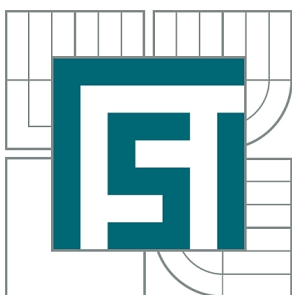




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

TURBODMYCHADLA VZNĚTOVÝCH MOTORŮ

DIESEL ENGINE TURBOCHARGERS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

JAN FŇUKAL

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MICHAL JANOUŠEK

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jan Fňukal

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

obor: **Základy strojního inženýrství (2341R006)**

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:

Turbodmychadla vznětových motorů

v anglickém jazyce:

Diesel Engine Turbochargers

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Popište konstrukci turbodmychadel používaných v moderních vznětových motorech, včetně systémů regulace a budoucí vývojové trendy.

Cíle bakalářské práce:

Úvod do problematiky

Popis jednotlivých konstrukčních řešení

Systémy regulace

Formulujte vývojové trendy

Závěr

Seznam odborné literatury:

[1] JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily III: Motory. 4. přepracované. Brno: Avid, 2007. ISBN 978-80-903671-7-3.

[2] BELL, Corky. Maximum boost: designing, testing, and installing turbocharger systems. Cambridge, MA: Robert Bentley Automotive Publishers, c1997, vi, 250 p. ISBN 08-376-0160-6.

[3] MILLER, Jay K. Turbo: real world high-performance turbocharger systems. North Branch, MN: CarTech, c2008, 160 p. ISBN 19-324-9429-4.

[4] MACINNES, By Hugh. Turbochargers. Los Angeles, Calif: HP Books, 1984. ISBN 978-089-5861-351.

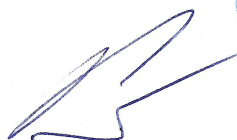
[5] HARTMAN, Jeff. Turbocharging performance handbook. St. Paul, MN: Motorbooks, 2007, 271 p. ISBN 07-603-2805-6.

[6] BENNETT, Sean. Modern diesel technology: diesel engines. 2nd Ed. pages cm. ISBN 12-854-4297-0

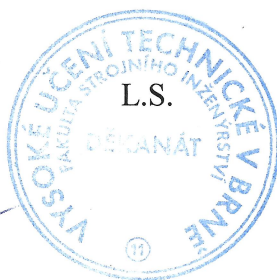
Vedoucí bakalářské práce: Ing. Michal Janoušek

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 18. 11. 2014



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce je odbornou rešerší zabývající se turbodmychadly vznětových motorů. Práce je rozdělena na čtyři hlavní části. První část pojednává o pozitivěch přeplňování, historii a principu přeplňování. Druhá část popisuje jednotlivá konstrukční řešení. Třetí část je zaměřena na systémy regulace. Poslední část je věnována vývojovým trendům turbodmychadel.

KLÍČOVÁ SLOVA

turbodmychadlo, přeplňování, plnicí tlak, VNT, wastegate, turbínové kolo, turbínová skříň, kompresorové kolo, kompresorová skříň

ABSTRACT

This bachelor's thesis is specialized search dealing with diesel engine turbochargers. The work is divided into four main parts. The first part deals with positives of supercharging, history of turbochargers and principle of supercharging. The second part describes particular construction solution. The third part is focused on systems of regulation. The last part attends to development trends of turbochargers.

KEYWORDS

turbocharger, supercharging, boost pressure, VNT, wastegate, turbine wheel, turbine housing, compressor wheel, compressor housing



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FŇUKAL, J. *Turbodmychadla vznětových motorů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 59 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Michal Janoušek.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 29. května 2015

.....

Jan Fňukal



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Michalu Janouškovi za jeho odborné vedení, cenné rady a vstřícnost během tvorby této bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině za ohleduplnost a podporu.



OBSAH

Úvod.....	10
1 Obeznamení s turbodmychadly.....	11
1.1 Historie.....	11
1.2 Princip přepřňování.....	12
1.3 Pozitiva přepřňování.....	14
2 Konstrukce turbodmychadel.....	16
2.1 Turbínová část.....	17
2.1.1 Turbínové kolo.....	17
2.1.2 Turbínová skřňň.....	19
2.2 Kompresorová část.....	23
2.2.1 Kompresorové kolo.....	25
2.2.2 Kompresorová skřňň.....	29
2.3 Ložisková část.....	32
2.3.1 Ložisková skřňň.....	32
2.3.2 Kluzná ložiska.....	33
2.3.3 Kuličková ložiska.....	35
2.3.4 Těsnění.....	36
3 Systémy regulace.....	38
3.1 Obtokový regulační ventil (wastegate).....	38
3.2 Změna geometrie rozváděcích lopatek (VNT).....	39
3.3 Změna šířky statoru turbíny (VGT).....	42
3.4 Aktuátory.....	43
3.4.1 Pneumatické.....	43
3.4.2 REA (Rotary Electric Actuator).....	44
4 Vývojové trendy.....	46
4.1 Vícestupňové přepřňování.....	46
4.1.1 Dvoustupňové paralelní přepřňování.....	46
4.1.2 Dvoustupňové sériové přepřňování.....	47
4.1.3 Trojstupňové přepřňování.....	48
4.2 Garrett LST (Low-Speed Turbo).....	49
4.3 Garrett SST (Single-Sequential Turbo).....	50
4.4 Turbodmychadlo s elektrickým pohonem.....	51
4.5 Elektromagnetická ložiska.....	51
4.6 3D tisk.....	52
Závěr.....	54



Seznam použitých zdrojů	55
Seznam použitých symbolů a zkratk.....	58



ÚVOD

Od doby vzniku prvního turbodmychadla uplynulo více než 100 let. Během této doby turbodmychadlo prošlo značným vývojem. Od velkých a těžkých turbodmychadel se změnou konstrukce a použitím vhodnějších materiálů turbodmychadlo postupně zmenšovalo, snižovala se jeho hmotnost a zvyšovala se jeho účinnost.

Po rozšíření turbodmychadel do automobilového průmyslu se musela vyřešit otázka systému regulace plnicího tlaku. Jedním z hlavních důvodů je dodání vhodného množství vzduchu při daném zatížení a otáčkách motoru. Dalším důležitým faktorem je snížení doby reakce turbodmychadla na sešlápnutí pedálu akcelérátoru. Dále také bylo nutné zajistit, aby se rotor turbodmychadla nepřetácel a nedošlo k destrukci zařízení.

Turbodmychadlo bylo v osmdesátých letech minulého století pouze v několika sportovních automobilech. Během devadesátých let se však hojně rozšířilo i do cenově dostupnějších automobilů. Převážně do osobních vozidel se vznětovými motory z důvodu zlepšení akcelerace vozu. Snaha dnešní doby o konstrukci co nejvíce ekonomických a ekologických motorů vedla k použití turbodmychadel i v zážehových motorech. Použitím turbodmychadla dosahuje motor vyššího výkonu, nižší spotřeby a menší produkce emisí.

Moderní kompresory a turbíny jsou vyvíjeny pomocí CAD softwarů. Poté testovány simulačními programy, které berou v potaz dynamiku proudění a tepelného namáhání před fyzickým testováním. Lze předpokládat, že ve vývoji turbodmychadla bude stále docházet ke konstrukčním změnám vedoucích ke zlepšení jeho vlastností a účinnosti.

Tato bakalářská práce si za cíle stanovuje obeznámení čtenáře s přeplňováním vznětových motorů pomocí turbodmychadla. Popis konstrukčních řešení a regulace plnicího tlaku pomůže porozumět, jak samotné turbodmychadlo pracuje. Práce nakonec seznámí čtenáře s možným vývojem v této oblasti.



1 OBEZNÁMENÍ S TURBODMYCHADLY

U nepřepřítňovaných motorů je problém s dostatkem vzduchu pro spalování. Možnosti jak zvýšit průtok vzduchu u nepřepřítňovaného motoru jsou velmi omezené. Zvyšování toku vzduchu spočívá pouze v úpravě sacího traktu nebo úpravě designu hlavy válců. Toto jsou hlavní části motoru, kde je soustředěna všechna práce a technologie u přirozeně plněných motorů. Turbodmychadlo je nejvýznamnější přídavné zařízení pro zvyšování výkonu spalovacího motoru [1].

1.1 HISTORIE

Vynález turbodmychadla je připisován švýcarskému inženýrovi jménem Alfred Büchi. V roce 1905 si nechal Büchi patentovat kompaundní motor. Tento patent nepopisoval turbodmychadlo, jak ho známe dnes, ale spíše jako axiální turbínu a kompresor, které sdílely společnou hřídel s motorem, na kterém byly namontovány. Tato podoba neměla na veřejnosti úspěch, ale vedla k dalšímu vylepšení v oblasti využití plynových turbín a kompresorů pomáhajících ke zvýšení výkonu motoru. Roku 1917 Národní komise pro letectví zvážila vývoj turbodmychadel pro využití ve válce. Testování v Coloradu ve výšce přibližně 4250 metrů nad mořem ukázalo, že turbodmychadlo je řešením pro dosažení vyšších rychlostí a výšek u vojenských letadel. V druhé světové válce byla turbodmychadla hojně využívána v letadlech a bombardérech jako byl například Boeing B-17 známý jako „létající pevnost“ [1].



Obr. 1.1 Vynálezce turbodmychadla Alfred Büchi [1]

V poválečném období se zdálo, že turbodmychadlo nebude mít velké využití, ale postupně se stalo vyhledávanou součástí díky rozvoji hospodářství. Výrobci používající dieselové motory, jako například společnost Caterpillar, zjistili, že je potřeba z jejich strojů dostat větší výkon. Bez použití turbodmychadel by pro požadovaný výkon museli zvětšit velikost motoru a tím i cenu [1].

V 50. a 60. letech 20. století nastal velký růst ve využití turbodmychadel. Největší růst byl u komerčních vznětových motorů. Po celém světě se začali objevovat výrobci zaměřeni na vývoj technologie turbodmychadel. Velké výzkumy a vývoje od obchodních společností přinesly moderní období v technologii turbodmychadel. Se zlepšováním konstrukce a spolehli-



vosti se někteří výrobci pokoušeli o přepřínování některých benzínových automobilů turbodmychadlem, jako byly Chevrolet Convair Monza a Oldsmobile Jetfire. Tyto aplikace byly velmi problematické. Tehdejší motory nebyly navrženy, aby vydržely přepřínování a s turbomotory v osobních vozech nebyly žádné zkušenosti. V Evropě roku 1973 přišlo přepřínované BMW 2002 turbo. Díky turbodmychadlu KKK (Kuhnle, Kopp & Kausch) se výkon dvoulitrového motoru zvýšil z 97 kW na 127 kW [2]. Roku 1975 přišlo na trh dnes legendární přepřínované Porsche 911 Turbo. Motor měl dobrou spolehlivost, ale také velký nežádoucí turboefekt [3]. Prvním turbodieselem v osobních vozech byl Mercedes 300SD představený roku 1978 s turbodmychadlem společnosti Garrett [4]. Dalším Evropským osobním vozem s přepřínovaným vznětovým motorem byl Peugeot 604 modelový rok 1978 [5]. V Německu pak roku 1981 přišel VW Golf Turbo Diesel [4]. V USA se v 80. letech Detroit vrátil k přepřínování turbodmychadlem jako k cestě za vyšším výkonem pro jejich již menší motory. Některé vozy s turbodmychadlem byly slavné, jako Buick Grand National, avšak byly zde stále problémy kvůli vysokým teplotám výfukových plynů u zážehových motorů a zanedbávání údržby majiteli vozů. V 80. letech přišlo elektronické vstřikování a aplikování turbodmychadla bylo mnohem snazší [1].

V průběhu let si turbodmychadla prošla značným vývojem. Na obr. 1.2 lze vidět porovnání nynějšího modelu Schwitzer-BorgWarner model S3 (vlevo) s lepším průtokem a vlastnostmi než starší model Schwitzer vyrobený v 60. letech (napravo). Zde je očividná dramatická změna v designu způsobená využitím počítačových softwarů, lepších materiálů a výrobních procesů.



Obr. 1.2 Moderní Schwitzer-BorgWarner S3 a starý model Schwitzer [1]

1.2 PRINCIP PŘEPLŇOVÁNÍ

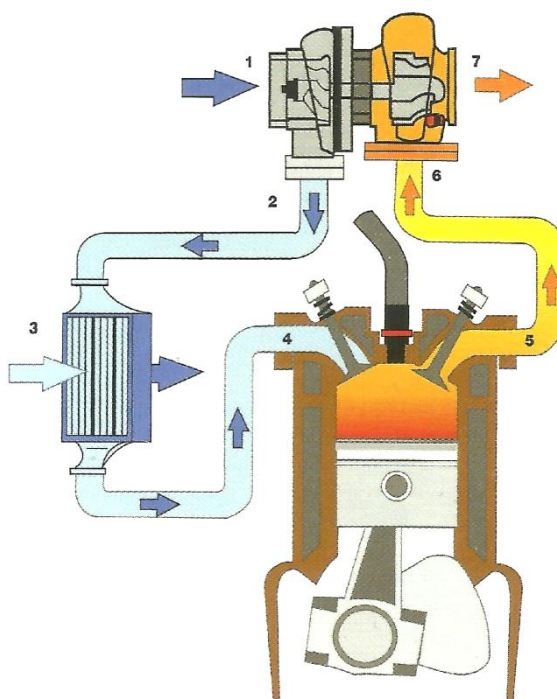
Zvýšení výkonu u spalovacích motorů lze dosáhnout více způsoby. První způsob je zvětšení zdvihového objemu. Nevýhodou je však nutnost většího zastavovacího prostoru a hmotnost motoru. Další způsob je zvýšení počtu otáček, tedy rychloběžnost motoru. Tu však omezuje životnost součástí motoru a další faktory. Vysokootáčkové motory mají také nevhodný průběh krouticího momentu. Třetí možností je zvýšení středního efektivního tlaku na píst spalovacího



motoru. Ten lze navýšit spálením většího množství paliva a tedy uvolněním většího množství energie. Pro dokonalejší hoření paliva je nutná dodávka většího hmotnostního množství vzduchu. U vznětového motoru je chemicky ideální tzv. stechiometrický poměr 14,3 kg vzduchu na 1 kg paliva [6]. Dnešní vznětové motory pracují s velkým přebytkem vzduchu. Z toho důvodu se poměry vzduchu a paliva pohybují ve vyšších hodnotách, než je stechiometrická směs.

Turbodmychadlo zvyšuje účinnost motoru. Na rozdíl od mechanického kompresoru, který odebírá výkon přímo z klikové hřídele na pohon vlastní kompresoru, turbodmychadlo využívá energii výfukových plynů, která by byla jinak nevyužita vypuštěna do ovzduší [1].

Na obr. 1.3 je zobrazeno schéma motoru s turbodmychadlem a chladičem stlačeného vzduchu.



Obr. 1.3 Schéma systému turbodmychadla s mezichladičem [7]

Nasávaný vzduch po prostupu přes vzduchový filtr směřuje ke vstupu do kompresoru (1). Vzduch je poté stlačen kompresorem, čímž se zvýší hustota přivedeného vzduchu. Vzduch opouští kompresorovou skříň a pokračuje do vedení stlačeného vzduchu (2). Většina dnešních systémů s turbodmychadlem používá chladič stlačeného vzduchu. Chladič vymění přebytečné teplo s okolním vzduchem, díky čemuž se stlačený vzduch ochladí a tím opět zvýší svoji hustotu. U zážehových motorů pomáhá eliminovat detonační spalování (3). Z chladiče je potom vzduch veden skrze potrubí do sacích kanálů, odkud je naváděn k sacím ventilům. Po jejich otevření vzduch proudí do jednotlivých válců (4). Nyní lze vstříknout dávku paliva závislou na přivedeném množství vzduchu. Po stlačení směsi dojde k hoření paliva. Poté jsou spaliny vypuštěny výfukovými ventily do výfukových svodů (5). Výfukové potrubí navádí energii výfukových plynů ve formě tepla a tlaku do turbínové části turbodmychadla (6). Výfukové plyny expandují a roztáčí tak lopatkové kolo turbíny. Spaliny poté opouští turbínovou část a vstupují do výfuku, kde jsou přes katalyzátor a popřípadě filtr pevných částic, vypuštěny do okolního ovzduší (7) [1].



1.3 POZITIVA PŘEPLŇOVÁNÍ

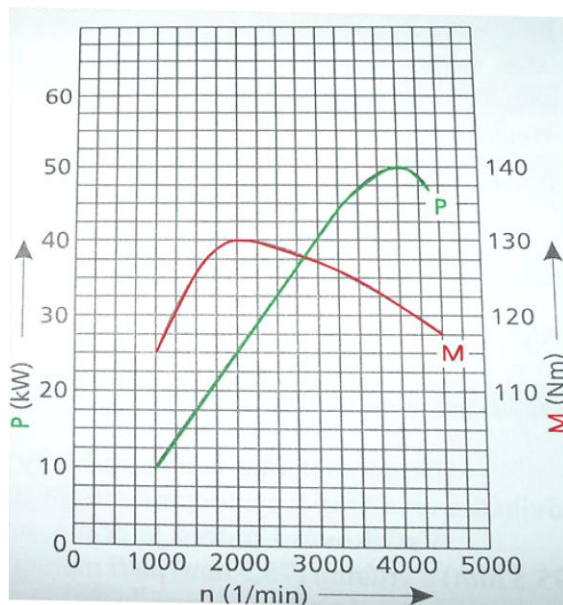
Jelikož přeplňování turbodmychadly využívá energie výfukových plynů spalovacího motoru, dochází tak ke zlepšení energetické bilance spalovacího motoru, zvýšení termické účinnosti a snížení spotřeby paliva. Dále také dochází ke zlepšení průběhu krouticího momentu. Přeplňováním se zvýší střední efektivní tlak a tím vzroste výkon, aniž by bylo nutné zvýšit otáčky nebo zdvihový objem motoru. Především u vznětových motorů je přeplňování turbodmychadly hlavní směr, jak zvýšit výkon motoru [6].

Přeplňování vznětového motoru nabízí tato zlepšení:

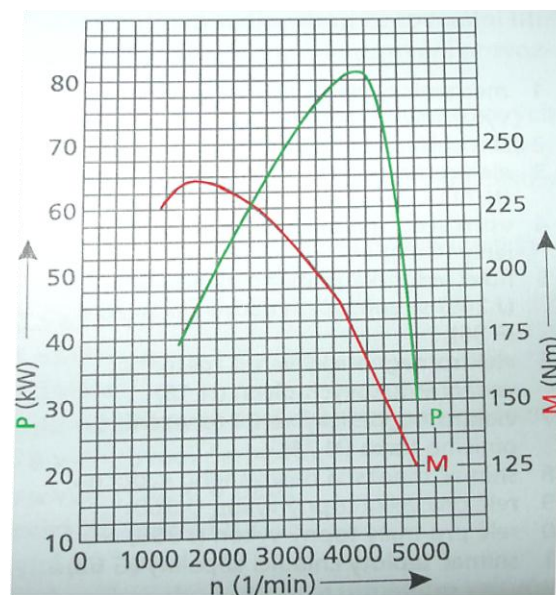
- 1) Menší velikost motoru
- 2) Nižší hmotnost motoru
- 3) Nižší spotřeba paliva
- 4) Vyšší výkon
- 5) Nižší hlučnost motoru
- 6) Nižší emise

Turbodmychadlo zvyšuje účinnost spalování díky zvětšení turbulence ve spalovací komoře. To umožňuje kompletnější prohoření paliva [8]. Zvýšení turbulence musí být však do takové míry, aby nedocházelo k negativním tepelným ztrátám do stěn válců.

Pro vznětové motory je charakteristická kvalitativní regulace výkonu motoru. Tento způsob regulace nijak neomezuje množství vzduchu přivedeného do spalovacího prostoru, ale mění se množství paliva. Dodáváním adekvátního množství paliva pro požadovaný výkon se maximalizuje využití energie obsažené v palivu. Složení směsi pro spálení se tedy mění dle výkonu motoru. Při malém zatížení motoru se bude složení směsi vzdalovat od stechiometrické hodnoty [9]. Na obr. 1.4 a obr. 1.5 je porovnání rychlostních charakteristik populárních motorů společnosti Volkswagen Group, které se vyznačují vysokou spolehlivostí, nepřepřehnaného vznětového motoru 1.9 SDI a přeplňovaného 1.9 TDI. Při srovnání obou grafů je vidět, že u přeplňované verze se nejen zvýšily maximální hodnoty výkonu a krouticího momentu, ale také charakteristika průběhu obou hodnot.



