



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

VÝPOČTOVÁ STUDIE MILLEROVA CYKLU BENZÍNOVÉHO MOTORU S TURBODMYCHADLEM

COMPUTATIONAL STUDY OF THE MILLER CYCLE ON A GASOLINE ENGINE WITH A TURBOCHARGER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Roman Černý

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Adam Vondrák

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Roman Černý
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Adam Vondrák
Akademický rok:	2016/17

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

Výpočtová studie Millerova cyklu benzínového motoru s turbodmychadlem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro zadaný zážehový motor proveďte studii použití Millerova cyklu s důrazem na požadavky na přeplňování pro dosažení úspory paliva a minimálního snížení výkonových parametrů.

Cíle diplomové práce:

Provést dostupnou rešerši současných konstrukčních řešení benzínových spalovacích motorů pracujících s Millerovým cyklem.

Sestavit výpočtový model zážehového motoru dle zadání, analyzujte dopad Millerova cyklu na celkovou účinnost motoru a nároky na parametry turbodmychadla.

Určit faktory, které limitují zvyšování poměru mezi efektivní kompresí a expanzí náplně válce na zadaném motoru a naznačit technické limity zvyšování tohoto parametru u spalovacích motorů obecně.

Vyhodnotit proveditelnost přestavby zadaného motoru pro provoz s Millerovým cyklem dle výsledků studie.

Seznam doporučené literatury:

HEYWOOD, John B. Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hill, c1988. ISBN 007028637X.

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2009. ISBN 978--340-56822-4.

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

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Práce se zabývá rozborem problematiky Millerova oběhu a jeho praktickou aplikací pro přeplňovaný zážehový motor. Na základě citlivostní analýzy limitů ovlivňujících tepelnou účinnost Millerova ideálního oběhu je zpracován termodynamický model motoru s prodlouženou expanzí v prostředí programu GT-POWER. Výsledky analýz jsou použity k vyhodnocení proveditelnosti přestavby referenčního motoru pro provoz s Millerovým oběhem.

KLÍČOVÁ SLOVA

Millerův oběh, prodloužená expanze, spalovací motor, turbodmychadlo, 1D simulace, spotřeba paliva, termodynamická účinnost, ideální tepelný oběh

ABSTRACT

The scope of this thesis is the Miller engine cycle analysis and its practical application on a turbocharged spark ignited engine. Based on the sensitivity analysis of the limits affecting the ideal Miller cycle thermal efficiency a thermodynamic model of the engine with a prolonged expansion was set up in the GT-POWER software. The results of the analyses were used to evaluate the feasibility of the reference engine conversion for an operation with Miller cycle.

KEYWORDS

Miller cycle, prolonged expansion, combustion engine, turbocharger, 1D simulation, fuel consumption, thermodynamic efficiency, ideal thermodynamic cycle

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ČERNÝ, R. Výpočtová studie Millerova cyklu benzínového motoru s turbodmychadlem. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 112 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Adam Vondrák.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 26. května 2017

.....

Bc. Roman Černý

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Adamu Vondrákovi, za poskytnutí informací, důležitých rad a cenných připomínek při tvorbě diplomové práce.

Zvláštní poděkování bych chtěl věnovat své rodině za všestrannou pomoc, kterou mi poskytla po dobu mého studia.

OBSAH

Úvod	11
1 Motory s vnitřním spalováním	12
1.1 Pístové spalovací motory	12
1.2 Zážehové motory	12
1.3 Přepřňované motory	14
1.4 Přepřňování turbodmychadlem	15
1.4.1 Princip činnosti	15
1.5 Konstrukční řešení turbodmychadel	16
1.5.1 Kompresorové kolo	17
1.5.2 Skřňň radiálního kompresoru	18
1.5.3 Turbínové kolo	19
1.5.4 Skřňň radiální turbíny	21
1.5.5 Centrální skřňň	21
1.5.6 Regulace	22
2 Způsoby řízení výměny náplně válce	25
2.1 Konvenční ventilové rozvody čtyřdobých spalovacích motorů	25
2.2 Variabilní ventilové rozvody čtyřdobých spalovacích motorů	26
2.2.1 Změna časování ventilů	27
2.2.2 Změna zdvihu ventilů	28
3 Energetická bilance a účinnost spalovacího motoru	29
3.1 Energetická bilance motoru	29
3.2 Účinnosti spalovacího motoru	30
3.2.1 Chemická účinnost	30
3.2.2 Tepelná účinnost	31
3.2.3 Stupeň plnosti diagramu	31
3.2.4 Indikovaná účinnost	31
3.2.5 Mechanická účinnost	32
3.2.6 Celková účinnost	33
3.2.7 Plnicí (objemová) účinnost	34
4 Pracovní oběhy čtyřdobého spalovacího motoru	35
4.1 Reálné oběhy	35
4.2 Ideální oběhy	35
4.2.1 Veličiny pro popis ideálních tepelných oběhů	35
4.2.2 Carnotův oběh	38
4.2.3 Ottův oběh	38

4.2.4	Dieselův oběh	39
4.2.5	Sabatův (Seiligerův) oběh	40
4.2.6	Atkinsonův oběh.....	40
4.2.7	Millerův oběh	41
5	Současná konstrukční řešení benzínových spalovacích motorů pracujících s prodlouženou expanzí	42
5.1	Millerův oběh.....	43
5.2	Atkinsonův oběh	44
5.3	Další technologie podporující kombinování pracovních oběhů	45
6	Teoretická analýza limitů Millerizace	47
6.1	Součinitel přebytku vzduchu - lambda.....	47
6.2	Atkinsonův poměr.....	48
6.3	Podíl měrných tepel dodaný za konstantního tlaku a objemu.....	49
6.4	Kompresní poměr plnicího kompresoru turbodmyhadla	50
6.5	Skutečný kompresní poměr.....	51
7	Koncepce Millerizace zadaného motoru	52
7.1	Rozsah hodnot parametrů pro použití v simulacích.....	52
7.2	Volba technického řešení prodloužené expanze	53
8	Termodynamický model spalovacího motoru	55
9	Simulace termodynamiky motoru	56
9.1	Referenční model	56
9.2	Úprava doby otevření sacích ventilů v klíčových bodech	58
9.2.1	Časování sacích ventilů pro Millerův oběh v bodě nominálního točivého momentu	59
9.2.2	Časování sacích ventilů pro Millerův oběh v bodě nominálního výkonu	61
9.2.3	Vyhodnocení provozních bodů.....	63
9.3	Optimalizace kompresoru turbodmyhadla	65
9.3.1	Kontrola pracovního bodu kompresoru pro nominální točivý moment	65
9.3.2	Kontrola pracovního bodu kompresoru pro nominální výkon	67
9.4	Optimalizace úhlu otevření sacích ventilů pro nominální výkon	68
9.5	Ověření nastavení otevření a zavření sacích ventilů ze simulací ve jmenovitém výkonu v celém spektru otáček motoru	72
9.6	Využití technologie variabilního rozsahu kompresoru	78
9.7	Ověření optimalizace nastavení otevření sacích ventilů pro nominální točivý moment 81	
9.8	Konečné nastavení motoru pracujícího s Millerovým oběhem	84
10	Porovnání referenčního modelu a konečného modelu s Millerovým oběhem	85

10.1	Průběh zdvihu a časování sacích ventilů.....	85
10.2	Točivý moment motoru.....	86
10.3	Měrná efektivní spotřeba paliva.....	86
10.4	Maximální tlak ve válci	87
10.5	Předstih zážehu	88
10.6	Řízení bohatosti směsi	88
10.7	Rozdíl tlaku v sání a ve výfuku.....	90
10.8	Objemová účinnost motoru	91
10.9	Celková účinnost motoru	91
10.10	Integrál indukčního času	92
10.11	Otáčky turbodmychadla	93
10.12	Tlakový poměr na kompresoru turbodmychadla	93
10.13	Účinnost kompresoru turbodmychadla	94
10.14	Porovnání pracovních bodů v mapě kompresoru.....	95
10.15	Tlakový poměr na turbíně turbodmychadla	95
10.16	Tlak před turbínou turbodmychadla.....	96
10.17	Teplota před turbínou turbodmychadla.....	97
10.18	Účinnost turbíny turbodmychadla.....	97
10.19	Efektivní průměr obtokového kanálu.....	98
10.20	p-V diagram	99
11	Vyhodnocení proveditelnosti přestavby motoru pro provoz s Millerovým oběhem.....	103
	Závěr	104
	Použité informační zdroje.....	106
	Seznam použitých zkratk a symbolů	109
	Seznam příloh.....	112

ÚVOD

Millerův oběh je technologií, se kterou se v dnešní době můžeme setkat již i v sériové produkci automobilů. Je to zejména kvůli snižování spotřeby paliva, která jde ruku v ruce se stále se zpřísnujícími limity emisí výfukových plynů. V éře „Downsizingu“ a „Downspeedingu“ již mnohé automobilky upouští od snižování objemu motorů a jejich využitelných otáčkových spekter a snaží se využívat efektivnější a účinnější možnosti spalovacího procesu zejména zážehových motorů.

