracován v programu Excel 2003. Dále jsou k práci přiloženy i kompresorové a turbínové charakteristiky všech tří porovnávaných turbodmychadel včetně jejich korigovaných návrhových výpočtů, které byly taky zpracované v programu Excel 2003.

Závěrem se dá konstatovat, že i přes některá zjednodušení použitá ve výpočtu, se vypočtené hodnoty velmi přibližují reálným a lze tedy získat poměrně přesnou představu o požadovaných parametrech plnicího turbodmychadla.

8.1 Doporučení pro další práce

Diplomová práce pojednává o základním návrhu turbodmychadla. Tato práce tedy řeší základní termodynamický výpočet turbodmychadla z hlediska spolupráce radiální turbíny s radiálním kompresorem a se spalovacím motorem. Další práce by se mohly detailněji zabývat spoluprací turbodmychadla a spalovacího motoru (simulace), termodynamickým výpočtem s CFD analýzou kompresoru a turbíny (oběžných kol a skříní), problematikou uložení rotoru v ložiscích (z pohledu tlumení vibrací, ztrát,...), pevnostními výpočty (oběžných kol, skříní, hřídele,...), dynamikou rotoru (uložení, vyážení,...) a v neposlední řadě vhodnou volbou materiálů.

9. Seznam použitých zdrojů

- [1] HOFMANN, Karel. *Alternativní pohony* [PDF dokument]. Brno : Skriptum VUT Brno, 2003 [cit.16. 3. 2009]. Studijní opora ÚADI FSI VUT Brno. Dostupný z: <<http://www.ite.fme.vutbr.cz/opory/Alt.pohony.pdf>>.
- [2] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Brno : CERM, c2004. 308 s. ISBN 80-720-346-3
- [3] WATSON, N.; JANOTA, M, S. *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. London : The Macmillan Press Ltd., 1982. 608 p. ISBN 0-333-24290-4.
- [4] KLIMENT, Vladimír. *Naftový motor přepřínovaný turbodmychadlem*. Praha : SNTL, 1989. 309 s.
- [5] MACKERLE, Julius. *Motory závodních automobilů*. Praha : SNTL, 1980. 193 s.
- [6] MACEK, Jan. TAKÁTS, Michal. *INVOLVEMENT OF THERMODYNAMIC CYCLE ANALYSIS INTO CONCURRENT APPROACH TO RECIPROCATING ENGINE DESIGN* [pdf dokument], Prague, 2001 [cit. 27.3.2009].Josef Božek Research Centre, Czech Technical University in Prague. Dostupný z: <<http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2001/AED-pap.pdf>>.
- [7] HONEYWELL INTERNATIONAL INC. *Turbo by Garrett* [online]. c2006 [cit. 2009-02-19] Dostupné z: <<http://www.turbobygarrett.com>>.
- [8] TZBINFO. *Složení atmosférického vzduchu* [online]. c2009 [cit. 2009-03-16], Tabulky a výpočty. Dostupné z: <<http://www.tzb-info.cz/t.py?t=16&i=74&h=38&obor=1>>.
- [9] OCKWELL, A. *The history of the Group B rally cars* [online]. 1999, 30.5.2000 [cit.2009-04-25] Dostupné z: <<http://www.stormloader.com/groupb/historz.html>>.
- [10] RICHTER, Tomáš. *Formule. Slavná éra turba* [online]. 2004, 21.4.2004 [cit. 2009-03-01]. Dostupný z: <http://www.formule.cz/formule/index.php?obsah=zobraz&id_clanku=838>.
- [11] TURBOCAR, s.r.o. *Historie turbodmychadel* [online]. 2009 [cit. 2009-02-23]. Dostupný z WWW: <http://www.turbocar.cz/media/Ke_stazeni/historie.pdf>.
- [12] LYSHOLM TECHNOLOGIES AB. *High efficiency screw compressors* [online]. 2009 [cit. 2009-03-01]. Dostupný z WWW: <<http://www.opconab.com/index.asp?sPage=1&langID=1&cID=14>>.
- [13] KUC. *Nárůst výkonu a točivého momentu je téměř enormní*. *Technický týdeník*, 2006, č.13, s. 19