Obr. 1.4 Rychlostní charakteristika 1.9 SDI
50kW [10]



Obr. 1.5 Rychlostní charakteristika 1.9 TDI
81kW [11]

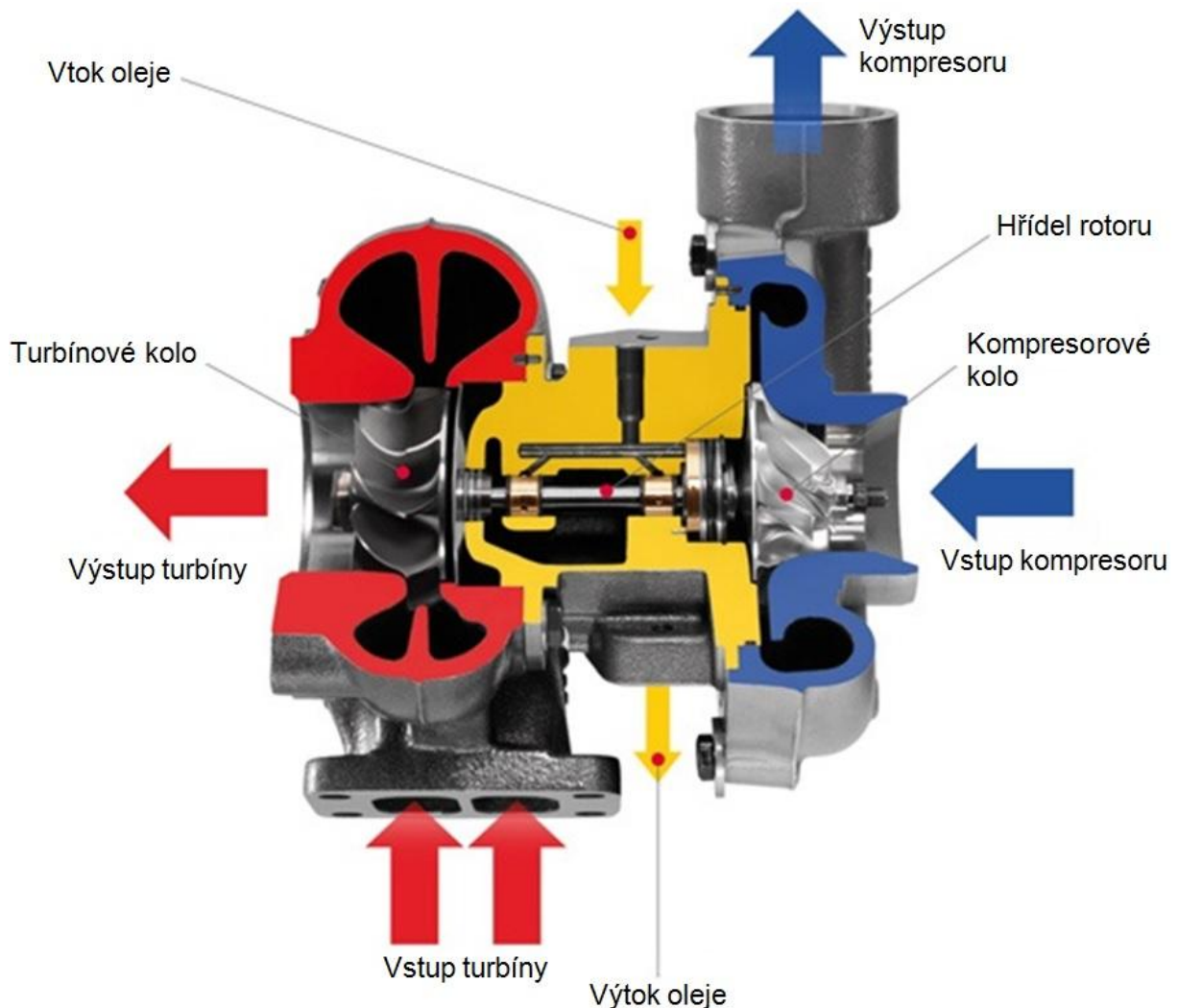
Samotná turbína odebírá energii výfukovým plynům a snižuje tedy rozpínání plynů do výfuku. Pulzní vlny z motoru jsou lopatkami turbodmychadla utlumeny, což vede ke snížení hluku. Hluk je tedy značně menší než u nepřepřlovaných dieselů [12].



2 KONSTRUKCE TURBODMYCHADEL

Konstrukce turbodmychadel se u každého výrobce liší. V základní podstatě je ale stejná. Všechna produkční turbodmychadla se skládají z rotující soustavy, kdy kompresorové kolo je umístěno na jednom konci a turbínové kolo na opačném konci ocelové hřídele. Přesné uložení hřídele vůči ložiskové skříni zabezpečují vysokootáčková kluzná nebo valivá ložiska. Skrze ložiskovou skříň je přiváděn olej pro mazání ložisek a u některých turbodmychadel i chladicí kapalina na snížení teploty středového uzlu. Dále se ve středové části nacházejí těsnění hřídele a opěrné desky pro turbínové a kompresorové kolo, které drží olej uvnitř a horké plyny venku [8],[13].

Turbodmychadlo dělíme na tři základní části: turbínová, kompresorová a ložisková část, která spojuje turbínový a kompresorový uzel dohromady. Všechny tyto části jsou na sobě závislé pro celkovou účinnost turbodmychadla, avšak jsou vyvíjena samostatně. To znamená, že výrobci mají vývojová oddělení specializovaná na kompresory, turbíny a na uložení a ložiska [1]. Na obr. 2.1 lze vidět hlavní části turbodmychadla, kde turbínová část je naznačena červenou, ložisková žlutou a kompresorová modrou barvou.



Obr. 2.1 Řez turbodmychadlem a rozdělení na 3 základní části [14]

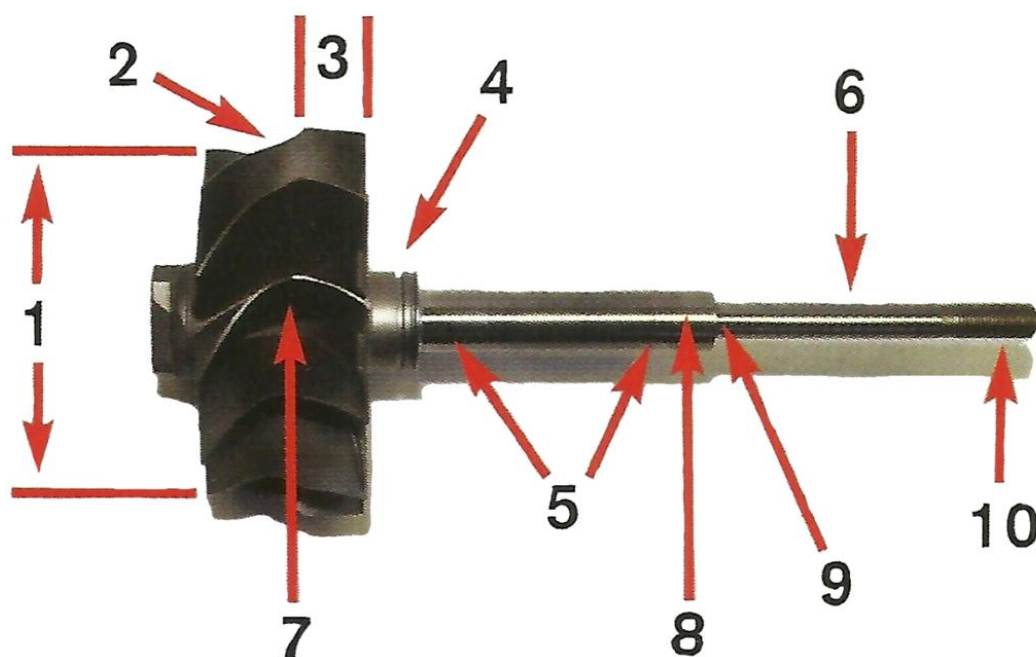


2.1 TURBÍNOVÁ ČÁST

Turbína turbodmychadla se skládá ze statorové a rotorové části. U radiální turbíny je stator tvořen turbínovou skříní, která se dále dělí na lopatkové a bezlopatkové ústrojí [6]. V osobních automobilech se používají jednostupňové radiální turbíny. U takového typu turbíny výfukové plyny vstupují do skříně pod pravým úhlem na osu hřídele. Horké plyny narážejí tangenciálně na okraj oběžného kola, přičemž je lopatky induceru (největší průměr kola) zachytávají a usměrňují radiálně dovnitř směrem k ose kola, potom do strany podél složitě zakřivených lopatek až k výstupní části lopatkového kola. Výfukové plyny jsou poté axiálně vypuštěny otvorem ve středu turbínového obalu do výfuku. To znamená, že výfukové plyny změnily směr o 90° při průchodu turbínou. U velkých turbodmychadel se často používají axiální turbíny. Turbína převádí tepelnou a kinetickou energii výfukových plynů na mechanickou energii. Maximálního využití kinetické energie spalin je dosaženo při ideálně nulovém víření plynu [13].

2.1.1 TURBÍNOVÉ KOLO

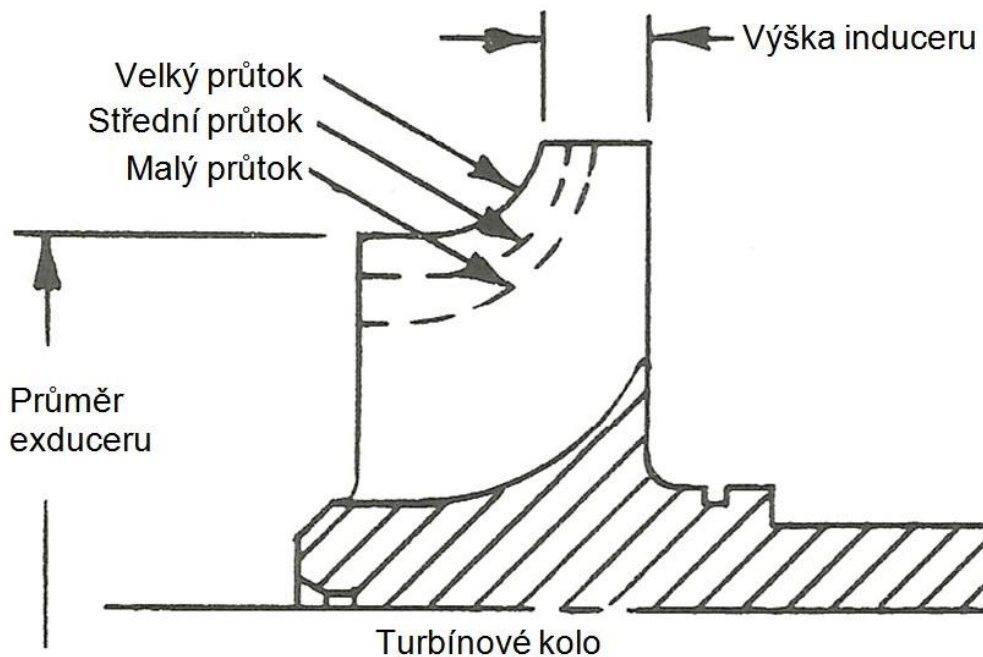
Lopatkové kolo s hřídelí jsou společně nazývány turbínové kolo. Je to velmi důležitá a drahá součást turbodmychadla. Hřídel je většinou indukčně kalená, ale pouze v místech, kde se nacházejí ložiska kvůli opotřebení třením. Hřídele se vyrábějí s přesností pohybující se v řádech mikronů [1],[15].



Obr. 2.2 Turbínové kolo [1]

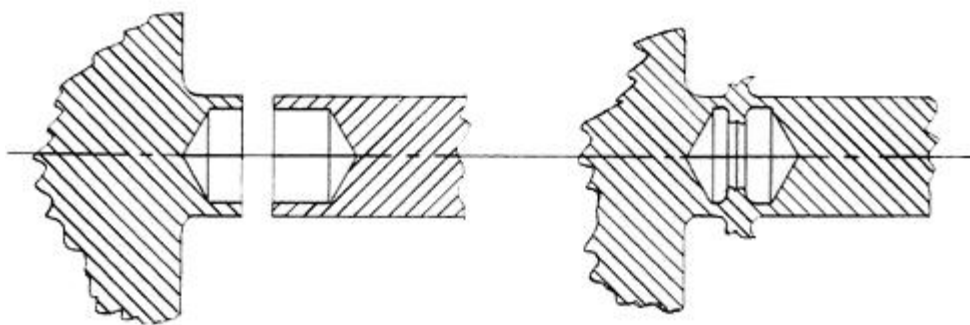
Popis oběžného kola a hřídele: (1) průměr induceru, (2) kontura oběžného kola, (3) šířka resp. výška induceru, (4) drážka pro těsnicí kroužek, (5) dosedací plocha pro ložiska, (6) čep hřídele, (7) turbínové lopatkové kolo, (8) hřídel, (9) osazení hřídele a (10) válcované závity pro upnutí kompresorového kola na hřídel [1].

Na obr. 2.3 je zobrazeno turbínové kolo a to, jak se změnou kontury se mění průtok.



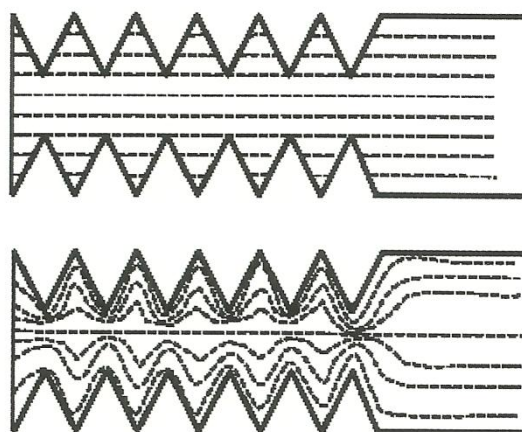
Obr. 2.3 Průtoky turbínovým kolem při změně kontury [8]

V leteckém průmyslu je oběžné kolo a hřídel vyrobena z jednoho kusu kvůli bezpečnosti. Běžně je ale hřídel přivařena k lopatkovému kolu svazkem elektronů nebo pomocí třecího svařování. Používanější je svařování třením, kvůli rychlosti výroby, kdy celý proces trvá pouze několik sekund [1]. Na obr. 2.4 je oběžné kolo turbíny s hřídelí před a po svařování třecí metodou.



Obr. 2.4 Svařování oběžného kola a hřídele metodou třecího svařování [8]

Na většině hřídelí jsou závity na konci čepu válcovány, namísto třískově obráběných závitů. To z toho důvodu, že jsou vlákna v oceli stlačována a tím je dosaženo vyšší pevnosti. Hřídel pak lépe odolává namáhání v krutu vytvořeného od kompresorového kola. Po třískovém obrábění je struktura vláken oceli porušena a hřídel je tím oslabena. Po válcování jsou závity hladké a lesklé na rozdíl od drsnějších řezů vzniklých při obrábění [1]. Na obr. 2.5 je zobrazen rozdíl struktury vláken mezi obráběním a válcováním závitového konce.



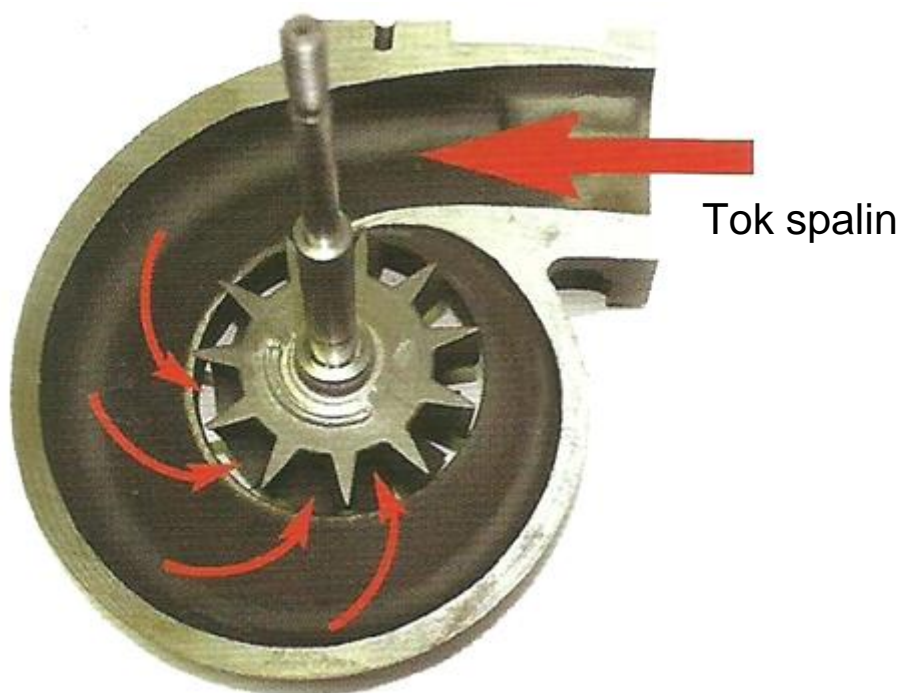
Obr. 2.5 Struktura vláken po obrábění (nahore) a válcování (dole) [1]

Lopátkové kolo je vyrobeno odléváním metodou vytavitelného modelu. Používané materiály jsou žárupevné super slitiny s vysokým obsahem niklu, jako je GMR235 nebo Inconel 713C. Tyto slitiny nekorodují, ani se neroztaví při extrémních zátěžích. Z hlediska tepelného namáhání jsou slitiny dostatečně odolné, aby vydržely po celou životnost turbodmychadla. Nejčastějším poškozením turbíny je vniknutí cizího předmětu a poškození lopátkového kola. Inconel má vyšší pevnost a odolnost proti teplotám než GMR235. U většiny vznětových motorů je však GMR235 dostačující [1],[8].

2.1.2 TURBÍNOVÁ SKŘÍŇ

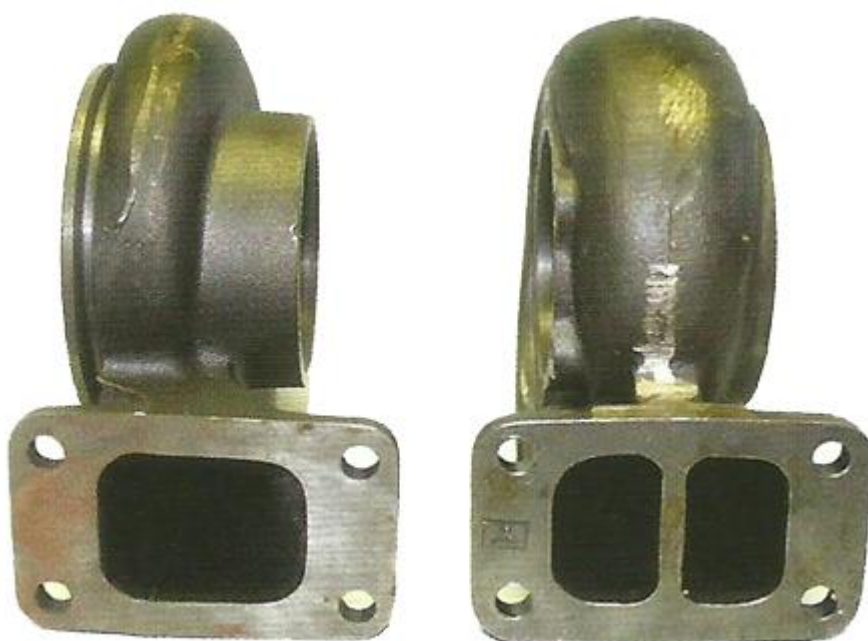
Další součást radiálně přítokových turbín je stator s jednou nebo dvěma tryskami, které navádějí spaliny na inducer turbínového kola. Nejjednodušší a nejlevnější design je jedna dýza začleněná do odlitku z jednoho kusu. Při této konstrukci obal usměrňuje proud výfukových plynů do tvaru spirály s konstantně se zmenšující velikostí otvoru, kdy spaliny proudí okolo obvodu lopátkového kola. Spirála končí v přesné vzdálenosti od středu turbíny, kdy výfukové plyny směřují na okraj lopatek pod takovým úhlem, aby bylo dosaženo nejvyšší účinnosti turbíny [13],[15]. Na obr. 2.6 lze vidět poloviční řez statorem, který je kolmý na osu rotace turbínového kola. Lze si všimnout stále se zmenšujícího příčného průřezu. S progresivně se zmenšujícím průřezem spirály je vytvářen tlak okolo lopatek induceru pro efektivní pohon turbíny. Na konci spirály jsou zbylé spaliny usměrněny ze skříně ven [1].

Turbínové skříně se pro vznětové motory vyrábějí odléváním. Materiálem jsou vysoce legované tvárné litiny. Například tvárná litina s obsahem křemíku a molybdenu. Tyto materiály mají dobré mechanické vlastnosti i nad 700 °C [16],[17].



Obr. 2.6 Poloviční řez skříní turbíny [1]

Nejběžnější jsou dva typy turbínových skříní a to tzv. otevřené a dělené. Otevřená skříň nepřenáší tak dobře pulzační energii jako dělená, ale je více účinná díky nižším ztrátám při proudění. Otevřené skříně jsou používány ve vozech provozovaných ve vyšších otáčkách, kdy spaliny mají ustálený proud [1]. Na obr. 2.7 je porovnání otevřené a dělené skříně. U dělené skříně (vpravo) si lze všimnout dělicí přepážky [1].