Charakteristickou vlastností Millerova cyklu je skutečnost, že efektivní expanze je delší než efektivní komprese. Z toho přímo plyne výhoda v možnosti extrahovat větší množství práce během expanzního zdvihu, což přispívá k vyšší termodynamické účinnosti pracovního oběhu motoru. Problémem je však typicky technická realizace prodloužené expanze, případně vyšší nároky na hmotnost a zástavbový prostor motoru. Dalším typickým předpokladem správné funkce tohoto agregátu je také aplikace vhodně zvoleného turbodmychadla, které umožňuje kompenzovat snížení litrového výkonu motoru při použití Millerova cyklu a zároveň je schopné nevytvářet veliký protitlak ve výfukovém systému.

Úkolem v této diplomové práci je najít limity všech parametrů, které ovlivňují výslednou účinnost Millerova oběhu, s přihlédnutím k mezi stability spalování. Dále je nutné analyzovat jejich vlivy na účinnost a namáhání motoru. Dalším cílem diplomové práce je provést návrh úpravy pracovního oběhu zkušebního motoru společnosti Honeywell pro demonstraci přínosu Millerova oběhu. Důraz má být kladen zejména na snížení spotřeby paliva s minimálním snížením výkonových parametrů motoru.

1 MOTORY S VNITŘNÍM SPALOVÁNÍM

Účelem motoru s vnitřním spalováním je přeměna chemické energie paliva na mechanickou práci. Energie je z paliva uvolněna po jeho reakci s okysličovadlem, kterým je zpravidla vzduch. V tomto druhu motoru jsou produkty spalování pracovní látkou. Tento proces se odehrává uvnitř motoru, v uzavřeném pracovním prostoru, kde dochází k výměně náplně válce jednou za pracovní cyklus motoru.

1.1 PÍSTOVÉ SPALOVACÍ MOTORY

U pístových spalovacích motorů dochází k přenosu mechanické energie pístem, který je hlavním pohyblivým členem celého mechanismu. Píst zajišťuje nasávání čerstvé směsi do pracovního prostoru – válce, její následnou kompresi, přenos objemové práce náplně válce při expanzi přes ojnici na klikový hřídel a rovněž vytlačení spalin ven z válce.

Pístové spalovací motory lze dělit dle mnoha kritérií. Mezi ta základní patří následující.

Rozdělení dle skupenství použitého paliva:

- plynná paliva
- kapalná paliva
- tuhá paliva

Rozdělení dle způsobu dopravy čerstvé náplně do válce:

- motory s přirozeným plněním
- motory přeplňované
 - s vyplachováním
 - bez vyplachování

Rozdělení dle počtu dob pracovního cyklu:

- motory čtyřdobé
- motory dvoudobé

Rozdělení dle způsobu zapálení směsi se vzduchem:

- motory zážehové
- motory vznětové

1.2 ZÁŽEHOVÉ MOTORY

Oproti vznětovému motoru, u kterého dochází k inicializaci vzplanutí pracovní směsi díky zvýšené teplotě způsobené kompresí v pracovním prostoru válce, je zážehový motor charakteristický zapalováním pracovní směsi vnějším zdrojem, nejčastěji elektrickou jiskrou tvořenou zapalovací svíčkou.

Limitujícím faktorem zážehového motoru je teplota vznícení pracovní směsi paliva se vzduchem, protože překročení této teploty může způsobit detonační spalování, které zpravidla vede k rychlému poškození motoru.

Jednou z hlavních podmínek správného průběhu hoření je vytvoření vhodné směsi paliva se vzduchem. Tato směs může být buď homogenní, nebo vrstvená se správnou bohatostí v oblasti zapalovací svíčky pro umožnění zapálení směsi.

Tvoření pracovní směsi může probíhat v karburátoru, v sacím potrubí nebo kanálu – zážehové motory s nepřímým vstřikem paliva nebo přímo ve válci – zážehové motory s přímým vstřikem paliva.

Plnění pracovního válce motoru může být přirozené, tzn. vyvoláváno pohybem pístu do dolní úvratí při sacím zdvihu, kdy pohyb pístu vytváří změnu tlaku v sacím kanále nebo může být plněno nuceně. Takový systémem vytváří v sacím potrubí tlak, kterým je vzduch vháněn do pracovního prostoru válce motoru.

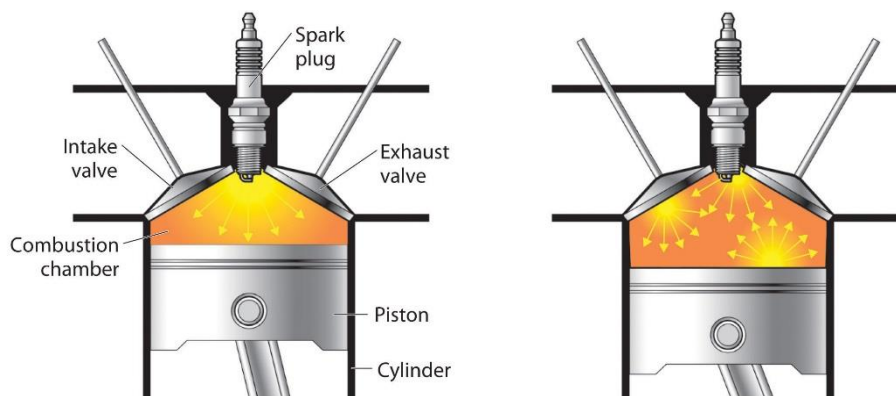
DETONAČNÍ SPALOVÁNÍ

Při správném spalování u zážehového motoru se směs vznítí od elektrické jiskry vytvořené zapalovací svíčkou. Čelo plamene se poté šíří spalovacím prostorem, dokud nedojde k úplnému prohoření směsi paliva se vzduchem.

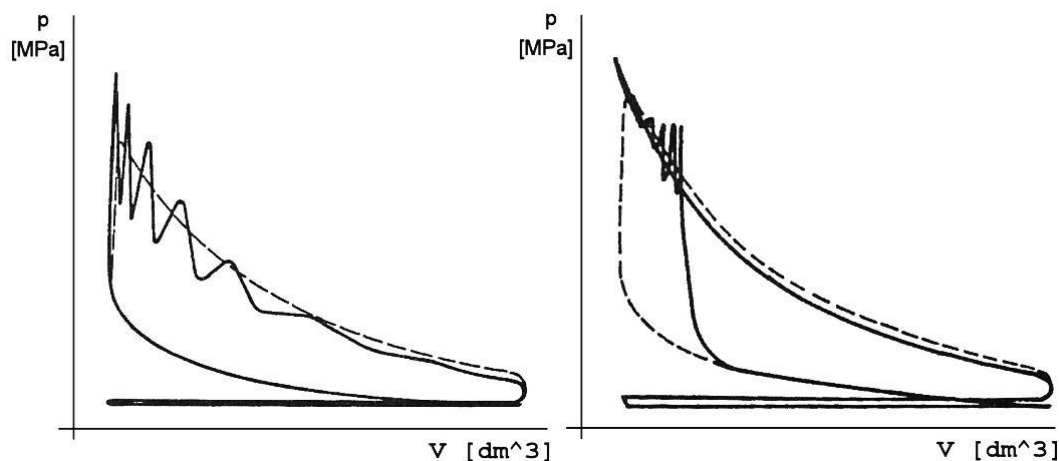
Při detonačním hoření u zážehového motoru (u vznětových motorů jsou detonace podstatou hoření pracovní směsi) se průběh spalování projevuje současným vznícením paliva v různých částech spalovacího prostoru. To se děje buď během šíření plamene, kdy je nespálená směs stlačována a ohřívána nad zápalnou teplotu, nebo před požadovaným okamžikem zápalu svíčkou (během komprese). Výsledkem je vznik tlakových vln, které způsobují rozkmitání náplně válce i celého motoru. Následně zvýšené mechanické, tepelné a chemické namáhání dílů motoru a zrychlený přestup tepla do stěn pracovního prostoru a ventilů vede k rychlému poškození motoru.

Riziko vzniku detonačního spalování se snižuje chlazením horkých míst spalovacího prostoru, jakož i náplně válce (obohacení), snížením předstihu zážehu, vhodným umístěním zapalovací svíčky pro co možná nejkratší dráhu plamene a tvarem spalovacího prostoru podporujícím víření směsi ve válci.

Na Obr. 1 je znázorněno srovnání správného a detonačního spalování, na Obr. 2 jsou na ukázkou zobrazeny indikátorové diagramy při detonačním hoření při kompresi a expanzi.



Obr. 1: Srovnání průběhu spalování při správném (vlevo) a detonačním spalování (vpravo); **Spark plug** – zapalovací svíčka, **Intake valve** – sací ventil, **Exhaust valve** – výfukový ventil, **Combustion chamber** – spalovací prostor, **Piston** – píst, **Cylinder** – válec [29].



Obr. 2: Indikátorové diagramy s detonačním spalováním při expanzi (vlevo) a při kompresi (vpravo) [1].

1.3 PŘEPLŇOVANÉ MOTORY

V minulosti bylo přeplňování spojeno zejména se zvyšováním výkonu, resp. točivého momentu motorů srovnatelných s nepřeplňovanými motory s vyšším objemem. V současné době je přeplňování spalovacích motorů nedílnou součástí snahy snižování o spotřeby paliva a škodlivých emisí. S tím je spojena nynější éra „downsizingu“, jejímž cílem je snížit objem válců či jejich počet z důvodu snížení třecích ztrát, momentu setrvačnosti a hmotnosti motoru při zachování výkonových parametrů, které jsou zajištěny přeplňováním.

