



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK TURBODMYCHADEL

TURBOCHARGER PERFORMANCE MEASUREMENT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

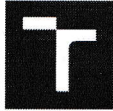
Michal Ušiak

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Adam Vondrák

BRNO 2018



VYSOKÉ UČENÍ FAKULTA
TECHNICKÉ STROJNÍHO
V BRNĚ INŽENÝRSTVÍ

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Michal Ušiak**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Adam Vondrák**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Měření charakteristik turbodmychadel

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Přepřehování spalovacích motorů turbodmychadly patří mezi hlavní směry vývoje zaměřeného na snižování spotřeby paliva, produkce škodlivých emisí a zvyšování výkonnostních parametrů vozidel. K tomu je důležité mít detailní znalost vlastností posuzovaných turbodmychadel podloženou experimentálně získanými daty. Předmětem této práce je přehledová studie soudobých metod měření charakteristik reálných turbodmychadel.

Cíle bakalářské práce:

Provést rešerši soudobých metod měření charakteristik turbodmychadel a jejich funkčních částí.
Zhodnotit případná omezení vyplývající ze způsobu měření příslušných veličin.
Popsat využití těchto charakteristik v inženýrských výpočtech.

Seznam doporučené literatury:

HIERETH, Hermann a PRENNINGER, Peter. Charging the internal combustion engine. New York: Springer, c2007. ISBN 321133033X.

BAINES, Nicholas C. Fundamentals of turbocharging. White River Junction, Vt: Concepts NREC, 2005. ISBN 9780933283145.

MACEK, Jan a KLIMENT, Vladimír. Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory : Přepřehování spalovacích motorů. 4. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006, c1988. 206 s. ISBN: 80-01-03529-8.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 27. 10. 2017



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katoňický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalárska práca pojednáva o aktuálnych metódach merania charakteristík turbodúchadiel. Okrem priblíženia základných výkonnostných charakteristík, ktorými sú kompresorová a turbínová mapa, práca obsahuje popis experimentálnych metód získavania týchto dát, ktoré sú dôležité pre návrh preplňovanej pohonnej jednotky. Opis hlavných konštrukčných častí testovacích zariadení a obmedzení vyplývajúcich z metód merania má za úlohu čitateľa oboznámiť s problematikou validácie návrhu turbodúchadiel. K tomu prispieva aj prehľad testov zlepšujúcich presnosť získaných charakteristík a priblíženie niektorých druhov doplnkových a bezpečnostných testov. Príklady využitia charakteristík v inžinierskych výpočtoch majú za úlohu vytvoriť obraz o dôležitosti vytvorenia výpočtového modelu z experimentálne získaných dát, ktorý je popisom termodynamiky turbodúchadla.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Turbodúchadlo, charakteristiky, meranie, gas stand, turbínový dynamometer, kompresorová mapa, turbínová mapa, shaft motion, akustické testy, stratový mechanický výkon, prestup tepla, bezpečnostné testy, spotreba oleja

ABSTRACT

The bachelor's thesis deals with recent methods of measuring turbocharger characteristics. Besides an introduction to fundamental performance characteristics, such as compressor map and turbine map, thesis contains description of experimental methods of collecting such data, which is essential for designing a turbocharged power unit. Description of main parts of the test stands and limitations consequent upon the measuring methods is supposed to offer basic knowledge of turbocharger design validation to the reader. As an extension overview of tests increasing accuracy of these characteristics and a few additional and safety tests is presented. Examples of use of these characteristics in engineering calculations should give an image of significance of creating computational model from experimental collected data, which describes thermodynamics of the turbocharger.

KEYWORDS

Turbocharger, characteristics, measurement, gas stand, turbine dynamometer, compressor map, turbine map, shaft motion, acoustics tests, mechanical friction losses, heat transfer, safety tests, oil consumption

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

UŠIAK, M. *Měření charakteristik turbodmychadel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 48 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Adam Vondrák.



ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Adama Vondráka a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brne dňa 23. mája 2018

.....

Michal Ušiak

POĎAKOVANIE

Rád by som poďakoval Ing. Adamovi Vondrákovi za vedenie bakalárskej práce a za cenné rady a pripomienky, ktoré mi ukázali správny smer. Rovnako ďakujem svojim rodičom, ktorí mi boli oporou počas celého štúdia a podporovali ma či už psychicky alebo materiálne. Vďaka patrí aj mojej rodine a priateľom, ktorí ma vždy dokázali povzbudiť, prípadne počas štúdia bojovali po mojom boku.

OBSAH

Úvod	9
1 Úvod do preplňovania spaľovacích motorov	10
1.1 Význam preplňovania spaľovacích motorov	10
1.2 Konštrukcia turbodúchadiel	13
2 Základy termodynamiky turbodúchadiel	17
2.1 Účinnosť kompresora	18
2.2 Účinnosť turbíny	20
2.3 Pulzné a rovnotlaké preplňovanie	22
2.4 Rovnováha turbíny a kompresora	23
3 Meranie charakteristík turbodúchadiel	25
3.1 Testovacie zariadenia	25
3.2 Stanovenie charakteristík	28
3.3 Merania pre zvýšenie presnosti výkonnostných charakteristík turbodúchadiel	32
3.4 Bezpečnostné a doplnkové testy	34
4 Využitie charakteristík v inžinierskych výpočtoch	39
4.1 Výber kompresora	39
4.2 Výber turbíny	40
4.3 1D simulácie	41
Záver	42
Zoznam použitých skratiek a symbolov	47

ÚVOD

V dnešnej dobe sú kladené vysoké nároky na zvyšovanie účinnosti pohonných jednotiek dopravných prostriedkov a pracovných strojov. Dôraz sa kladie najmä na spaľovacie motory, ktoré sú najrozšírenejším druhom pohonu v doprave a v iných odvetviach priemyslu.

Jedným z najrozšírenejších prístupov zefektívňovania spaľovacích motorov je preplňovanie. Preplňovanie je najčastejšie realizované aplikáciou turbodúchadla do systému pohonnej jednotky. Turbodúchadlo v systéme odoberá časť, inak len veľmi ťažko využiteľnej energie výfukových plynov, ktorú následne využíva na stláčanie plniaceho vzduchu pred vstupom do spaľovacieho priestoru motora, čím sa zvyšuje efektívny výkon motora. Aktuálne je veľkým trendom znižovanie zdvihového objemu motora („downsizing“) a znižovanie pracovných otáčok motora („downspeeding“), za súčasného zvyšovania plniaceho tlaku, čím je možné znižovať mernú efektívnu spotrebu paliva a redukovať množstvo produkcie škodlivých emisií.

Preplňovanie turbodúchadlom predstavuje komplexný inžiniersky problém, k vyriešeniu ktorého je potrebné veľké množstvo vstupných údajov a návrhových parametrov. Pri návrhu preplňovanej pohonnej jednotky je nutné stanoviť vhodnú veľkosť kompresorového a turbínového stupňa, zvoliť vhodný regulačný mechanizmus, ale aj správne navrhnuť konštrukciu nasávacieho a výfukového systému. Práve pri riešení týchto inžinierskych úloh je nutné disponovať vhodnými charakteristikami, či už kompresora, turbíny alebo parametrami, ktoré charakterizujú turbodúchadlo ako celok.

Každé turbodúchadlo je jedinečné svojimi parametrami, či už kompresorovou mapou, turbínovou mapou alebo inými. Pre určenie týchto charakteristík je najvhodnejšie experimentálne meranie na testovacích zariadeniach. Táto práca pojednáva práve o experimentálnych spôsoboch získavania jednotlivých charakteristík, o ich prednostiach a negatívach a o jednotlivých konštrukčných riešeniach testovacích stanovišť.

1 ÚVOD DO PREPLŇOVANIA SPALOVACÍCH MOTOROV

Preplňovanie spaľovacích motorov je proces, kedy je pridaním pomocného mechanizmu do sústavy pohonnej jednotky zvyšovaná hustota plniaceho vzduchu, a tým sa zvyšuje efektívny výkon motora bez nutnosti zväčšovania zdvihového objemu, či zvyšovania otáčok.

Dnes je známych viacero mechanizmov slúžiacich na zvýšenie plniaceho tlaku. Jedným z nich je mechanický kompresor, ktorý na stláčanie plniaceho vzduchu využíva časť výkonu z kľukového hriadeľa motora.

Turbodúchadlo je ďalšie a v dnešnej dobe najrozšírenejšie zariadenie slúžiace na zvýšenie plniaceho tlaku. V turbodúchadle sa na stláčanie využíva odpadová energia výfukových plynov, vďaka čomu dokáže oveľa viac zvýšiť termodynamickú účinnosť motora oproti mechanickému kompresoru.

Náporové preplňovanie sa využíva najmä v pretekárskych vozidlách, kde sa na zvýšenie plniaceho tlaku využíva dynamický tlak obtekajúceho vzduchu.

Comprex je experimentálny spôsob preplňovania a nikdy nebol produkčne úspešný. Spôsob činnosti plniaceho zariadenia tlakovými vlnami je založený na odrazovom správaní tlakových vln v trubici. Tlaková alebo podtlaková vlna prechádzajúca trubicou je odrazená s opačnou fázou na otvorenom konci trubice, a súčasne zväčšená na dvojnásobok svojej amplitúdy na zatvorenom konci trubice. [1]

Rezonančné plnenie je tiež druh preplňovania. Plniaci tlak je tu zvyšovaný podobne ako v zariadení Comprex. V sacom potrubí vzniká podtlaková vlna vplyvom rýchleho odsávania vzduchu piestom pohybujúcim sa k dolnej úvrti. V čase kedy sú sacie ventily otvorené sa podtlaková vlna začne šíriť ku otvorenému koncu sacieho potrubia, kde sa odrazí s opačnou fázou. Následne sa tlaková vlna presunie do spaľovacieho priestoru v momente, kedy sa sacie ventily zatvárajú. Nevýhodou tohto spôsobu preplňovania je, že bez variabilnej rezonančnej dĺžky je efektívne len pri konštantných otáčkach motora a pri zmene otáčok môže dokonca pôsobiť kontraproduktívne.

Preplňovanie piestovými kompresormi bolo zavádzané v samotných začiatkoch preplňovania, pretože to bolo najjednoduchšie dostupné riešenie. Piestové kompresory navyše poskytovali možnosť ich využitia ako vyvažovacieho komponentu motora.

1.1 VÝZNAM PREPLŇOVANIA SPALOVACÍCH MOTOROV

Už od vynálezu spaľovacieho motora je vysoká pozornosť inžinierov upriamená na zvyšovanie výkonu a termodynamickej účinnosti tohto stroja. V minulosti sa vývoj uberal smerom zdokonaľovania pracovných cyklov, zvyšovania otáčok, znižovania mechanických strát a zlepšovania výmeny náplne valcov. V dnešnej dobe sa k týmto spôsobom zefektívňovania spaľovacích motorov vo vysokej miere pridáva preplňovanie.

K demonštrácii ďalších možností zvyšovania výkonu spalovacích motorov je vhodné použiť rovnicu efektívneho výkonu [2]:

$$P_e = i V_H \frac{H_u}{L_t \lambda_z} \rho_{pl} \eta_d \eta_i \eta_m \frac{n}{\tau}, \quad (1)$$

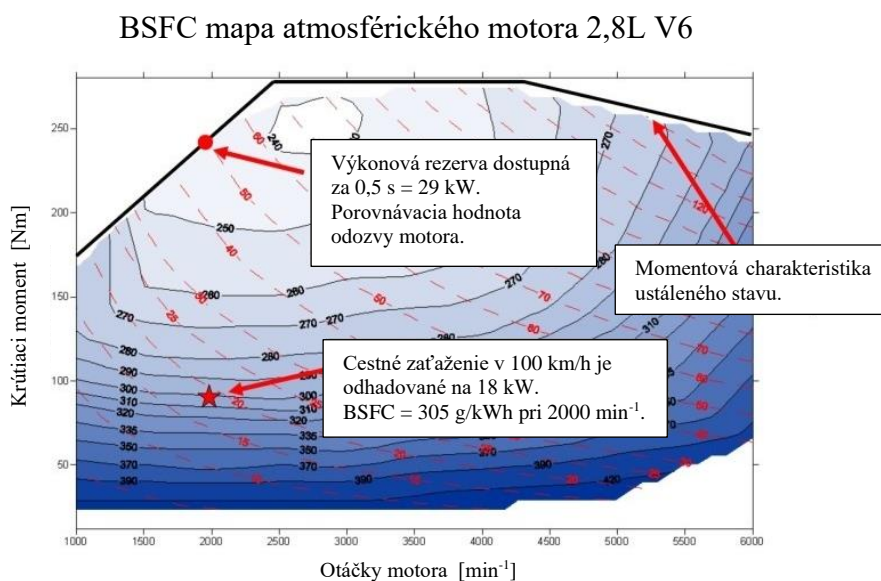
kde:

P_e	[W]	efektívny výkon piestového spalovacieho motora,
i	[-]	počet valcov spalovacieho motora,
V_H	[m ³]	zdvihový objem jedného valca,
H_u	[J·kg ⁻¹]	výhrevnosť použitého paliva,
λ_z	[-]	spalovací súčiniteľ prebytku vzduchu,
L_t	[-]	teoretický zmiešavací pomer vzduchu a paliva,
ρ_{pl}	[kg·m ⁻³]	hustota plniaceho vzduchu,
η_d	[-]	dopravná účinnosť motora,
η_i	[-]	indikovaná účinnosť motora,
η_m	[-]	mechanická účinnosť motora,
n	[Hz]	otáčky motora,
τ	[-]	otáčkový činiteľ, vyjadrujúci počet otáčok motora potrebných pre 1 expanzný zdvih (pre dvojtaktný motor $\tau=1$, pre štvortaktný motor $\tau=2$).

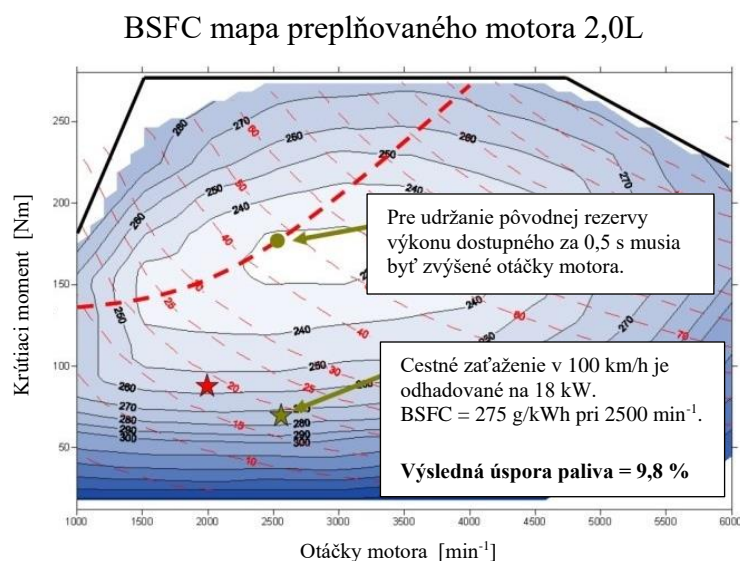
Z rovnice (1) je vidieť, že zvýšiť efektívny výkon motora je možné zväčšením zdvihového objemu motora, čo dnes nie je vhodné pre snahu vyvíjať kompaktné a ľahké motory. Ďalšou možnosťou je úprava podielu výhrevnosti paliva a teoretického zmiešavacieho pomeru vzduchu a paliva. Túto úpravu limituje fakt, že voľba palív je obmedzená na štandardizované typy. Nemenej významným spôsobom zvýšenia efektívneho výkonu je zvýšenie dopravnej, indikovanej a mechanickej účinnosti. V tomto smere nie je možné očakávať zásadné zlepšenie z dôvodu konštrukčnej a ekonomickej náročnosti. Zvyšovanie otáčok je taktiež spôsob zvýšenia efektívneho výkonu, no vysoké otáčky výrazne skracujú dobu výmeny náplne valcov a tým zvyrazňujú nestabilné podmienky, taktiež vplývajú na únavové opotrebenie motora a zvyšujú mechanické straty, preto je tendencia práve k ich znižovaniu.

Poslednou, a v dnešnej dobe najrozšírenejšou možnosťou zvyšovania efektívneho výkonu, je zväčšenie hustoty plniaceho vzduchu. Zväčšenie hustoty sa dá doceliť zväčšením tlaku plniaceho vzduchu a jeho súčasným ochladením. Na princípe stláčania a ochladzovania plniaceho vzduchu je založené práve preplňovanie.

Preplňovanie sa začalo hojne rozširovať v bežnom použití v dobe, kedy sa pozornosť inžinierov automobiliek upriamila na tzv. „downsizing“, t. j. znižovanie zdvihového objemu pri súčasnom zvyšovaní plniaceho tlaku. Vďaka tomu, že je motor v priebehu homologizačných jazdných skúšok podľa procedúry WLTP (prípadne v jazdnom cykle WLTC – predtým NEDC) prevádzkovaný väčšinu času v nízkom zaťažení, prináša preplňovaný a zmenšený motor úsporu paliva tiež v certifikačných laboratórnych testoch.