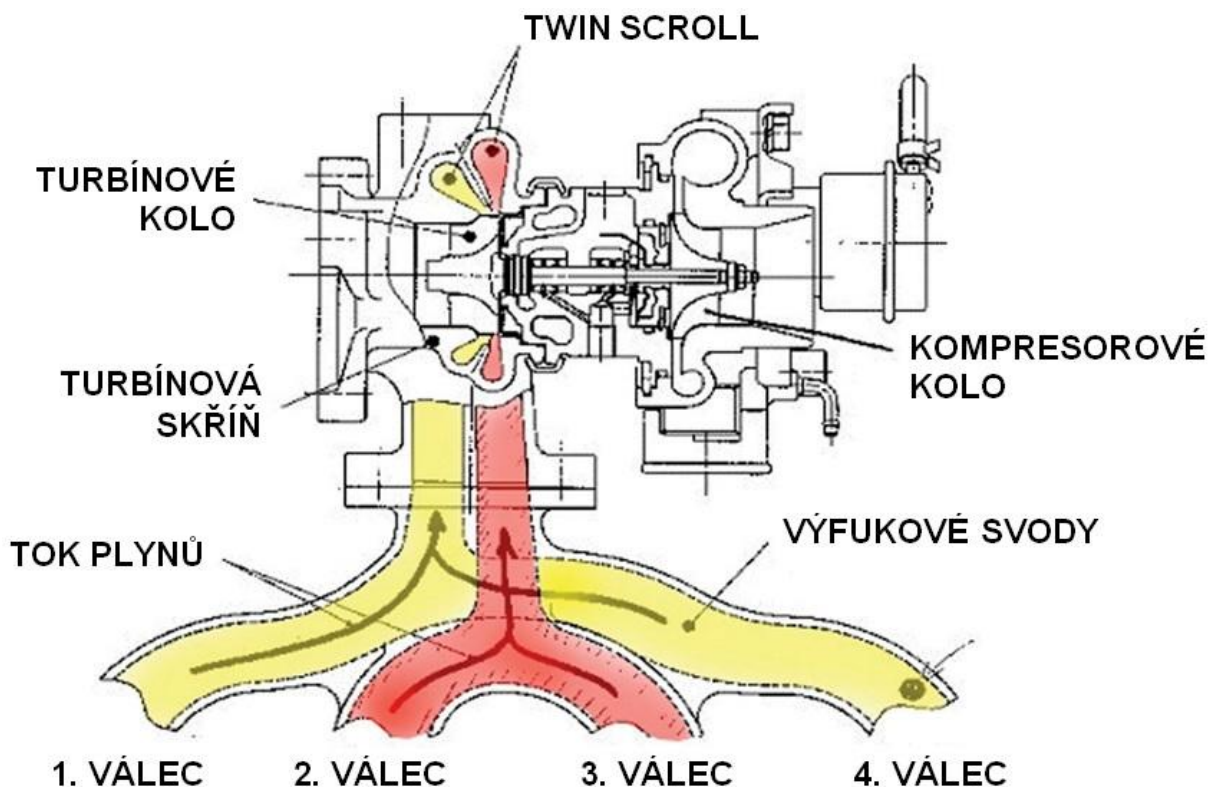
Obr. 2.7 Otevřená skříň (vlevo) a dělená (vpravo) [1]



TWIN SCROLL SYSTÉM

Dělená skříň má uvnitř přepážku oddělující dráhu spalin od výfukového kanálu až po hrany lopatek. Každý výfukový pulz tak dosáhne hrany lopatkového kola a tím je využita maximální energie výfukových plynů. Dělicí přepážka však zvětšuje plochu a při vysokých otáčkách motoru dochází ke ztrátám třením plynu o vnitřní stěny skříně [1].

Twin scroll systém předchází nedostatkům otevřených skříní a společných svodů, kdy dochází k interferenci výfukových pulzů a tím ztrátám energie. Například čtyřválcový motor má sekvenci zápalů 1-3-4-2. První válec je na konci expanze a otevírá se výfukový ventil. Během toho má druhý válec také stále otevřený výfukový ventil (v přechodné době kdy je sací i výfukový ventil částečně otevřen). V nedělených výfukových svodech tlakový pulz z prvního válce ruší schopnost druhého válce efektivně vypustit spaliny. Twin scroll systém umožňuje dovést nerušené pulzy až k turbíně díky děleným svodům do páru 1-4 a 2-3 a přepážce ve skříní turbíny. Dochází tedy k lepšímu rozdělení tlaků ve výfukových kanálech a účinnějšímu dopravení energie k turbíně. Díky tomu je odezva na plynový pedál lepší než u nedělených skříní. Twin scroll zvyšuje rozsah otáček, ve kterém má turbodmychadlo vysokou účinnost. Je to obdobný způsob jako použití dvou turbodmychadel, avšak tento systém je levnější. Twin scroll systém snižuje teplotu výfukových plynů. Díky tomu motor může pracovat s chudší směsí a dosáhnout tak nižší spotřeby paliva. Kvůli těmto výhodám jsou twin scroll systémy používané v užitkových vozidlech se vznětovými motory, kde je žádoucí velký krouticí moment v nízkých a středních otáčkách [1],[18]. Na obr. 2.8 je barevně naznačený pár dělených výfukových svodů a proud spalin do jednotlivých komor dělené skříně turbíny.



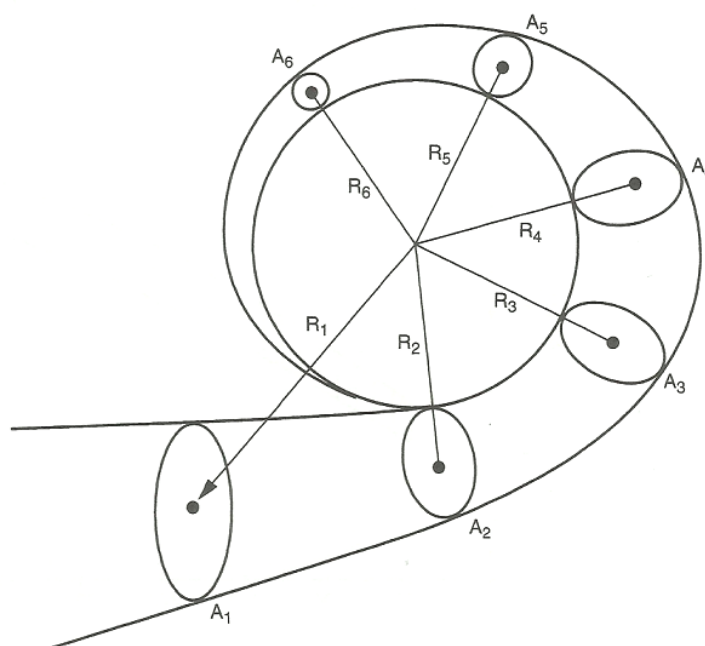
Obr. 2.8 Diagram twin scroll [18]



A/R POMĚR

Velikosti turbínových skříní jsou navrženy pro určitý tok a vnitřní tlak. Velikost skříně definuje tzv. A/R poměr. Turbínovou skříň lze interpretovat jako kužel stočený do spirály okolo turbínového kola. Odstraněním konce špičky kužele vznikne komolý kužel. Tento otvor má určitou průtokovou plochu tzv. „area“ a představuje A v A/R poměru. Velikost plochy určuje, jakou rychlostí spaliny opustí spirálu a zasáhnou lopatky oběžného kola. S malým výtokovým otvorem plyny proudí rychleji. Rychlostí proudění jsou řízeny otáčky turbínového kola. Velikost výstupního otvoru také ovlivňuje negativní stránku protitlaku, kdy v důsledku malého otvoru a přehlcení turbíny mají výfukové plyny tendenci vracet se do spalovacích komor motoru. Druhá proměnná v A/R poměru je vzdálenost středu plochy příčného průřezu a středu turbínové hřídele. Tato vzdálenost se nazývá „radius“. S menším poloměrem se zvyšují otáčky turbínového kola. S větším R se zvyšuje krouticí moment na hřídel, jelikož stejná síla od výfukových plynů působí na větším rameni. V praxi se ale většinou mění plocha průřezu a poloměr zůstává konstantní. Velikost A/R poměru lze najít na odlitku turbínové skříně v blízkosti vstupu výfukových spalin [1],[15]. Všechny plochy s příslušnými poloměry mají stejný podíl. Grafické znázornění je na obr. 2.9 [15] :

$$\frac{A_1}{R_1} = \frac{A_2}{R_2} = \frac{A_3}{R_3} = \frac{A_4}{R_4} = \frac{A_5}{R_5} = \frac{A_6}{R_6} \quad (1)$$



Obr. 2.9 Definice A/R poměru [15]

Volba správného A/R poměru je důležitá. Při příliš velkém poměru je nástup plnicího tlaku pomalý. Poměr může být pouze tak velký, aby otáčky rotoru turbodmychadla byly dostatečné na dosažení požadovaného plnicího tlaku. Naopak při malém A/R poměru může být reakce turbodmychadla velmi rychlá, avšak objevuje se znatelný propad výkonu ve vysokých otáčkách, jelikož turbína nemá dostatečný průtok a ve výfukových svodech vzniká velký protitlak [15].



Na obr. 2.10 jsou zobrazeny turbínové mapy turbodmychadla GT5533R. Velikost turbínového kola byla stále stejná, ale měnily se turbínové skříně s různým A/R poměrem. Všechny křivky mají přibližně stejný průběh. Turbínová skříň s A/R poměrem 1,40 má největší průtok výfukových plynů turbínou. Při tlakovém poměru 2,25 až 2,75 dochází u všech skříní k přehlcení [1].



Obr. 2.10 Turbínová mapa turbodmychadla Garrett GT5533R [19]

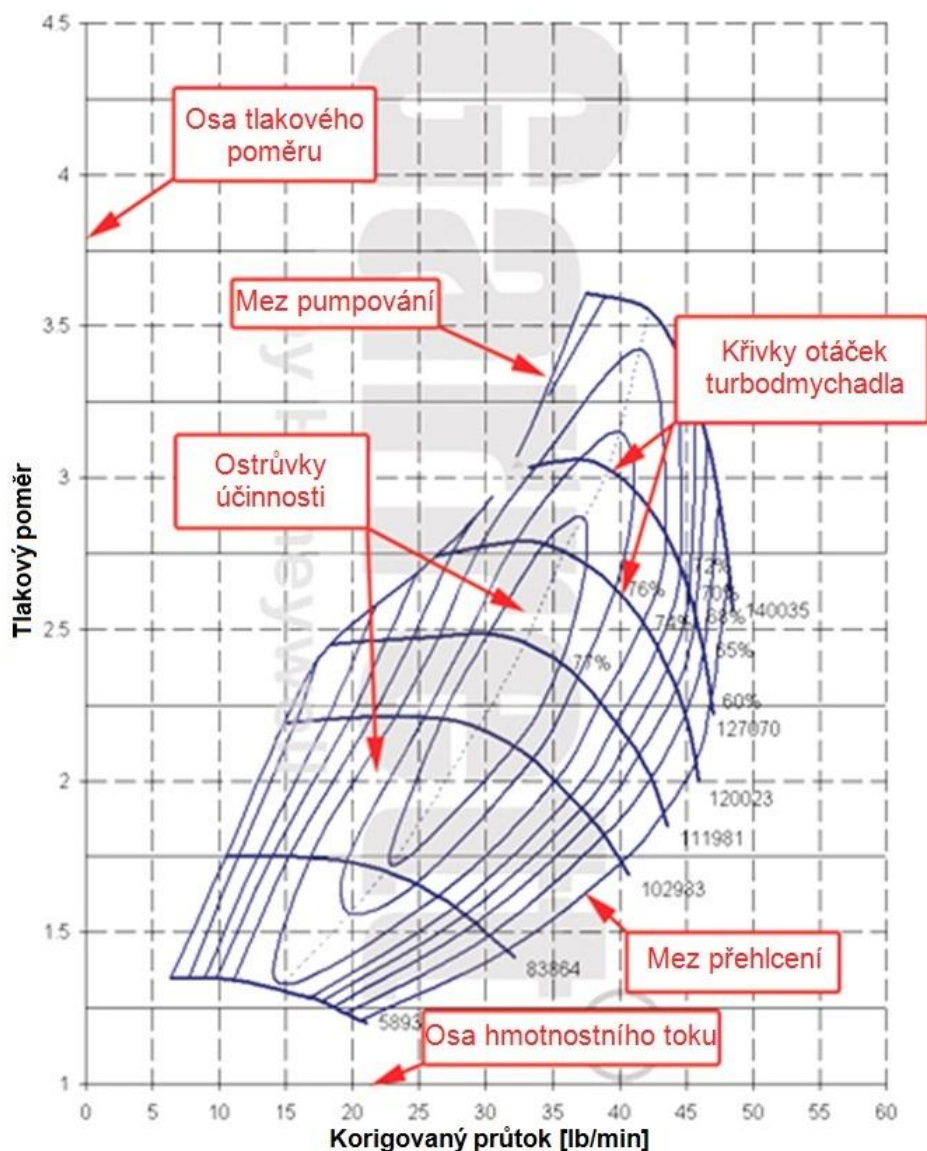
2.2 KOMPRESOROVÁ ČÁST

Kompresor turbodmychadla se stejně jako turbína skládá ze statoru a rotoru. Kompresorové kolo v radiálním kompresoru má 10 až 20 lopatek se složitým profilem a zakřiveními. Oběžné kolo kompresoru rotuje uvnitř hliníkového obalu, nasává a stlačuje vzduch za účelem přeplňování spalovacích komor motoru. Oběžné kolo urychluje vzduch na vysoké rychlosti a odstředivými silami jej vymršťuje do difuzoru, který ho s nepatrnými turbulencemi zpomalí, aby byl vzduch efektivně stlačen s minimálním zvýšením teploty. Kompresorový obal tvořící difuzor shromažďuje stlačený vzduch ve spirále se stále se zvětšujícím průměrem a tangenciálně vypouští plnicí vzduch výstupním otvorem, který dále vede do chladiče stlačeného vzduchu [13].

Kompresory turbodmychadel mají konstrukční omezení vztahující se k účinnosti stlačení nasávaného vzduchu. Každý kompresor má svoji optimální průtokovou účinnost, a to maximální průtok (přehlcení) a minimální průtok (mez pumpování). Když kompresor pracuje ve svém rozsahu průtoku, pak je účinnost vyjádřena v procentech, jak moc je kompresor schopen stlačit plyn vzhledem k matematicky vypočítaným požadavkům ze stavové rovnice. Kdyby měl



kompressor 100 % účinnost, pak by bylo možné vypočítat výstupní teplotu pouze na základě známé vstupní teploty a výstupního tlaku. Takový kompressor by byl adiabatický, tedy by nedocházelo k výměně tepla s okolím. Avšak účinnost kompresoru nikdy nedosáhne 100 % kvůli nevyhnutelným faktorům produkující teplo. Mezi ně patří vnitřní tření mezi molekulami plynu z důvodu urychlení, vzduch proudící skrze kompresorové kolo a skříň, způsobující teplo třením plynu o pevný povrch a další [1]. Na obr. 2.11 je zobrazena kompresorová mapa spolu s popisky jednotlivých křivek a os grafu.



Obr. 2.11 Kompresorová mapa [20]

Tlakový poměr je definován jako podíl absolutního výstupního tlaku vzduchu z kompresoru a absolutního vstupního tlaku do kompresoru. Lze jej také interpretovat jako stlačení kompresoru. Vstupní tlak do kompresoru, zvláště při vysoké zátěži, je nižší než aktuální atmosférický tlak. To je způsobeno ztrátami při průchodu vzduchu přes vzduchový filtr a ztrátami v sacím potrubí [21]. Se zvětšující se nadmořskou výškou také klesá vstupní tlak. Proto pro zachování výkonu a krouticího momentu vozidla je nutný vyšší plnicí tlak.



Korigovaný průtok je hmotnostní množství vzduchu procházejícího kompresorem za určitý čas. V angloamerické měrné soustavě to jsou většinou libry za minutu [22]. V jednotkách SI je potom korigovaný průtok v kilogramech za sekundu.

Mez pumpování je levá hranice kompresorové mapy. Levá část od této křivky představuje nestabilitu toku. Ta způsobuje kolísání plnicího tlaku. Dlouhodobější provozování turbodmychadla v této oblasti může vést k selhání turbodmychadla příčinou velkých axiálních zatížení [23].

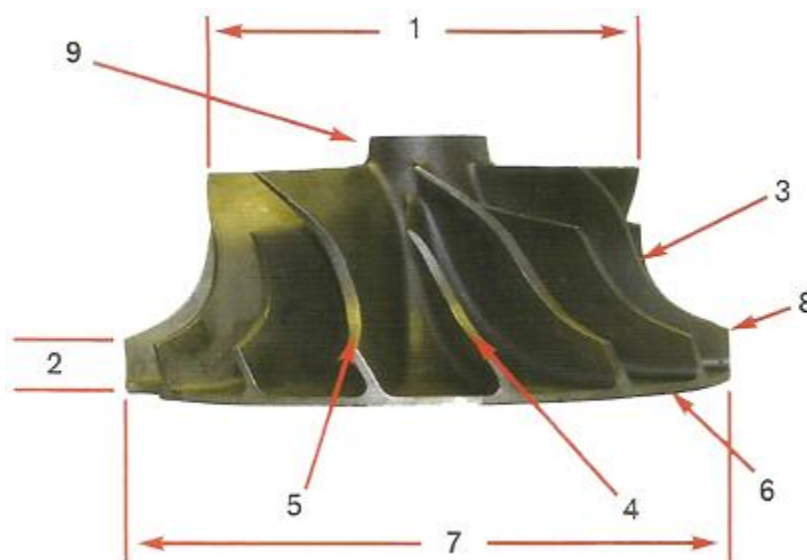
Mez přehlcení je pravá hranice kompresorové mapy. Společnost Garrett definuje mez přehlcení jako křivku, kdy účinnost kompresoru klesne pod 58 %. Mimo to, že prudce klesá účinnost kompresoru, turbodmychadlo může dosahovat nebo překračovat přípustné otáčky rotoru [24].

Křivky otáček turbodmychadla znázorňují konstantní otáčky rotoru. Otáčky turbodmychadla mezi křivkami lze určit interpolací. Jak již bylo zmíněno dříve, při zachování konstantního tlakového poměru a překročení meze přehlcení dochází k velmi prudkému nárůstu otáček rotoru turbodmychadla a tedy možnému přetočení rotoru [25]. Překročením horní křivky kompresorové mapy dochází také k překračování přípustných otáček rotoru. Přesahování konstrukčních otáček rotoru turbodmychadla vede k poškození ložisek.

Ostrůvky účinnosti jsou soustředné oblasti grafu představující izoentropickou účinnost kompresoru v jakémkoliv místě kompresorové mapy. Nejmenší ostrůvek přibližně ve středu kompresorové mapy je oblast, kdy má kompresor nejvyšší účinnost. Od této oblasti směrem ven účinnost kompresoru klesá, dokud není dosaženo meze pumpování nebo přehlcení [26].

2.2.1 KOMPRESOROVÉ KOLO

Kompresorové kolo představuje rotor kompresorové části. Většina kompresorových kol je vyrobena odléváním ze slitin hliníku [1].

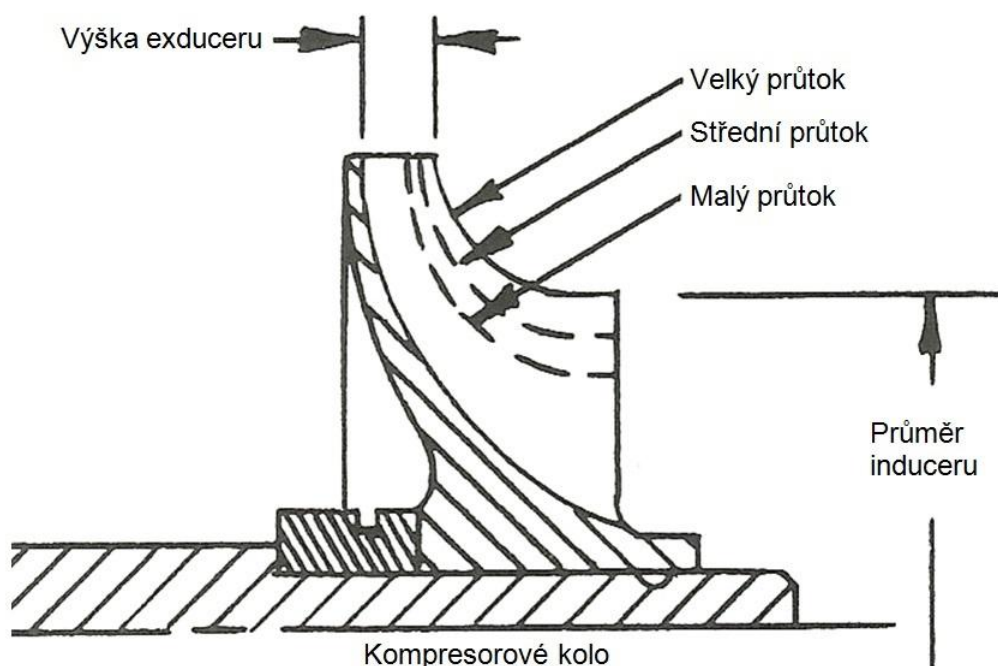


Obr. 2.12 Kompresorové kolo [1]

Popis kompresorového kola: (1) průměr induceru, (2) šířka nebo výška exduceru, (3) kontura kola, (4) rozdělující lopatka, (5) celá (plná) lopatka, (6) zadní stěna, (7) průměr exduceru, (8) exducer a (9) přední část [1].



Na obr. 2.13 je schéma kompresorového kola a změn průtoku při odlišných konturách oběžného kola.



Obr. 2.13 Změny průtoků kompresorovým kolem při změně kontury [8]

Kompresorové kolo se dynamicky vyvažuje ve dvou rovinách. Jedna z nich je zadní stěna a druhá je přední část lopatkového kola. Vyvažování je důležité pro správnou funkci a životnost oběžných kol z důvodu velmi vysokých otáček rotoru turbodmyhadla. Kompresorové kolo je upnuto do speciálního vyvažovacího zařízení, kde se definují obě vyvažovací plochy. Výrobce v závislosti na velikosti turbodmyhadla a provozních otáček určí maximální hodnotu momentu mezi přední částí a zadní stěnou, který vzniká nevyvážeností odlitku. Hodnoty tolerance momentu se pohybují v desetitisících newtonmetrů [1]. Na obr. 2.14 je zobrazeno vyvážené lopatkové kolo odebráním materiálu z přední části a ze zadní stěny.