Přeplňování lze rozdělit dle způsobu plnění na:

- Dynamické plnění válce motoru
- Přeplňování mechanicky poháněným dmychadlem
- Přeplňování turbodmychadlem

DYNAMICKÉ PLNĚNÍ VÁLCE

Při dynamickém plnění zajišťují zvýšení hmotnostního naplnění válce čerstvou směsí přetlakové vlny, které vznikají rezonančními jevy v sacím systému motoru. Sací zdvih pístu vyvolává při otevření sacích ventilů podtlakový rozruch, který se šíří proti proudu nasávaného vzduchu sacím potrubím na jeho konec, kde se odrazí jako vlna přetlaková a vrací se zpět k sacímu ventilu. Proto, aby se tlaková vlna vrátila ve vhodný okamžik, je důležitá správná volba délky sacího potrubí. Jelikož je rychlost šíření vlny konstantní (vlna se šíří rychlostí zvuku) je vhodné využít sací potrubí s variabilní délkou.

PŘEPLŇOVÁNÍ MECHANICKY POHÁNĚNÝM DMYCHADLEM

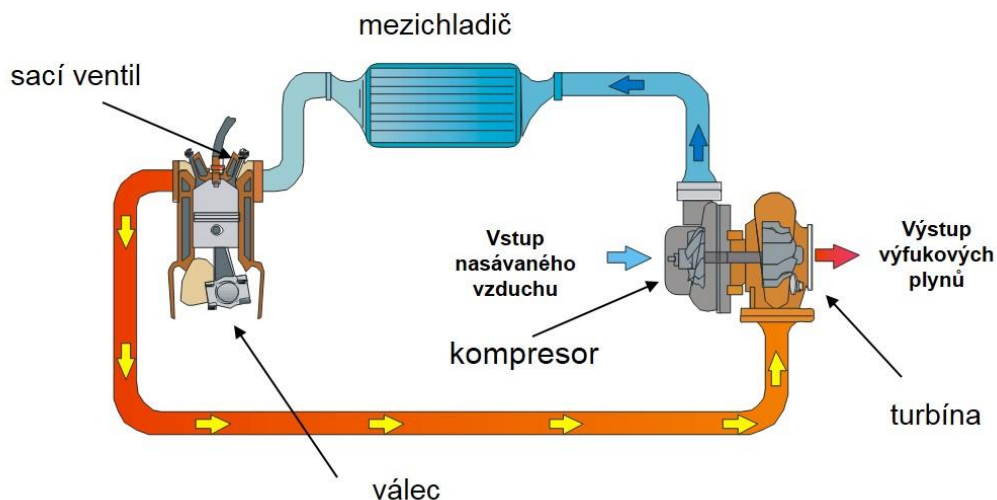
K pohonu dmychadel se využívá části energie z klikové hřídele motoru. To je zásadní nevýhoda oproti přeplňování turbodmychadlem. Na druhou stranu jejich výhodou je rychlá odezva na změnu polohy plynového pedálu. Pohon dmychadel od klikové hřídele je zajišťován ozubenými řemeny, u malých dmychadel i klínovými řemeny nebo může být využito ozubených kol. Dmychadla mohou pracovat s vnitřní kompresí, kdy dochází ke stlačení mezi rotory, např. Lysholmovo dmychadlo nebo s vnější kompresí, kde dochází ke kompresi mezi rotorem a stěnou dmychadla, např. Rootsovo dmychadlo.

1.4 PŘEPLŇOVÁNÍ TURBODMYCHADLEM

Jak již bylo zmíněno výše, motivací pro použití přeplňování je snížit spotřebu paliva nebo zvýšit výkon motoru. V dnešní době je nejběžnějším způsobem přeplňování pomocí turbodmychadel, která využívají jinak nepotřebnou energii výfukových plynů, odváděných výfukovým systémem.

1.4.1 PRINCIP ČINNOSTI

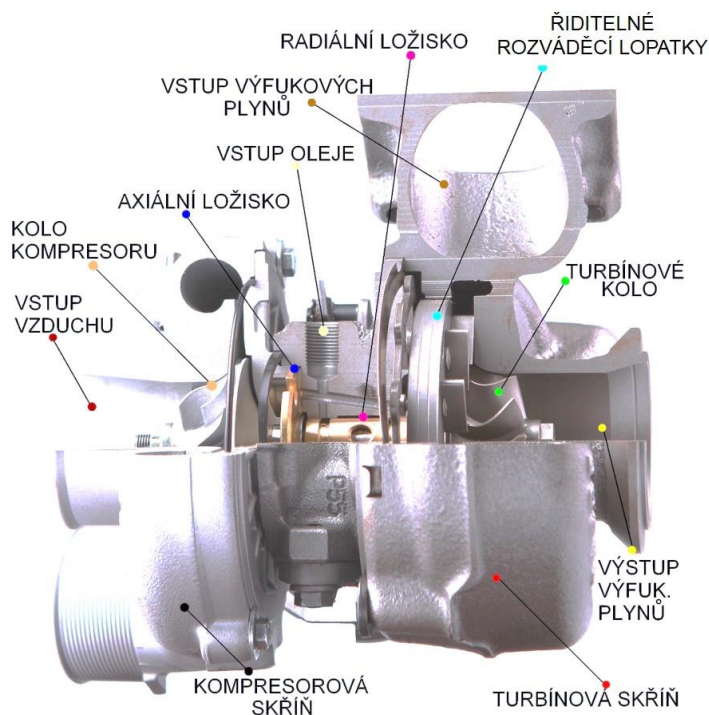
Výfukové plyny jsou přiváděny do skříně turbíny, které předávají část energie (tlakové a tepelné - entalpie). Ta je ve formě mechanické práce přiváděna prostřednictvím spojovacího hřídele kompresoru, který stlačuje nasávaný vzduch. Nasávaný vzduch (typicky s mezichlazením) plní spalovací prostor motoru. Schematicky je princip činnosti turbodmychadla popsán na Obr. 3.



Obr. 3: Princip činnosti turbodmychadla [10].

1.5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ TURBODMYCHADEL

Turbodmychadlo se skládá z rotoru a statoru. Stator se skládá z kompresorové, turbínové a centrální skříně. Rotor je tvořen pevným spojením kompresorového a turbínového kola pomocí hřídele a je uložen v centrální skříně turbodmychadla. Na Obr. 4 je znázorněn řez turbodmychadlem s popisem jeho základních částí. Konstrukci turbodmychadla lze rozdělit na tři základní části: kompresorová, turbínová a centrální.



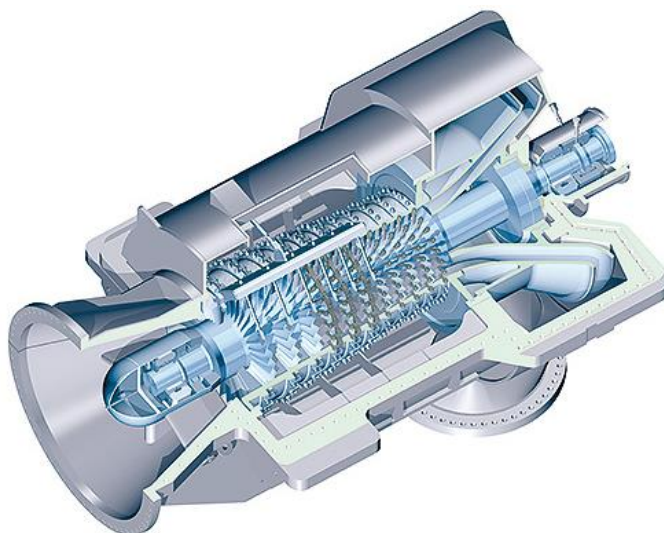
Obr. 4: Popis částí turbodmychadla – řez [20].

1.5.1 KOMPRESOROVÉ KOLO

Kompresor turbodmychadla je poháněn (přes hřídel) turbínou. Jeho úkolem je stlačení nasávaného vzduchu. Kompresory mohou být různé konstrukce. Dělíme je podle směru výstupu stlačeného vzduchu na radiální, axiální a diagonální. Rovněž se mohou skládat z více stupňů, které se volí podle požadavku míry stlačení nebo potřebné konstrukce.

AXIÁLNÍ KOMPRESOROVÉ KOLO

Proud vzduchu má u axiálního kompresoru směr rovnoběžný s osou rotace rotoru. Hlavní výhodou je vyšší maximální účinnost a menší zástavbové nároky v radiálním směru. Pro vyšší požadavky stlačení (kompresní poměr) je nutné použít více stupňů. Vícestupňové uspořádání však vyžaduje více volného zástavbového prostoru v axiálním směru. Oproti radiálním kompresorům mají axiální kompresory užší pracovní oblast. Společně se složitější konstrukcí představuje úzká pracovní oblast minimální možnosti aplikace v automobilovém průmyslu.



Obr. 5: Axiální kompresor STC-SX společnosti Siemens [21].

DIAGONÁLNÍ KOMPRESOROVÉ KOLO

V případě diagonálního kompresoru je hlavní směr příčný, skloněný pod určitým úhlem. Jedná se v podstatě o kombinaci axiálního a radiálního kompresoru. Mezi výhody využití diagonálního kompresoru patří nižší moment setrvačnosti a nižší aerodynamické ztráty, které plynou ze změny směru proudění oproti radiálnímu kompresoru. Naopak nevýhodou oproti radiálnímu kompresoru je nižší dosažitelný kompresní poměr.