- [14] WWW.AUTOREVUE.CZ. Autoatlas.cz. *Peugeot 2,2 HDI biturbo: první „bi“ čtyřválec* [online]. 31.10.2006 [cit. 2009-03-01]. Dostupné z: <<http://moto.centrum.cz/testy/91632-peugeot-2-2-hdi-biturbo-prvni-bi-ctyrvalec.aspx>>
- [15] PUREGREENCARS. *First Turbocharger for Gasoline Engines from Continental* [online]. 2009 [cit. 2009-05-15]. Dostupné z: <http://puregreencars.com/Green-Cars-News/Technology/first_turbocharger_for_gasoline_engines_from_continental.html>.
- [16] MOTORSPORTSCENTR.COM. *Volvo XC70 D5 – power and pleasure with all-wheel drive* [online]. c2005 [cit. 2009-05-15]. Dostupné z: <http://motorsportscenter.com/article_165.shtml>.
- [17] WIKIPEWDIA. *Variable geometry turbocharger* [online]. 26.3.2009 [cit.2009-04-25]. Dostupné z: <http://en.wikipedia.org/wiki/Variable_geometry_turbocharger>.
- [18] CUMMINS TURBO TECHNOLOGIES. *Vgt* [online]. c2009 [cit. 2009-03-01]. Dostupné z: <http://www.holset.co.uk/mainsite/files/2_5_1_5-vgt.php>.
- [19] APS ENGINEERING. *Twin Scroll Rotated Mount Turbocharger System APSWRX-RMT/03*. [online]. 2009 [cit. 2009-04-25]. Dostupné z: <http://www.airpowersystems.com/wrx/aps_turbo/twin_scroll/turbo.htm>.
- [20] TIALSPORT. *Wastegates F38* [online]. 2009 [cit. 2009-04-25]. Dostupné z: <http://www.tialsport.com/prod_wg_38.htm>.
- [21] K20A.ORG. *The K Series Source*. [online]. 2009 [cit. 2009-04-30]. Dostupné z: <<http://k20a.org/forum/showthread.php?t=10577>>.

10. Seznam použitých zkratek a symbolů

A/F	[-]	směšovací hmotnostní poměr vzduch / palivo (Air / Fuel ratio)
A/R	[inch]	parametr turbínové skříně, poměr vstupní (výstupní) plochy ku poloměru
β	[-]	impulzní součinitel
$BSFC$	[g/kw.h]	měrná spotřeba paliva motoru (Brake Specific Fuel Consumption)
c_{pA}	[J/kg.K]	měrná tepelná kapacita vzduchu při konstantním tlaku
c_{pE}	[J/kg.K]	měrná tepelná kapacita spalin při konstantním tlaku
c_{pe}	[J/kg.K]	měrná tepelná kapacita směsi spalin a vzduchu při konstantním tlaku
$\varnothing D_{t1}$	[mm]	vnější průměr na vstupu do oběžného kola radiálního kompresoru
$\varnothing D_2$	[mm]	vnější průměr kola na vstupu (výstupu) do (z) oběžného kola radiální turbíny (kompresoru)
i	[-]	počet válců motoru
EGR	[%]	objem recirkulovaných výfukových plynů
λ_z	[-]	spalovací součinitel přebytku vzduchu
H_{isC}	[kJ/kg]	celkový isoentropický entalpický spád kompresoru
H_{isT}	[kJ/kg]	isoentropický entalpický spád turbíny
H_T	[kJ/kg]	celkový entalpický spád turbíny
H_{cC}	[kJ/kg]	celkový entalpický spád kompresoru
H_u	[MJ/kg]	výhřevnost paliva
κ_A	[-]	exponent isoentropie pro vzduch
κ_E	[-]	exponent isoentropie pro spaliny
M_A	[kg/kmol]	molární hmotnost suchého vzduchu
M_e	[Nm]	kroučící moment motoru (Tourque Engine)
\dot{m}_C	[kg/s]	hmotnostní tok kompresorem
$\dot{m}_{C(cor)}$	[kg/s]	korigovaný hmotnostní tok (Corrected Compressor Flow)
\dot{m}_{1e}	[kg/s]	hmotnostní tok na vstupu do spalovacího motoru
\dot{m}_{2e}	[kg/s]	hmotnostní tok na výstupu ze spalovacího motoru
\dot{m}_{EGR}	[kg/s]	hmotnostní tok recirkulovaných výfukových plynů
\dot{m}_F	[g/s]	hmotnostní tok paliva (Engine Fuel flow)
\dot{m}_T	[kg/s]	hmotnostní tok turbínou
$\dot{m}_{T(cor)}$	[kg/s]	korigovaný hmotnostní tok (Corrected Turbine Flow)
\dot{m}_{WG}	[kg/s]	hmotnostní tok obtokovým ventilem (WG)
n	[min ⁻¹]	otáčky motoru
η_i	[-]	indikovaná účinnost
η_{isC}	[-]	isoentropická účinnost kompresoru
η_m	[-]	mechanická účinnost spalovacího motoru
η_M	[-]	mechanická účinnost turbodmychadla
η_e	[-]	účinnost přeměny tepla v mechanickou práci
η_{vol}	[-]	plnicí účinnost (Volumetric Efficiency)