Obr. 2.14 Vyvážené kompresorové kolo [1]



TYPY KOMPRESOROVÝCH KOL

Existuje mnoho konstrukcí kompresorového kola. Každý design má svoje výhody a použití. Přímé radiální konstrukce kola se dnes již nepoužívají. Byly schopné vytvořit vysoký plnicí tlak, ale měly nízkou účinnost [1].

Kolo s dozadu zakřivenými lopatkami je dnes nejběžnějším typem. Díky této konstrukci je kompresorová mapa širší. Je dosaženo vyšší účinnosti kompresoru, jelikož zpomalování vzduchu a zvyšování tlaku začíná již v oběžném kole ještě před tím, než se vzduch dostane do difuzoru kompresorové skříně [1]. Na obr. 2.15 je zobrazeno, jak jsou lopatky v blízkosti velkého průměru kola zakřivené dozadu vzhledem ke směru otáčení kola [1].



Obr. 2.15 Kolo kompresoru s lopatkami zakřivenými dozadu [1]

Oběžná kola s plnými lopatkami jsou typická u turbodmychadel s nižšími otáčkami. Tato kola nejsou vhodná pro vysoké výkony, kdy je zapotřebí vysoký plnicí tlak vytvořený vysokými otáčkami oběžného kola. Tato kompresorová kola jsou účinnější a jsou schopná vytvořit vyšší plnicí tlak než kola s dělenými lopatkami. Při vyšších otáčkách rotoru je však problém dostat vzduch mezi lopatky kola, jelikož jsou u této konstrukce blízko u sebe [1]. Na obr. 2.16 lze vidět plné lopatky směřující od zadní stěny až po přední část oběžného kola kompresoru.



Obr. 2.16 Kolo kompresoru s plnými lopatkami [1]



U kol s dělenými lopatkami se po celém obvodu rotoru střídají plné lopatky s kratšími lopatkami. Při vyšších otáčkách je kompresorové kolo díky větším mezerám mezi plnými lopatkami schopno lépe nasát vzduch. To umožňuje vyšší průtok a vyšší otáčky oběžného kola. Při akceleraci vzduchu kompresorem do radiálního směru dělicí lopatka zvyšuje efektivitu stlačení vzduchu. Toto oběžné kolo se nejvíce vyskytuje v automobilovém průmyslu [1]. Na obr. 2.17 lze vidět dělicí lopatky střídající se s plnými lopatkami po celém obvodu oběžného kola.



Obr. 2.17 Kolo kompresoru s dělicími lopatkami [1]

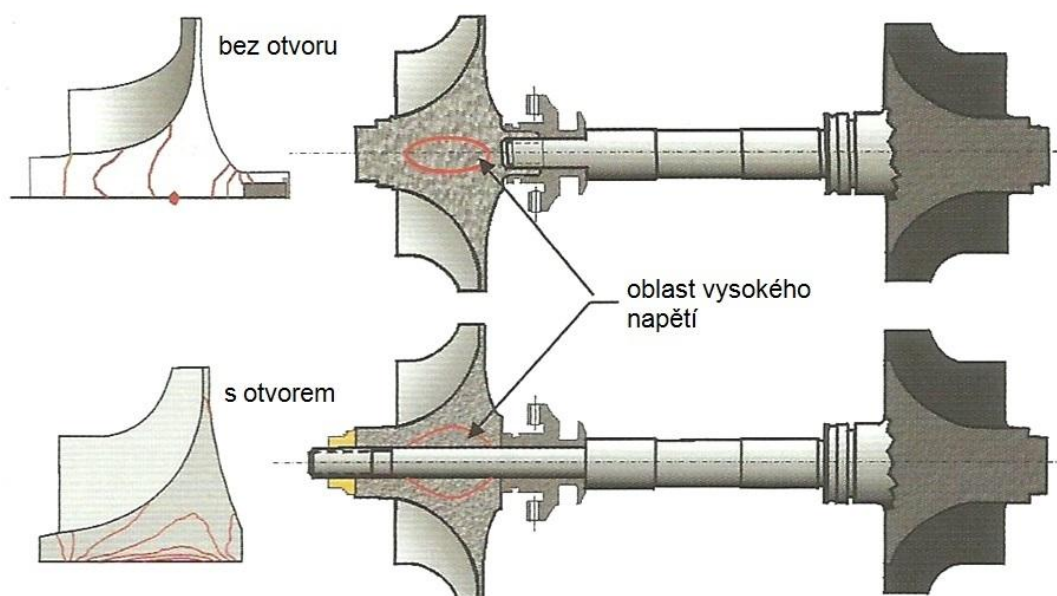
Oblast exduceru kola může být seříznuta na úhel větší než 90° vzhledem k zadní stěně. Lopatky rotoru tedy přesahují průměr zadní stěny. Díky tomu je kompresorové kolo schopné vytvořit vyšší plnicí tlak s minimálním nárůstem hmotnosti na vnějším průměru [1]. Na obr. 2.18 je zobrazeno kompresorové kolo z profilu. Z obrázku je patrné, jak lopatky přesahují průměr zadní stěny.



Obr. 2.18 Rozšíření hrotu exduceru [1]



Běžná kompresorová kola mají vyvrtaný otvor, který vede skrz střed lopatkového kola. To umožňuje upevnit kompresorové kolo na čep hřídele turbínového kola. Otvor vede nevyhnutelně skrze oblast s největší koncentrací napětí. To může způsobovat problémy při vysokých otáčkách turbodmychadla. Hliníkové slitiny totiž mají určitý počet cyklů, než se inicializuje trhlinka vlivem únavového namáhání. To ale u většiny automobilů nepředstavuje problém. Problém se objevuje u vznětových motorů v užitkových vozech. To lze vyřešit použitím jiného materiálu jako je například titan. Ten je však drahý. Společnost Honeywell to řešila jiným způsobem a patentovala si kompresorové kolo bez otvoru. Tím se snížilo riziko selhání kola kompresoru v oblasti otvoru a zvýšila se jeho životnost. Konstrukce bez otvoru vydrží až pětkrát déle než kompresorové kolo s otvorem [1]. Na obr. 2.19 je zobrazeno kompresorové kolo s otvorem a bez otvoru a oblast vysokého napětí kola kompresoru v sestavě rotoru.

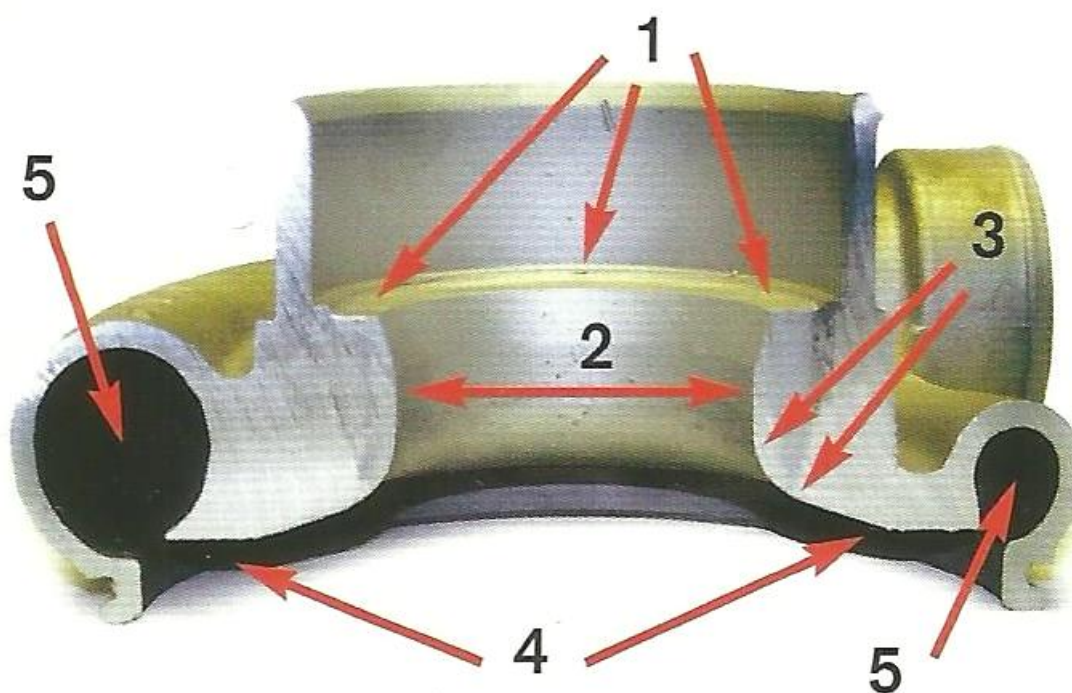


Obr. 2.19 Kompresorové kolo s otvorem a bez otvoru [1]

2.2.2 KOMPRESOROVÁ SKŘÍŇ

Kompresorové skříně se stejně jako kompresorová kola odlévají ze slitin hliníku [1].

Na obr. 2.20 je řez skříní kompresoru pro lepší viditelnost a popis jeho prvků. Vzduch proudí do vstupu kompresoru (1), kdy hrdlo má vhodný tvar pro jeho hladký přechod do kompresorového kola. Průměr induceru (2) je omezující část průtoku vzduchu kompresorem. Kontura kompresorové skříně (3) je tvarovaná tak, aby byla shodná s konturou kompresorového kola. Čelo difuzoru (4) tvoří jednu z rovnoběžných stěn difuzoru. Druhou stěnou difuzoru je příruba ložiskové skříně nebo těsnicí deska. Spirála (5) shromažďuje vzduch opouštějící kompresorové kolo. Lze si všimnout zvětšující se příčné plochy spirály směrem k výstupu z kompresoru. To pomáhá zpomalit rychlý tok vzduchu a zvýšit tlak [1].

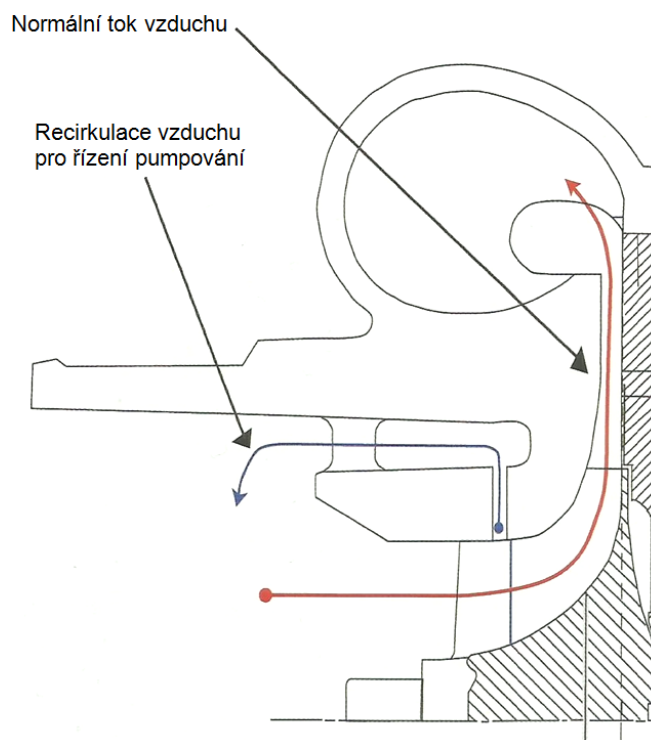


Obr. 2.20 Poloviční řez skříň kompresoru [1]

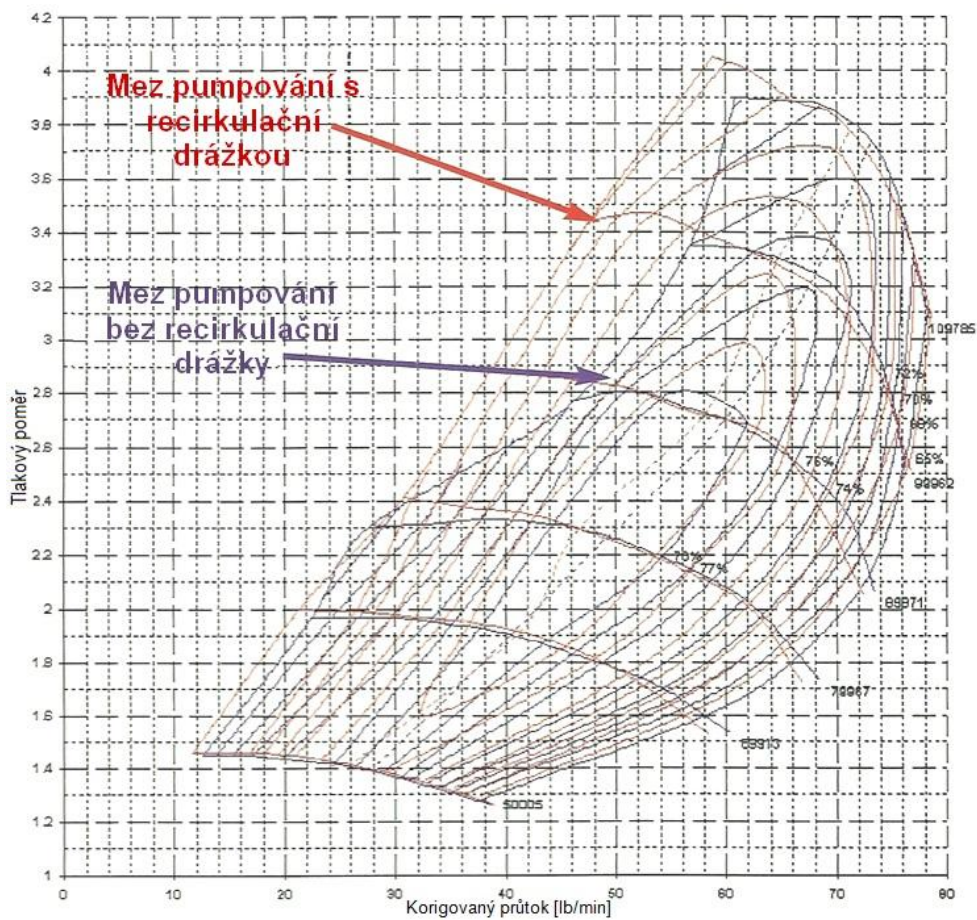
Difuzor je nejdůležitější část kompresorové skříň. Vede vzduch z kompresorového kola do spirály. Funkcí difuzoru je změnit prudce stlačený vzduch s vysokou rychlostí na statický tlak při plnění spirály. Difuzor musí mít dostatečný průměr, aby měl na vzduch vliv. Proto je vnější průměr skříň kompresoru mnohem větší než vnější průměr kompresorového kola [1].

Kompresor může být nestabilní, když pracuje s minimálním průtokem při daném tlakovém poměru. Tok vzduchu je neklidný a ohřívá se. Pro lepší stabilitu toku se používají opatření pro zvýšení meze pumpování. Nejčastěji používaná je drážka vyříznutá po celém obvodu hrdla kompresorové skříň v místě induceru kompresorového kola. Tím je umožněn odtok vzduchu od kompresorového kola. To pomáhá stabilizovat průtok, když kompresor pracuje blízko meze pumpování. Tato drážka je však ztrátový prvek. Vzduch je totiž již mírně stlačen částí induceru kompresorového kola. Poté cirkuluje skrze drážku a vrací se zpět ke vstupu do kompresoru. Toto přidané teplo stlačením snižuje adiabatickou účinnost kompresoru. To je však vykompenzováno posunutím meze pumpování a tak rozšíření pracovní charakteristiky kompresoru [1]. Na obr. 2.21 je schéma kompresorové skříň, kde je naznačen normální tok vzduchu a tok drážkou v hrdle kompresoru. Na obr. 2.22 jsou zobrazeny dvě mapy stejného kompresoru. Modrou barvou je vyznačena kompresorová mapa s běžnou skříň. Červená barva znázorňuje kompresorovou mapu skříň s recirkulační drážkou.

Kontura skříň kompresoru je přizpůsobená tvaru kompresorového kola. Vůle mezi skříň a oběžným kolem se přibližně pohybuje mezi 0,2 mm až 0,3 mm v závislosti na daném modelu a použití. U některých typů může být i 0,5 mm. Vůle umožňuje mírný krouživý pohyb při otáčení hřídele. Příliš velká vůle způsobuje snížení účinnosti. Naopak při příliš malé vůli může dojít ke kontaktu lopatkového kola a skříň kompresoru a tím destrukci turbodmychadla [1].



Obr. 2.21 Skříň kompresoru s drážkou proti pumpování [1]



Obr. 2.22 Porovnání kompresorové mapy s recirkulační drážkou a bez ní [1]

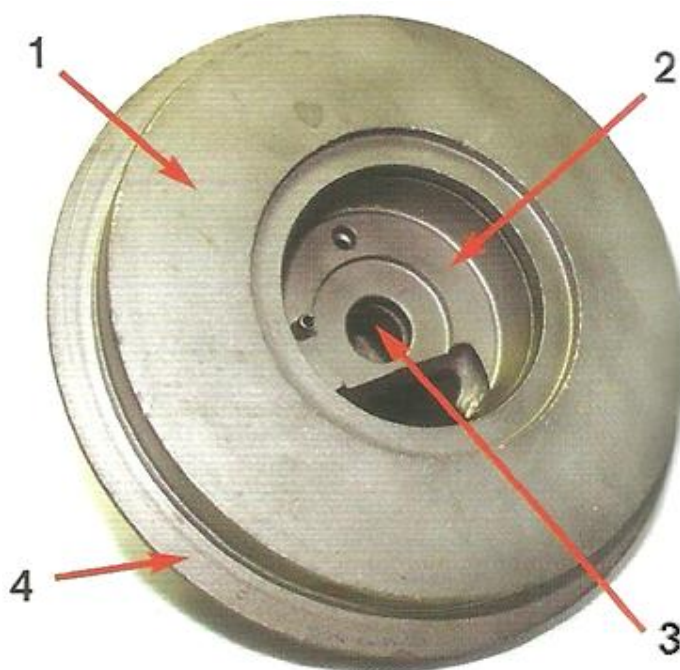


2.3 LOŽISKOVÁ ČÁST

Uložení rotoru má několik hledisek, které ovlivňují jeho konstrukci. Musí vydržet rotační rychlosti v řádech statisíců otáček za minutu. Musí odolávat radiálním posuvům hřídele způsobených od pulzů spalin při maximálním kroučícím momentu motoru. Snášet radiální a axiální zatížení, odolávat vysokým teplotám a schopnost odolávat nečistotám. Nejčastěji dochází k předčasnému selhání turbodmychadla kvůli nečistotám v oleji [1].

2.3.1 LOŽISKOVÁ SKŘÍŇ

Ložisková skříň slouží jako podpora celého systému a navádí olej k ložiskům. Materiál skříně je většinou litina. Ložisková skříň je nejčastěji chlazena vzduchem a olejem. V mnoha případech jsou ve skříně také kanály umožňující chlazení vodou. Ložisková skříň kromě uložení ložisek slouží také k uložení dalších malých důležitých součástí pro správnou funkci turbodmychadla, jako je těsnění proti vniknutí plynů do skříně a těsnění pro udržení oleje uvnitř skříně. Dále zahrnuje tepelný štít, který izoluje teplo z turbíny [1]. Na obr. 2.23 je zobrazen kompresorový konec ložiskové skříně. Příruba kompresorové skříně (1) tvoří druhou plochu kompresorového difuzoru. Dále je vidět kapsa pro axiální ložisko (2) a otvor pro radiální ložisko (3). Kompresorová skříň dosedá na osazení ložiskové skříně (4) [1].



Obr. 2.23 Ložisková skříň [1]

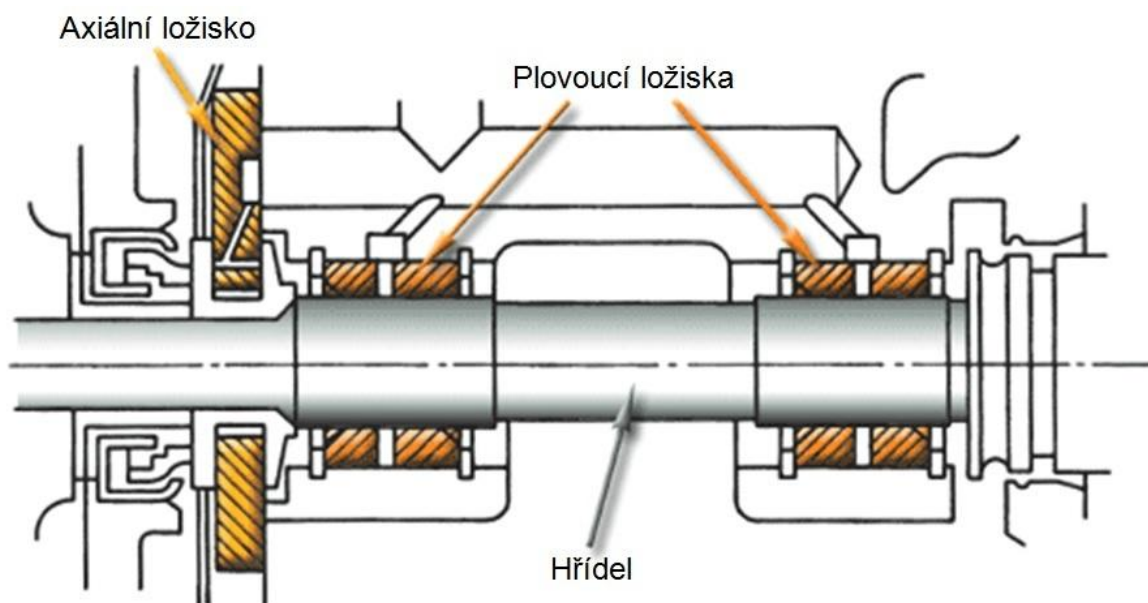
Rozvod oleje k ložiskům je proveden nejčastěji tzv. děleným přívodem oleje. Při této konstrukci jsou z hlavního přítokového kanálu vedeny jednotlivé mazací drážky přímo k jednotlivým ložiskům. U kluzného uložení je olej veden i k axiálnímu ložisku, kde olej vytváří vrstvu mazacího filmu mezi axiálním ložiskem a axiálním kroužkem vymezující axiální vůli. Vlivem vysokých rychlostí rotoru a tlaku oleje přivedeného do skříně dochází k hydrodynamickému mazání ložisek. Olej po projití skrze ložiska není dále pod tlakem. Pouze za působení gravitace odtéká skrze odtokový prostor v ložiskové skříně zpět do olejové vany [1]. Odtokový kanál musí být dostatečně velký, aby byl zajištěn správný odtok oleje a neměl tak tendenci vracet se zpět. Tím je omezena možnost úniku oleje přes těsnění při nezátíženém motoru [13].