Obr. 6: Diagonální kompresor [14].

RADIÁLNÍ KOMPRESOR

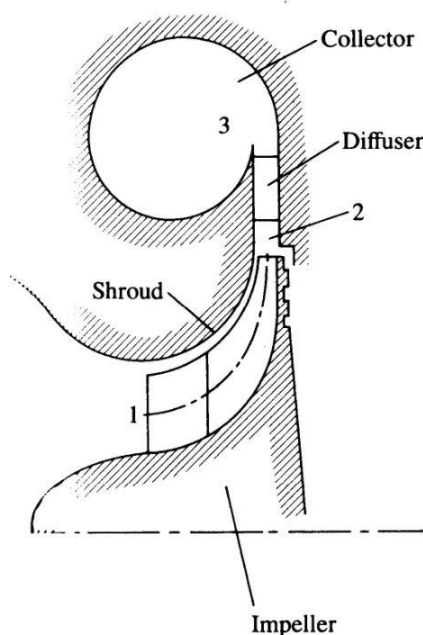
Hlavním směrem proudu vzduchu u radiálního kompresoru je směr kolmý na osu rotace. Ke zvýšení stlačení vzduchu na lopatkách kola využívá odstředivé zrychlení, což je jeho hlavní výhodou, protože to zaručuje širší využitelnou oblast. Pracovní oblast kompresoru je vymezena hranicí pumpování v oblastech nejnižších hmotnostních průtoků, hranicí zahlcení v oblastech nejvyšších hmotnostních průtoků a maximálními otáčkami, které jsou limitní v oblasti maximálních tlakových poměrů. Radiální kompresor je nejpoužívanější typ pro turbodmychadla v automobilovém průmyslu.



Obr. 7: Radiální kompresor [22].

1.5.2 SKŘÍŇ RADIÁLNÍHO KOMPRESORU

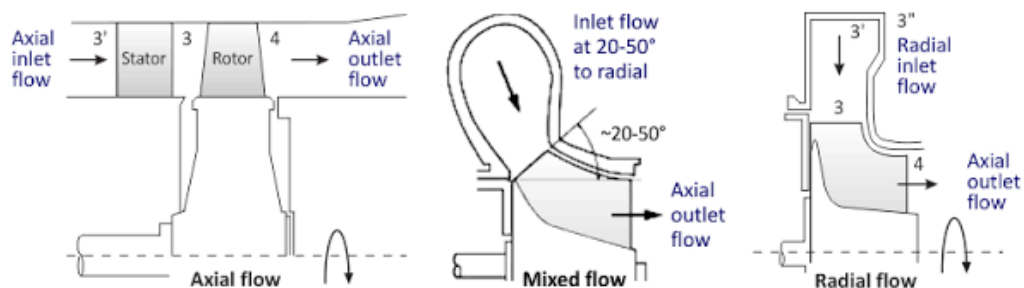
Stator radiálního kompresoru zajišťuje přeměnu kinetické energie proudu vzduchu vystupujícího z rotoru na statický tlak. Tato přeměna nastává v difuzoru, který je tvořen radiálním kanálem zpravidla konstantní šířky. Dále je brzdný proces proudu vzduchu dokončován ve sběrné spirále.



Obr. 8: Schéma radiálního kompresorového stupně; 1 – vstup do kompresoru, 2 – vstup do difusoru, 3 – výstup ze statoru, **Collector** – sběrná spirála, **Implemer** – rotor kompresoru, **Shroud** – hrdlo kompresorové skříně, **Diffuser** – difuzor [3].

1.5.3 TURBÍNOVÉ KOLO

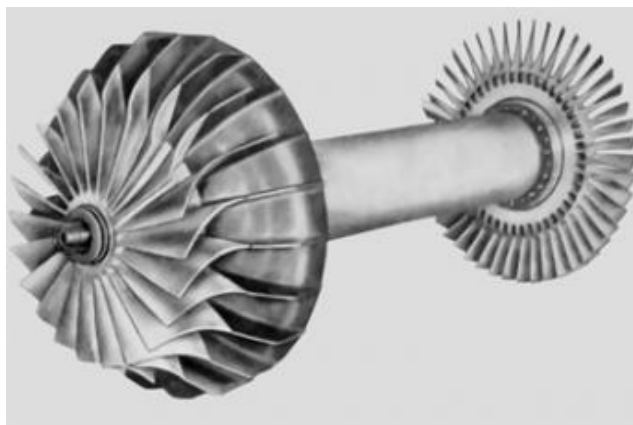
Pohon turbíny zajišťuje přeměna energie výfukových plynů, které opouštějí spalovací prostor motoru, na mechanickou energii (práci). Turbína přes pevné spojení (hřídel) pohání kompresor. Rovněž jako kompresory můžeme turbíny rozdělit, v tomto případě dle směru vstupujících spalin, na turbíny axiální, diagonální a radiální. Z podstaty funkce turbíny vyplývá, že při přeměně energie výfukových spalin o vysoké teplotě, zejména u zážehových motorů, je turbína vystavena velkému teplotnímu namáhání. Proto jsou konstruovány ze speciálních materiálů, jako je speciální keramika, slitiny niklu (Inconel) nebo titan-hliník. Na Obr. 9 jsou vyznačeny typy turbín s charakteristickými směry proudění vzduchu.



Obr. 9: Typy turbín z vyznačenými směry proudění spalin; **Axial flow** – axiální tok, **Mixed flow** – diagonální tok, **Radial flow** – radiální tok, **Axial inlet flow** – axiální vstup proudu, **Axial outlet flow** – axiální výstup proudu, **Inlet flow at 20-50° to radial** – vstup proudu pod úhlem 20-50° od radiálního směru, **Radial inlet flow** – radiální vstup proudu [23].

AXIÁLNÍ TURBÍNA

Hlavní směr proudění, obdobně jako u axiálního kompresoru, je v axiálním směru, tj. rovnoběžně s osou rotace turbíny. Výhodou axiální turbíny je její nízký moment setrvačnosti a vyšší maximální účinnost. Další výhodou je, zejména u velkých turbodmychadel (lodní motory apod.), možnost výroby lopatek a nosného disku odděleně, což je snazší než problematické odlévání velké radiální turbíny. Nevýhodou může být naopak nutnost použití rozváděcích elementů.



Obr. 10: Axiální turbína s diagonálním kompresorem – letecký motor J44 [24].

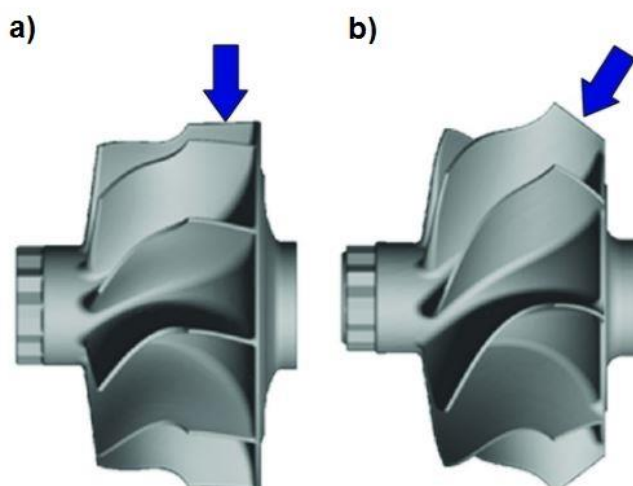
DIAGONÁLNÍ TURBÍNA

Principiálně je konstrukce shodná s diagonálním kompresorem, tj. proud spalín vstupuje na turbínu pod úhlem. Mezi výhody diagonální turbíny patří menší moment setrvačnosti, díky menšímu průměru nosného disku, což způsobuje rychlejší odezvu turbodmychadla na změnu zatížení motoru. Další výhodou je vyšší účinnost způsobená menším zakřivením kanálů mezi lopatkami a možnost využití nenulového záklonu lopatek na vstupu do turbínového kola. Nevýhodou je větší odvod tepla do centrální skříně z důvodu větších ploch na turbíně.

RADIÁLNÍ TURBÍNA

Spaliny vstupují kolmo na osu rotace turbíny. Vlivem Koriolisova zrychlení na náběžných hranách lopatek roste rychlost (její tangenciální složka), což umožňuje, na rozdíl od axiální turbíny, provoz bez rozváděcích elementů.

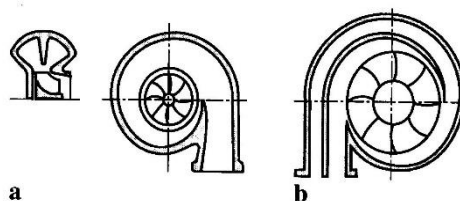
Na Obr. 11 je porovnání tvaru radiální a diagonální turbíny s naznačenými směry vstupujících spalín.



Obr. 11: Porovnání a) radiální b) diagonální turbíny s vyznačenými směry vstupujících spalin [14].