Obr. 1 Mapa mernej spotreby (BSFC) atmosférického motora 2.8L V6 [3]



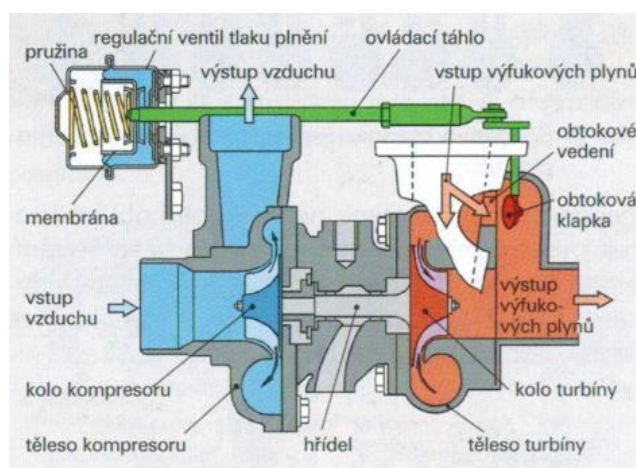
Obr. 2 Mapa mernej spotreby (BSFC) preplňovaného motora 2.0L [3]

Z obr. 1 a obr. 2 je možné pozorovať rozdiel medzi mapami mernej spotreby paliva atmosférického a turbodúchadlom preplňovaného motora s rovnakým maximálnym krútiacim momentom. Pre atmosférické motory je štandardné, že majú oblasť maximálnej účinnosti umiestnenú blízko oblasti maximálneho krútiaceho momentu, zatiaľ čo preplňované motory majú túto oblasť posadenú bližšie k prevádzkovej oblasti. Turbodúchadlom preplňované motory ale trpia na oneskorenú reakciu na stlačenie akcelerátora tzv. „turbodieru“, preto je výhodné porovnanie s určitou výkonovou rezervou dosiahnuteľnou v krátkom čase. V obr. 1 a obr. 2 je porovnanie mernej spotreby paliva pri cestnom zaťažení v rýchlosti 100 km/h, s výkonovou rezervou 29 kW dosiahnuteľnou za 0,5 sekundy. Pri tejto konfigurácii má daný preplňovaný motor o 9,8% lepšiu mernú spotrebu paliva v porovnaní s atmosférickým motorom. [3]

1.2 KONŠTRUKCIA TURBODÚCHADIEL

Turbodúchadlo sa skladá z troch hlavných komponentov, ktorými sú kompresor a turbína, ktorá kompresor poháňa a hriadeľ uložený v sústave ložísk, ktorý prenáša výkon z turbíny na kompresor. Použité sú tiež hriadeľové tesnenia ktoré oddeľujú plyny od lubrikantov. [4]

Pre konštrukciu turbodúchadiel sa využívajú rôzne druhy materiálov v závislosti na časti v ktorej sú použité. Pre kompresorovú časť sú typické ľahké materiály bez schopnosti znášať vysoké teploty, najčastejšie zliatiny na báze hliníka. V prípade kompresorových kolies pracujúcich s vysokým stlačením a s tým spojenou vyššou výstupnou teplotou sa používa titán. Turbínová časť je charakteristická vysokými teplotami a priamym kontaktom so spalinami, preto sú požiadavky na materiál väčšie. Teplotne najviac namáhanou časťou je turbína, pre ktorú sú charakteristické zliatiny na báze niklu (Inconel). Turbínová skriňa je čiastočne chladená okolitým vzduchom, preto u nej nie sú nároky na materiál také vysoké ako u turbínového kolesa. Najčastejšie sa používajú žiaruvzdorné ocele prípadne zliatiny titánu s hliníkom.



Obr. 3 Rez turbodúchadlom s reguláciou obtokovým ventilom („waste-gate“) [5]

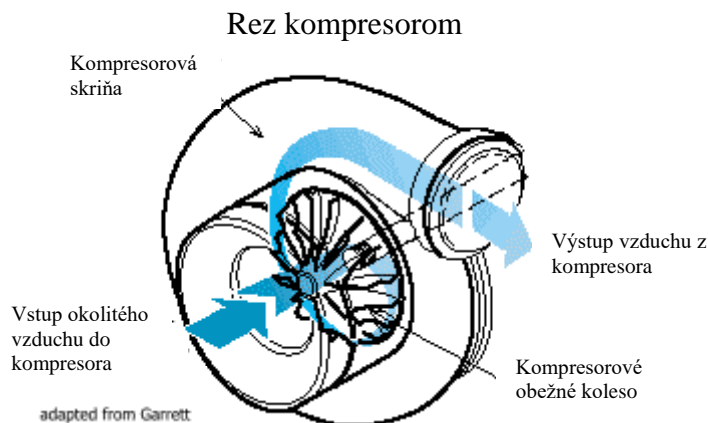
1.2.1 KOMPRESORY

V začiatkoch preplňovania sa používali výhradne objemové kompresory, ktoré majú výhodu v tom, že sa otáčkami približujú otáčkam motora, preto je jednoduché ich poháňať mechanickým spojením s kľukovým hriadeľom. Pre potreby turbodúchadiel sú ale výhodnejšie lopatkové kompresory, pretože sú relatívne kompaktné, lacné, účinné, a pracujú vo vysokých otáčkach, vďaka čomu môžu byť priamo spojené s turbínou.

V prvých turbodúchadlách boli použité axiálne kompresory, ktoré majú menšie rozmery v radiálnom smere a dosahujú vyššej účinnosti oproti radiálnym kompresorom, no pre dosiahnutie vyšších tlakových pomerov je nutné pridanie viacerých stupňov. To spôsobuje nárast rozmerov v axiálnom smere, komplikovanosť zariadenia, a tým sa zvyšuje náročnosť výroby a cena. [4]

Radiálne kompresorové stupne sa v súčasnosti pre preplňovanie spalovacích motorov využívajú najviac. Ťažia hlavne zo svojej jednoduchosti, nízkych výrobných nákladov a malej hmotnosti. Nevýhodou je podobne ako u axiálnych kompresorov, že pre dosiahnutie vysokých

tlakových pomerov je nutná prevádzka kompresora vo vysokých otáčkach odvíjajúcich sa od priemeru daného kolesa, čo zvyšuje nároky na presnosť výroby a použité ložiskové materiály. [2]



Obr. 4 Radiálny kompresor [6]

Od čias zavádzania preplňovania turbodúchadiel do automobilov sa vyvinuli ďalšie modifikácie týchto dvoch základných typov kompresorov. Jedným z nich je diagonálny kompresor, ktorý je kompromisom medzi axiálnym a radiálnym kompresorom, kde vzduch vystupuje z kompresora pod uhlom v rozmedzí 0° až 90° vzhľadom na os otáčania. Tým sú dosiahnuté výhody axiálneho a zároveň radiálneho kompresora. Nevýhodou môže byť väčší moment zotrvačnosti v porovnaní s axiálnym kompresorom, z dôvodu väčších rozmerov rotoru kompresora. [7]

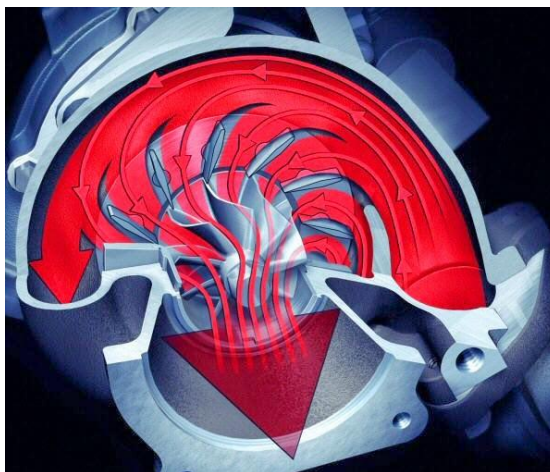
DualBoost je konštrukcia turbodúchadla, kde je rotor kompresora obojstranný, vďaka čomu dokáže poskytnúť teoreticky dvojnásobný hmotnostný prietok oproti jednostrannému kolesu. S touto konštrukciou má turbodúchadlo na svoj výkon veľmi malý moment zotrvačnosti, čo sa priaznivo prejaví na znížení oneskorenej reakcie na stlačenie akcelarátoru. [8]

1.2.2 TURBÍNY

Úlohou turbíny je poháňať kompresor energiou získavanou z výfukových plynov motora. Turbíny sa delia na tri základné typy, pričom podobne ako u kompresorov, je delenie podriadené uhlu toku plynov vzhľadom na os rotácie.

U axiálnych turbín sú rozvádzacími lopatkami, ktoré turbínová skriňa v závislosti na konštrukcii môže a nemusí mať, výfukové plyny usmernené na požadovaný vstupný uhol prúdu. Po opustení statorovej časti sa plyny dostávajú na rotorovú časť s vírivým pohybom. Na rotorovej časti následne plyny konajú prácu, ktorá sa prejavuje rotáciou turbíny. [4]

Na rozdiel od axiálnych turbín, v radiálnych turbínach podstupujú výfukové plyny výraznú zmenu smeru prúdenia. Do turbíny plyny vstupujú v radiálnom smere a vystupujú v axiálnom. Radiálna turbína má podobne ako axiálna, statorovú a rotorovú časť. Výfukové plyny po vstupe do statorovej časti expandujú a sú usmernené do tangenciálneho prúdenia okolo rotoru turbíny. S vysokou obvodovou rýchlosťou následne plyny vstupujú na rotor turbíny, pričom je konaná mechanická práca. Mechanická práca sa prejavuje na rotácií turbíny. [4]



Obr. 5 Radiálna turbína s variabilnou geometriou lopatiek [9]

Diagonálna turbína je podobne ako diagonálny kompresor, kompromisom medzi axiálnou a radiálnou turbínou. Poskytuje možnosť zmeny hlavného smeru prúdenia z radiálneho na axiálny čo sa môže pozitívne prejavíť na výslednej účinnosti turbíny. Najväčšou výhodou oproti radiálnej turbíne je nižší moment zotrvačnosti rotora a možnosť zvýšiť maximálne otáčky, čo sa kladne odrazí na odozve a maximálnom výkone turbíny. [10]

1.2.3 REGULÁCIA TURBODÚCHADLA

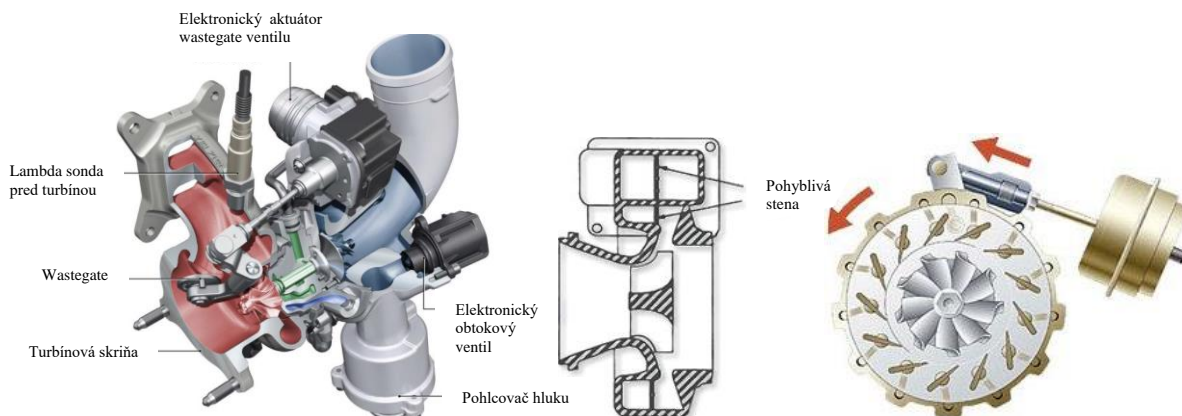
Po výbere konkrétneho kompresora a turbíny pre danú pohonnú jednotku je turbodúchadlo charakterizované špecifickou krivkou plniaceho tlaku závislou výhradne na zaťažení motora. Vzhľadom na požiadavku konkrétneho plniaceho tlaku je nutné turbodúchadlo regulovať. Toto je možné jedine reguláciou kompresorového alebo turbínového stupňa. Regulácia je navyše nutná pre citlivosť kompresora na výkonové výkyvy turbíny, pre ktoré by mohlo dôjsť u kompresora k prekročeniu medze pumpovania pri nízkych hodnotách hmotnostného prietoku, prípadne k dosiahnutiu medze zahľtenia pri vysokých hodnotách hmotnostného prietoku. Regulácia je nevyhnutná aj z dôvodu maximálnych dovolených otáčok turbodúchadla, ktoré nemôžu byť prekročené. [1]

Najjednoduchším spôsobom regulácie kompresorového stupňa je „blow-off“ ventil, ktorý v závislosti na plniacom tlaku prepúšťa vzduch z nasávacieho traktu za kompresorom. Ďalším možným spôsobom je recirkulácia, kedy je odoberaná časť vzduchu z rotora kompresora v závislosti na tlaku v tomto mieste a následne vracaná pred kompresor. Natáčacie vstupné vodiace lopatky zväčšujú stabilitu prevádzky kompresora prispôbením prúdenia vzduchu podľa potreby. [4]

Na reguláciu turbínového stupňa je najčastejšie využívaný obtokový ventil, tzv. „waste gate“, ktorý v závislosti na tlaku v nasávacom trakte za kompresorom prepustí časť výfukových plynov pred turbínou obtokovým kanálom za turbínu.

Dnes je rozšírený systém regulácie natáčacími lopatkami, ktoré usmerňujú prúdenie plynov na rotor turbíny. Vďaka variabilnej geometrii lopatiek je možné dosiahnuť premenlivej závislosti hmotnostného prietoku na tlakovom pomere, čo u turbodúchadla s pevnou geometriou nie je možné. [11]

Regulácia môže byť tiež vykonávaná meniteľným prierezom vstupnej sekcie turbíny, pohyblivou klapkou, viackanálovou rozvážzacou sústavou a variabilnou výstupnou tryskou. Tieto spôsoby regulácie sú ale experimentálne alebo veľmi málo rozšírené.

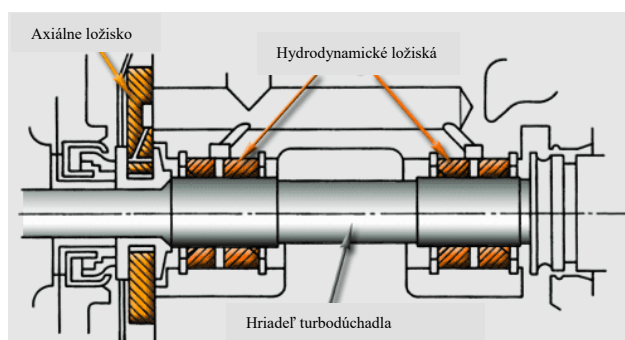


Obr. 6 Regulácia turbodúchadla wastegate ventilom (vľavo), meniteľným prierezom vstupnej sekcie (v strede) a natáčacími lopatkami (vpravo) [12][13][14]

1.2.4 CENTRÁLNE SKRINE

Centrálne skrine, alebo tiež „housingy“, spájajú turbínovú časť s kompresorovou a zároveň poskytujú oporu ložiskám, v ktorých je uložený hriadeľ. Obsahujú tiež kanály pre prívod a odvod maziva k ložiskám, prípadne systém chladenia pre turbodúchadlá motorov s vysokou teplotou spalín. Nachádzajú sa v nich aj hriadeľové tesnenia, ktoré zamedzujú styku plynov s ložiskovým mazivom.