Skříň musí být v motorovém prostoru usazena tak, že odtok oleje je odchylený maximálně 20° od vertikální osy. Jinak v důsledku zvedající se hladiny může olej unikat kompresorem do motoru nebo turbínou do výfuku a způsobit tak problémy [1].

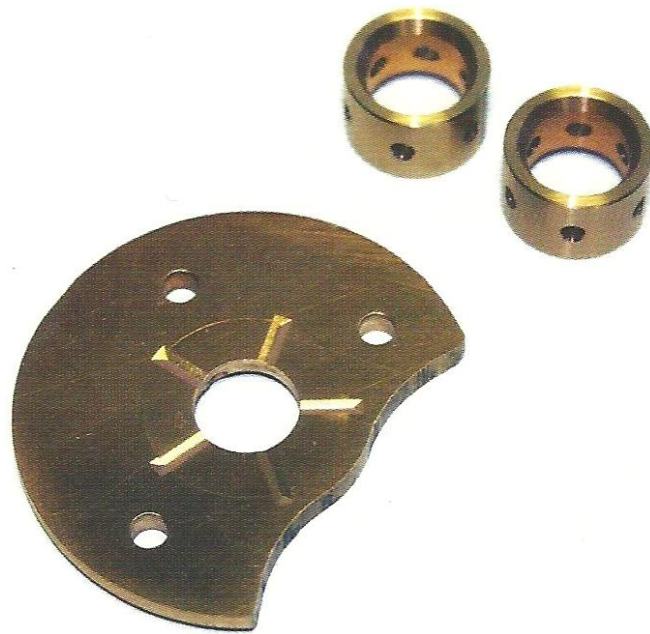
2.3.2 KLUZNÁ LOŽISKA

Nejběžnější soustava ložisek se skládá ze tří bronzových dílů a to dvou radiálních ložisek a plochého axiálního ložiska. Radiální ložiska jsou nejčastěji plovoucí kluzná s vůlí mezi turbínovou hřídelí a vnitřním průměrem ložiska, stejně jako mezi vnějším průměrem ložiska a ložiskovou skříní. Obě radiální ložiska tedy rotují vzhledem k ložiskové skříní a zároveň se turbínová hřídel otáčí vzhledem k radiálním ložiskům. Ložiska rotují asi třetinovou rychlostí než turbínová hřídel, díky tomu se rozdíl otáček hřídele a skříně rozdělí mezi vnější a vnitřní třecí plochy ložisek. To pomáhá snížit vnitřní opotřebení. Pozice radiálních ložisek je zajištěna distančním kroužkem s otvory pro mazání, který je mezi ložisky. Dalším způsobem je zajištění axiální polohy pojistnými kroužky u obou ložisek. Třetí díl je axiální ložisko, které je uloženo v kapse uvnitř ložiskové skříně. Olej k němu přitéká středem a teče směrem ven mezi plochou ložiska a axiálními kroužky vyrobených z tvrzené oceli [1]. Na obr. 2.24 je schématické znázornění uložení hřídele v kluzných ložiscích.



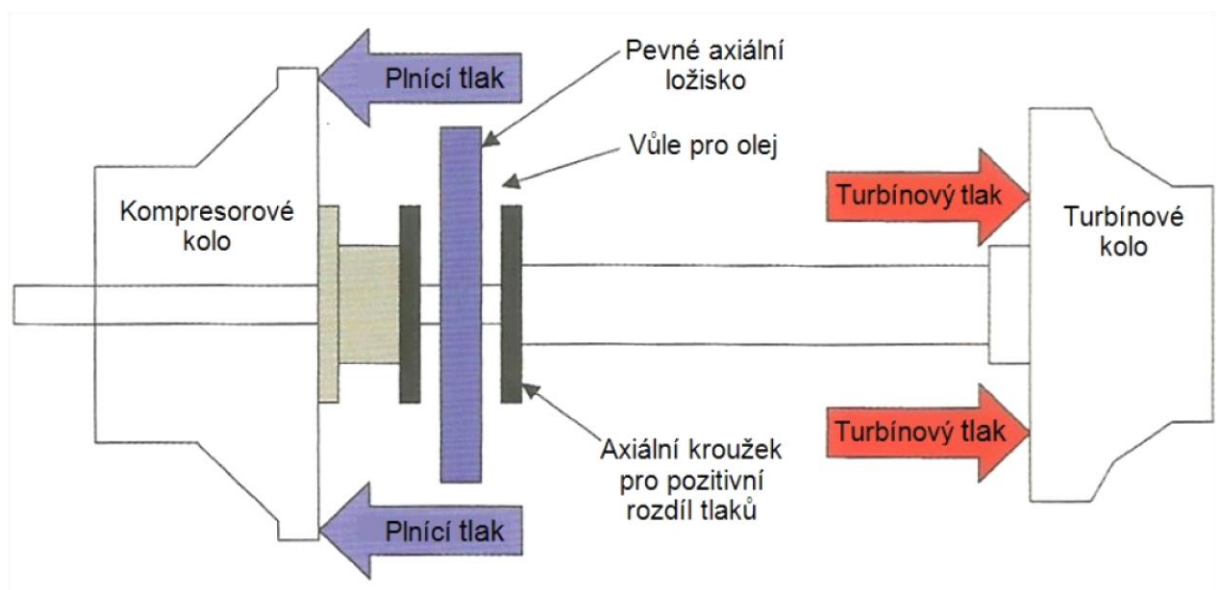
Obr. 2.24 Schéma uložení hřídele v kluzných ložiscích [27]

Na obr. 2.25 lze vidět dvě radiální plovoucí ložiska a jedno axiální kluzné ložisko.



Obr. 2.25 Soustava kluzných ložisek [1]

Plnicí tlak působí na zadní stěnu kompresorového kola a tlak turbíny působí zase na zadní stěnu oběžného kola turbíny. To způsobuje tahové axiální zatížení na rotační sestavu. Když je tlak kompresoru větší než tlak turbíny, tak se jedná o tzv. pozitivní rozdíl tlaků. Když je tlak v turbíně větší než v kompresoru, jedná se o tzv. negativní rozdíl tlaků. Motor nejlépe funguje při pozitivním rozdílu, kdy je dosaženo vyššího výkonu a nižší spotřeby. Tlak na obou stranách vytváří tah na lopatková kola směrem od sebe. Zatížení od kompresoru přenáší plocha axiálního ložiska, která je blíže turbíně a naopak [1]. Na obr. 2.26 je znázorněné axiální namáhání oběžných kol a součástky pro přenos těchto zatížení.

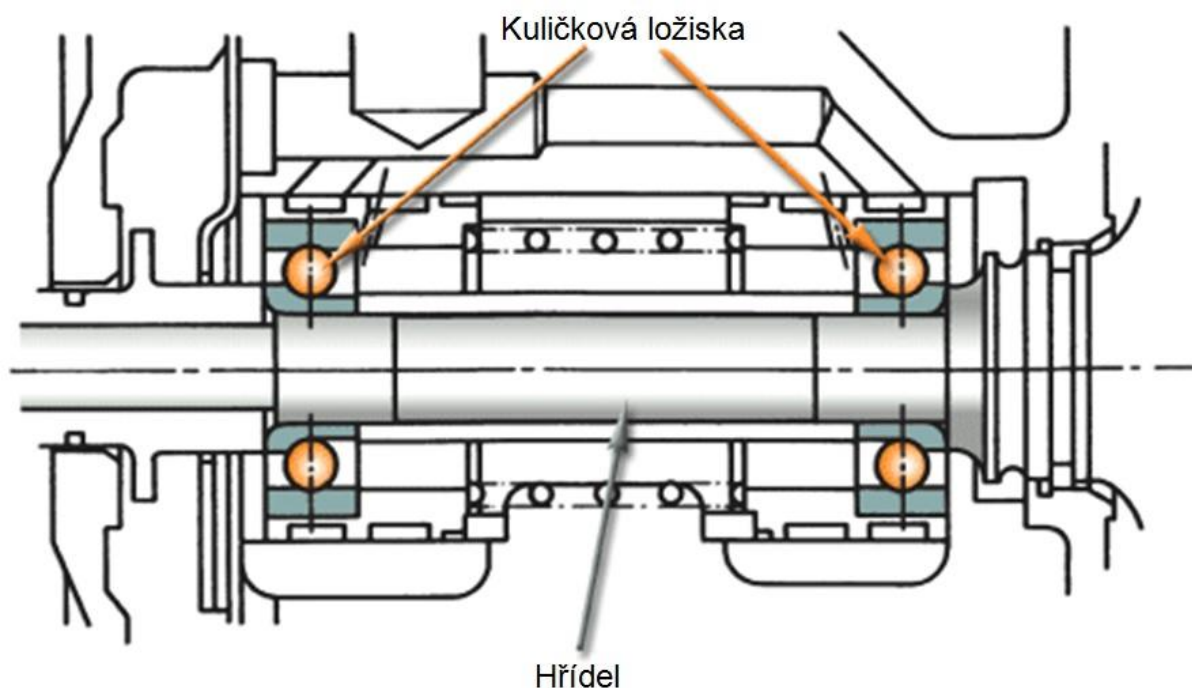


Obr. 2.26 Soustava rotoru a axiální součástky [1]



2.3.3 KULIČKOVÁ LOŽISKA

Kluzná radiální ložiska jsou stále nejpoužívanější na světě, ale čím dál častěji se začínají objevovat valivá ložiska. Kuličková ložiska konstruovaná na extrémní podmínky turbodmychadel jsou velmi drahá, ale mají své výhody. Používají se kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Tím lze zcela odstranit axiální ložisko, které je u kluzných ložisek zodpovědné přibližně za 40 % odporu uložení rotoru. Valivá ložiska dále snižují viskózní odpory oproti běžným kluzným ložiskům. Díky tomu je náběh turbodmychadla asi o 15 % rychlejší [1]. Na obr. 2.27 je schématické znázornění uložení hřídele s valivými ložisky. Na obr. 2.28 je pohled dovnitř ložiskové kazety.



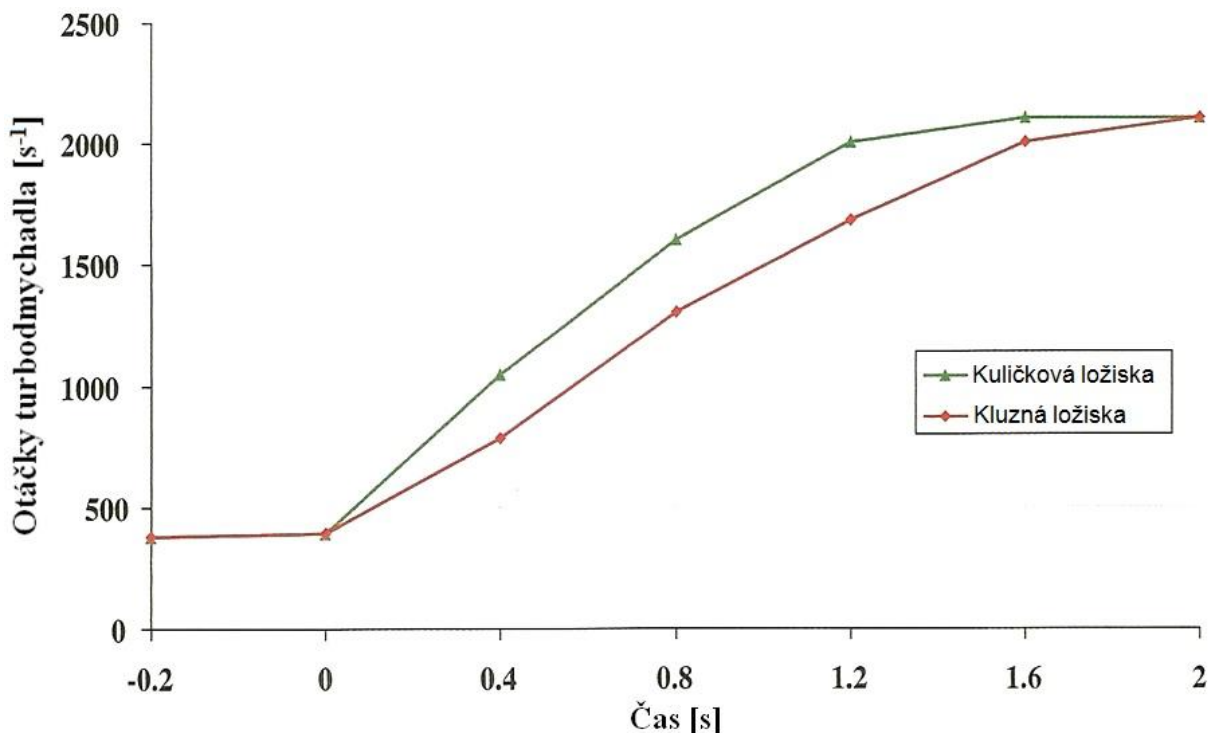
Obr. 2.27 Schéma uložení hřídele ve valivých ložiscích [27]



Obr. 2.28 Pohled dovnitř ložiskové kazety [28]



Na obr. 2.29 je graf porovnávající valivá a kluzná ložiska u identického turbodmychadla. Test probíhal náhlým sešlápnutím plynu ve 2000 min^{-1} u dvoulitrového zážehového motoru. Při rozboru grafu je vidět, že v čase 0,4 s od sešlápnutí plynu otáčky rotoru vystoupají asi na 42000 min^{-1} . Ve stejnou dobu se rotor v uložení s kuličkovými ložisky otáčí už 72000 min^{-1} . Postupem času se rozdíl otáček mezi kluznými a kuličkovými ložisky srovná [1].



Obr. 2.29 Charakteristika zrychlení turbíny mezi kluznými a kuličkovými ložisky [1]

Únosnost běžných kluzných ložisek je asi přibližně 70 kPa. Při překročení této hodnoty dochází k jejich poškození a selhání turbodmychadla. Valivá ložiska jsou schopna vydržet desetkrát větší zatížení. Také při pumpování kompresoru lépe snášejí vzniklé rázy. Valivá ložiska nepotřebují takové množství oleje jako kluzná ložiska. Díky tomu jsou nároky na mazání nižší. Díky tomu dojde ke zvýšení mechanické účinnosti motoru v důsledku použití menšího olejového čerpadla. Vtokový kanál oleje do ložiskové skříně musí mít adekvátní velikost pro potřebné množství. Příliš mnoho maziva totiž degraduje některé výhody valivých ložisek [1].

2.3.4 TĚSNĚNÍ

Na obou koncích ložiskové skříně se nachází tzv. pístní kroužek nebo labyrintové těsnění. Jejich úkolem je zamezit vniknutí plnicího tlaku a tlaku spalin do odtokového kanálu oleje z turbodmychadla. Jinak by docházelo k tlakování klikové skříně motoru, což je nežádoucí jev [1]. Na obr. 2.30 si lze všimnout rozdílné velikosti kroužků. Menší se používá na kompresorový konec a větší na turbínový konec [1].



Obr. 2.30 Pístní kroužky turbodmyhadla [1]

Řízení oleje je dosaženo odklonem od oblastí možného úniku. Při zátěži motoru nemůže olej uniknout do kompresoru nebo turbíny kvůli tlakům v příslušných skříních [1].

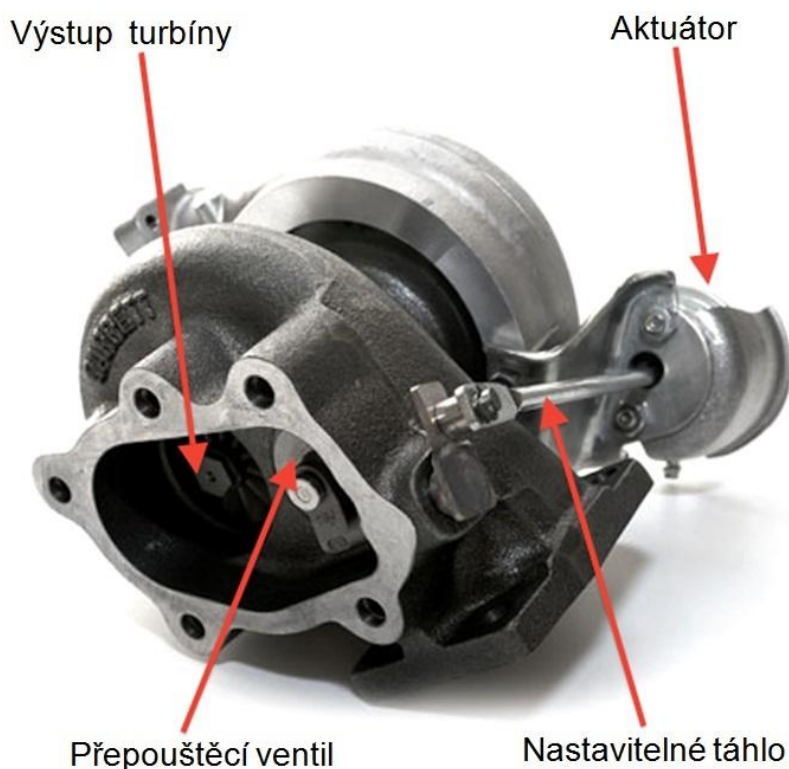


3 SYSTÉMY REGULACE

Pomocí systémů regulace, které ovlivňují rychlost toku spalin turbínou, lze řídit otáčky rotoru turbodmychadla a tím tedy regulovat plnicí tlak v závislosti na zatížení motoru [12]. Regulace neslouží pouze k navýšení výkonu, točivého momentu a snížení spotřeby paliva, ale také lze vhodně nastavenou regulací výrazně snížit reakci motoru na sešlápnutí plynového pedálu tzv. turboefekt. Lze tak zlepšit schopnost reakce na změnu zatížení při zachování vysokého výkonu [12],[29]. U vznětových motorů se nejčastěji používá regulace plnicího tlaku turbodmychadla pomocí nastavení geometrie rozváděcích lopatek.

3.1 OBTOKOVÝ REGULAČNÍ VENTIL (WASTEGATE)

Regulace obtokovým ventilem je pasivní a konstrukčně jednoduchá. U tohoto způsobu regulace je velikost turbíny navržena tak, aby již při nízkých otáčkách motoru turbodmychadlo dodávalo velké množství vzduchu [12]. Například turbína je navržena tak, že při maximálním točivém momentu motoru má turbodmychadlo při plném hmotnostním toku turbínou takové otáčky, při kterých kompresor dosahuje maximálního požadovaného tlaku plnicího vzduchu. Při překročení určité hodnoty tlaku v plnicím potrubí se začne otevírat klapka regulačního ventilu ovládaná aktuátorem a část výfukových plynů je vedena obtokem mimo turbínu přímo do výfukového potrubí. Tím je řízen tlak za kompresorem pro dosažení požadovaného průběhu točivého momentu motoru [29]. Na obr. 3.1 lze vidět konstrukci interního wastegate, který je zastavěn přímo do turbínové skříně. Skládá se z obtokového regulačního ventilu (bypass), klikového ramena, táhla a většinou pneumatického aktuátoru [30].