1.5.4 SKŘÍŇ RADIÁLNÍ TURBÍNY

Zásadní rozdíl oproti kompresorovým statorům je jejich role trysky, tedy prostředku urychlení spalin vstupujících do rotoru. U dnešních moderních turbodmychadel je využíváno více typů konstrukce turbínové skříně. Často používanou alternativou k jednokanálové („mono scroll“, „single-scroll“, či „open volute“) rozváděcí spirále je použití dělené skříně („twin scroll“, „dual scroll volute“). Dělená turbínová skříň je schopna rozdělit celkový objem výfukového potrubí zpravidla na dvě části zásobené spalinami od různých válců. Proudění je následně spojeno až v těsné blízkosti náběžných hran lopatek turbíny. Tato technologie je vhodná k umocnění pulzačního efektu u víceválcových motorů (typicky čtyř- a šesti-válcových).



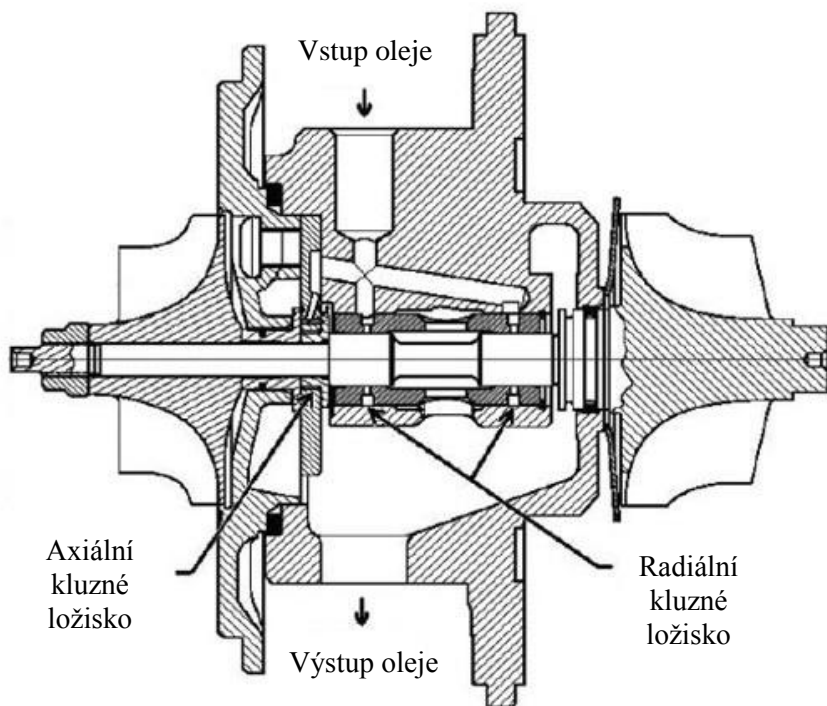
Obr. 12: Schéma rozváděcí spirály turbíny: a) dělená („twin scroll“), b) dvojitá („dual scroll“) [5].

1.5.5 CENTRÁLNÍ SKŘÍŇ

Hlavní funkcí centrální skříně je uložení rotoru turbodmychadla a propojení statorových částí kompresoru (skříň kompresoru) a turbíny (skříň turbíny). Nedílnou funkcí centrální skříně je zajištění přívodu a odvodu tlakového mazacího oleje a dnes již stále častěji také chladicí kapaliny.

S centrální skříní souvisí i samotné uložení rotoru. Ten bývá nejběžněji uložen v olejem mazaných kluzných ložiscích vyrobených z bronzu. Mezi jejich výhody patří jednoduchost, levná výroba, kompaktnost a schopnost pracovat ve vysokých otáčkách (někdy i více jak

300 000 min^{-1}). Radiální ložiska mohou být u větších turbodmychadel, kde rotor dosahuje nižších otáček (např. pro nákladní automobily), nahrazeny valivými ložisky. Jejich výhodou jsou nižší třecí odpory zejména v nízkých otáčkách, které korespondují s rychlejší odezvou na změnu zatížení motoru.



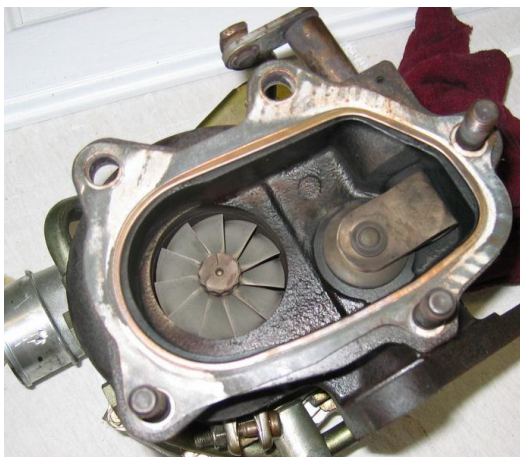
Obr. 13: Centrální skříň s rotorem uloženým v kluzném ložisku a vyznačenou cestou tlakového mazacího oleje [25].

1.5.6 REGULACE

Důvodem regulace turbodmychadla je řízení plnicího tlaku, resp. produkovaného výkonu motoru, zamezení překročení limitních otáček turbodmychadla či provozu kompresoru v oblasti pumpování.

OBTOKOVÝ KANÁL

Regulace obtokovým kanálem (anglicky „waste gate“) patří do kategorie ztrátové regulace, protože při regulaci dochází k přepouštění výfukových plynů z části před turbínou do části za turbínu. Obtokový kanál může být součástí turbínové skříně nebo může být coby samostatný ventil zařazen před vstupem do turbínové skříně. Výhodou tohoto systému je jednoduchost a nízká cena. Nevýhodou je snížení účinnosti turbodmychadla, právě proto, že se jedná o ztrátovou regulaci. Regulace obtokovým kanálem byla jednou z prvních technologií, které se začaly využívat a dodnes se využívá zejména u zážehových motorů.



Obr. 14: Obtokový kanál (interní) [27].

VARIABILNÍ GEOMETRIE ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK

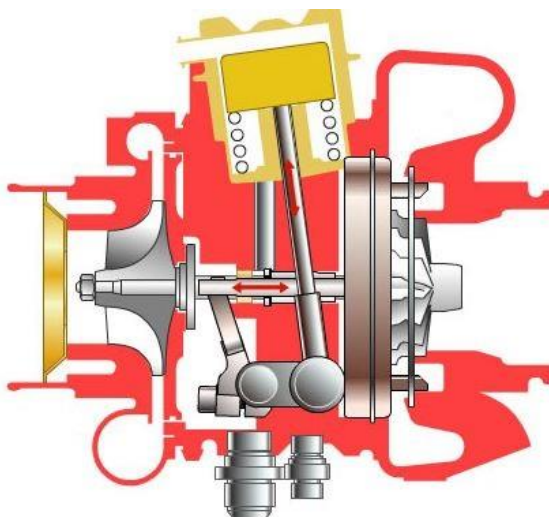
Další rozšířenou možností regulace je natačení rozváděcích lopatek umístěných v konfuzoru turbínové skříňě. Princip spočívá v regulaci rychlosti a směru proudění spalin vstupujících do rotoru podél celého obvodu turbínového kola. Vlivem této variability nelze popsat charakteristiku turbíny jednotnou mapou. Pro modelování přepřlňovaného motoru je zapotřebí mít k dispozici několik map pro různá natočení mechanismu (běžně až 8). Výhodou je, na rozdíl od obtokového ventilu, bezeztrátová regulace plnicího tlaku. Na druhou stranu je i zde nevýhoda v požadavku vyšší přesnosti výroby kvůli utěsnění celého mechanismu, které ovlivňuje celkovou účinnost a zvyšuje cenu.



Obr. 15: Variabilní geometrie rozváděcích lopatek [28].

VARIABILNÍ ŠÍŘKA STATORU TURBÍNY

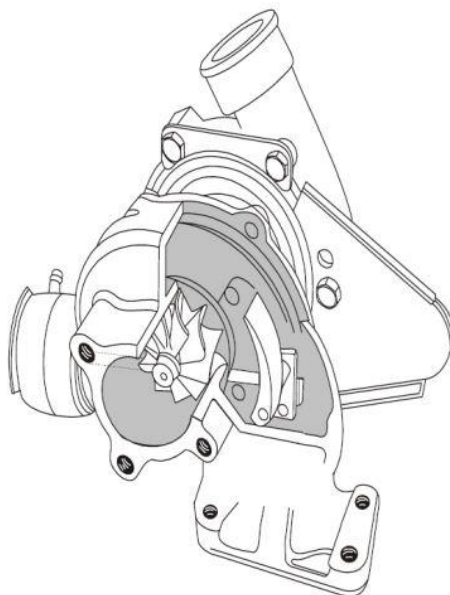
Dalším možným řešením regulace je systém změny šířky statoru turbíny, který umožňuje plynulou regulaci kapacity turbínového stupně. Tento systém je realizován axiálně posuvným členem, kde princip je obdobný jako u variabilní geometrie rozváděcích lopatek, jen s tím rozdílem, že lopatky jsou nepohyblivé. Jejich tvar a úhel je navrhován tak, aby co nejlépe naváděly proudící plyny na náběžnou hranu turbínového kola v celém průběhu regulace.



Obr. 16: Systém variabilní šířky statoru turbíny s vyznačeným pohybem akčních členů [26].

ŘÍDÍCI SMĚROVÁ KLAPKA

Principem podobný systém, jako variabilní geometrie rozváděcích lopatek. Jedná se o změnu průřezu vstupní trysky turbínové skříňe. Tato běžně nepoužívaná metoda vlivem nerovnoměrné rychlosti proudění výfukových plynů podél odvodu turbíny nedosahuje takových účinností, jako již zmíněná regulace variabilní geometrií rozváděcích lopatek nebo obtokem.