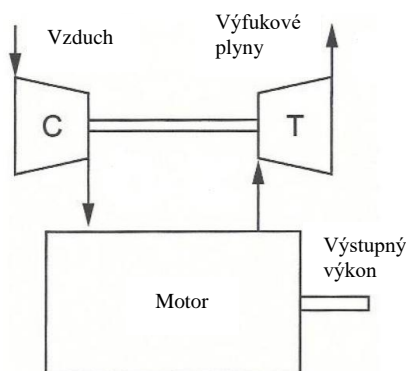
Na ložiská uložené v centrálnych skriniach sú kladené vysoké nároky, najmä pri turbodúchadlách osobných automobilov, ktoré dosahujú otáčky presahujúce $250\,000\text{ min}^{-1}$. Turbodúchadlá automobilov sú navyše veľmi kompaktné, preto sa používajú hydrodynamické ložiská s olejovým filmom, no bežné sú aj valivé ložiská. Prevažne v prípade klzných ložísk je badateľný stratový výkon, najmä pri rozbehu turbodúchadla, kedy olejový film ešte nemá dostatočnú hrúbku, preto musí byť zohľadnený pri návrhu a experimentálnom meraní samotného turbodúchadla, ale aj pri návrhu preplňovanej pohonnej jednotky ako celku. [4]



Obr. 7 Uloženie hriadeľa v ložiskách centrálnej skrine [15]

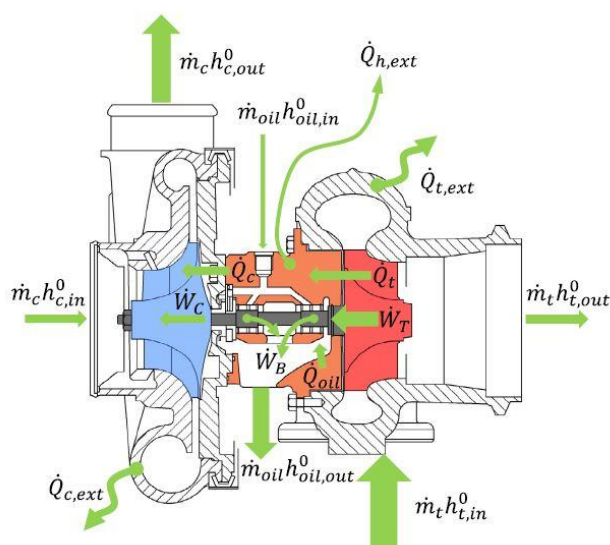
2 ZÁKLADY TERMODYNAMIKY TURBODÚCHADIEL

Turbodúchadlo je tepelný stroj, ktorý svojou činnosťou zvyšuje efektívny výkon a účinnosť spaľovacieho motora. Toto je vykonávané premenou zvyškovej energie výfukových plynov na mechanickú prácu na turbíne, ktorá je prenášaná hriadeľom na kompresor, kde sa mechanická energia využije na kompresiu plniaceho vzduchu. Zvýšením tlaku plniaceho vzduchu sa zvýši jeho hustota, a tým sa do valca dostane väčšia hmotnosť vzduchu, čo následne umožní spálenie väčšieho množstva paliva. Výsledkom je zisk väčšieho množstva práce z jedného pracovného cyklu motora. [4]



Obr. 8 Schéma turbodúchadlom preplňovaného motora [4]

Pre popis činnosti ideálneho kompresora a turbíny sa z hľadiska termodynamiky využíva adiabatický dej. Ten sa vyznačuje nulovým nárastom entropie, z čoho vyplýva, že energetické straty tohto deja sú nulové. Bezstratový dej je ale reálne neuskutočniteľný, a preto sa pre presnejší popis udávajú adiabatické účinnosti kompresora a turbíny. Celková účinnosť turbodúchadla je navyše doplnená o mechanickú účinnosť, ktorá zohľadňuje mechanické straty na ložiskách a je dôležitá pre definovanie výkonovej rovnováhy medzi turbínou a kompresorom. [16]



Obr. 9 Výkonová a tepelná bilancia turbodúchadla [17]

2.1 ÚČINNOSŤ KOMPRESORA

Účinnosť tak kompresora ako aj turbíny, má veľký vplyv na výkon turbodúchadla a celého preplňovaného systému pohonnej jednotky. Adiabatická účinnosť vyjadruje mieru nárastu entropie sústavy pri reálnom termodynamickom deji, ktorý sa porovnáva s dejom adiabatickým. Nárast entropie vychádza z druhého zákona termodynamiky a sprevádza každý nevratný dej. Nevratným dejom sa rozumie každý reálny termodynamický dej, teda aj expanzia plynov v turbíne, respektíve kompresia plniaceho vzduchu v kompresore. Účinnosť kompresora je popísaná ako podiel práce dodanej kompresoru pre adiabatickú kompresiu a práce dodanej kompresoru pre reálnu kompresiu. [4][16]

Vzťah pre adiabatickú účinnosť je [4]:

$$\eta_{c,tt} = \frac{\text{adiabatická práca}}{\text{skutočná práca}} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}}, \quad (2)$$

kde:

$\eta_{c,tt}$	[-]	adiabatická účinnosť kompresora (total-to-total),
h_{02s}	[J·kg ⁻¹]	merná totálna entalpia vzduchu po adiabetickej kompresii,
h_{01}	[J·kg ⁻¹]	merná totálna entalpia vzduchu pred kompresiou,
h_{02}	[J·kg ⁻¹]	merná totálna entalpia vzduchu po reálnej kompresii,
T_{02s}	[K]	totálna teplota vzduchu po adiabetickej kompresii,
T_{01}	[K]	totálna teplota vzduchu pred kompresiou,
T_{02}	[K]	totálna teplota vzduchu po reálnej kompresii.

Pretože je entalpia nemerateľná veličina, je pre potreby určenia účinnosti na testovacom stanovisku nutné jej vyjadrenie cez veličiny, ktoré je možné merať. Keďže entalpia je priamo úmerná termodynamickej teplote, kde konštantou úmernosti je merná tepelná kapacita vzduchu za konštantného tlaku c_{pa} , je vhodné vyjadrenie účinnosti práve cez teploty. [4]

Výstupná teplota T_{02s} môže byť vyjadrená ako funkcia tlakového pomeru [4]:

$$T_{02s} = T_{01} \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{(\kappa_a - 1)/\kappa_a}, \quad (3)$$

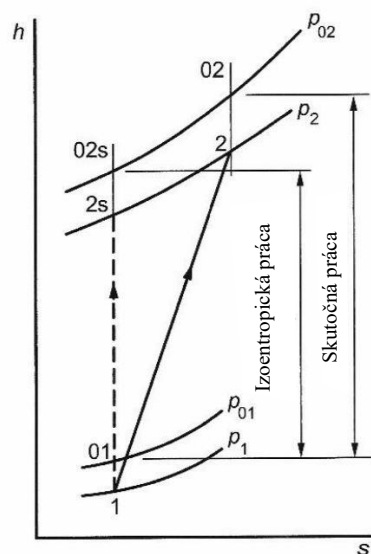
kde:

p_{01}	[Pa]	totálny tlak pred kompresorom,
p_{02}	[Pa]	totálny tlak za kompresorom,
κ_a	[-]	Poissonova konštanta pre vzduch.

Následne je možné účinnosť zapísať ako [4]:

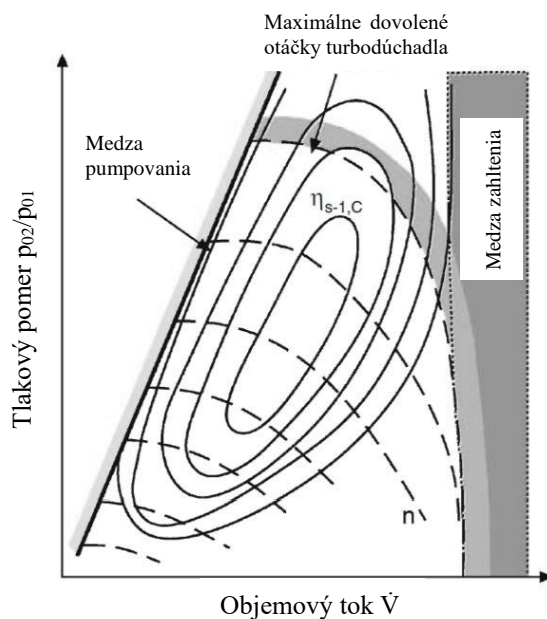
$$\eta_{c,tt} = \frac{(p_{02}/p_{01})^{(\kappa_a - 1)/\kappa_a} - 1}{(T_{02}/T_{01}) - 1}. \quad (4)$$

Z obr. 10 je viditeľné, že vzhľadom na tvar izobár v h - s diagrame je práca skutočnej kompresie vždy väčšia ako práca ideálneho adiabatického deja, čo znamená že účinnosť kompresora je vždy menšia ako 1. [4]



Obr. 10 h - s diagram kompresie [4]

Pre potreby inžinierskych výpočtov boli zavedené tzv. kompresorové mapy, v ktorých je tlakový pomer vyneseny ako funkcia hmotnostného toku. V poli máp sú zaznačené krivky konštantnej účinnosti a konštantných otáčok kompresora. Kompresorová mapa teda vyjadruje závislosť účinnosti kompresora na pracovných podmienkach kompresora. Pre možnosť využitia kompresorovej mapy pre rôzne okolité podmienky, sa zavádzajú korigované hodnoty, ktoré sa vzťahujú ku štandardným fyzikálnym podmienkam. Preto sa do mapy zanáša korigovaný hmotnostný tok a korigované otáčky (vid' kapitola 3.2.2). [4]



Obr. 11 Kompresorová mapa s vyznačenými medznými krivkami [1]

Stabilná pracovná oblasť kompresora v kompresorovej mape je ohraničená medzou zahltenia sprava, medzou pumpovania zľava a maximálnymi dovolenými otáčkami zhora. K zahlteniu dochádza, keď vzduch vo vstupnom hrdle kompresora dosiahne rýchlosti zvuku. Toto najčastejšie nastáva vo vstupnom hrdle kompresora. Medza zahltenia teda udáva maximálnu hodnotu prietokovej kapacity kompresora, v ktorej blízkosti rapidne klesá tlakový pomer a účinnosť kompresora. Z druhej strany stabilnú pracovnú oblasť kompresora vytyčuje medza pumpovania, tá udáva minimálny možný prietok, ktorý umožňuje stabilnú prevádzku kompresora pri určitom tlakovom pomere v ustálenom stave. Pumpovanie nastáva pri hmotnostnom prietoku pod medzou pumpovania, kedy dochádza k nestabilite v práci kompresora. Vznikajú tlakové oscilácie, ktoré môžu spôsobiť mechanické zlyhanie kompresora alebo ložísk turbodúchadla. Zhora je pracovná oblasť ohraničená maximálnymi konštrukčnými otáčkami, ktoré sú definované maximálnym dovoleným napätím v tele rotujúceho kompresorového kolesa. [4]

2.2 ÚČINNOSŤ TURBÍNY

Účinnosť turbíny je rovnako ako v prípade kompresora účinnosť adiabatická, v tomto prípade účinnosť adiabetickej expanzie. Je teda vyjadrená ako pomer práce výfukových plynov pri skutočnom deji a práce výfukových plynov pri adiabatickom deji. Vzťah pre účinnosť turbíny total-to-total je teda [4]:

$$\eta_{T,tt} = \frac{\text{skutočná práca}}{\text{adiabatická práca}} = \frac{h_{03} - h_{04}}{h_{03} - h_{04s}} = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} - T_{04s}}, \quad (5)$$

kde:

$\eta_{T,tt}$	[-]	adiabatická účinnosť turbíny (total-to-total),
h_{03}	[J·kg ⁻¹]	merná totálna entalpia plynov pred expanziou,
h_{04}	[J·kg ⁻¹]	merná totálna entalpia plynov po reálnej expanzii,
h_{04s}	[J·kg ⁻¹]	merná totálna entalpia plynov po adiabetickej expanzii,
T_{03}	[K]	totálna teplota plynov pred expanziou,
T_{04}	[K]	totálna teplota plynov po reálnej expanzii,
T_{04s}	[K]	totálna teplota plynov po adiabetickej expanzii.

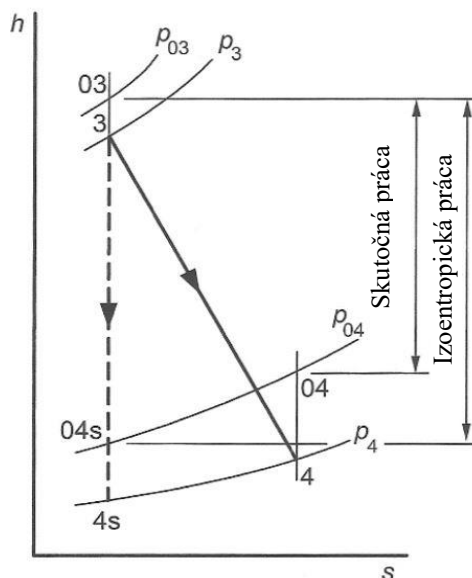
Rovnako ako u kompresora, aj u turbíny je možné vyjadriť účinnosť cez teploty. Konštantou úmernosti entalpie a teploty je v tomto prípade merná tepelná kapacita výfukových plynov za konštantného tlaku c_{pe} .

Totálna entalpia h_{04} respektíve h_{04s} v rovnici (5) je súčtom statickej entalpie a kinetickej energie plynov vystupujúcich z turbíny. Kinetickú energiu výfukových plynov je možné čiastočne znížiť vhodným návrhom difúzoru turbíny, no nezanedbateľná časť kinetickej energie vždy zostáva. Preto sa namiesto účinnosti total-to-total (tt), kedy sa účinnosť vzťahuje k zmene totálneho tlaku pred turbínou na totálny tlak za turbínou, používa účinnosť total-to-static, kedy sa účinnosť vzťahuje k zmene totálneho tlaku pred turbínou na statický tlak za turbínou. Vzťah pre účinnosť total-to-static je [4]:

$$\eta_{T,ts} = \frac{1 - (T_{04}/T_{03})}{1 - (p_4/p_{03})^{(\kappa_e - 1)/\kappa_e}}, \quad (6)$$

kde:

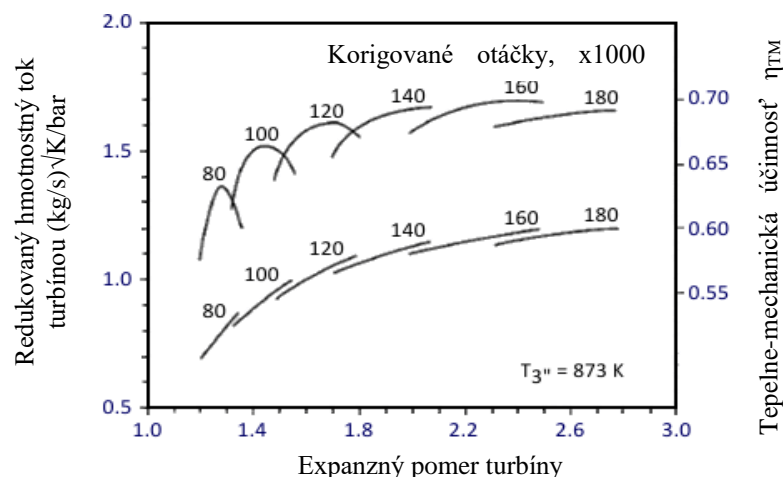
- $\eta_{T,ts}$ [-] adiabatická účinnosť turbíny (total-to-static),
 p_4 [Pa] statický tlak za turbínou,
 κ_e [-] Poissonova konštanta pre výfukové plyny.



Obr. 12 h-s diagram expanzie [4]

Na obr. 12 je vidieť rozdiel medzi prácou plynov pri skutočnej expanzii a pri adiabatickej expanzii v h-s diagrame. Skutočná práca je vždy menšia ako ideálna, preto je účinnosť turbíny vždy menšia ako 1.