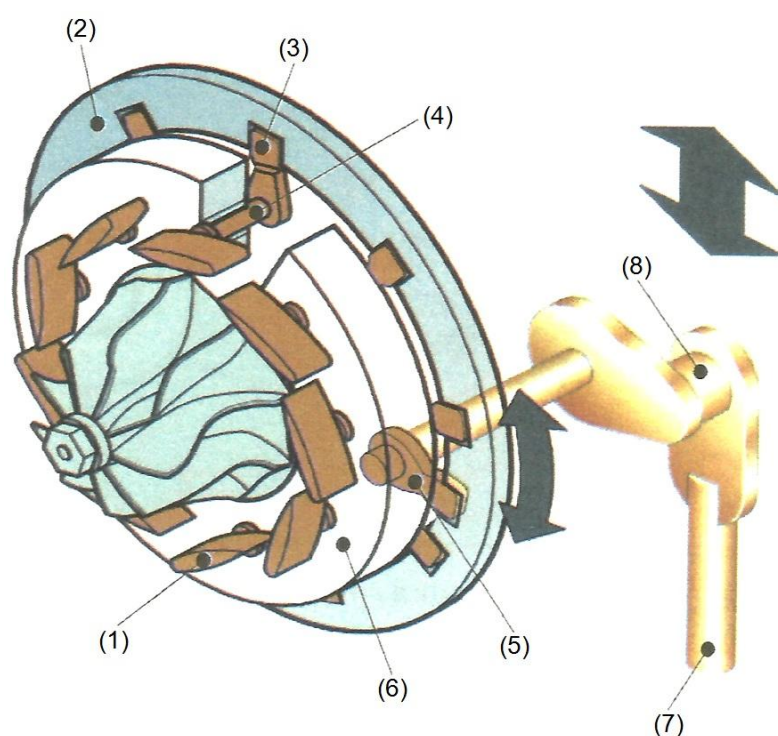
Obr. 3.1 Turbodmychadlo s interním wastegate [31]



3.2 ZMĚNA GEOMETRIE ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK (VNT)

V tomto případě se jedná o aktivní regulaci plnicího tlaku [12]. Na rozdíl od regulace obtokovým ventilem turbínou stále protéká plný hmotnostní tok. Turbína se proto navrhuje na maximální tok výfukových plynů. Naklápěním lopatek se mění průtočná plocha statoru turbíny [29].

Na obr. 3.2 je náčrt mechanismu naklápěcích lopatek. Hřídele (4) rozváděcích lopatek (1) opatřené vodícím čepem (3) procházejí skrze nosný kroužek (6). Vodící čep (3) je spojen s nastavovacím kroužkem (2), díky kterému lze všechny rozváděcí lopatky (1) rovnoměrně a současně nastavovat. Pohyb nastavovacího kroužku (2) je zajištěn pomocí čepu ovládacího mechanismu (5). Ten je spojen přes ovládací mechanismus (8) a táhlo (7) s ovládacím prvkem (aktuátorem) [12].



Obr. 3.2 Schéma mechanismu naklápěcích lopatek [12]

Při tomto způsobu regulace je využito rovnice spjitosti toku tekutin tedy rovnice kontinuity. Čím je průřez potrubí menší, tím konstantní objem plynu proudí rychleji [12].

MALÉ NATOČENÍ ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK

Při malém natočení rozváděcích lopatek je průřez, kterým proudí výfukové plyny, malý. Před rozváděcími lopatkami se zvýší tlak výfukových plynů. Rychlost výfukových plynů dopadajících na lopatky turbíny se při malém průtokovém průřezu zvýší a tím se zvýší i otáčky rotoru turbodmyhadla. Díky vysokým otáčkám rotoru je dosaženo potřebného plnicího tlaku již v nízkých otáčkách motoru. To umožňuje získat vysoký točivý moment ve spodním pásmu otáček motoru [12].

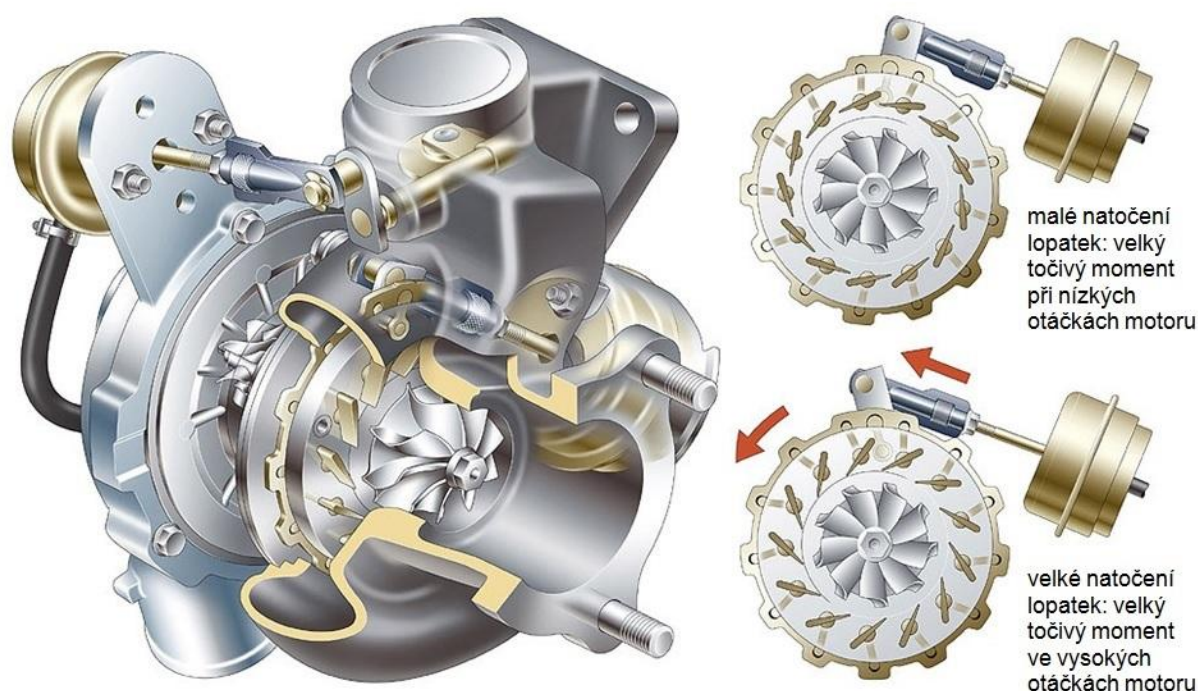


VELKÉ NATOČENÍ ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK

S přibývajícím množstvím výfukových plynů dochází k většímu natočení rozváděcích lopatek a tím zvětšení vstupního průřezu k rotoru turbíny. Tlak před rozváděcími lopatkami klesá a tím klesá i rychlost proudění spalin. Změnou rychlosti spalin lze tedy řídit otáčky rotoru turbodmychadla a tím plnicí tlak. Rozváděcí lopatky také musí umožnit takový průtokový průřez, aby nedošlo k přetáčení rotoru při vysokých otáčkách motoru [12].

Na obr. 3.3 lze vidět různé natočení rozváděcích lopatek ovládaných pomocí pneumatického válce.

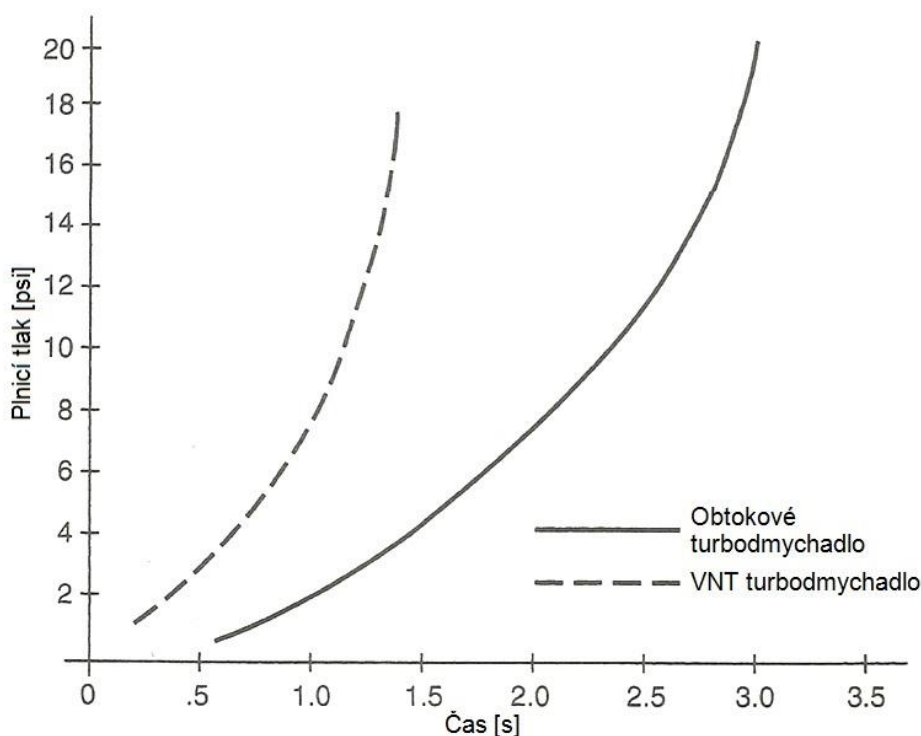
Turbodmychadlo s mechanismem VNT (Variable Nozzle Turbine)



Obr. 3.3 Turbodmychadlo s mechanismem rozváděcích lopatek a jejich natočení [32]

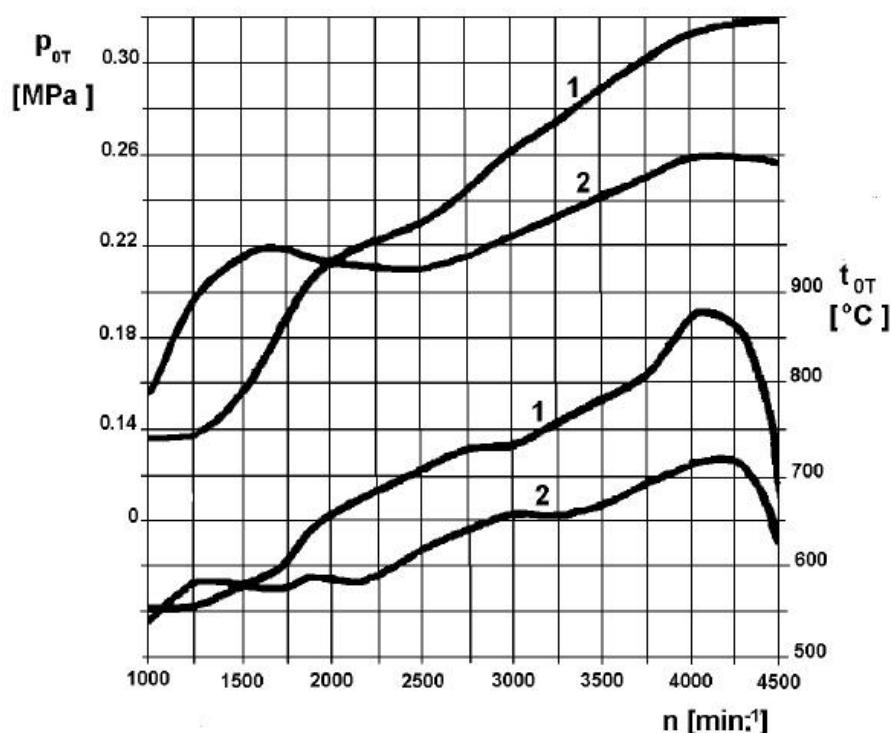
SROVNÁNÍ TURBODMYCHADLA S ROZVÁDĚCÍMI LOPATKAMI A TURBODMYCHADLA S OBTOKOVÝM VENTILEM

Na obr. 3.4 je srovnání odezvy turbodmychadla na náhlé sešlápnutí plynového pedálu. Díky aktivní regulaci a měnícím se A/R poměrem statoru turbíny je zřetelná přibližně dvakrát kratší odezva u VNT turbodmychadel než u turbodmychadel s obtokovým ventilem. Díky tomu, že u VNT turbodmychadel prochází celý hmotnostní tok turbínou, je využita všechna energie výfukových plynů. Na rozdíl od toho pracují turbodmychadla s wastegate s nižší účinností po otevření ventilu, neboť část výfukových plynů je vypouštěna nevyužitá do výfuku.



Obr. 3.4 Odezva turbodmychadla VNT a obtokového turbodmychadla [15]

Při zvyšování otáček motoru roste tlak a teplota před turbínou. Právě toto zvyšování tlaku a teploty omezuje další zvyšování výkonu motoru. Při použití turbodmychadla s rozváděcími lopatkami je dosaženo nižší teploty a tlaku výfukových plynů před turbínou než s obtokovým turbodmychadlem. Na obr. 3.5 je názorná ukázka při srovnání motoru 1.9 TDI s obtokovým turbodmychadlem a stejného motoru s turbodmychadlem s regulací naklápěním rozváděcích lopatek. Test probíhal při porovnávacím výkonu 75 kW. Můžeme vidět závislost tlaku a teploty před turbínou na otáčkách motoru pro oba typy regulace. Křivky s číslem 1 znázorňují motor s obtokovým turbodmychadlem a křivky s číslem 2 motor s VNT turbodmychadlem [29].



Obr. 3.5 Průběhy teplot a tlaků před turbínou motoru VW 1.9 TDI [29]

Nevýhodou turbodmychadla s rozváděcími lopatkami je vyšší cena z důvodu složitější konstrukce oproti snadné konstrukci turbodmychadla s obtokovým ventilem. Další nevýhodou VNT mechanismu je náchylnost k vysokoteplotní korozi. Vůle rozváděcích lopatek vzhledem k nosnému kroužku a satoru turbíny je poměrně malá a za působení vysokých teplot může dojít k zadírání mechanismu. Z tohoto důvodu nejsou VNT turbodmychadla příliš rozšířená v zážehových motorech, kde teploty spalin dosahují vyšších hodnot než u vznětových motorů.

3.3 ZMĚNA ŠÍŘKY STATORU TURBÍNY (VGT)

Stejně jako u VNT turbodmychadel jsou zde použity rozváděcí lopatky. Lopatky jsou také rovnoměrně rozmístěné po odvodu kolem turbínového kola. V tomto případě se však již nenaťáčí, ale pouze se posouvají společně s posuvným kroužkem axiálně do prstence, který má otvory ve tvaru zasouváných lopatek. Zasouváním lopatek se mění A/R poměr turbíny a tím se mění rychlost spalin dopadajících na lopatky turbínového kola. U větších turbodmychadel je obvykle zasouvání lopatek ovládáno pomocí tlaku z brzdového systému vozidla. Plnicí tlak je řízen podle otáček rotoru turbodmychadla. Otáčky jsou zaznamenávané bezdotykovým indukčním snímačem na vstupním hrdle nebo je snímač umístěn uprostřed rotoru v ložiskové skříni. Lopatky jsou nastaveny tak, aby při náběhu proudu spalin do oběžného kola měla turbína vysokou účinnost. Turbínou, stejně jako u regulace naklápěcími lopatkami, musí projít celý hmotnostní tok výfukových plynů [29].

Firma Holset ve spolupráci se společností IVECO vyvinula turbodmychadlo s proměnnou geometrií turbíny Holset VGT (Variable Geometry Turbocharger). Toto turbodmychadlo je používáno v užitkových vozidlech i jako motorová brzda, kdy je rozváděcí kroužek ovládaný řídicí jednotkou Bosch využit pro největší průtokový odpor turbíny [12]. Dle firmy Holset je



použití posuvného kroužku spolehlivější než natáčecí mechanismus u VNT turbodmychadel [1]. Na obr. 3.6 je turbodmychadlo od společnosti Holset s regulací změnou šířky statoru turbíny.



Obr. 3.6 Turbodmychadlo Holset s proměnnou šířkou statoru turbíny [33]

3.4 AKTUÁTORY

Aktuátory jsou ovládací prvky, které dle tlaku nebo elektrického signálu pohybují mechanismem regulace. Rychlost a přesnost regulace je důležitá pro kontrolu plnicího tlaku, účinnost turbodmychadla a další faktory. To ovlivňuje rychlost reakce turbodmychadla na rychlé změny zatížení motoru a spotřebu paliva.

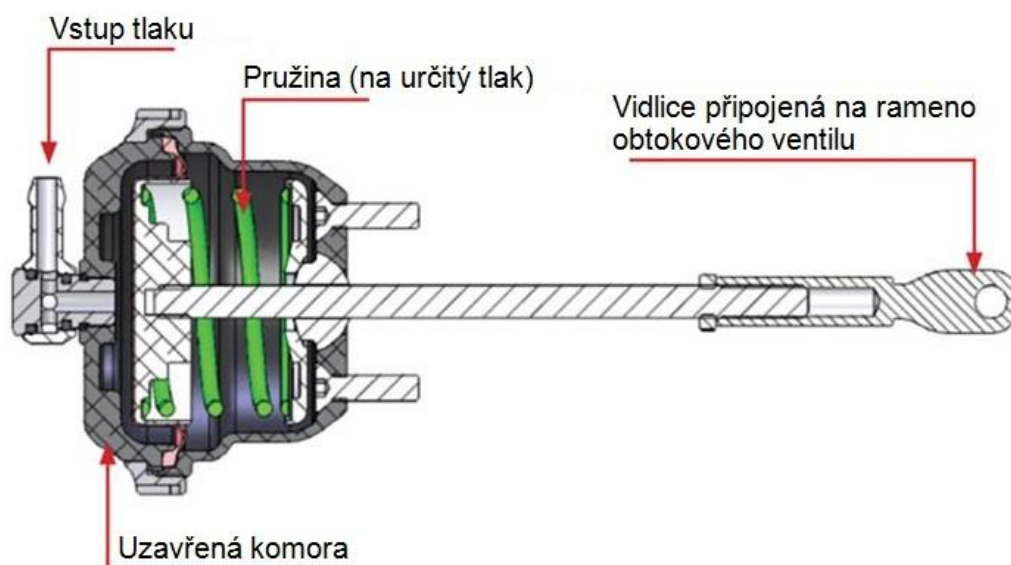
3.4.1 PNEUMATICKÉ

Pneumatický aktuátor je kinematický mechanismus, který lze řídit přetlakem nebo podtlakem. Pneumatické aktuátory se jako první začaly používat pro ovládání obtokového ventilu u wastegate turbodmychadel. Dále se rozšířily i na regulaci malých VNT turbodmychadel. Vznětové motory používají nejčastěji podtlakový aktuátor řízený pomocí PWM ventilu.

Přetlak přivedený do aktuátoru je tlak stlačeného vzduchu ze skříně kompresoru. Síla na pružinu uvnitř aktuátoru je vytvořena tlakem působícím na membránu v uzavřené komoře. Při překročení určitého tlaku se pružina začne stlačovat. Pomocí táhla se otevírá obtokový



ventil. Při poklesu plicního tlaku se pružina vrací zpět a obtokový ventil je uzavřen [34]. Na obr. 3.7 je řez přetlakovým aktuátorem.



Obr. 3.7 Řez přetlakovým aktuátorem [34]

Podtlakové aktuátory se používaly například u motorů VW 1,9 TDI s VNT turbodmychadly. Plicní tlak byl snímán do řídicí jednotky motoru ze sacího potrubí před motorem. Dle plicního tlaku, řídicí jednotka pomocí PWM ventilu N75 ovládala množství podtlaku z podtlakového zásobníku vstupujícího do aktuátoru. Konstrukce podtlakového aktuátoru je velmi podobná jako u přetlakového.

Pro sofistikovanější regulaci plicního tlaku se začal používat pneumatický aktuátor se snímačem polohy. Snímač dává odezvu řídicí jednotce motoru o poloze aktuátoru respektive o poloze obtokového ventilu nebo natočení rozváděcích lopatek. Podle toho je řízen tlak vstupující do aktuátoru. Elektronické snímání polohy pomohlo k přesnějšímu nastavení regulace plicního tlaku [35].

3.4.2 REA (ROTARY ELECTRIC ACTUATOR)

V dnešní době se však nejvíce používají elektrické aktuátory REA. Jsou to elektromechanické zařízení upevněné na skříni kompresoru a připojené k VNT mechanismu nebo obtokovému regulačnímu ventilu. Příchod elektronicky řízeného vstřikování paliva u vznětových motorů vyvolal i potřebu elektronického řízení průtoku vzduchu. Ve spojení s VNT turbodmychadly, REA poskytuje řízení toku vzduchu v ustáleném i přechodovém stavu motoru tím, že zná a řídí polohu rozváděcích lopatek. REA komunikuje s řídicí jednotkou motoru buď analogově, přes signál PWM (Pulse Width Modulation), který je používán nejčastěji nebo CAN (Controller Area Network). Díky tomu je přijímání a vykonávání příkazů okamžité [36]. Na obr. 3.8 lze vidět elektrický aktuátor rozdělený na poloviny. Na pravé straně si lze všimnout mechanické části aktuátoru, kdy krokový motor otáčí šnekem a tím přes ozubené soukolí ovládá rameno, které je připojené k regulaci turbodmychadla. Šnek je samosvorný, aby vlivem tlakových pulsací nedocházelo k nechtěnému pohybu mechanismu regulace.



Obr. 3.8 Pohled dovnitř elektronického aktuátoru [37]

Elektronické ovládání přináší lepší odezvu než pneumatické. REA je více než třikrát rychlejší oproti pneumatickému aktuátoru (150 ms vs. 500 ms). Přesnost ovládání je také lepší díky snímání polohy regulace. Rychlejší odezva a přesnější ovládání pomáhají zlepšit výkon motoru, snížit spotřebu paliva a snížit emise. Díky nezávislosti REA na zdroji tlaku je dosaženo jednodušší konstrukce motoru z důvodu odstranění tlakového systému. Elektronický aktuátor je však dražší oproti jednoduché konstrukci pneumatického aktuátoru [36].



4 VÝVOJOVÉ TRENDY

Standardním požadavkem je omezení turboefektu. To je řešeno již při návrhu turbínového a kompresorového kola, kdy je snaha minimalizovat setrvačné hmoty. Zmenšováním průměru lopatkových kol se však snižuje účinnost turbodmychadla. Jde tedy vždy o kompromis.