Obr. 17: Turbodmychadlo s řídicí směrovou klapkou [10].

2 ZPŮSOBY ŘÍZENÍ VÝMĚNY NÁPLNĚ VÁLCE

Výměnu náplně válce motoru zajišťují rozvodové mechanismy. Výměna náplně válce znamená zajistit odstranění spalin ze spalovacího prostoru a naplnění válce čerstvou směsí.

Výměnu válce u dvoudobých motorů zajišťují rozvodové mechanismy řízení směsi paliva se vzduchem do klikové skříně motoru, kde dochází k jejímu stlačení. Dále je jejich úkolem řízení přepouštění stlačené směsi do válce a následný odvod spalin. Nejčastěji se u dvoudobých motorů používá rozvod pístem. Další varianty jsou rozvod jazýčkovým ventilem nebo šoupátkem.

U čtyřdobých motorů musí rozvodový mechanismus zajistit otevření a uzavření prostoru válce ve správné chvíli. Dle konstrukčního řešení se rozeznávají rozvody ventilové a šoupátkové. Ventilové rozvody umožňují dokonalé utěsnění pracovního prostoru válce motoru, jsou z pohledu výroby jednoduché a v provozu spolehlivé. Šoupátkové rozvody mají výhodu oproti ventilovým rozvodům v nízkém hluku a velkých průtočných průřezích. Avšak vlivem teplotního namáhání dochází k zadírání šoupátkových rozvodů, což má za následek malou spolehlivost a nízkou životnost. Z těchto důvodů se v současnosti již nepoužívají. Ventilové rozvody mohou být s pevnou délkou zdvihu a časováním nebo mohou být částečně či plně variabilní. Ventilové rozvody mohou být ovládány mechanicky, hydraulicky nebo elektromagneticky.

2.1 KONVENČNÍ VENILOVÉ ROZVODY ČTYŘDOBÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

Konvenční ventilové rozvody mají pevné nastavení řízení, tzn., že rozvodový diagram se nemění v závislosti na otáčkách a zatížení motoru. Nejčastěji jsou navrženy tak, že nejlepší plnění je v oblasti maximálního točivého momentu motoru. Ventilové rozvody rozlišujeme dle charakteristického umístění základních součástí, kterými jsou ventily a vačková hřídel. Označení jednotlivých typů je podle anglických názvů.

ROZDĚLENÍ

OHV (Over Head Valves) – ventily jsou umístěny v hlavě válce motoru, vačkový hřídel je umístěn v bloku motoru.

OHC (Over Head Camshaft) – vačkový hřídel je umístěn na hlavě válce, ventily jsou umístěny v hlavě válce motoru.

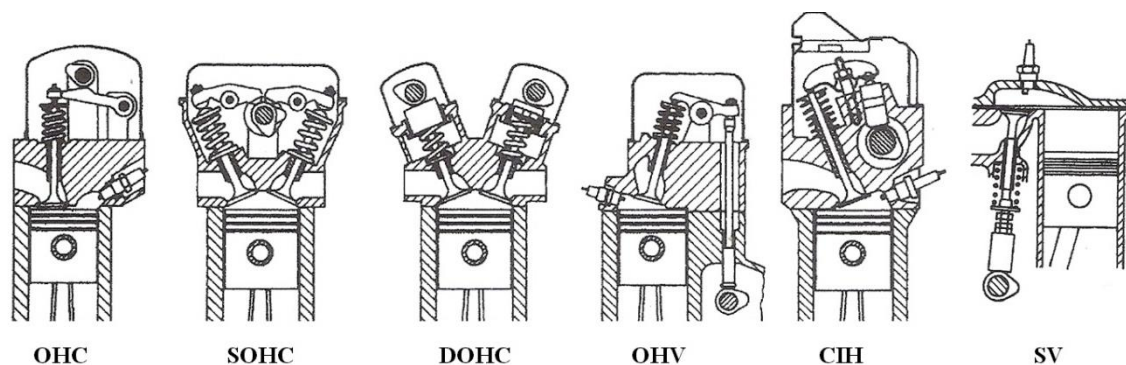
SOHC (Single Over Head Camshaft) – vačkový hřídel je umístěn na hlavě válce, ventily jsou umístěny ve dvou řadách podobně jako u DOHC v hlavě válce motoru.

DOHC (Double Overhead Camshaft) – dva vačkové hřídele jsou uloženy nahoře na hlavě válce a ventily v hlavě válce.

CIH (Camshaft In Head) – vačkový hřídel je uložen v hlavě válce pod ventilovými vahadly a ventily v hlavě válce.

SV (Side Valves) – vačkový hřídel je umístěn v bloku motoru, ventily v bloku motoru na jedné straně.

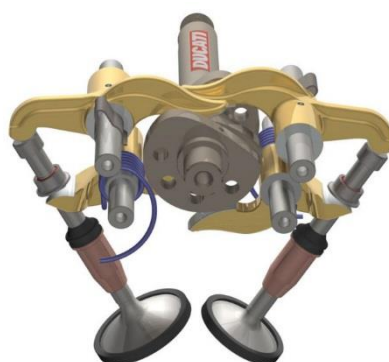
V současné době je nejpoužívanějšími ventilovými rozvody systém OHC a OHV. Na Obr. 18 jsou znázorněny nejznámější typy ventilových rozvodů.



Obr. 18: Typy ventilových rozvodů

Mezi základní části ventilových rozvodů vačková hřídel, která svými vačkami prostřednictvím přenosových částí (zdvihátko, zdvihací tyč, vahadlo) ovládá ventily. Návrat ventilů do výchozí pozice a jejich kontakt s přenosovými členy systému udržuje ventilová pružina.

Jednou ze zajímavostí, která je využívána zejména v závodních vysokootáčkových motorech je desmodromický rozvod (Obr. 19). Tento systém nuceně zavírá ventil druhou (zavírací) vačkou namísto ventilových pružin, protože ventilové pružiny ve vysokých otáčkách již nedokáží udržet ventil v kontaktu s vačkou a dochází k odskoku.



Obr. 19: Desmodromický ventilový rozvod – Ducati [17].

2.2 VARIABILNÍ VENILOVÉ ROZVODY ČTYŘDOBÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

Variabilní ventilové rozvody mají proměnné nastavení řízení, tzn., že rozvodový diagram se mění v závislosti na otáčkách a zatížení motoru. Rovněž se může měnit i zdvih ventilů.

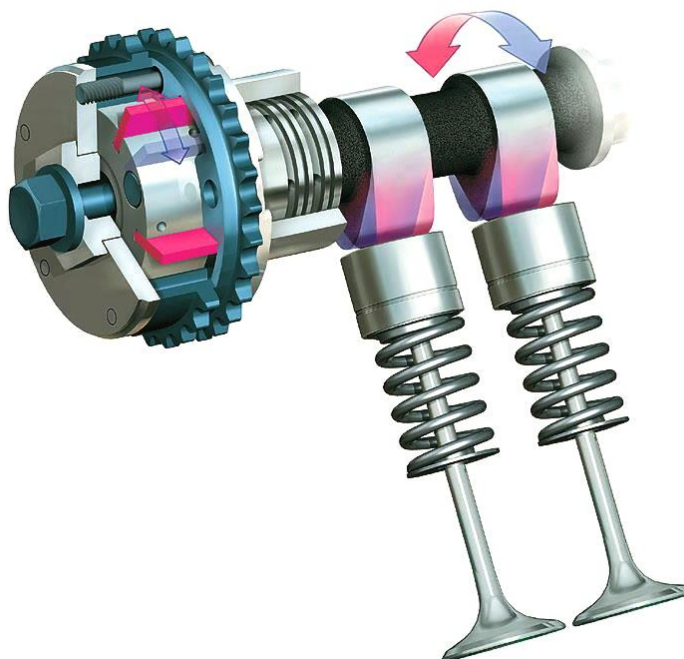
Je zřejmé, že klasické rozvodové mechanismy s pevně nastaveným časováním ventilového rozvodu optimálně pracují pouze v určitém, velmi úzkém, rozmezí otáček a zatížení. Při jiných provozních podmínkách se potom více či méně zhoršuje naplnění válce čerstvou směsí a v konečném důsledku snižuje točivý moment motoru a zvyšuje množství škodlivých emisí ve výfukových plynech.

Účelem využití variabilních ventilových rozvodů je snížení ztrát čerstvé náplně při částečných zatížení. Dále umožní zlepšení točivého momentu v nižších a středních otáček při současném zachování maximálního výkonu u motoru lepším naplněním válce čerstvou směsí. Rovněž i kvůli zlepšení rovnoměrnosti chodu motoru, snížení spotřeby paliva při volnoběhu a snížení emisí se využívá variabilních ventilových rozvodů u moderních motorů, zejména zážehových z důvodu většího rozsahu otáček motoru.

2.2.1 ZMĚNA ČASOVÁNÍ VENTILŮ

Z hlediska plnění je rovněž významný počátek a konec otevírání, resp. zavírání, výfukového a sacího ventilu ve vztahu k pohybu pístu i k vzájemnému působení náplně čerstvé a prohořené. Překrytí ventilů je využíváno při vyšších zatíženích a otáčkách u motoru s vyplachováním, kde výfukové plyny unikají vysokou rychlostí a vytváření svým prouděním ejektorový efekt, který podporuje nasávání čerstvé směsi ze sacího potrubí. Ve středních a vyšších otáčkách a částečných zatíženích se využívá překrytí ventilů k přisávání výfukových plynů do sacího potrubí ke snížení emisí NO_x (vnitřní recirkulace výfukových plynů). V malém zatížení motoru a nízkých otáčkách je stejný efekt nežádoucí, z důvodu možných problémů se spalováním, proto je vhodné překrytí ventilů zmenšit.