Podobne ako v prípade kompresorov, aj u turbín sa pre potreby návrhu preplňovanej jednotky vynášajú turbínové mapy. Mapa turbíny je vykreslená ako závislosť expanzného pomeru na korigovanom hmotnostnom prietoku. V turbínovej mape sú zakreslené krivky konštantnej účinnosti a krivky konštantných otáčok. Napriek explicitnému vyjadreniu účinnosti ako funkcie teplôt, ju nie je možné získať pri bežnom spôsobe merania charakteristík na testovacom zariadení. Preto je v turbínovej mape vynesena tepelne-mechanická účinnosť (viď kapitola 3.2.3). Vďaka korigovaným veličinám je možné turbínovú mapu tak ako aj kompresorovú použiť pre rôzne okolité fyzikálne podmienky (viď kapitola 3.2.2). V prípade turbín s variabilnou geometriou lopatiek sa vynáša celá sada turbínových máp pre určité nastavenia lopatiek vstupnej sekcie. [1]

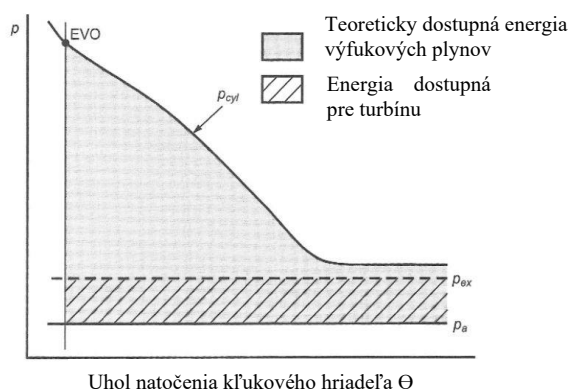


Obr. 13 Turbínová mapa [18]

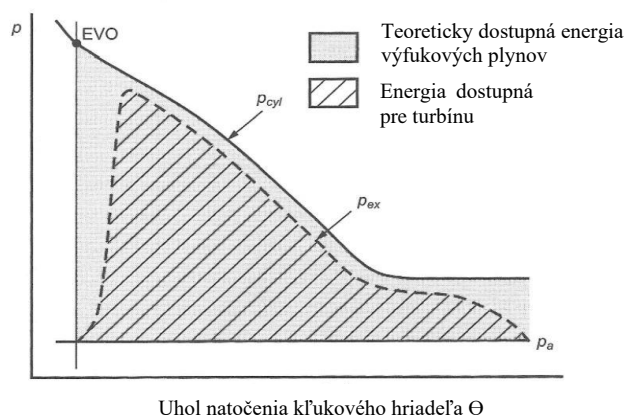
Pre motory so stabilnou prevádzkou je typické, že turbíny pracujú v úzkej oblasti, ktorá sa nazýva hltnosť turbíny („swallowing capacity“). Preto je v tomto prípade dostačujúca pre výpočty iba táto oblasť. Vo väčšine prípadov motory pracujú aj v prechodných stavoch prípadne s pulzáciami na turbíne, kedy sa turbína nenachádza v oblasti hltnosti, a preto je nutné extrapolovať kompletnú turbínovú mapu, ktorá je na obr. 20. [1]

2.3 PULZNÉ A ROVNOTLAKÉ PREPLŇOVANIE

Rozdiel v stabilite pracovných podmienok turbíny je badateľný aj medzi dvomi najčastejšími spôsobmi preplňovania. Tieto spôsoby sa rozdeľujú podľa využiteľnosti energie výfukových plynov. Úplné dosiahnutie jedného alebo druhého spôsobu je takmer nemožné, preto sa v praxi vyskytuje určitý kompromis s prevládajúcimi vlastnosťami jedného zo spôsobov. Prvým spôsobom je rovnotlaké preplňovanie, kedy tlak spalín z valca najskôr expanduje do výfukových zvodov s dostatočným objemom, čo spôsobí že tlak výfukových plynov pred turbínou je oveľa menší ako tlak spalín vo valci na konci cyklu. Dôsledkom tohto je, že časový priebeh tlaku pred turbínou je takmer konštantný a turbína tak pracuje za stabilných podmienok, čo umožňuje dosiahnutie vyššej účinnosti turbíny a tým vyváženie straty energie plynov spôsobenou expanziou do výfukových zvodov. Rovnotlaké preplňovanie je charakteristické pre veľkoobjemové motory s väčším počtom valcov, obyčajne 6 a viac. [4]



Obr. 14 Znáznornenie využiteľnej energie pri rovnotlakom preplňovaní [4]



Obr. 15 Znáozornenie využiteľnej energie pri pulznom preplňovaní [4]

Pulzné preplňovanie je opakom rovnotlakého, kedy použitím dostatočne malého potrubia medzi výfukovými ventilmi a turbínou nie je umožnené výfukovým plynom expandovať. Hlavným benefitom z hľadiska termodynamiky je menšia strata (tzn. menší nárast entropie) škrtením na výfukových ventiloch. Výhodou je aj dosiahnutie veľkého tlakového spádu na turbíne a tým je možné dodať väčší výkon na kompresor. [4]

2.4 ROVNOVÁHA TURBÍNY A KOMPRESORA

Na to aby turbodúchadlo vygenerovalo požadovaný plniaci tlak je nutné, aby mal kompresor dostatočný výkon. Tento výkon je generovaný prácou výfukových plynov na turbíne a následne hriadeľom mechanicky prenášaný na kompresor. Tento proces sa dá popísať výkonovou rovnováhou [4]:

$$P_T - P_C - P_{mech} = (I_C + I_T) \frac{2\pi dN}{60 dt}, \quad (7)$$

kde:

P_T	[W]	výkon prenášaný z turbíny na hriadeľ,
P_C	[W]	výkon privádzaný z hriadeľa na kompresor,
P_{mech}	[W]	stratový výkon na ložiskách hriadeľa,
I_C	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti kompresora,
I_T	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti turbíny,
N	[min ⁻¹]	otáčky hriadeľa,
t	[s]	čas.

Rovnica pre výkon dodávaný kompresoru je [4]:

$$P_C = \frac{P_{Cis}}{\eta_C} = \frac{\dot{m}_a c_{pa} T_{01}}{\eta_C} (\pi_C^{(\kappa_a - 1)/\kappa_a} - 1), \quad (8)$$

kde:

P_{Cis}	[W]	ideálny adiabatický výkon potrebný na kompresiu,
\dot{m}_a	[kg·s ⁻¹]	hmotnostný prietok vzduchu kompresorom,

c_{pa} [J·kg⁻¹·K⁻¹] merná tepelná kapacita vzduchu za konštantného tlaku,
 π_C [-] tlakový pomer kompresora.

Rovnica pre výkon generovaný na turbíne je [4]:

$$P_T = \eta_T P_{Tis} = \eta_T \dot{m}_e c_{pe} T_{03} (1 - \varepsilon_T^{(1-\kappa_e)/\kappa_e}), \quad (9)$$

kde:

P_{Tis} [W] ideálny adiabatický výkon turbíny,
 \dot{m}_e [kg·s⁻¹] hmotnostný prietok výfukových plynov turbínou,
 c_{pe} [J·kg⁻¹·K⁻¹] merná tepelná kapacita výfukových plynov za konštantného tlaku,
 ε_T [-] expanzný pomer turbíny.

Tlakový pomer kompresora (total-to-total) je definovaný ako [4]:

$$\pi_C = \frac{p_{02}}{p_{01}}. \quad (10)$$

Expanzný pomer turbíny (total-to-static) je definovaný ako [4]:

$$\varepsilon_{CT} = \frac{p_4}{p_{03}}. \quad (11)$$

Stratový výkon na ložiskách hriadeľa je možné odhadnúť pomocou príslušného výpočtu pre konkrétny typ ložísk. Najvhodnejším a najviac presným spôsobom je ale meranie stratového výkonu na testovacom zariadení. Namiesto stratového výkonu v rovnici rovnováhy je možné použiť mechanickú účinnosť turbodúchadla. Rovnica má potom tvar:

$$\eta_{mech} P_T - P_C = (I_C + I_T) \frac{2\pi dN}{60 dt}, \quad (12)$$

kde:

η_{mech} [-] mechanická účinnosť turbodúchadla.

3 MERANIE CHARAKTERISTÍK TURBODÚCHADIEL

Získanie charakteristík spomenutých v kapitole 2 je nevyhnutné pre správne použitie turbodúchadla v systéme pohonnej jednotky. Tieto charakteristiky sa získavajú experimentálne na testovacích zariadeniach, kde je turbodúchadlo testované ako celok alebo iba jeho časť. Okrem merania kompresorovej a turbínovej mapy sa na testovacích stanoviskách vykonávajú ďalšie testy spoľahlivosti, prípadne akustické testy.

3.1 TESTOVACIE ZARIADENIA

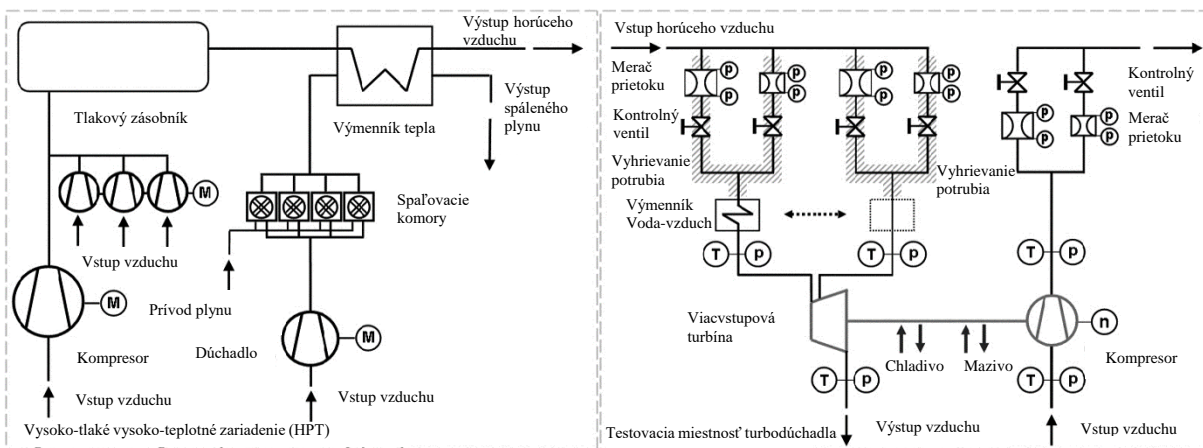
Pre potreby merania výkonnostných charakteristík turbodúchadiel existujú 3 základné metódy merania. Každé je charakteristické určitými výhodami a obmedzeniami.

3.1.1 GAS STAND

Gas stand (plynové skúšobné zariadenie) je komplexné testovacie zariadenie, kde je turbodúchadlo umiestnené ako celok a na turbínu je privádzaný plyn z externého zdroja. Vstup a výstup z kompresora je škrtený pre možnosť ovládania záťaže turbíny a rozšírenia pracovnej oblasti turbíny. Jednotlivé konštrukčné riešenia gas standov sa u jednotlivých výrobcov líšia, no podľa teploty privádzaného plynu na turbínu je možné ich rozdeliť na dva druhy.

Prvým je tzv. „hot gas stand“, kde sú na turbínu privádzané plyny o teplote približujúcej sa teplote výfukových plynov motora. Hlavnou výhodou poháňania turbíny horúcimi plynmi je väčšie priblíženie testovacích podmienok reálnym podmienkam prevádzky turbodúchadla na motore.

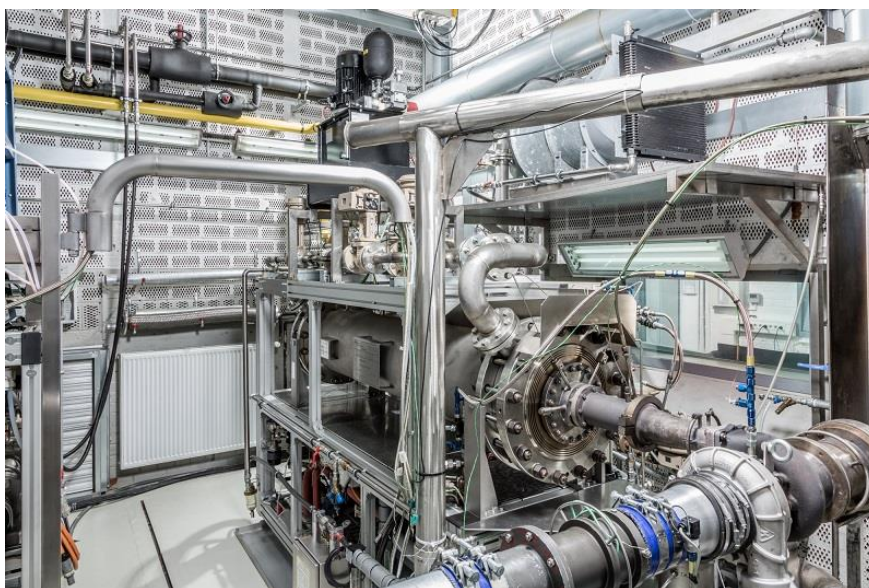
Výkon turbíny na jednotku hmotnostného prietoku je priamo úmerný vstupnej teplote plynov. Tento fakt má za následok, že pri druhom druhu testovacieho zariadenia tzv. „cool gas standu“ je nevyhnutné použitie menšieho kompresora, než by tomu bolo pri aplikácii na motore, práve z dôvodu nižšieho výkonu turbíny spôsobeného poháňaním vzduchom s nízkou teplotou. Pri tomto druhu testovania je navyše dôležité aby vstupujúci vzduch do turbíny bol dostatočne suchý, pretože z dôvodu poklesu teploty pri expanzii je riziko vzniku kondenzátu, ktorého kvapky by mohli spôsobiť eróziu lopatiek turbíny prípadne poškodenie meracích zariadení. [4]



Obr. 16 Schéma testovacieho zariadenia hot gas stand [32]

Na obr. 16 sú zobrazené hlavné konštrukčné prvky hot gas standu a pozície meracích zariadení, merajúcich dôležité veličiny pre výkonnostné charakteristiky. Vzduch privádzaný na turbínu je v tomto prípade ohrievaný výmenou tepla od spalín produkovaných vysokoteplotným, vysokotlakým zariadením. Následne vzduch prechádza cez prídavné ohrievače a vstupuje do turbíny.

Pre získanie charakteristík turbodúchadla je nutné merať celú radu veličín vyplývajúcich z rovníc v kapitole 2. Na kompresore a turbíne sú merané teploty a tlaky na vstupe a na výstupe. Ďalej sú merané hmotnostné toky vzduchu respektíve horúcich plynov na kompresore, respektíve na turbíne a všetky tieto hodnoty sú priradené aktuálnym otáčkam turbodúchadla.



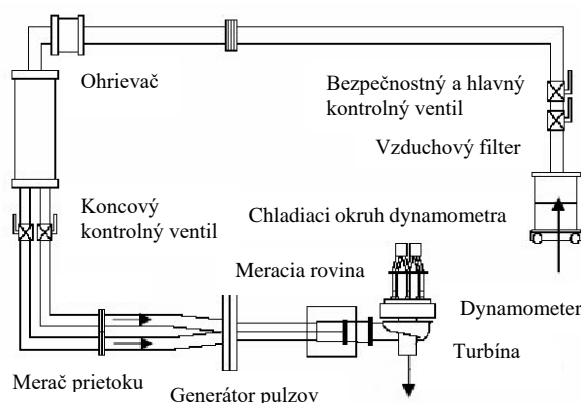
Obr. 17 Turbodúchadlo ustavené na testovanie na gas stande [37]

3.1.2 TURBÍNOVÝ DYNAMOMETER

Meranie charakteristík samotnej turbíny môže byť realizované pomocou turbínového dynamometra, kde je turbína osamote pripojená na dynamometer, ktorý pohlcuje jej výkon. Meranie výkonu je realizované pomocou tenzometra pripevneného na hriadeli turbíny v prípade veľkých turbín, alebo v prípade malých turbín je meraná reakcia krútiaceho momentu priamo na dynamometri.

Meranie výkonu turbíny na dynamometri eliminuje problém s meraním teplôt na vstupe a výstupe z turbíny, kde je veľkým problémom získať relevantné údaje či už vplyvom nepresnosti merania teploty prúdiaceho média alebo poklesom teploty vplyvom prestupu tepla. Najmä malé dynamometre sú však náročné na nastavenie a následnú obsluhu.

Ďalšou nemenej významnou výhodou testovania výkonnostných charakteristík turbíny na dynamometri je možnosť merania v širšej oblasti prevádzky turbíny, ako tomu je v prípade merania na gas standoch. Rozsah pracovnej oblasti turbíny v tomto prípade určuje kompresor, respektíve jeho medza pumpovania a medza zahľtenia. Napriek tomu že na gas stande je možné stanoviť len úzku oblasť turbínovej mapy, meranie turbínovej mapy sa na turbínovom dynamometri často nepraktizuje. Dôvodom je, že gas standy sú zavedená metóda merania (odladené postupy, výsledky je možné porovnávať s databázou skôr nameraných máp a pod.), turbodúchadlo nevyžaduje zložitú úpravu pre testovanie, navyiac nie je nutné riešiť samostatne trecí výkon na ložiskách z dôvodu merania tepelne-mechanickej účinnosti (viď kapitola 3.2.3). [4][33]



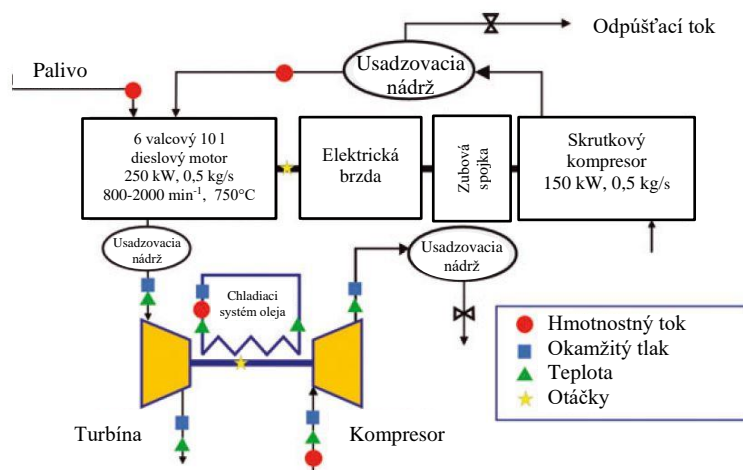
Obr. 18 Schéma testovacieho zariadenia s turbínovým dynamometrom [33]

3.1.3 MERANIE NA MOTORE

Meranie výkonnostných charakteristík turbodúchadla priamo na motore je najjednoduchšou metódou. Výhodou je, že pre zostavenie merania nie sú nutné ďalšie operácie ako tie, ktoré sú nevyhnutné pre montáž turbodúchadla na motor. Taktiež nie sú nutné zariadenia generujúce plyn poháňajúci turbínu. Preto je tento spôsob vhodný iba pre približné stanovenie máp malými automobilkami, ktoré nedisponujú gas standom. Navyiac turbína pracuje s realistickými pulzáciami, preto je možné toto meranie využiť na vyhodnotenie priemernej účinnosti turbíny spracovávajúcej pulzacie motora. Tento spôsob merania ale oplýva množstvom nevýhod vyplývajúcich z koncepcie metódy.