Pomocné elektrické pohony a jiné vynálezy se v sériové výrobě prozatím neuplatnily. Rozhodující jsou základní kritéria jako výsledná cena dmychadla, plnění požadovaných parametrů, životnost a spolehlivost. Tomu je podřízena konstrukce turbodmychadla jako celku. Konstrukce by měla být co nejjednodušší a vyznačovat se propracovanou technologičností, která je nezbytná pro minimalizaci výrobních nákladů. Technická složitost turbodmychadla je rovněž úměrná kategorii vozidla, kde bude použito. Minimalizace výrobních nákladů je ostře sledována zejména u kategorie vozidel nižší a nižší střední třídy. Pro tyto vozidla se s ohledem na použití ve více modelech automobilového koncernu vyrábí jeden druh turbodmychadla v sériích až jednotek miliónů kusů. Proto například schválení konstrukční změny, která navýší výrobní cenu takového turbodmychadla o zdánlivě malou sumu, je velmi problematické.

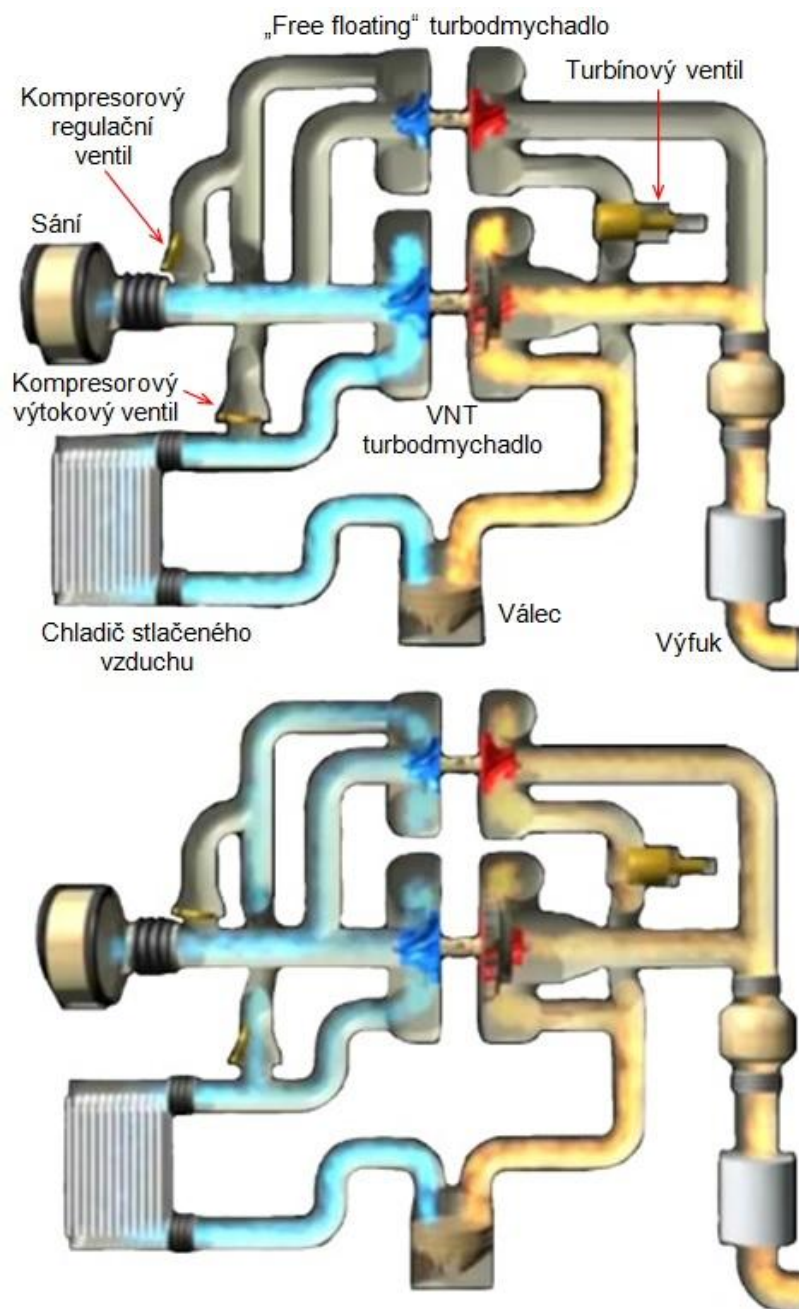
4.1 VÍCESTUPŇOVÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

Vícestupňové přeplňování spočívá v použití dvou a více turbodmychadel. Všechny dále uvedené konstrukční řešení přinášejí vesměs stejné výhody. Vyšší výkon a krouticí moment motoru, nižší spotřebu paliva a nižší hodnoty emisí. Na druhou stranu z důvodu složitosti konstrukce jsou systémy vícestupňového přeplňování drahé, a proto je nutné zvážit v jakých vozidlech systém vícestupňového přeplňování použít.

4.1.1 DVOUSTUPŇOVÉ PARALELNÍ PŘEPLŇOVÁNÍ

Tento způsob přeplňování pomocí dvou turbodmychadel je především používán v užitkových vozidlech. Přibližně do 2400 min^{-1} pracuje pouze VNT turbodmychadlo od zavřených lopatek až po skoro plně otevřené lopatky, zatímco druhé turbodmychadlo je neaktivní. Turbínový ventil a kompresorový výtokový ventil je v této fázi uzavřený. Kompresorový recirkulační ventil je otevřený. V rozmezí otáček 2400 min^{-1} až 2800 min^{-1} je aktivováno druhé turbodmychadlo. Druhé turbodmychadlo je tzv. free floating. To znamená, že turbodmychadlo nemá žádnou regulaci. Turbínový ventil se otevírá a souběžně se zavírá kompresorový recirkulační ventil. Kompresorový výtokový ventil je otevřen. Rozváděcí lopatky prvního turbodmychadla jsou mírně přivřeny pro udržení plnicího tlaku během přechodové fáze a poté jsou opět otevřeny. Při otáčkách motoru nad 2800 min^{-1} pracují turbodmychadla v plném sekvenčním režimu. Naklápěcí lopatky prvního turbodmychadla jsou plně otevřené. Turbínový a kompresorový výtokový ventil je otevřený, zatímco kompresorový recirkulační ventil je uzavřen [38]. Na obr. 4.1 je zobrazené schéma funkce systému v první fázi (do 2400 min^{-1}) a druhé fázi (nad 2800 min^{-1}).

Systém lze dále vylepšovat použitím turbodmychadla s poslední generací VNT mechanismu, kulíkových ložisek nebo materiálů s nízkou hmotností jako je TiAl [38].



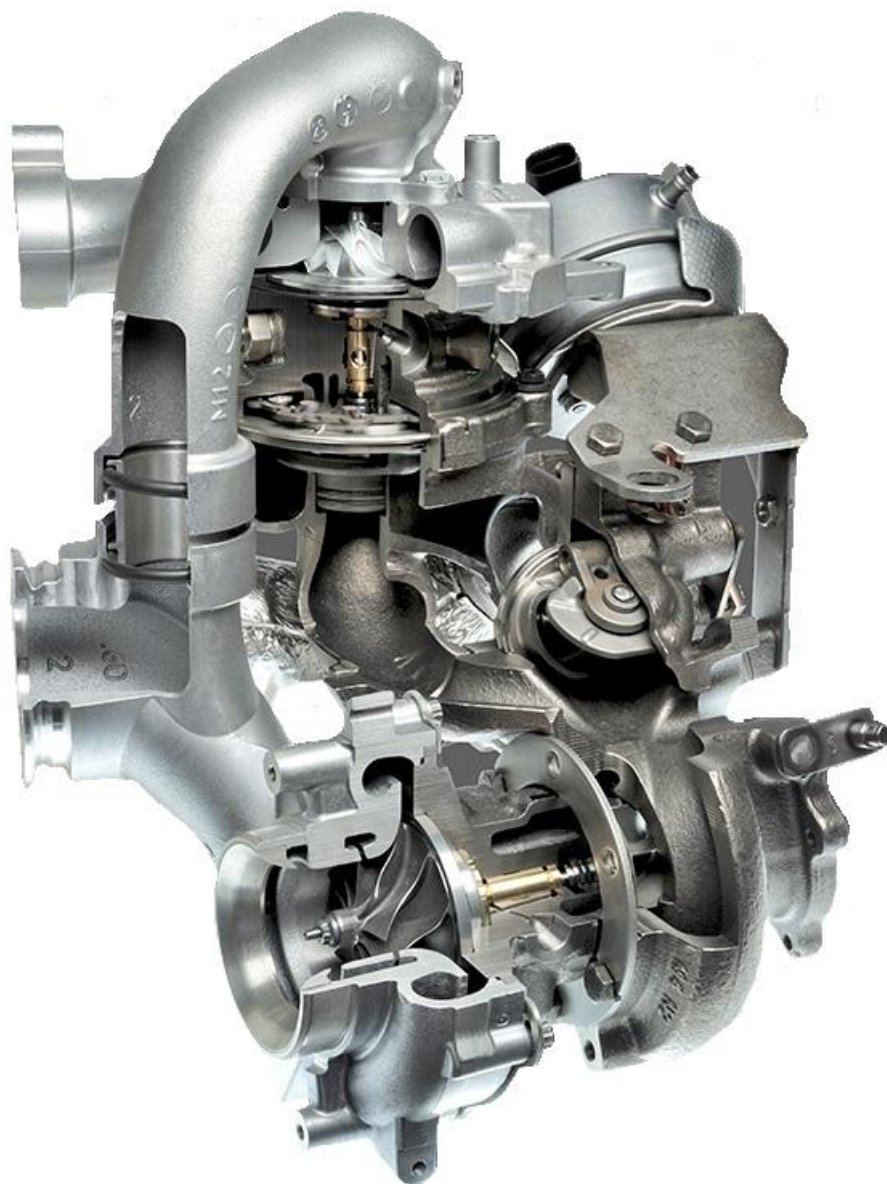
Obr. 4.1 Schéma dvoustupňového paralelního přepínání [38]

4.1.2 DVOUSTUPŇOVÉ SÉRIOVÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

V dvoustupňovém sériovém systému pracuje malé vysokotlaké turbodmychadlo (většinou VNT) s velkým nízkotlakým turbodmychadlem (obvykle wastegate). Proudění plynů mezi turbodmychadly je opět řízeno pomocí obtokových ventilů v závislosti na otáčkách motoru. V nízkých otáčkách do 1500 min^{-1} pracují turbodmychadla společně v plném sériovém režimu. Kompresorový a turbínový ventil je zavřený. To umožňuje rychlý nárůst plicního tlaku, tím zvýšení krouticího momentu motoru a rychlou odezvu na změny zatížení. Nad 1500 min^{-1} turbodmychadla stále pracují společně, avšak pomocí turbínového obtokového ventilu je více výfukových plynů naváděno do nízkotlakého turbodmychadla až do plného přechodu obvykle kolem 2800 min^{-1} . Při těchto otáčkách je turbínový i kompresorový obtokový ventil zcela



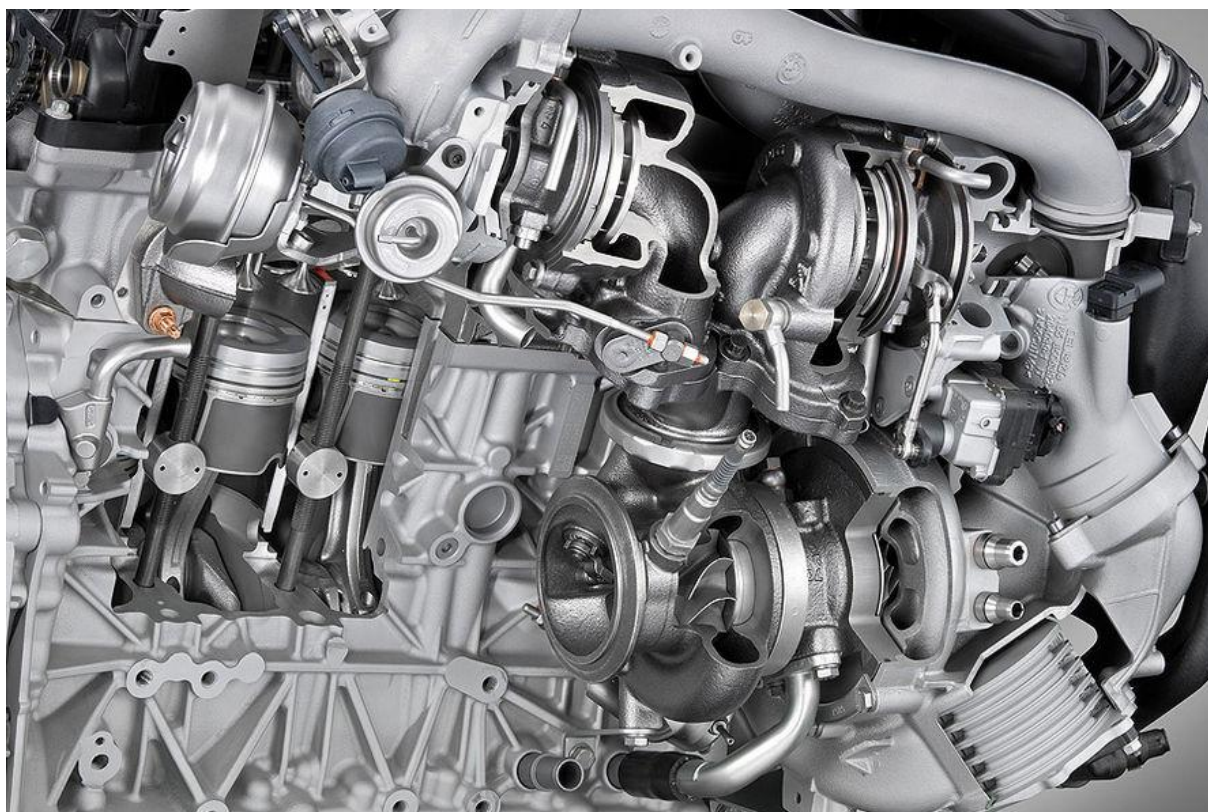
otevřen a všechny spaliny jsou tak naváděny pouze do velkého nízkotlakého turbodmyhadla. To dále pracuje samostatně a pomocí něj je optimalizována spotřeba paliva a výkon ve vyšších otáčkách motoru [39]. Na obr. 4.2 je řez turbodmyhadly, která jsou použita v motorech Audi 3.0 BiTDI.



Obr. 4.2 Systém turbodmychadel použitý v motoru 3.0 BiTDI [40]

4.1.3 TROJSTUPŇOVÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

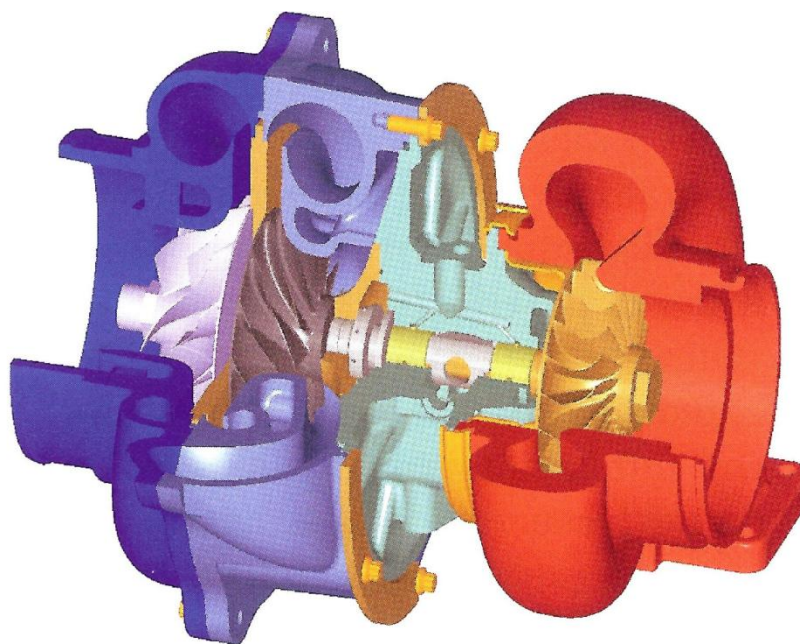
Výrobce BMW posunul vícestupňové přeplňování na další úroveň použitím tří turbodmychadel aplikovaných na třilitrový vznětový motor v modelu 550d. Sestava se skládá ze dvou menších VNT turbodmychadel a jednoho velkého wastegate turbodmyhadla. Systém na začátku funguje stejně jako v případě dvoustupňového sériového přeplňování. Ve vyšších otáčkách se však přidává druhé VNT turbodmyhadlo pro udržení ploché křivky krouticího momentu [41]. Na obr 4.3 si lze všimnout složitosti přeplňování třemi turbodmychadly.



Obr 4.3 Systém turbodmychadel v motoru BMW550d [42]

4.2 GARRETT LST (LOW-SPEED TURBO)

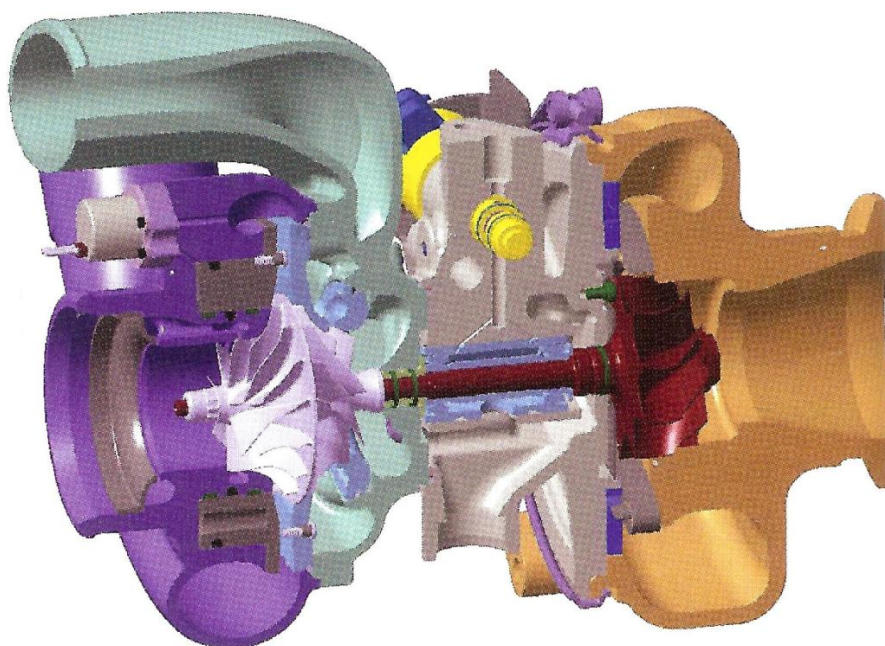
Tato konstrukce používá dva oddělené kompresory společně poháněné jednou turbínou. Kompresory jsou mezi sebou spojené sériově. První kompresorové kolo je hliníkové, zatímco druhé oběžné kolo je z titanu kvůli lepšímu odolávání teplotám, které vznikají stlačením vzduchu prvním kompresorem. LST dosahuje vysokého plicního tlaku při nízkých otáčkách rotoru turbodmychadla. S touto konstrukcí lze běžně dosahovat šestinásobně vyššího plicního tlaku než je tlak atmosférický. Průtok kompresorem je vyšší a díky tomu je šířka kompresorové mapy téměř dvojnásobná oproti stejně velkému jednostupňovému kompresoru [1]. Na obr. 5.4 je zobrazen řez turbodmychadlem LST od společnosti Garrett.



Obr. 4.4 Řez turbodmychadlem Garrett LST [1]

4.3 GARRETT SST (SINGLE-SEQUENTIAL TURBO)

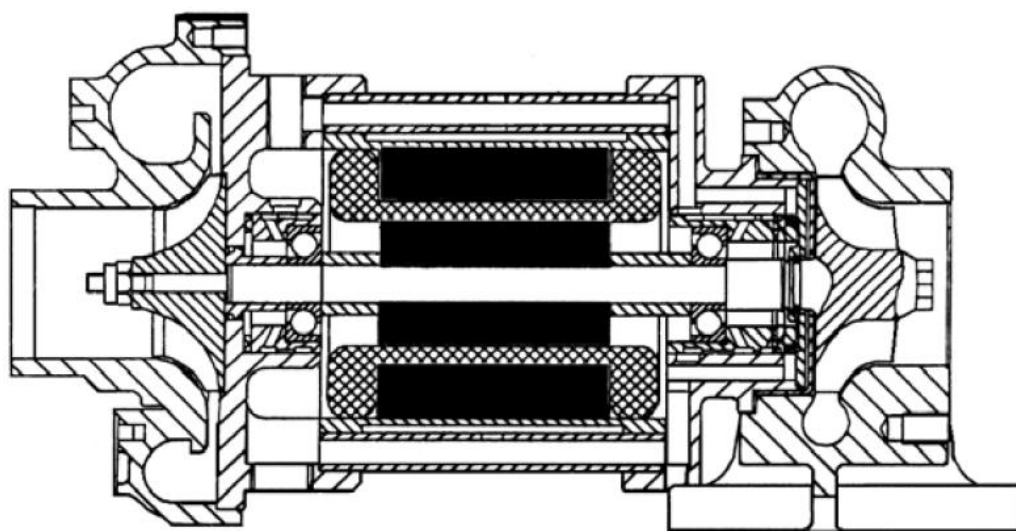
Toto turbodmychadlo používá dvě kompresorová kola, která mají společnou zadní stěnu. Kompresory pracují paralelně. Při použití dvojitého kompresorového kola je celková hmotnost a výsledný moment setrvačnosti rotoru snižen až o 40 % [1]. Na obr. 4.5 je zobrazen řez turbodmychadlem SST. Z něj je patrné, jak vzduch z obou kompresorových kol proudí do společné spirály.