Časování (fáze) ventilů je z pravidla založeno na principu fázového posuvu otáčení vačkového hřídele vůči otáčení klikového hřídele. Provedení změny časování může být stupňovité nebo plynulé. Mezi stupňovité systémy patří například systém CVVT (Hyundai), VTC (Honda) nebo VarioCam (Porsche). Zástupci plynulé změny jsou Vanos, Double-Vanos (BMW) nebo VVT-iE (Toyota).

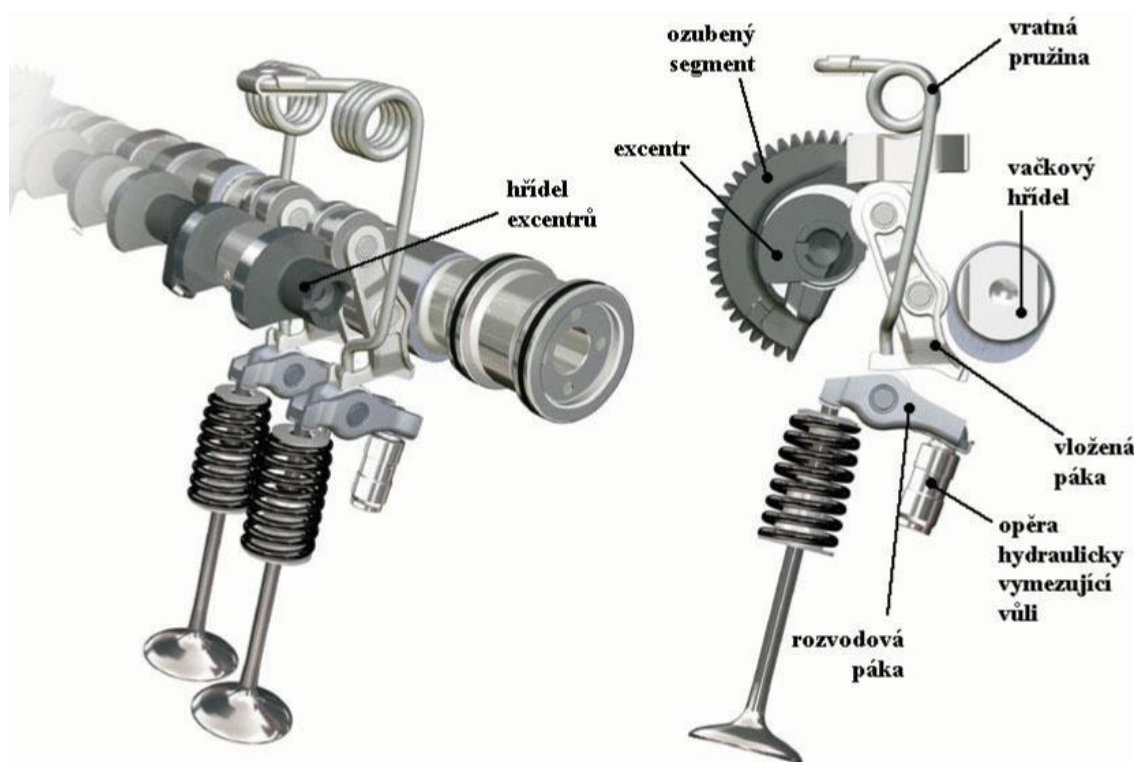


Obr. 20: Systém VarioCam (Porsche) [31].

2.2.2 ZMĚNA ZDVIHU VENTILŮ

S ohledem na co nejlepší naplnění válce čerstvou směsí je vhodné využít změnu velikosti zdvihu (vyšší zdvih), kdy je motor v režimu vysokých otáček a zatížení. Vyšší profil není vhodný pro režimy v nižších otáčkách, kdy dochází k poklesu rychlosti proudění směsi a směs se stává méně homogenní. Naopak nižší profil ventilu v nižších otáčkách a zatížení zvyšuje rychlost proudění směsi v sedle ventilu, vytváří větší víření, což zlepšuje promísení směsi a její homogenitu. Dále zlepšuje prohořívání směsi s rovnoměrněji šířeným plamenem.

Změna velikosti zdvihu ventilů může být prováděna stupňovitě nebo plynule. Mezi stupňovité systémy patří například systém VTEC (Honda), VVT-iL (Toyota) nebo VarioCam Plus (Porsche). Ze zástupců s plynulou změnou zdvihů ventilů můžeme zmínit například systém Valvetronic (BMW), Valvematic (Toyota) a Valvelift (AUDI).



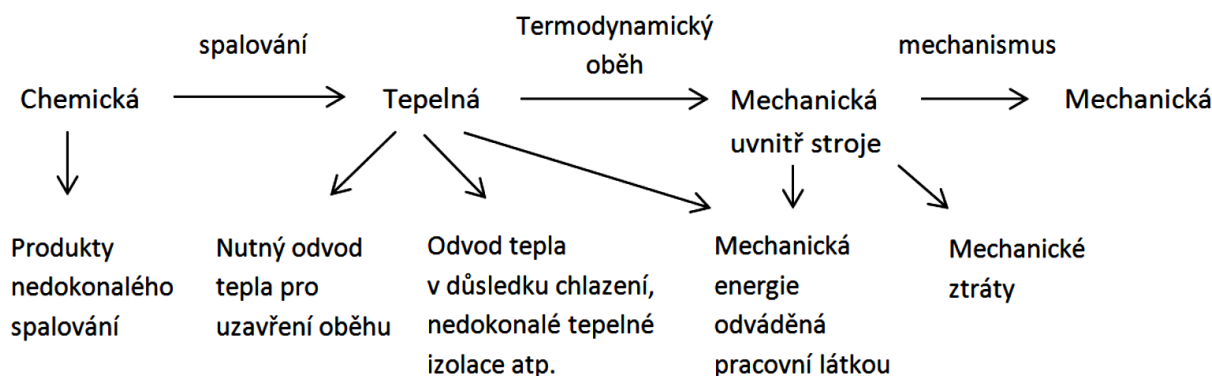
Obr. 21: Systém Valvetronic (BMW)[32].

3 ENERGETICKÁ BILANCE A ÚČINNOST SPALOVACÍHO MOTORU

Z tepla produkovaného palivem, které je přivedeno do motoru, se přemění na efektivní výkon jen určitá jeho část. Přehled o rozdělení celkového množství přivedené energie (teplo) popisuje tepelná bilance, se kterou souvisejí i jednotlivé účinnosti spalovacího motoru.

3.1 ENERGETICKÁ BILANCE MOTORU

Spalovací motor přeměňuje chemickou energii uloženou v palivu na mechanickou práci. Při této přeměně dochází ke ztrátám, avšak tyto ztráty (například chlazení, odvod výfukových plynů apod.) jsou nezbytné pro provoz spalovacího motoru, zároveň je snaha tyto ztráty snižovat. Tepelná bilance se mění s podmínkami provozu, jako je zátěž a otáčky motoru, složení směsi aj. Na Obr. 22 je znázorněna celá transformace chemické energie na energii mechanickou spalovacího motoru.



Obr. 22: Schéma transformace chemické energie na mechanickou energii ve spalovacím motoru [1]

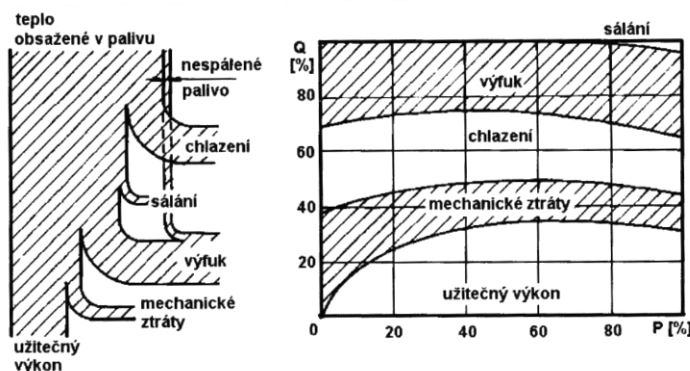
Energetickou bilanci je možné popsat vztahem [7]

$$Q_p = Q_{ns} + Q_{ch} + Q_s + Q_v + Q_m + Q_e, \quad (1)$$

- kde: Q_p je teplo přivedené v palivu [$J \cdot kg^{-1}$],
 Q_{ns} je teplo ztracené nespálením nebo nedokonalým spálením paliva [$J \cdot kg^{-1}$],
 Q_{ch} je teplo odvedené chlazením [$J \cdot kg^{-1}$],
 Q_s je teplo odvedené sáláním [$J \cdot kg^{-1}$],
 Q_v je teplo odvedené sáláním [$J \cdot kg^{-1}$],
 Q_m je teplo reprezentující mechanické ztráty [$J \cdot kg^{-1}$] a
 Q_e je teplo (efektivní) spotřebované na užitnou práci [$J \cdot kg^{-1}$].