Hlavnou nevýhodou je nemožnosť merať ustálený pracovný bod kompresora a turbíny. Práve v ustálených pracovných podmienkach sú kompresorové a turbínové mapy štandardne vynášané. Zástavbový priestor v blízkosti motora, ktorý výrazne ovplyvňuje prístup k montáži, prípadne k práci s meracími zariadeniami tiež ovplyvňuje použiteľnosť tejto metódy. Podstatne malá vzdialenosť turbodúchadla od motora spôsobuje nekontrolovateľné prestupy tepla medzi týmito súčasťami, čo výrazne ovplyvňuje presnosť merania teplôt a teda aj výsledné účinnosti a výkony častí turbodúchadla.

Pre túto radu nevýhod sa táto metóda merania nevyužíva na stanovenie výkonnostných charakteristík turbodúchadla a slúži len ako spôsob overenia či turbodúchadlo na danom motore pracuje tak ako bolo navrhnuté. [4][34]



Obr. 19 Schéma testovania na motore [34]

3.2 STANOVENIE CHARAKTERISTÍK

Získavanie výkonnostných charakteristík turbodúchadiel, teda kompresorovej a turbínovej mapy je uskutočňované nepriamou metódou. Po získaní merateľných hodnôt z testovacieho zariadenia sú výkony a účinnosti určované pomocou výpočtov. Meranie všetkých potrebných veličín je vo väčšine prípadov uskutočňované na gas standoch aj napriek tomu, že najmä turbínová mapa vytvorená na gas stande nie je veľmi presná. Pre bežné potreby inžinierskych výpočtov je však postačujúca. V prípade potreby presnejších turbínových máp sú tieto mapy vytvárané na základe merania na turbínovom dynamometri.

3.2.1 SPRACOVANIE NAMERANÝCH HODNÔT

Pre zostrojenie kompresorovej mapy je potrebné disponovať závislosťou kompresného pomeru na hmotnostnom prietoku pri konštantných otáčkach turbodúchadla. Táto závislosť je navyše doplnená o hodnoty aktuálnej adiabatickej účinnosti kompresora. Meranie sa uskutočňuje pre sériu konštantných otáčok a pomocou škrtenia výstupu z kompresora sa mení záťaž turbodúchadla.

Hmotnostný tok vzduchu kompresorom je meraný priamo na testovacom zariadení. Tlakový pomer sa stanoví z meraných hodnôt tlakov na vstupe a výstupe z kompresora. A tak isto z teplôt a tlakov na vstupe a výstupe z kompresora sa podľa rovnice (4) stanoví účinnosť kompresora.

V prípade turbíny je stanovenie adiabatickej účinnosti na základe nameraných tlakov a teplôt horúcich plynov veľmi nepresné, najmä pre nepresnosti spôsobené meraním teploty a tepelnými stratami prenosom tepla v turbínovej skrini. Preto sa pre potreby turbínovej mapy stanovuje tepelne-mechanická účinnosť na základe výkonovej rovnováhy medzi turbínou a kompresorom.

Kompresorová a turbínová mapa sa vytvárajú pre turbodúchadlo nachádzajúce sa v rovnovážnom stave, to znamená, že pre popis výkonovej rovnováhy tohto stavu je možné použiť rovnicu (12), kde člen na pravej strane bude rovný nule. Rovnica má potom tvar:

$$\eta_{mech}P_T - P_C = 0. \quad (13)$$

V rovnici (13) figuruje efektívny výkon turbíny a reálny výkon dodávaný kompresoru pre dosiahnutie nameraného tlakového pomeru. Tieto dve veličiny nie sú priamo zmerateľné na gas stande, a preto je nutné rovnicu (13) upraviť na tvar v ktorom vystupujú hodnoty ideálneho adiabatického výkonu turbíny a ideálneho adiabatického výkonu kompresora doplnené o adiabatické účinnosti turbíny a kompresora. Rovnica bude v tvare:

$$\frac{P_{Cis}}{\eta_C} = \eta_{mech}\eta_T P_{Tis}. \quad (14)$$

Rovnica ideálneho adiabatického výkonu turbíny z rovnice (9) a má tvar:

$$P_{Tis} = \dot{m}_e C_{pe} T_{03} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{03}} \right)^{(1-\kappa_e)/\kappa_e} \right]. \quad (15)$$

Rovnica ideálneho adiabatického výkonu kompresora z rovnice (8) a má tvar:

$$P_{Cis} = \dot{m}_a C_{pa} T_{01} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{(\kappa_a-1)/\kappa_a} - 1 \right]. \quad (16)$$

Ideálne výkony a adiabatickú účinnosť kompresora je možné spočítať pomocou rovníc (4), (15) a (16) na základe nameraných hodnôt z testovacieho zariadenia. Z týchto veličín je následne možné úpravou rovnice (14) získať vzťah pre tepelne mechanickú účinnosť turbíny v tvare:

$$\eta_{TM} = \eta_{mech}\eta_T = \frac{P_{Cis}}{\eta_C P_{Tis}} = \frac{\dot{m}_a C_{pa} T_{01} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{(\kappa_a-1)/\kappa_a} - 1 \right]}{\eta_C \dot{m}_e C_{pe} T_{03} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{03}} \right)^{(1-\kappa_e)/\kappa_e} \right]}, \quad (17)$$

kde:

η_{TM} [-] tepelne-mechanická účinnosť turbodúchadla.

Z takto získaných hodnôt je možné vyniesť turbínovú mapu ako závislosť hmotnostného prietoku plynov turbínou na expanznom pomere doplnenú o hodnoty tepelne-mechanickej účinnosti turbíny.

3.2.2 KORIGOVANIE VELIČÍN

Pre univerzálne použitie kompresorových a turbínových máp je vhodné ich vynášanie s hodnotami upravenými pomocou podobnostných čísiel. Takto upravené hodnoty zohľadňujú vstupné podmienky a zovšeobecňujú výsledné charakteristiky. Korigovanie veličín vychádza z teórie podobnosti, kde je podobnostným číslom Machovo číslo. Hodnota Machovho čísla je uvažovaná pre relatívnu rýchlosť zvuku plynov v daných podmienkach na vstupe do

lopatkového stroja. Pre korekciu otáčok je následne obvodová rýchlosť obežného kola vztiahnutá k spomínanej rýchlosti zvuku [19]:

$$M_N = \frac{U}{\sqrt{\kappa r T_0}} \sim \frac{N}{\sqrt{T_0}}, \quad (18)$$

kde:

M_N	[-]	Machovo číslo okraja obežného kola,
U	[m·s ⁻¹]	obvodová rýchlosť okraja obežného kola,
κ	[-]	Poissonova konštanta pracovnej látky,
r	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	merná plynová konštanta pracovnej látky,
T_0	[K]	vstupná teplota.

V prípade kompresorovej a turbínovej mapy sa používajú redukované otáčky [4]:

$$N_{RED} = \frac{N}{\sqrt{T_0}}, \quad (19)$$

kde:

N_{RED} [min⁻¹·K^{-1/2}] redukované otáčky lopatkového stroja.

A redukované hmotnostné prietoky [4]:

$$\dot{m}_{RED} = \dot{m} \frac{\sqrt{T_0}}{p_0}, \quad (20)$$

kde:

\dot{m}_{RED}	[kg·s ⁻¹ ·K ^{1/2} ·Pa ⁻¹]	redukovaný hmotnostný prietok,
\dot{m}	[kg·s ⁻¹]	hmotnostný prietok pracovnej látky,
p_0	[Pa]	vstupný tlak.

Redukované hmotnostné prietoky a redukované otáčky sú nazývané kvázi-bezrozmerné veličiny. Vďaka redukcii vstupnými totálnymi tlakmi a teplotami je možné použitie máp s týmito hodnotami pre ľubovoľné pracovné podmienky turbodúchadla, napríklad prevádzka vo vysokých nadmorských výškach alebo pri rôznych teplotách okolitého vzduchu, respektíve výfukových plynov. [4]

Alternatívne sú pre turbínové a kompresorové mapy namiesto redukovaných veličín používané korigované hodnoty hmotnostného prietoku a otáčok. Výhodou korigovaných veličín je že si zachovávajú pôvodný rozmer základných parametrov.

Vzťah pre korigované otáčky má tvar [4]:

$$N_{COR} = N \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_0}}, \quad (21)$$

kde:

N_{COR}	[min ⁻¹]	korigované otáčky lopatkového stroja,
T_{ref}	[K]	referenčná teplota.

Vzťah pre korigovaný hmotnostný prietok má tvar [4]:

$$\dot{m}_{COR} = \frac{\dot{m} p_{ref}}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_{ref}}}, \quad (22)$$

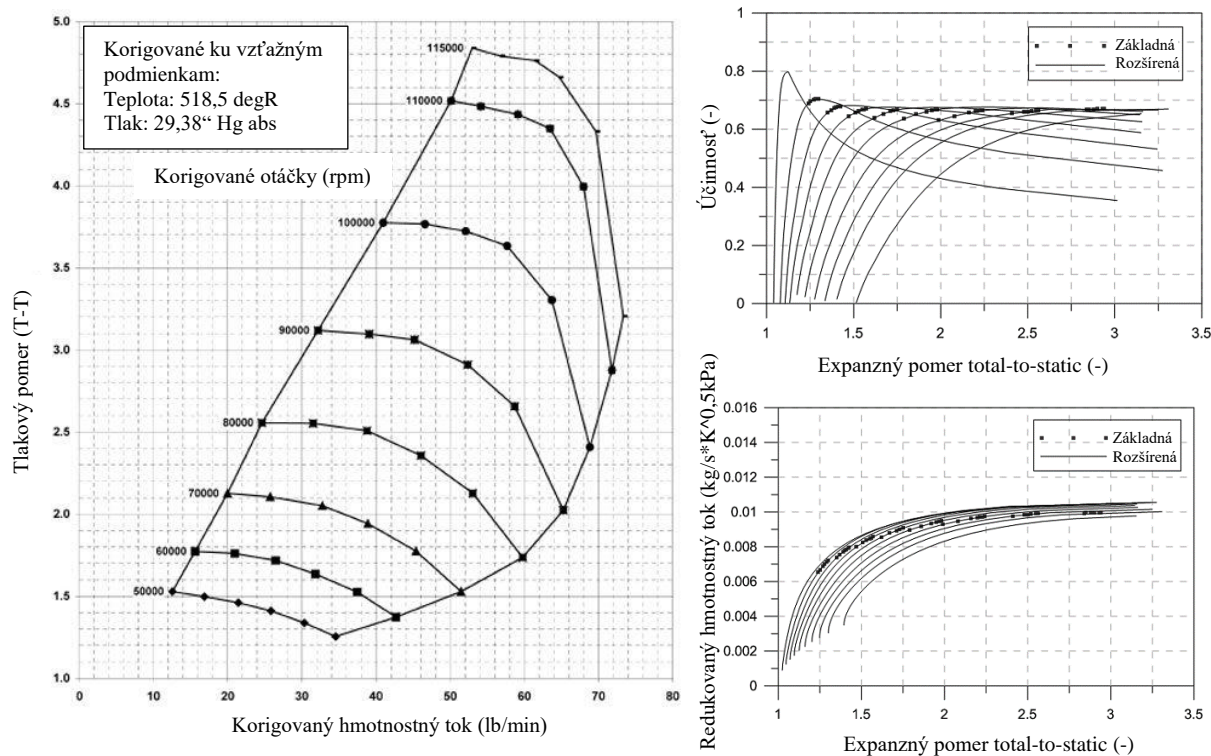
kde:

\dot{m}_{COR} [kg·s⁻¹] korigovaný hmotnostný prietok,
 p_{ref} [Pa] referenčný tlak.

Podľa formátu SAE je volená hodnota referenčnej teploty 298 K pre kompresor a 288 K pre turbínu a hodnota referenčného tlaku 100 000 Pa pre kompresor a 101 325 Pa pre turbínu.

3.2.3 OBMEDZENIA VYPLÝVAJÚCE Z METÓDY MERANIA

Kompresorová a turbínová mapa sú najčastejšie zhotovované na gas stande. Pri tejto metóde merania sa ale vyskytujú určité obmedzenia. Hlavným z nich je, že pracovný bod turbíny je závislý na pracovnom bode kompresora a teda oblasť turbínovej mapy, ktorú je možné zmerať priamo, je obmedzená medzou zahltania, medzou pumpovania a maximálnymi otáčkami kompresora. Pre získanie širšej oblasti turbínovej mapy je preto nutná následná extrapolácia, ktorá poskytuje približný obraz o pracovných bodoch turbíny mimo zmeranú oblasť. Na obr. 20 je vidieť kompresorovú mapu zameranú na gas stande a závislosti účinnosti a prietoku turbíny s hodnotami stabilnej pracovnej oblasti obmedzenej kompresorom zmeranými na gas stande s následným rozšírením extrapoláciou.



Obr. 20 Kompresorová mapa (vľavo), turbínová mapa so závislosťou hmotnostného toku na tlakovom pomere vpravo dole, závislosť účinnosti na hmotnostnom toku vpravo hore [38][39]

Ďalším obmedzením je náročné meranie teploty na výstupe z turbíny. Z tohto dôvodu nie je možné pri meraní turbínovej mapy na gas stande určiť tepelnú účinnosť turbíny samostatne. Preto sa v turbínovej mape vynáša tepelne-mechanická účinnosť, ktorá zahŕňa mechanické straty na ložiskách hriadeľa turbodúchadla (vid' rovnica (17) v kapitole 3.2.1).

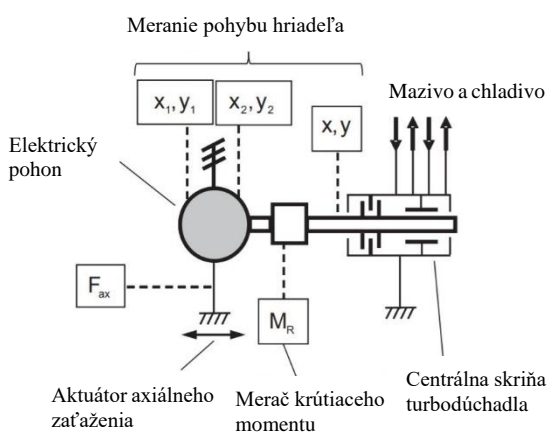
3.3 MERANIA PRE ZVÝŠENIE PRESNOSTI VÝKONNOSTNÝCH CHARAKTERISTÍK TURBODÚCHADIEL

Kompresorové a turbínové mapy, ktoré sú získané z gas standu sú pre potreby základných inžinierskych výpočtov pri návrhu preplňovanej pohonnej jednotky plne postačujúce. V určitých prípadoch je ale potrebné spresniť výpočtový model. Práve pre tieto účely sa vykonávajú ďalšie merania slúžiace na doplnenie ďalších hodnôt spresňujúcich popis turbodúchadla.

3.3.1 MECHANICKÝ STRATOVÝ VÝKON

Stratový výkon na ložiskách turbodúchadla je v modeli stanovenom na gas stande zahrnutý v tepelne-mechanickej účinnosti turbíny. Pre presnejší popis je teda vhodné tento výkon vyjadriť ako samostatnú veličinu. Toto je možné dosiahnuť určením priebehu stratového výkonu v závislosti na otáčkach hriadeľa turbodúchadla.

Merania stratového výkonu sa uskutočňujú na špeciálnych testovacích zariadeniach. Na toto zariadenie je nainštalovaná iba centrálna skriňa s ložiskami a je pripojená buď na kompresorovej alebo na turbínovej strane k elektromotoru, ktorý zabezpečuje rotáciu hriadeľa. Axiálna sila na hriadeľ môže byť nastavená pomocou lineárneho motora a prívod maziva a chladiaceho média je zabezpečený externým zdrojom. Zariadenie je vybavené meračom krútiaceho momentu a snímačom otáčok.