η_{volEGR}	[-]	plnicí účinnost motoru při recirkulaci výfukových plynů
η_{TD}	[-]	celková účinnost turbodmychadla
η_{TM}	[-]	účinnost turbíny se zahrnutím mechanických ztrát
η_{TS}	[-]	účinnost turbíny (Total to Static)
p_{amb}	[kPa]	tlak okolního atmosférického vzduchu
Δp_{af}	[kPa]	tlaková ztráta vzduchového filtru
Δp_{cac}	[kPa]	tlaková ztráta mezichladiče stlačeného vzduchu
Δp_{exh}	[kPa]	tlaková ztráta výfukového potrubí
p_e	[Pa]	střední efektivní tlak na píst
p_{EGR}	[psi]	tlak recirkulovaných výfukových plynů
P_C	[kW]	příkon kompresoru
P_e	[kW]	efektivní výkon motoru (Power Engine)
p_{1C}	[kPa]	absolutní tlak před kompresorem
p_{2C}	[kPa]	absolutní tlak na výstupu z kompresoru
p_{1e}	[kPa]	absolutní tlak na vstupu motoru
p_{2e}	[kPa]	absolutní tlak na výstupu z motoru
Π_C	[-]	stlačení na kompresoru (Total to Total)
Π_T	[-]	expanzní poměr na turbíně (Total to Static)
R	[J/kmol.K]	universální plynová konstanta
ρ_{1e}	[kg/m ³]	hustota plnicího vzduchu na vstupu motoru
ρ'_{1e}	[kg/m ³]	hustota plnicího vzduchu na vstupu motoru při uvažování EGR
r_A	[J/kg.K]	měrná plynová konstanta pro vzduch
r_E	[J/kg.K]	měrná plynová konstanta pro spaliny
σ_t	[-]	teoretický směšovací poměr
τ	[-]	otáčkový činitel
T_{amb}	[°C]	teplota okolí
T_{cool}	[°C]	teplota chladicího média mezichladiče stlačeného vzduchu
T_{1C}	[K]	absolutní teplota na vstupu do kompresoru
T_{2C}	[K]	absolutní teplota na výstupu z kompresoru
T_{1e}	[K]	absolutní teplota plnicího vzduchu
T'_{1e}	[K]	teplota směsi plnicího vzduchu a spalin
T_{2e}	[K]	absolutní teplota spalin z motoru
T_{1T}	[K]	absolutní teplota na vstupu do turbíny
T_{2T}	[K]	statická teplota na výstupu z turbíny
T_{EGR}	[K]	absolutní teplota recirkulovaných výfukových plynů
V_H	[l]	zdvihový objem jednoho válce motoru
V_z	[l]	zdvihový objem motoru
ΔT_e	[K]	oteplení pracovní směsi v motoru
ΔT_C	[K]	oteplení vzduchu při kompresi
ΔT_{cac}	[K]	ochlazení v mezichladiči stlačeného vzduchu
x	[-]	rychlostní poměr na turbíně (obvodové rychlosti / isoentropické)

11. Seznam příloh

Příloha 1 Termofyzikální vlastnosti výfukových plynů

Příloha 1: Termofyzikální vlastnosti výfukových plynů

Temp K	Temp F	Temp C	Pressure psia	Pressure [kPa]	DENS lb/ft ³	DENS kg/m ³	Cp BTU/lb-°F	Cp kJ/kg.K	K BTU/hr-ft-°F	K W/m.K	lb/hr-ft	C-poise	Pa.s*E07	Pr
277.4	40	4.3	14.7	101.1	0.078	1.26	0.2517	1.053	0.01391	0.024058	0.04119	0.017027	170.3	0.75
399.7	260	126.5	14.7	101.1	0.054	0.87	0.2572	1.076	0.01814	0.031375	0.05056	0.0209	209.0	0.72
499.7	440	226.5	14.7	101.1	0.044	0.70	0.2636	1.103	0.0225	0.038915	0.05999	0.024799	248.0	0.70
599.7	620	326.5	14.7	101.1	0.036	0.58	0.2706	1.132	0.0266	0.046007	0.06846	0.0283	283.0	0.70
699.7	800	426.5	14.7	101.1	0.031	0.50	0.2779	1.163	0.03072	0.053133	0.07644	0.031599	316.0	0.69
799.7	980	526.5	14.7	101.1	0.027	0.44	0.2852	1.193	0.03483	0.060241	0.08394	0.034699	347.0	0.69
899.7	1160	626.5	14.7	101.1	0.024	0.39	0.2921	1.222	0.0387	0.066935	0.09096	0.037601	376.0	0.69
999.7	1340	726.5	14.7	101.1	0.022	0.35	0.2983	1.248	0.0426	0.07368	0.09749	0.0403	403.0	0.68
1099.7	1520	826.5	14.7	101.1	0.020	0.32	0.3038	1.271	0.0464	0.080252	0.10402	0.043	430.0	0.68
1199.7	1700	926.5	14.7	101.1	0.018	0.29	0.3089	1.292	0.0479	0.082847	0.1103	0.045596	456.0	0.71
1299.7	1880	1026.5	14.7	101.1	0.017	0.27	0.3136	1.312	0.05153	0.089125	0.1164	0.048117	481.2	0.71
1399.7	2060	1126.5	14.7	101.1	0.016	0.25	0.3182	1.331	0.05491	0.094971	0.1222	0.050515	505.2	0.71
1499.7	2240	1226.5	14.7	101.1	0.015	0.23	0.3226	1.350	0.0583	0.100834	0.1277	0.052789	527.9	0.71
1599.7	2420	1326.5	14.7	101.1	0.014	0.22	0.3272	1.369	0.06193	0.107113	0.1333	0.055104	551.0	0.70
1799.7	2780	1526.5	14.7	101.1	0.012	0.19	0.3365	1.416	0.06991	0.120915	0.1444	0.059692	596.9	0.70