Obr. 4.5 Řez turbodmychadlem Garrett SST [1]

4.4 TURBODMYCHADLO S ELEKTRICKÝM POHONEM

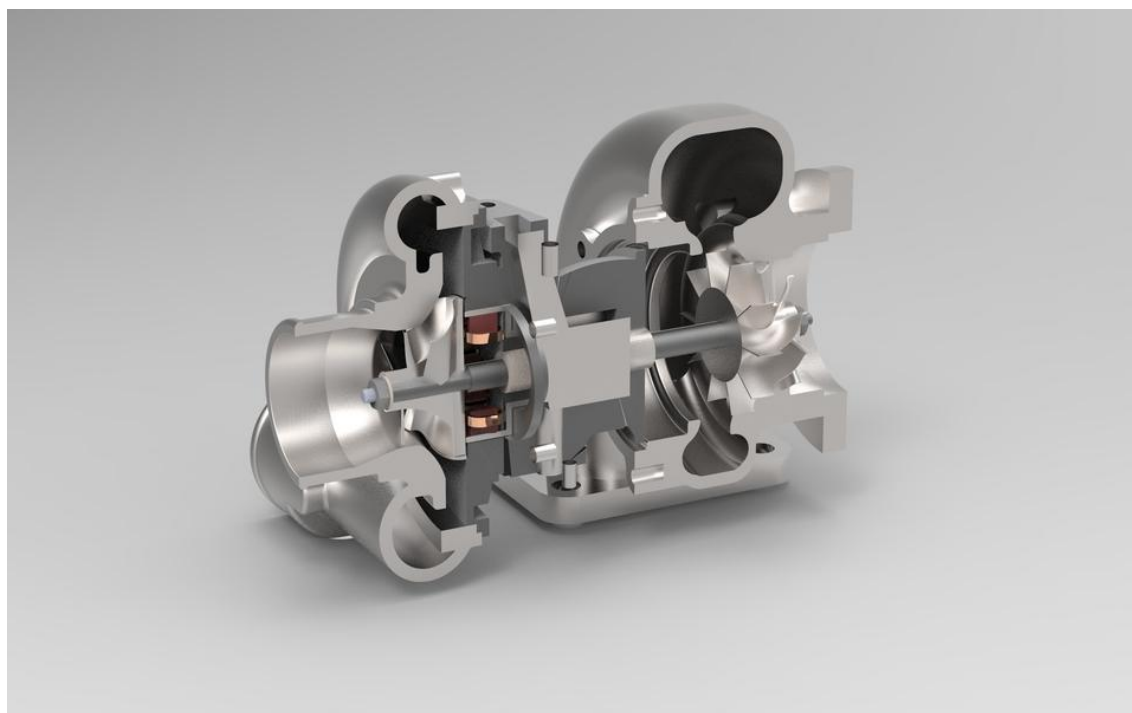
Tento způsob přeplňování byl představen již v roce 1997. Turbodmychadlo bylo vyvinuto kalifornskou společností Turbodyne ve spolupráci s firmou Garrett. Toto turbodmychadlo se v roce 2001 sériově vyrábělo a bylo dodáváno společnosti BMW. Konstrukce spočívá v zástavbě asynchronního elektromotoru mezi kompresor a turbínu. Elektromotor pracuje pouze při nutnosti prudké akcelerace, kdy pomáhá roztočit rotor turbodmychadla a tím rychle zvýšit plnicí tlak. To však vyžaduje velký odběr výkonu z elektrické sítě vozidla a proto je nutný akumulátor. Při vybitém akumulátoru je výkon odebírán přímo z alternátoru. To má však nevýhodu, že výkon alternátoru je závislý na otáčkách motoru. Proto je náběh plnicího tlaku pomalejší než při odběru z akumulátoru. Při ustálené jízdě a práci elektromotoru jako generátoru je akumulátor dobíjen. Brzděním rotoru turbodmychadla pomocí elektromotoru je také možná regulace plnicího tlaku [29]. Toto turbodmychadlo je tedy vhodné pro hybridní automobily, kde je akumulátor nedílnou součástí konstrukce automobilu. Na obr. 4.6 je zobrazen řez turbodmychadla s elektrickým pohonem [29].



Obr. 4.6 Řez turbodmychadla s elektrickým pohonem [29]

4.5 ELEKTROMAGNETICKÁ LOŽISKA

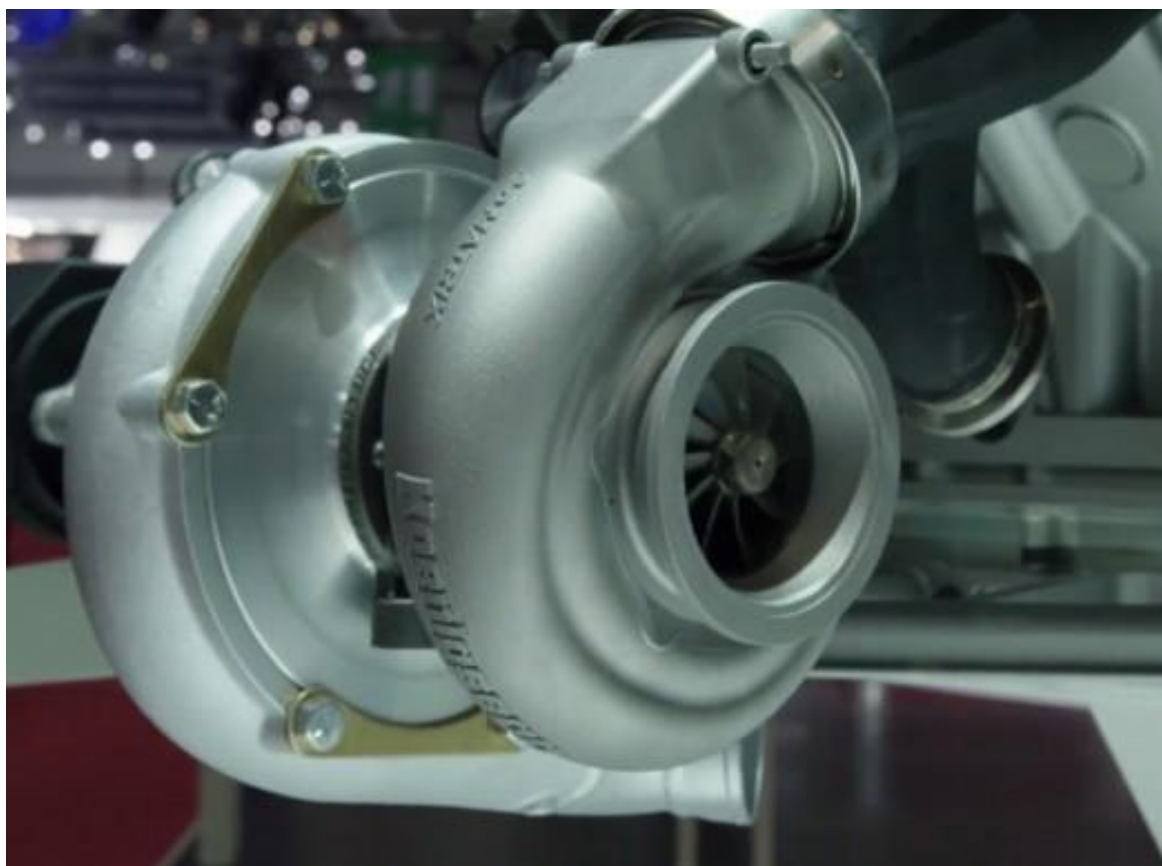
Rotor turbodmychadla je vzhledem ke statoru udržován silami magnetického pole, které je vytvořené pomocí elektromagnetů. Díky bezkontaktnímu spojení nedochází k žádnému mechanickému opotřebení ložisek, ztráty třením jsou téměř nulové a není zapotřebí žádné mazání. Díky elektromagnetům lze také aktivně tlumit vibrace. Nevýhodou je nutnost napájení elektromagnetů elektrickou energií například z alternátoru. Další problém je zahřívání cívek elektromagnetů a tím nutnosti chlazení [43],[44]. Na obr. 4.7 je zobrazen řez turbodmychadla s elektromagnetickými ložisky.



Obr. 4.7 Turbodmychadlo s elektromagnetickými ložisky [43]

4.6 3D TISK

V motorsportu, sportovních automobilech s malým počtem vyrobených kusů a při výrobě prototypů turbodmychadel se používá kovový 3D tisk již delší dobu. Při uvedených aplikacích je tato technologie levnější než odlévání, jelikož není nutná výroba drahé formy. Pro sériovou výrobu se však 3D tisk z cenových důvodů neuplatnil a prozatím tedy zůstává záležitostí při výrobě prototypů. Na obr. 4.8 je zobrazena skříň turbíny vyrobená pomocí 3D tisku firmou Koenigsegg. Turbodmychadlo je určené pro jejich model One:1 poháněný zážehovým motorem. Z obr. 4.8 je také patrná nízká drsnost povrchu turbínové skříňe.



Obr. 4.8 Turbinový obal vyrobený pomocí 3D tisku [45]



ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce byl především přehled a popis používaných konstrukčních řešení turbodmychadel a regulace plnicího tlaku přeplňovaných vznětových motorů pro osobní automobily. I přes dlouhou existenci turbodmychadel a velký vývoj z důvodu hojnosti použití je zde stále prostor pro určité inovace.

Pro uvedení čtenáře do problematiky bylo nezbytné věnovat úvodní část popisu principu přeplňování turbodmychadlem a pozitiva, která přeplňování přináší. Také bylo vhodné zmínit historii turbodmychadel pro získání představ, jak se turbodmychadlo postupem času stalo neodmyslitelnou součástí většiny aktuálně vyráběných moderních spalovacích motorů.

Hlavní částí práce jsou však následující kapitoly, které se zabývají konstrukcí a funkcí jednotlivých komponent turbodmychadla. Dle názoru autora práce se konstrukce turbodmychadla nebude nijak zásadně měnit oproti dnešní podobě. V konstrukci dochází k pouze nepatrným změnám lopatkování oběžných kol a tvaru příslušných skříní již existujících turbodmychadel. Účinnost turbodmychadla se zvyšuje pouze v řádech desetin až jednotek procent. Dále autor práce vidí velký potenciál v použití kuličkových ložisek zejména kvůli nižšímu odporu uložení rotoru, únosnosti a pohlcování rázů. Kluzná ložiska jsou však nadále nejpoužívanější kvůli nízké ceně. Oba typy ložisek jsou ovšem citlivá na nečistoty v oleji. To je nejčastější příčina selhání turbodmychadel. S použitím lepších materiálů lze očekávat stejný výkon a životnost turbodmychadla při snížení jeho velikosti. Menší průměry oběžných kol mají nižší moment setrvačnosti a tím lze dosáhnout lepší reakce turbodmychadla na změny zatížení. Všechny konstrukční změny jsou omezeny výrobní cenou turbodmychadla.

Další důležitou částí práce byla regulace plnicího tlaku. U vznětových motorů je požadován vysoký krouticí moment v nízkých otáčkách. Proto se nejčastěji využívá regulace plnicího tlaku změnou geometrie statoru turbíny, kdy lze zvýšením rychlosti výfukových plynů na turbínové kolo dosáhnout vysokého plnicího tlaku v dolním pásmu otáček. Pro ovládání mechanismu regulace se předpokládá větší využití elektronických aktuátorů namísto pneumatických. Vyšší cenu sofistikovaných elektrických zařízení vynahrazuje rychlost a přesnost regulace, která přímo ovlivňuje spotřebu paliva a snížení turboefektu.

V poslední části práce je čtenář seznámen s možnostmi přeplňování v budoucnosti. Nejvíce rozšířeným trendem je pravděpodobně vícenásobné přeplňování, které se začíná objevovat i ve vozech střední třídy. Ostatní konstrukce turbodmychadel se nerozšířily do sériové výroby kvůli vysokým nákladům.

Z důvodu emisních předpisů jsou výrobci nuceni ke snižování zdvihového objemu. Všechny nové vznětové motory jsou až na výjimky vybaveny turbodmychadlem. Přeplňování turbodmychadlem je moderní způsob zvýšení výkonu, úspory paliva a snížení emisí. Proto turbodmychadla mají a v budoucnosti ještě budou mít velký význam, dokud nebudou spalovací motory zcela nahrazeny elektrickými pohonnými jednotkami.



SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MILLER, Jay K. *Turbo: real world high-performance turbocharger systems*. North Branch, MN: CarTech, c2008, 160 p. ISBN 19-324-9429-4.
- [2] *BMW 2002 Turbo (1973) vs. BMW 135i (2009): Netypické srovnání* [online]. 2009 [cit. 2015-03-19]. Dostupné z: <http://veteran.auto.cz/clanek/129/bmw-2002-turbo-1973-vs-bmw-135i-2009-netypicke-srovnani>
- [3] MIHÁLIK, Miro. *Porsche 911: historie sportovní legendy* [online]. 2011 [cit. 2015-03-06]. Dostupné z: <http://www.autoforum.cz/fascinace/porsche-911-historie-sportovni-legendy/>
- [4] *History of the exhaust gas driven turbocharger* [online]. [cit. 2015-03-19]. Dostupné z: <http://en.turbolader.net/Technology/History.aspx>
- [5] *Turbo přidá motoru sílu. Dosahuje až 300 000 otáček za minutu* [online]. 2010 [cit. 2015-03-19]. Dostupné z: http://auto.idnes.cz/turbo-prida-motoru-silu-dosahuje-az-300-000-otacek-za-minutu-pei-/automoto.aspx?c=A101222_172626_automoto_fdv
- [6] HOFMANN, K. *Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory: Přepřínování spalovacích motorů*. 2. vyd. VUT Brno: SNTL, 1985. 134 s.
- [7] *How a Turbo System Works* [online]. [cit. 2015-02-28]. Dostupné z: <http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/basic>
- [8] MACINNES, By Hugh. *Turbochargers*. Los Angeles, Calif: HP Books, 1984. ISBN 978-089-5861-351.
- [9] FERENC, Bohumil. *SPOTREBA A EMISE* [online]. 2001 [cit. 2015-03-06]. Dostupné z: http://www.mjauto.cz/newdocs/ferenc/fer_mo14/fer_mo14.htm
- [10] *1.9SDi 50 kW Základní technická data* [online]. 2009 [cit. 2015-03-07]. Dostupné z: <http://forum.octaviaclub.cz/index.php?showtopic=184&hl=1.9sdi>
- [11] *1.9TDi 81 kW Základní technická data* [online]. 2009 [cit. 2015-03-07]. Dostupné z: <http://forum.octaviaclub.cz/index.php?showtopic=188>
- [12] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily: Motory*. 7. vyd. Brno: AVID, 2012, 179 s. ISBN 978-80-87143-21-6.
- [13] HARTMAN, Jeff. *Turbocharging performance handbook*. St. Paul, MN: Motorbooks, 2007, 271 p. ISBN 07-603-2805-6.
- [14] *Design and function of turbochargers* [online]. [cit. 2015-03-13]. Dostupné z: <http://www.mahle-aftermarket.com/eu/en/products-and-services/engine-peripheral-components/exhaust-gas-turbochargers/#designandfunctionofturboc>
- [15] BELL, Corky. *Maximum boost: designing, testing, and installing turbocharger systems*. Cambridge, MA: Robert Bentley Automotive Publishers, c1997, vi, 250 p. ISBN 08-376-0160-6.



- [16] *TURBOCHARGER CASTING* [online]. [cit. 2015-03-14]. Dostupné z: <http://www.as-k-chemicals.com/foundry-products/applications/turbocharger-casting.html>
- [17] *Materials for Advanced Turbocharger Design* [online]. 2012 [cit. 2015-03-14]. Dostupné z: http://energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f10/pm038_maziasz_2012_o.pdf
- [18] *A Look At Twin Scroll Turbo System Design - Divide And Conquer?* [online]. 2009 [cit. 2015-03-09]. Dostupné z: <http://www.superstreetonline.com/how-to/engine/modp-0906-twin-scroll-turbo-system-design/>
- [19] *GT5533R - 769115-0009 Ball Bearing Turbos* [online]. 2011 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.turbomaster.info/eng/applications/769115-0009.php>
- [20] *Compressor Maps* [online]. [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/compressor_maps
- [21] *Pressure Ratio* [online]. [cit. 2015-04-16]. Dostupné z: http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/pressure_ratio
- [22] *Mass Flow Rate* [online]. [cit. 2015-04-16]. Dostupné z: http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/mass_flow_rate
- [23] *Surge line* [online]. [cit. 2015-04-03]. Dostupné z: http://www.turbobygarrett.com/-turbobygarrett/surge_line
- [24] *Choke line* [online]. [cit. 2015-04-03]. Dostupné z: http://www.turbobygarrett.com/-turbobygarrett/choke_line
- [25] *Turbo Speed Lines* [online]. [cit. 2015-04-16]. Dostupné z: http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbo_speed_lines
- [26] *Efficiency Islands* [online]. [cit. 2015-04-16]. Dostupné z: http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/efficiency_islands
- [27] *Why Twin Ball Bearing?* [online]. [cit. 2015-03-28]. Dostupné z: http://www.air-powersystems.com/wrx/aps_turbo.htm
- [28] *Bearings bring better automotive fuel economy* [online]. 2014 [cit. 2015-03-28]. Dostupné z: <http://asia.nikkei.com/magazine/20140626-Nestle-s-staple-ambitions/Tech-Science/Bearings-bring-better-automotive-fuel-economy>
- [29] HOFMANN, K. *Alternativní pohony*. Studijní opory, VUT FSI Brno, 2003. 73s.
- [30] *Wastegates* [online]. [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.turbobygarrett.com/-turbobygarrett/wastegates>
- [31] *BMW E46 330D an 2000] perte de puissance* [online]. 2013 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.techniconnexion.com/t29905-bmw-e46-330d-an-2000-perte-de-puissance>



- [32] *Who makes custom VNT turbos?* [online]. 2012 [cit. 2015-04-11]. Dostupné z: <http://forums.tdiclub.com/showthread.php?t=198725&page=8>
- [33] *Cummins shifting focus from emissions to fuel economy* [online]. 2013 [cit. 2015-04-11]. Dostupné z: <http://www.successfuldealer.com/cummins-shifting-focus-from-emissions-to-fuel-economy/>
- [34] *Internal Wastegate FAQ* [online]. [cit. 2015-04-18]. Dostupné z: <http://www.turbo-smartusa.com/technical-articles/internal-wastegate-faq/>
- [35] *Turbochargers: Variable Geometry* [online]. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: <http://dieselclass.com/Engine%20Files/VGT%20Turbochargers%209-05.pdf>
- [36] *Rotary Electric Actuator (REA)* [online]. [cit. 2015-04-18]. Dostupné z: <http://turbo.honeywell.com/our-technologies/electric-actuation/>
- [37] *TESTER DI ATTUATORI TURBO VNTT-PRO V4* [online]. [cit. 2015-04-19]. Dostupné z: http://www.gldsolutions.it/gldsolutions_000044.htm
- [38] *TwoStage Parallel Turbochargers* [online]. [cit. 2015-04-25]. Dostupné z: <http://turbo.honeywell.com/our-technologies/twostage-parallel-turbochargers/>
- [39] *TwoStage Serial Turbochargers* [online]. [cit. 2015-04-25]. Dostupné z: <http://turbo.honeywell.com/our-technologies/twostage-serial-turbo/>
- [40] *Audi 3.0L Two Stage Serial* [online]. 2013 [cit. 2015-04-25]. Dostupné z: <http://www.nepeandiesel.com.au/services/turbochargers/>
- [41] *BMW tri-turbo diesel: takto funguje systém trojitého přepřínování* [online]. 2012 [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: <http://www.autoforum.cz/technika/bmw-tri-turbo-diesel-takto-funguje-system-trojiteho-preplnovani/>
- [42] *WHEN ONE TURBO JUST WON'T DO* [online]. 2012 [cit. 2015-04-25]. Dostupné z: <http://www.nosmokenpoke.com/2012/08/when-one-turbo-just-wont-do/>
- [43] *Turbocharger with Electromagnetic Bearing* [online]. 2012 [cit. 2015-04-26]. Dostupné z: <https://grabcad.com/library/turbocharger-with-electromagnetic-bearing>
- [44] *Magnetic Bearing Technology* [online]. [cit. 2015-04-26]. Dostupné z: <http://www.mandieselturbo.com/web/viewers/news/template04.aspx?aid=18760&sid=1183>
- [45] *Inside Koenigsegg 2 del 6: Turbo* [online]. 2014 [cit. 2015-04-26]. Dostupné z: <http://teknikensvarld.se/inside-koenigsegg-2-del-6-turbo-116606/>



SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Rozměr	Veličina
A	[m ²]	area
R	[m]	radius



Zkratka	Význam
3D	Three-dimensional space
A/R	Area to radius ratio
BMW	Bayerische Motoren Werke
CAN	Controller Area Network
KKK	Kuhnle, Kopp & Kausch
LST	Low-Speed Turbo
PWM	Pulse Width Modulation
REA	Rotary Electric Actuator
SDI	Suction Diesel Injection
SST	Single-Sequential Turbo
TDI	Turbocharged Direct Injection
USA	United States of America
VGT	Variable Geometry Turbocharger
VNT	Variable Nozzle Turbine
VW	Volkswagen