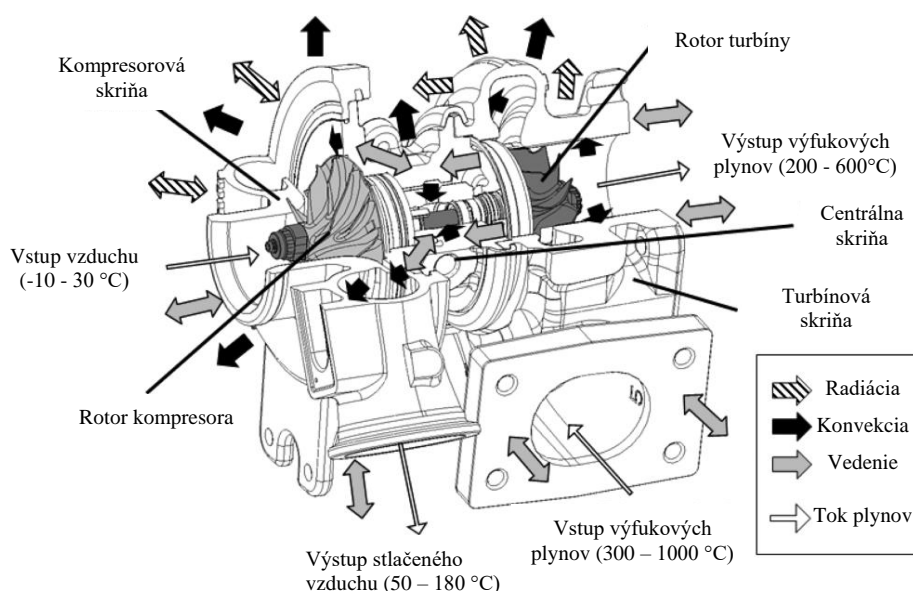
Obr. 21 Schéma meracieho zariadenia stratového výkonu [21]

Základným výstupom merania je závislosť stratového výkonu na otáčkach turbodúchadla pri prevádzkovej teplote oleja, za ktorú je považovaná hodnota 90 °C. Pre vytvorenie modelu turbodúchadla pracujúceho v stave kedy má olej inú ako prevádzkovú teplotu, napríklad pre popis nezahriateho motora, je možné zmerať závislosti stratového výkonu na otáčkach

turbodúchadla pre rôzne hodnoty teploty oleja. Ďalej je možné zmerať túto závislosť pre rôzne hodnoty axiálnej sily pôsobiacej na hriadeľ alebo pre rôzne hodnoty prietoku oleja. [20][21]

3.3.2 PRESTUP TEPLA

Pri prevádzke, ale aj pri testovaní turbodúchadla na testovacom zariadení dochádza k preštupu tepla vplyvom teplotných rozdielov, či už medzi jednotlivými časťami turbodúchadla alebo medzi turbodúchadlom a okolím. Tieto prestupy môžu napríklad spôsobiť zvýšenie teploty vzduchu na výstupe z kompresora a tým zapríčiniť, že odhadovaná adiabatická účinnosť kompresora bude nižšia ako skutočná. Tieto rozdiely sú demonštrované na obr. 23. Určením modelu popisujúceho tieto prestupy tepla je možné zvýšiť presnosť charakteristík turbodúchadla, a tým je možné zdokonaľiť výpočtový model turbodúchadla pre návrh preplňovanej pohonnej jednotky.



Obr. 22 Zobrazenie prestupov tepla v turbodúchadle [35]

Meranie prestupu tepla prebieha pridaním aparatúry na gas stand. Pridaná aparatúra pozostáva zo snímačov teploty merajúcich bodovo teplotu turbínovej, centrálnej a kompresorovej skrine turbodúchadla a teploty oleja a chladiaceho média na vstupe a výstupe z centrálnej skrine. Pre spresnenie modelu prestupu tepla je možné okrem prestupov tepla vedením a konvekciou merať aj prestup tepla žiarením pomocou zariadení zaznamenávajúcich tepelné žiarenie. Stanovenie modelu prestupu tepla sa vykonáva sériou meraní. [22]

IZOLOVANÝ ADIABATICKÝ TEST

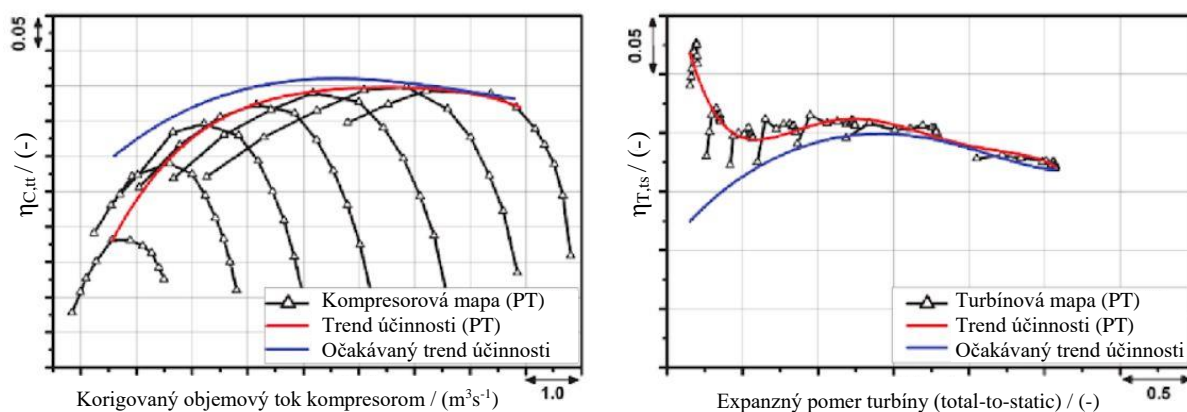
Pri tomto teste je turbodúchadlo obalené izolačným materiálom zabezpečujúcim, že prestup tepla medzi turbodúchadlom a okolím je zanedbateľný. Teplota plynov prechádzajúcich cez turbínu je nastavená tak, aby zodpovedala teplote vzduchu prechádzajúceho cez kompresor. Prestupy tepla v rámci turbodúchadla sú tak zanedbateľné, a je možné stanoviť jednotlivé výkony a účinnosti nezaťažené stratami vplyvom prestupu tepla. [22]

IZOLOVANÝ NEADIABATICKÝ TEST

Aj pri tomto teste je turbodúchadlo obalené izolačným materiálom, ale teplota plynov prechádzajúcich turbínou je v krokoch zvyšovaná a udržiavaná na konštantnej hodnote. Pre sériu týchto teplôt výfukových plynov je možné stanoviť prestupy tepla medzi jednotlivými časťami turbodúchadla a teplo odovzdané oleju a chladiacemu médiu. [22]

NEIZOLOVANÝ NEADIABATICKÝ TEST

V tomto prípade už turbodúchadlo nie je zaizolované a je možné stanoviť reálne výkony a účinnosti zaťažené všetkými prestupmi tepla tak, ako je tomu na motore. Navyše je možné sledovať rozloženie teplôt na turbodúchadle a tým vytvoriť približný obraz o prestupe tepla medzi turbodúchadlom a okolím. [22]



Obr. 23 Rozdiel očakávaných (CFD) a nameraných účinností turbíny a kompresora vplyvom prestupu tepla (PT) [40]

3.4 BEZPEČNOSTNÉ A DOPLNKOVÉ TESTY

Hlavné výkonnostné charakteristiky, kompresorová a turbínová mapa, doplnené závislosťami stratového výkonu a prestupu tepla poskytujú detailný popis výkonovej bilancie turbodúchadla slúžiaci pre inžinierske výpočty. Pre konkrétne potreby zákazníka alebo pre overenie, či turbodúchadlo spĺňa bezpečnostné štandardy sú vykonávané ďalšie špecializované testy a merania.

3.4.1 TESTY TRVANLIVOSTI

Testy zamerané na stanovenie životnosti jednotlivých komponentov sú dôležité pre validáciu návrhu turbodúchadla, ale aj pre správnu voľbu turbodúchadla pri návrhu preplňovanej pohonnej jednotky a jej servisných intervalov. Tieto testy simulujú prevádzku turbodúchadla v rôznych, často kritických režimoch. Uskutočňujú sa v laboratórnych podmienkach na testovacích zariadeniach alebo priamo v spojení so spaľovacím motorom.

Pri testovaní trvanlivosti na motore je turbodúchadlo uvedené do prevádzky na motore na vopred stanovený počet hodín (spoločnosť Honeywell udáva 1000 hodín) pri rôznych zaťaženiach. Po uplynutí doby testovania sú stanovené pomerné opotrebenia jednotlivých komponentov. Tie sú získané detailným zmeraním jednotlivých komponentov pred testom a po teste. [23][24]

Pri cyklickom testovaní je turbodúchadlo vystavené teplotným šokom po vopred stanovenej dobe. V priebehu testovania sú pozorované prípadné miesta vzniku trhlín na turbínovej skrini. Po uplynutí doby testovania je turbodúchadlo rozobrané a jednotlivé časti podstúpia analýzu poškodení. Porovnaním 3D skenov jednotlivých častí vyhotovených pred testovaním a po testovaní je možné stanoviť pomernú deformáciu. [25]

3.4.2 BEZPEČNOSTNÉ TESTY

Aby mohlo byť turbodúchadlo uvedené do prevádzky je nutné aby spĺňalo bezpečnostné kritéria stanovené normou pre konkrétne použitie. Pre zaručenie týchto kritérií je nutné vykonať testy bezpečnosti.

Jedným z takýchto testov je tzv. „Burst&Containment test“. Tento test má za úlohu overiť schopnosť turbínovej a kompresorovej skrine pohltiť energiu obežných kolies pri ich rozpade. K rozpadu obežného kolesa môže dôjsť napríklad vplyvom prekročenia medzných otáčok alebo únavou materiálu. Test sa uskutočňuje roztočením turbodúchadla na nadkritické otáčky. Pre zaručenie rozpadu môže byť implementované poškodenie na obežné koleso. Pri tomto teste sa hodnotí iba schopnosť pohltiť energiu rozpadnutého obežného kolesa v radiálnom smere, únik kolesa v axiálnom smere cez výstup z turbíny, respektíve cez vstup do kompresora nie je výrobca turbodúchadla schopný zaručiť. Toto je nutné zobrať do úvahy pri návrhu výfukového systému, respektíve systému nasávania a prispôbiť jeho konštrukciu tak, aby pohltil energiu obežného kolesa. [26]

3.4.3 TESTY V KRITICKÝCH REŽIMOCH

V niektorých prípadoch je turbodúchadlo prevádzkované v náročných podmienkach, či už vplyvom naladenia motora na hranice konštrukčných možností alebo vplyvom poruchy. Pre takéto prípady sú uskutočňované testy, ktoré majú za úlohu zistiť ako sa turbodúchadlo správa a opotrebovávajú v týchto prípadoch.

Test zaťaženia axiálneho ložiska v extrémnych podmienkach je dôležitým ukazovateľom odolnosti turbodúchadla. V prípade prekročenia kritickej hodnoty zaťaženia môže dôjsť ku fatálnemu poškodeniu turbodúchadla. Axiálne sily vznikajú v dôsledku rozdielnych tlakov na turbínovej a kompresorovej strane turbodúchadla. Geometria obežných kolies má tiež veľký vplyv na axiálne sily. [27]

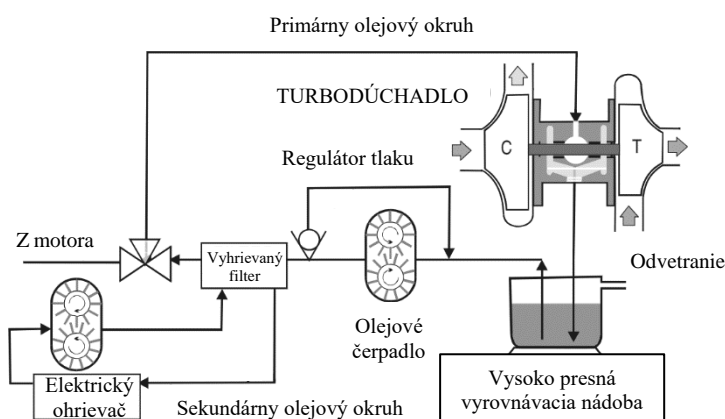
3.4.4 TESTY SPOTREBY OLEJA

Zvýšená spotreba oleja je sprievodným javom pri preplňovaní motora turbodúchadlom. S narastajúcimi nárokmi na hodnoty emisií výfukových plynov, ktoré unikajúci olej priamo

ovplyvňuje, je veľká snaha o zmiernenie tohto problému. Najmä v prípade sekvenčného preplňovania dvomi turbodúchadlami, kedy je jedno z turbodúchadiel úplne odpojené od valcov motora, je spotreba oleja významne zvýšená.

Turbodúchadlo je najčastejšie mazané motorovým olejom, ktorý dodáva čerpadlo poháňané motorom. Tlak a teplota oleja, ktoré ovplyvňujú jeho vlastnosti (najmä viskozitu), sú teda závislé na zaťažení a otáčkach motora. Aj napriek použitiu hriadel'ových tesnení dochádza k úniku oleja, či už na kompresorovej alebo na turbínovej strane. Miera úniku oleja závisí na jeho viskozite, ale hlavne na rozdiel tlakov oleja v centrálnej skrini a plynu na zadnej strane obežného kola.

Test prebieha na zariadení pracujúcom na princípe gas standu, ktoré má nezávislý systém mazania a vyrovnávaciu nádobu, v ktorej je kontrolovaný stav hladiny. Zo zmeny stavu hladiny oleja je určená spotreba oleja pri danom zaťažení turbodúchadla. Výstupom tohto testu je závislosť spotreby oleja na jeho vlastnostiach a na rozdiel tlakov oleja v centrálnej skrini a plynov na zadnej strane obežného kola. [28]



Obr. 24 Schéma testovacieho zariadenia spotreby oleja [28]

3.4.5 KMITANIE ROTOROVEJ SKUPINY

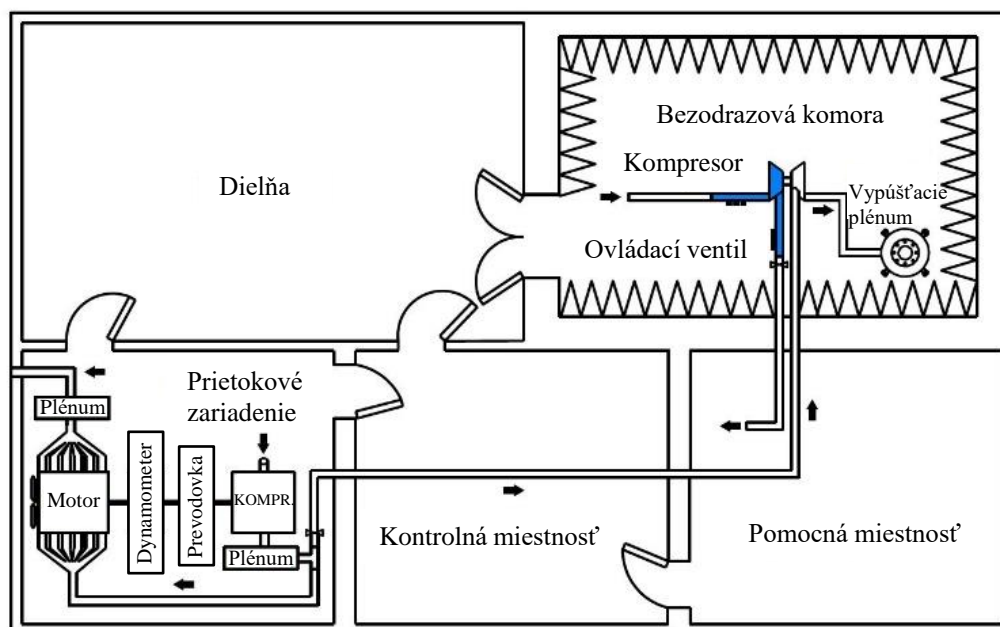
Veľká snaha o zvyšovanie účinnosti spaľovacích motorov vedie k potrebe zvyšovať účinnosť turbodúchadiel preplňovaných jednotiek. Nemalý vplyv na celkovú účinnosť majú vibrácie hriadel'a turbodúchadla. Tento komplexný problém pozostáva z viacerých efektov. Jedným z nich sú vlastné kmity samotného hriadel'a, ktoré pozostávajú z krúživého, ohybového, torzného a translačného kmitania. Nemenej významným príspevkom k celkovým vibráciám je nevyváženosť rotorovej jednotky spôsobená výrobnými nepresnosťami. V súvislosti s tým sa objavujú tzv. „oil whirl“ a „oil whip“, ktoré sú pomenovaním nestability hriadel'a uloženého v hydrodynamicky mazaných klzných ložiskách. Vplyvom narážania kmitajúceho hriadel'a do olejovej vrstvy ložiska dochádza k disipácii energie, a tým sa znižuje mechanická účinnosť turbodúchadla.

Pre zhodnotenie vplyvu vibrácií hriadel'a na celkovú účinnosť turbodúchadla sú vykonávané tzv. „shaft motion“ testy. Pri týchto testoch sa senzormi vzdialenosti, najčastejšie optickými, meria amplitúda a frekvencia kmitov v jednotlivých miestach po dĺžke hriadel'a v závislosti na jeho otáčkach. Aby meranie nebolo ovplyvnené nevyvážením, ktoré je pre každé turbodúchadlo

špecifické, je hriadeľ precízne vyvážený na vyvažovacom zariadení. Po vyvážení je hriadeľ vložený do turbodúchadla a to je nainštalované na gas stand. Testovanie je možné vykonávať pre štandardné podmienky, ako aj pre špeciálne podmienky, ako napríklad zlyhanie mazania, prekročenie medzných otáčok prevádzka v blízkosti medze pumpovania atď. [29]

3.4.6 AKUSTICKÉ TESTY

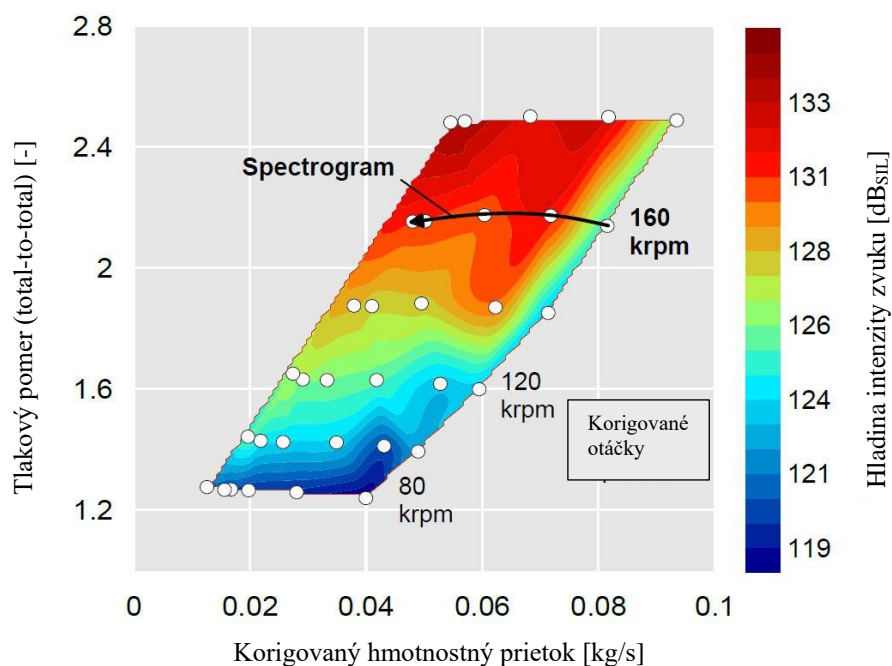
Napriek tomu, že turbína turbodúchadla odoberá časť energie výfukových plynov spaľovacieho motora a tým do určitej miery znižuje mieru hluku, je najmä v prípade malých motorov s veľkým plniacim tlakom čoraz väčšia potreba sledovať hodnotu akustických emisií produkovaných kompresorom. V týchto prípadoch pracuje kompresor s vyššími hodnotami tlakového pomeru a nižšími hodnotami hmotnostného toku, čo pracovný bod kompresora posúva bližšie k medzi pumpovania. V týchto režimoch dochádza k nestabilite prúdenia vzduchu v blízkosti kompresora a tým rastie úroveň hluku. [30]



Obr. 25 Schéma testovacieho zariadenia akustiky kompresora [30]

Testovacie stanovište pre test akustiky turbodúchadla pozostáva z niekoľko oddelených miestností. Turbodúchadlo je umiestnené v bezodrazovej komore pričom je potrubím spojené s motorom alebo gas standom, ktorý sa nachádza v oddelenej miestnosti. Úroveň hluku je meraná zvukovými senzormi umiestnenými v potrubí na vstupe a na výstupe z kompresora. A v okolí kompresora v rôznych vzdialenostiach.

Výstupom z merania je tzv. „hluková mapa“, ktorá je vynesená v rovnakých súradniciach ako kompresorová mapa, pričom v poli mapy je namiesto účinnosti vynesená úroveň hluku pre daný pracovný bod. [30]



Obr. 26 Hluková mapa vstupného potrubia kompresora [30]

3.4.7 TESTY NÁBEHU TURBODÚCHADLA

Oneskorená odozva motora na stlačenie akcelerátora je v dnešnej dobre preplňovaných motorov spôsobená práve nábehom turbodúchadla z pracovného bodu pri nižšom zaťažení do pracovného bodu pri vyššom zaťažení. Čas nábehu závisí najmä na momente zotrvačnosti rotorovej skupiny turbodúchadla. V automobilovom priemysle je tento pojem zvaný „turbodiera“, no vysoké nároky na čas nábehu turbodúchadla do pracovných otáčok sú kladené aj v prípade veľkoobjemových stabilných motorov poháňajúcich záložné zdroje elektrickej energie napríklad v nemocniciach.

Testy reakcie turbodúchadla na zmenu podmienok môžu byť vykonávané tak pre stacionárne ako aj pre pulzujúce prúdenie výfukových plynov turbínou. Testy sa vykonávajú na gas stande aj pre stacionárne aj pre pulzujúce prúdenie. V prípade testovania reakcie turbodúchadla pri pulzujúcom prúdení sa na gas stand pridáva tzv. „switching unit“, zariadenie generujúce pulzy v prúdení. Výstupom merania je závislosť výkonu motora, ktorý je ekvivalentný pracovnému bodu turbodúchadla, dosiahnutého v určitom čase, na počiatkových podmienkach turbodúchadla. V prípade pulzujúceho prúdenia je toto meranie uskutočnené častejšie priamo na konkrétnom motore. [31]

4 VYUŽITIE CHARAKTERISTÍK V INŽINIERSKÝCH VÝPOČTOCH

Pre potreby inžinierských výpočtov sú najdôležitejšie kompresorová a turbínová mapa. Pri návrhu spolupráce turbodúchadla a spaľovacieho motora tzv. „matching“ sú práve tieto charakteristiky posudzovacím kritériom pri výbere vhodného turbodúchadla.

4.1 VÝBER KOMPRESORA

Pri výbere kompresora sa vychádza z požiadavky na plniaci tlak. V prípade návrhu motora, pri ktorom sa už od počiatku vývoja zohľadňuje fakt, že motor bude preplňovaný, a teda mechanické časti sú prispôbované zvýšenému mechanickému zaťaženiu sa pri voľbe plniaceho tlaku vychádza z požiadavky na maximálny výkon motora. Nastavenie požadovaného výkonu je možné uskutočniť úpravou hustoty plniaceho vzduchu v rovnici (1). Hustota vzduchu je zo stavovej rovnice plynu funkciou tlaku a teploty [16]:

$$\rho_{pl} = \frac{p_{02}}{r_a T_{pl}}, \quad (23)$$

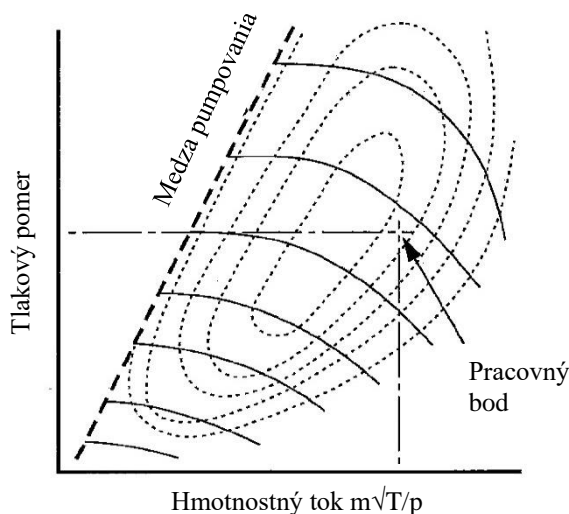
kde:

T_{pl} [K] termodynamická teplota vzduchu vstupujúceho do valca,
 r_a [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$] merná plynová konštanta vzduchu.

Z rovnice (23) je teda zrejmé že požadovaný výkon je možné nastaviť vhodným tlakovým pomerom na kompresore. Pre vynesenie pracovného bodu do kompresorovej mapy je nutné disponovať hmotnostným tokom vzduchu vyjadreným vzt'ahom:

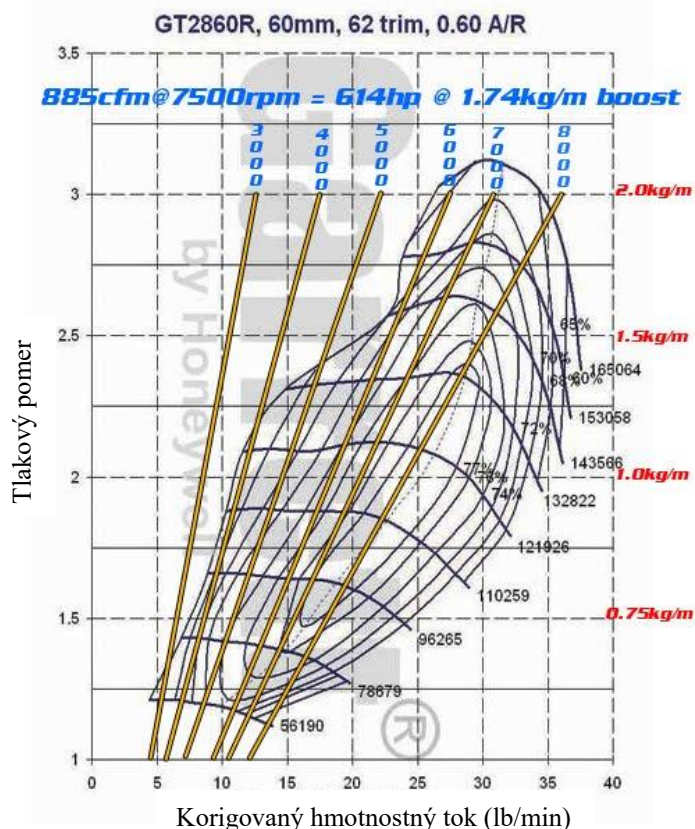
$$\dot{m}_a = \eta_d \rho_{pl} i V_H \frac{n}{\tau}. \quad (24)$$

Pri výbere vhodného kompresora musí vyneseny pracovný bod v kompresorovej mape ležať v stabilnej pracovnej oblasti a je vhodné aby sa približoval oblasti maximálnej účinnosti.



Obr. 27 Kompresorová mapa s vyznačeným pracovným bodom [4]

Pre výber vhodného kompresorového stupňa je možné do kompresorovej mapy vyniesť krivky hltnosti motora. Tieto krivky sú závislosťou tlakového pomeru na hmotnostnom prietoku vzduchu motorom pri jeho konštantných otáčkach a vychádzajú z rovnice (24) respektíve rovnice (23). Tento postup vytvára jednoduchý obraz o tom, či je konkrétny kompresorový stupeň vhodný pre daný spaľovací motor. Takto je jednoduché posúdiť či sa pracovný bod na niektorej z kriviek hltnosti nenachádza za niektorou z hraničných kriviek kompresorovej mapy. Kompresorová mapa s vynesenými krivkami hltnosti je na obr. 25.

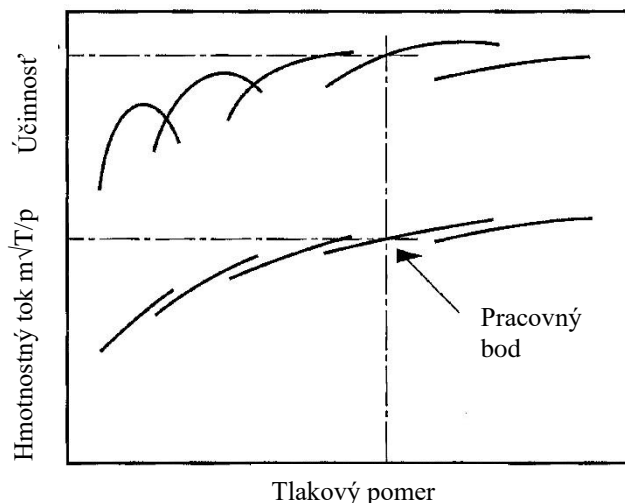


Obr. 28 Kompresorová mapa s vynesenými krivkami hltnosti motora [41]

4.2 VÝBER TURBÍNY

Pri výbere turbíny sa výpočet uskutočňuje pre neregulované turbodúchadlo, t. j. stav dosiahnutia menovitého krútiaceho momentu motora, kedy je obtokový ventil ešte plne zatvorený. Vychádza sa z výkonovej rovnováhy medzi turbínou a kompresorom, kde sa výkon odoberaný kompresorom rovná výkonu získavanému na turbíne (viď rovnica (14)). Výkon odoberaný kompresorom vychádza z rovnice (8). Tlak a teplota na vstupe do turbíny sú odhadované pomocou základných princípov a empirických dát. Pridaním tlakovej straty v časti výfukového potrubia za turbínou k atmosférickému tlaku je možné získať odhad hodnoty tlaku plynov za turbínou, a tým získať odhadovaný expanzný pomer. Hmotnostný tok plynov turbínou je vyjadrený ako súčet hmotnostného toku vzduchu kompresorom a hmotnostného toku paliva. Z takto získaných dát je možné použitím rovnice (9) určiť dostupný výkon na turbíne. Účinnosť turbíny je následne určená vynesením pracovného bodu do turbínovej mapy.

Ďalším krokom je iteratívny proces porovnávania vypočítaných hodnôt výkonov a účinností až do momentu ich skonvergovania. Vhodnosť turbíny je následne posudzovaná porovnaním potrebného výkonu turbíny s dosiahnuteľným výkonom. [42]



Obr. 29 Turbínová mapa s vyznačeným pracovným bodom [4]

4.3 1D SIMULÁCIE

V súčasnosti sa pri návrhu termodynamiky spaľovacieho motora využívajú 1D simulačné programy ako napríklad GT-POWER. 1D simulácia spočíva v modelovaní pozdĺžnej dynamiky prúdenia plynu v sacom a výfukovom potrubí. Ďalšími prvkami v simulácii sú 0D prvky (napríklad spaľovací priestor, kompresor alebo turbína), pri ktorých sa neberie do úvahy ich komplikovaný tvar, ale termodynamické procesy sú popísané bezrozmerne. V prípade turbodúchadlom preplňovaného motora je do simulácie implementovaná experimentálne získaná kompresorová a turbínová mapa, ktoré sú popisom kompresora a turbíny vo výpočtovom modeli.

ZÁVER

So zvyšujúcimi sa nárokmi na nízke hodnoty spotreby a emisií rastie potreba zvyšovania celkovej účinnosti spaľovacích motorov. K moderným trendom zvyšovania účinnosti patrí aplikácia turbodúchadla do systému pohonnej jednotky. Pre čo najpresnejší výber správneho turbodúchadla pre daný motor je nutné disponovať vhodnými výkonnostnými charakteristikami turbodúchadla. Hlavné z nich, kompresorová a turbínová mapa, sa získavajú najčastejšie na plynovom testovacom zariadení zvanom gas stand. Využitelnosť tejto metódy podčiarkuje fakt, že na jedno ustavenie celého turbodúchadla na testovacie zariadenie je možné zmerať všetky potrebné veličiny. Toto je veľmi výhodné z ekonomického aj časového hľadiska.

V prípade turbínovej mapy, je možné na jej meranie využiť turbínový dynamometer. Na ňom je možné zmerať turbínovú mapu, ktorá nie je zaťažená obmedzeniami vyplývajúcimi zo stabilnej pracovnej oblasti kompresora a problémami s meraním teploty na výstupe z turbíny, ako je tomu v prípade merania na gas stande.

V dnešnej dobe sa v snahe o čo najvyššiu účinnosť turbodúchadla inžinieri pohybujú v návrhových oblastiach, ktoré si vyžadujú detailnejší popis charakteristík turbodúchadla.

Napríklad pri návrhu automobilových pohonných jednotiek podliehajúcich „downsizingu“ sa pracovná oblasť v kompresorovej mape pohybuje vo vysokých otáčkach v blízkosti medze pumpovania, v oblasti maximálnej účinnosti kompresora. Práve pre riziko dosiahnutia medze pumpovania je vhodné aby bola kompresorová mapa čo najpresnejšia. Navyše v tejto oblasti generuje kompresor podstatné množstvo akustických emisií, ktoré sú pri návrhu čoraz viac zohľadňované, a preto rastie potreba vykonávania akustických testov na kompresore.

Nemenej významným je trend navrhovania pohonných jednotiek s impulzným preplňovaním, pri ktorom klasická turbínová mapa získaná z gas standu poskytuje iba približný obraz o charakteristikách turbíny, najmä mimo zmeranej oblasti, a preto je vhodné jej rozšírené meranie či už na turbínovom dynamometri alebo rozšírením pracovnej oblasti zmenou parametrov plynného média pri meraní na gas stande. K spresneniu turbínovej a kompresorovej mapy sa do popisu navyše zavádzajú namerané hodnoty stratového výkonu alebo prestupu tepla.

Tieto a ďalšie moderné spôsoby návrhu preplňovaných pohonných jednotiek sú dôvodom, prečo je možné očakávať výrazný rozmach a zdokonaľovanie metód merania charakteristík turbodúchadiel. A metódy, ktoré sú dnes pokusné alebo len na teoretickej báze sa postupne môžu stať bežnými postupmi pri získavaní charakteristík turbodúchadiel.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HIERETH, Hermann. a P. H. W. PRENNINGER. *Charging the internal combustion engine*. New York: Springer, c2007. ISBN 978-3-211-33033-3.
- [2] HOFMANN, Karel. *Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory: přepřínování spalovacích motorů : určeno pro posl. fak. strojní. 2., nezm. vyd.* Praha: SNTL, 1985.
- [3] QIAN, Andrew. Would it be more efficient to have an internal combustion engine with a high compression ratio or a smaller engine with turbocharging?. In: *QUORA* [online]. CA, 2016 [cit. 2018-02-26]. Dostupné z: <https://www.quora.com/Would-it-be-more-efficient-to-have-an-internal-combustion-engine-with-a-high-compression-ratio-or-a-smaller-engine-with-turbocharging>
- [4] NICHOLAS C. BAINES. *Fundamentals of turbocharging*. White River Junction, Vt: Concepts NREC, 2005. ISBN 0933283148.
- [5] Teorie. *FlexaMi Auto s.r.o.* [online]. Brno, 2016 [cit. 2018-03-01]. Dostupné z: <https://www.flexamiauto.cz/teorie/>
- [6] LUCIUS, Jeff. Turbocharger Compressor Flow Maps for 3000GT and Stealth Owners. *STEALTH 316* [online]. 2011 [cit. 2018-03-02]. Dostupné z: <http://www.stealth316.com/2-3s-compflowmaps.htm>
- [7] KUEFFNER, Daniel. Feasibility of Mixed Flow Compressors in Aero Engines. *SoftInWay Inc.* [online]. 2018 [cit. 2018-03-02]. Dostupné z: <http://blog.softinway.com/en/feasibility-of-mixed-flow-compressors-in-aero-engines/>
- [8] World's First Dual Compressor Turbo. *Honeywell International Inc.* [online]. 2018 [cit. 2018-02-03]. Dostupné z: <https://turbo.honeywell.com/whats-new-in-turbo/story/worlds-first-dual-compressor-turbo/>
- [9] ATTA, Talha. Difference between Inward flow and outward flow reaction hydro turbine. In: *Green Mechanic* [online]. 2014 [cit. 2018-03-03]. Dostupné z: <https://www.green-mechanic.com/2014/04/comparison-between-inward-flow-and.html>
- [10] LÜDDECKE, Bernhardt, Dietmar FILSINGER a Jan EHRHARD. On Mixed Flow Turbines for Automotive Turbocharger Applications. *International Journal of Rotating Machinery* [online]. 2012, 2012, 1-14 [cit. 2018-03-03]. DOI: 10.1155/2012/589720. ISSN 1023-621X. Dostupné z: <http://www.hindawi.com/journals/ijrm/2012/589720/>
- [11] FENELEY, Adam J., Apostolos PESIRIDIS a Amin Mahmoudzadeh ANDWARI. Variable Geometry Turbocharger Technologies for Exhaust Energy Recovery and Boosting-A Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2017, 71, 959-975 [cit. 2018-03-04]. DOI: 10.1016/j.rser.2016.12.125. ISSN 13640321. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032116311807>
- [12] Variable geometry turbocharger's. In: *R3Vlimited.com* [online]. [cit. 2018-03-10]. Dostupné z: <https://www.r3vlimited.com/board/showthread.php?t=129730>

- [13] MERRION, David F. *THE FORTIETH L. RAY BUCKENDALE LECTURE Diesel Engine Design for the 1990s SP-1011 (940130)* [online]. In: . 1994-03-01, s. - [cit. 2018-03-10]. DOI: 10.4271/940130. Dostupné z: <http://papers.sae.org/940130/>
- [14] JÄÄSKELÄINEN, Hannu. Fixed Geometry Turbochargers. *DieselNet Technology Guide* [online]. 2014 [cit. 2018-03-10]. Dostupné z: https://www.dieselnet.com/tech/air_turbo_fixed.php#waste
- [15] APS Twin Scroll Rotated Mount Ball Bearing Turbocharger. *APS Automotive Pty Ltd* [online]. [cit. 2018-03-17]. Dostupné z: http://www.airpowersystems.com/wrx/aps_turbo/twin_scroll/turbo.htm
- [16] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [17] BONTEMPO, R., M. CARDONE, M. MANNA a G. VORRARO. Steady and unsteady experimental analysis of a turbocharger for automotive applications. *Energy Conversion and Management* [online]. 2015, 99, 72-80 [cit. 2018-03-18]. DOI: 10.1016/j.enconman.2015.04.025. ISSN 01968904. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890415003799>
- [18] JÄÄSKELÄINEN, Hannu a Magdi K KHAIR. Turbocharger Construction. *DieselNet Technology Guide: Turbocharger Fundamentals* [online]. 2017, (11) [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: https://www.dieselnet.com/tech/air_turbocharger.php
- [19] KURZKE, Joachim. How to Get Component Maps for Aircraft Gas Turbine Performance Calculations. In: Volume 5: *Manufacturing Materials and Metallurgy; Ceramics; Structures and Dynamics; Controls, Diagnostics and Instrumentation; Education; General* [online]. ASME, 1996, 1996-6-10, V005T16A001- [cit. 2018-04-08]. DOI: 10.1115/96-GT-164. ISBN 978-0-7918-7876-7. Dostupné z: <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?doi=10.1115/96-GT-164>
- [20] VANHAELST, Robin, Alaa KHEIR a Jakub CZAJKA. A systematic analysis of the friction losses on bearings of modern turbocharger. *Combustion Engines* [online]. 2016, 164(1), 22-31 [cit. 2018-04-13]. ISSN 2300-9896. Dostupné z: http://www.combustion-engines.eu/entityfiles/files/articles_published/PTNSS-2016-103.pdf
- [21] FUNKEN, Bruno. TURBOCHARGER FRICTION LOSS TEST BENCH - FEV Special Test Benches. In: *FEV* [online]. Aachen, 2017 [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: http://www.fev.com/fileadmin/user_upload/TEC-INFOS-Reibleistungspr%C3%BCfstand-EN-DE-2017.pdf
- [22] CORMERAIS, Mickaël, Pascal CHESSE a Jean-François HETET. Turbocharger Heat Transfer Modeling Under Steady and Transient Conditions. *Int. J. of Thermodynamics* [online]. France, 2009, 12(4), 193-202 [cit. 2018-04-15]. ISSN 1301-9724. Dostupné z: <http://dergipark.gov.tr/download/article-file/65769>
- [23] Development, Matching and Testing. *BorgWarner Turbo Systems* [online]. [cit. 2018-04-20]. Dostupné z: <http://www.turbos.bwauto.com/products/turbochargerDevelopment.aspx>

- [24] Why choose Garrett?. *Honeywell International* [online]. 2018 [cit. 2018-04-20]. Dostupné z: https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/why_garrett
- [25] LORET, A. Hot Gas Stand durability tests for Turbine Housing design validation. In: *MITSUBISHI TURBOCHARGER AND ENGINE EUROPE BV* [online]. 2015 [cit. 2018-04-20]. Dostupné z: https://www.crittm2a.com/images/pdf/5_20151013_Presentation_SyTecMTEE_AL.pdf
- [26] FLOREN, Chris. Burst & Containment: Ensuring Turbocharger Safety. In: *Honeywell Garrett White Paper: Burst & Containment* [online]. [cit. 2018-04-21]. Dostupné z: https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/Garrett_White_Paper_02_Burst_Containment.pdf
- [27] ZHANG, Jizhong, Harold SUN, Liangjun HU a Hong HE. Fault Diagnosis and Failure Prediction by Thrust Load Analysis for a Turbocharger Thrust Bearing. In: *Volume 6: Structures and Dynamics, Parts A and B* [online]. ASME, 2010, 2010, s. 491-498 [cit. 2018-04-21]. DOI: 10.1115/GT2010-22320. ISBN 978-0-7918-4401-4. Dostupné z: <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=1609423>
- [28] PAYRI, F., J. GALINDO, H. CLIMENT a C. GUARDIOLA. MEASUREMENT OF THE OIL CONSUMPTION OF AN AUTOMOTIVE TURBOCHARGER. *Experimental Techniques* [online]. 2005, 29(5), 25-27 [cit. 2018-04-22]. DOI: 10.1111/j.1747-1567.2005.tb00236.x. ISSN 0732-8818. Dostupné z: <http://doi.wiley.com/10.1111/j.1747-1567.2005.tb00236.x>
- [29] SERRANO, J.R., C. GUARDIOLA, V. DOLZ, M.A. LÓPEZ a F. BOUFFAUD. Study of the turbocharger shaft motion by means of infrared sensors. *Mechanical Systems and Signal Processing* [online]. 2015, 56-57, 246-258 [cit. 2018-04-22]. DOI: 10.1016/j.ymssp.2014.11.006. ISSN 08883270. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S088832701400418X>
- [30] GARCÍA TÍSCAR, J. *Experiments on turbocharger compressor acoustics*. Valencia, 2017. Tesis doctoral. Universitat Politècnica de València. Departamento de Máquinas y Motores Térmicos - Departament de Màquines i Motors Tèrmics. Vedoucí práce Broatch Jacobi, Jaime Alberto.
- [31] SUHAIL ABDUL, EMIR. *Transient response performance of an engine turbocharger*. Salford, 1981. A thesis presented for the degree of PhD. University of Salford Department of Aeronautical and Mechanical Engineering.
- [32] BRINKERT, Nils, Siegfried SUMSER, Siegfried WEBER, Klaus FIEWEGER, Achmed SCHULZ a Hans-Jörg BAUER. Understanding the Twin Scroll Turbine: Flow Similarity. *Journal of Turbomachinery* [online]. 2013, 135(2), 021039- [cit. 2018-05-12]. DOI: 10.1115/1.4006607. ISSN 0889-504X. Dostupné z: <http://turbomachinery.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?doi=10.1115/1.4006607>
- [33] RAJOO, Srithar a Ricardo MARTINEZ-BOTAS. Variable Geometry Mixed Flow Turbine for Turbochargers: An Experimental Study. *International Journal of Fluid*

- Machinery and Systems* [online]. 2008, 1(1), 155-168 [cit. 2018-05-12]. DOI: 10.5293/IJFMS.2008.1.1.155. ISSN 1882-9554. Dostupné z: <http://koreascience.or.kr/journal/view.jsp?kj=OCGKEU&py=2008&vnc=v1n1&sp=155>
- [34] GALINDO, J., A. TISEIRA, F.J. ARNAU a R. LANG. On-Engine Measurement of Turbocharger Surge Limit. *Experimental Techniques* [online]. 2013, 37(1), 47-54 [cit. 2018-05-12]. DOI: 10.1111/j.1747-1567.2010.00697.x. ISSN 07328818. Dostupné z: <http://doi.wiley.com/10.1111/j.1747-1567.2010.00697.x>
- [35] BURKE, R. D., C. D. COPELAND, T. DUDA a M. A. RAYES-BELMOTE. Lumped Capacitance and Three-Dimensional Computational Fluid Dynamics Conjugate Heat Transfer Modeling of an Automotive Turbocharger. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* [online]. 2016, 138(9), 092602- [cit. 2018-05-12]. DOI: 10.1115/1.4032663. ISSN 0742-4795. Dostupné z: <http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?doi=10.1115/1.4032663>
- [36] JÄÄSKELÄINEN, Hannu. Turbocharger Durability and Materials. *DieselNet Technology Guide: Turbocharger Fundamentals* [online]. 2016, (8) [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: https://www.dieselnet.com/tech/air_turbo_durability.php
- [37] TESTING. In: *Pankl Turbosystems GmbH* [online]. Mannheim [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://www.pankl-turbosystems.com/product-portfolio/testing/>
- [38] BOZZA, Fabio a Vincenzo DE BELLIS. Steady Modeling of a Turbocharger Turbine for Automotive Engines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* [online]. 2014, 136(1), 011701- [cit. 2018-05-20]. DOI: 10.1115/1.4025263. ISSN 0742-4795. Dostupné z: <http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?doi=10.1115/1.4025263>
- [39] MILLER, Jay K. Choosing a Turbo System: Which Manufacturer is Right for You. In: *MUSCLE CAR DIY* [online]. FEBRUARY 2, 2015 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://www.musclediy.com/performance/choosing-turbo-system-manufacturer-right/>
- [40] *10th international conference on turbochargers and turbocharging*. Philadelphia, PA: Woodhead Pub., 2012. ISBN 9780857092090.
- [41] Garrett Turbo Maps Vs Holset turbo maps. *LS14* [online]. 31st October 2009 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://570sx.blogspot.cz/2009/10/garrett-turbo-maps-vs-holset-turbo-maps.html>
- [42] NGUYEN-SCHÄFER, Hung. *Rotordynamics of automotive turbochargers linear and nonlinear rotordynamics, bearing design, rotor balancing*. Berlin: Springer, 2012. ISBN 9783642275173.

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

c_{pa}	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	merná tepelná kapacita vzduchu za konštantného tlaku
c_{pe}	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	merná tepelná kapacita výfukových plynov za konštantného tlaku
h_{01}	$[J \cdot kg^{-1}]$	merná totálna entalpia vzduchu pred kompresiou
h_{02}	$[J \cdot kg^{-1}]$	merná totálna entalpia vzduchu po reálnej kompresii
h_{02s}	$[J \cdot kg^{-1}]$	merná totálna entalpia vzduchu po adiabatickej kompresii
h_{03}	$[J \cdot kg^{-1}]$	merná totálna entalpia plynov pred expanziou
h_{04}	$[J \cdot kg^{-1}]$	merná totálna entalpia plynov po reálnej expanzii
h_{04s}	$[J \cdot kg^{-1}]$	merná totálna entalpia plynov po adiabatickej expanzii
H_u	$[J \cdot kg^{-1}]$	výhrevnosť použitého paliva
i	$[-]$	počet valcov spaľovacieho motora
I_C	$[kg \cdot m^2]$	moment zotrvačnosti kompresora
I_T	$[kg \cdot m^2]$	moment zotrvačnosti turbíny
L_t	$[-]$	teoretický zmiešavací pomer vzduchu a paliva
\dot{m}	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostný prietok pracovnej látky
\dot{m}_a	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostný prietok vzduchu kompresorom
\dot{m}_{COR}	$[kg \cdot s^{-1}]$	korigovaný hmotnostný prietok
\dot{m}_e	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostný prietok výfukových plynov turbínov
M_N	$[-]$	Machovo číslo okraja obežného kolesa
\dot{m}_{RED}	$[kg \cdot s^{-1} \cdot K^{1/2} \cdot Pa^{-1}]$	redukovaný hmotnostný prietok
n	$[Hz]$	otáčky motora
N	$[min^{-1}]$	otáčky hriadeľa
N_{COR}	$[min^{-1}]$	korigované otáčky lopatkového stroja
N_{RED}	$[min^{-1} \cdot K^{-1/2}]$	redukované otáčky lopatkového stroja
p_0	$[Pa]$	vstupný tlak
p_{01}	$[Pa]$	totálny tlak pred kompresorom
p_{02}	$[Pa]$	totálny tlak za kompresorom
p_4	$[Pa]$	statický tlak za turbínou
P_C	$[W]$	výkon privádzaný z hriadeľa na kompresor
P_{Cis}	$[W]$	ideálny adiabatický výkon potrebný na kompresiu
P_e	$[W]$	efektívny výkon piestového spaľovacieho motora
P_{mech}	$[W]$	stratový výkon na ložiskách hriadeľa
p_{ref}	$[Pa]$	referenčný tlak

P_T	[W]	výkon prenášaný z turbíny na hriadeľ
P_{Tis}	[W]	ideálny adiabatický výkon turbíny
r	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	merná plynová konštanta pracovnej látky
r_a	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	merná plynová konštanta vzduchu
t	[s]	čas
T_0	[K]	vstupná teplota
T_{01}	[K]	totálna teplota vzduchu pred kompresiou
T_{02}	[K]	totálna teplota vzduchu po reálnej kompresii
T_{02s}	[K]	totálna teplota vzduchu po adiabetickej kompresii
T_{03}	[K]	totálna teplota plynov pred expanziou
T_{04}	[K]	totálna teplota plynov po reálnej expanzii
T_{04s}	[K]	totálna teplota plynov po adiabetickej expanzii
T_{pl}	[K]	termodynamická teplota vzduchu vstupujúceho do valca
T_{ref}	[K]	referenčná teplota
U	[m·s ⁻¹]	obvodová rýchlosť okraja obežného kola
V_H	[m ³]	zdvihový objem jedného valca
ε_T	[-]	expanzný pomer turbíny
$\eta_{C,tt}$	[-]	adiabatická účinnosť kompresora (total-to-total)
η_d	[-]	dopravná účinnosť motora
η_i	[-]	indikovaná účinnosť motora
η_m	[-]	mechanická účinnosť motora
η_{mech}	[-]	mechanická účinnosť turbodúchadla
$\eta_{T,ts}$	[-]	adiabatická účinnosť turbíny (total-to-static)
$\eta_{T,tt}$	[-]	adiabatická účinnosť turbíny (total-to-total)
η_{TM}	[-]	tepelne-mechanická účinnosť turbodúchadla
κ	[-]	Poissonova konštanta pracovnej látky
κ_a	[-]	Poissonova konštanta pre vzduch
κ_e	[-]	Poissonova konštanta pre výfukové plyny
λ_Z	[-]	spaľovací súčiniteľ prebytku vzduchu
π_C	[-]	tlakový pomer kompresora
ρ_{pl}	[kg·m ⁻³]	hustota plniaceho vzduchu
τ	[-]	otáčkový činiteľ