Teplo odvedené chlazením (Q_{ch}) lze dále rozdělit na teplo odvedené chladicí kapalinou, teplo odvedené vzduchem a teplo odvedené mazacím olejem. Teplo efektivní je ekvivalentní k užité práci.

Energetickou bilanci lze vyjádřit i graficky. Na Obr. 23 je schéma energetické bilance spalovacího motoru.



Obr. 23: Schéma energetické bilance spalovacího motoru [7].

3.2 ÚČINNOSTI SPALOVACÍHO MOTORU

Mezi základní účinnosti, které popisují vlastnosti spalovacího motoru, patří chemická účinnost, tepelná účinnost, stupeň plnosti diagramu, indikovaná účinnost, mechanická účinnost, celková účinnost, objemová a plnicí účinnost.

Dle normy ČSN 09 0011 je definováno několik dalších účinností (např. porovnávací), které však neslouží k hodnocení vlastností motoru a proto zde nebudou zmiňovány. Rovněž to platí o účinnostech příslušenství motoru.

3.2.1 CHEMICKÁ ÚČINNOST

Chemická účinnost udává stupeň dokonalosti spálení paliva. Je jí možné definovat jako poměr tepla přivedeného do oběhu a tepla přivedeného do motoru v palivu.

Chemickou účinnost lze definovat vztahem [7]

$$\eta_{ch} = \frac{Q_{ps}}{Q_p} , \quad (2)$$

kde: η_{ch} je chemická účinnost [-] a
 Q_{ps} je teplo přivedené do oběhu [$J \cdot kg^{-1}$].

Teplo přivedené do oběhu lze vyjádřit jako rozdíl tepla přivedeného v palivu a tepelných ztrát vzniklých nedokonalým spalováním. Poté lze chemickou účinnost vyjádřit vztahem [7]

$$\eta_{ch} = \frac{Q_p - Q_{ns}}{Q_p} = 1 - \frac{Q_{ns}}{Q_p} . \quad (3)$$

3.2.2 TEPELNÁ ÚČINNOST

Tepeelná účinnost udává poměr tepla spotřebovaného na práci teoretického oběhu a přivedeného tepla do oběhu.

Tepeelnou účinnost je možné popsat vztahem [7]

$$\eta_t = \frac{Q_t}{Q_p} , \quad (4)$$

kde: η_t je tepeelná účinnost [-] a

Q_t je teplo odpovídající práci teoretického oběhu [$J \cdot kg^{-1}$].

3.2.3 STUPEŇ PLNOSTI DIAGRAMU

Stupeň plnosti diagramu udává poměr ploch skutečného indikovaného diagramu a p-V diagramu teoretického oběhu. Rozdíly se projevují zejména v oblasti výměny náplně válce a v oblasti hoření pracovní směsi.

Stupeň plnosti diagramu lze vyjádřit jako poměr mezi teplem spotřebovaným na indikovanou práci a teplem spotřebovaným na práci teoretického oběhu. Lze jej popsat vztahem [7]

$$\eta_p = \frac{Q_i}{Q_t} , \quad (5)$$

kde: η_p je stupeň plnosti diagramu [-] a

Q_i je teplo spotřebované na indikovanou práci [$J \cdot kg^{-1}$].

3.2.4 INDIKOVANÁ ÚČINNOST

Indikovaná účinnost je součinem chemické účinnosti spalování, tepeelné účinnosti a stupně plnosti diagramu. Tudíž ji můžeme zapsat vztahem [7]

$$\eta_i = \eta_{ch} \cdot \eta_t \cdot \eta_p , \quad (6)$$

kde: η_i je indikovaná účinnost [-].

Rovněž ji lze zapsat pomocí příslušných tepel vztahem [7]

$$\eta_i = \frac{Q_{ps}}{Q_p} \cdot \frac{Q_t}{Q_{ps}} \cdot \frac{Q_i}{Q_t} = \frac{Q_i}{Q_p} , \quad (7)$$

Dále je možné indikovanou účinnost vyjádřit pomocí výhřevnosti paliva a měrné indikované spotřeby paliva, respektive hmotnostní časové spotřeby paliva pro indikovaný výkon vztahem [7]

$$\eta_i = \frac{P_i}{M_p \cdot H_u} = \frac{1}{m_{pi} \cdot H_u} , \quad (8)$$

kde: P_i je indikovaný výkon [kW],
 M_p je hmotnostní časová spotřeba paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
 m_{pi} je měrná indikovaná hmotnostní spotřeba paliva [$\text{g} \cdot \text{kW} \cdot \text{h}^{-1}$] a
 H_u je spodní výhřevnost paliva [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$].

Je-li indikovaný výkon nahrazen vztahem [7]

$$P_i = \frac{V_z \cdot p_i \cdot n \cdot i}{2} , \quad (9)$$

kde: V_z je zdvihový objem [m^3],
 p_i je střední indikovaný tlak na píst [Pa],
 n je otáčky motoru [min^{-1}] a
 i je počet válců [-].

Pak lze indikovanou účinnost vyjádřit vztahem [7]

$$\eta_i = \frac{V_z \cdot p_i \cdot n \cdot i}{2 \cdot M_p \cdot H_u} . \quad (10)$$

3.2.5 MECHANICKÁ ÚČINNOST

Mechanickou účinnost vyjadřuje poměr mezi užitečným a indikovaným výkonem. Lze ji zapsat vztahem [7]

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} , \quad (11)$$

kde: η_m je mechanická účinnost [-] a
 P_e je efektivní výkon motoru [kW].

Opět ji jde zapsat pomocí příslušných tepel vztahem [7]

$$\eta_m = \frac{Q_e}{Q_i} . \quad (12)$$

Následně je možné užitný výkon nahradit rozdílem indikovaného a ztrátového výkonu. Poté lze mechanickou účinnost zapsat vztahem [7]

$$\eta_m = \frac{P_i - P_z}{P_i} = 1 - \frac{P_z}{P_i} , \quad (13)$$

kde: P_z je ztrátový výkon motoru [kW].

nebo lze mechanickou účinnost vyjádřit v závislosti na efektivním výkonu vztahem [7]

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_e - P_z} . \quad (14)$$

3.2.6 CELKOVÁ ÚČINNOST

V celkové účinnosti nebo rovněž efektivní účinnosti jsou zahrnuty veškeré ztráty motoru. Je definovaná jako součin indikované a mechanické účinnosti, lze ji zapsat základním vztahem [7]

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m , \quad (15)$$

kde: η_e je celková účinnost [-].

Tento základní vztah lze rozepsat součinem [7]

$$\eta_e = \eta_{ch} \cdot \eta_t \cdot \eta_p \cdot \eta_m , \quad (16)$$

nebo lze využít zápis pomocí příslušných tepel dle vztahu [7]

$$\eta_e = \frac{Q_{ps}}{Q_p} \cdot \frac{Q_t}{Q_{ps}} \cdot \frac{Q_i}{Q_t} \cdot \frac{Q_e}{Q_i} = \frac{Q_e}{Q_p} . \quad (17)$$

Celková účinnost představuje poměr mezi teplem spotřebovaným na užitečnou práci a teplem přivedeným v palivu. Zároveň můžeme celkovou účinnost vyjádřit obdobně jako indikovanou účinnost vztahem [7]

$$\eta_e = \frac{1}{m_{pe} \cdot H_u} . \quad (18)$$

kde: m_{pe} je měrná efektivní hmotnostní spotřeba paliva [g.kW.h⁻¹].

3.2.7 PLNÍCÍ (OBJEMOVÁ) ÚČINNOST

Objemová, resp. plnicí účinnost se nezahrnuje do celkové účinnosti motoru. Slouží k vyjádření poměru skutečného množství vzduchu nebo směsi zachycené ve válci vůči teoretické hmotnosti náplně, která by vyplňovala zdvihový objem válce za podmínek panujících v sacím potrubí. Protože výkon motoru je závislý na hmotnostní spotřebě paliva, která je přímo úměrná množství kyslíku ve válci, je plnicí účinnost kritický parametr pro litrový výkon motoru. Plnicí účinnost lze zapsat vztahem [10]

$$\eta_{pl} = \frac{m_z}{V_z \cdot \rho_{pl}} , \quad (19)$$

kde: η_{pl} je plnicí (objemová) účinnost [-],
 m_z hmotnost čerstvé náplně [kg],
 ρ_{pl} je hustota plnicího vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$].

4 PRACOVNÍ OBĚHY ČTYŘDOBÉHO SPALOVACÍHO MOTORU

Celý průběh přeměny chemické energie paliva na tepelnou a následně na mechanickou energii (práci) představuje složitý proces. Podrobný matematický popis průběhu přeměny energie je velmi složitý a proto se v praxi používají procesy se zjednodušujícími předpoklady. Průběh pracovního procesu motoru je představován jeho pracovním oběhem, který následně slouží jako podklad pro hodnocení důležitých veličin (využití tepla, dosažené teploty, tlaky apod.).

4.1 REÁLNÉ OBĚHY

Reálný pracovní oběh je ovlivněn složitým průběhem přívodu tepla do oběhu, vzájemnou výměnou tepla mezi náplní a stěnami pracovního prostoru válce a řadou ztrát (tlakové, mechanické atd.). Průběh oběhu se zjišťuje měřením, které se nazývá indikace motoru. Na základě naměřených hodnot se sestavuje indikátorový diagram.

4.2 IDEÁLNÍ OBĚHY

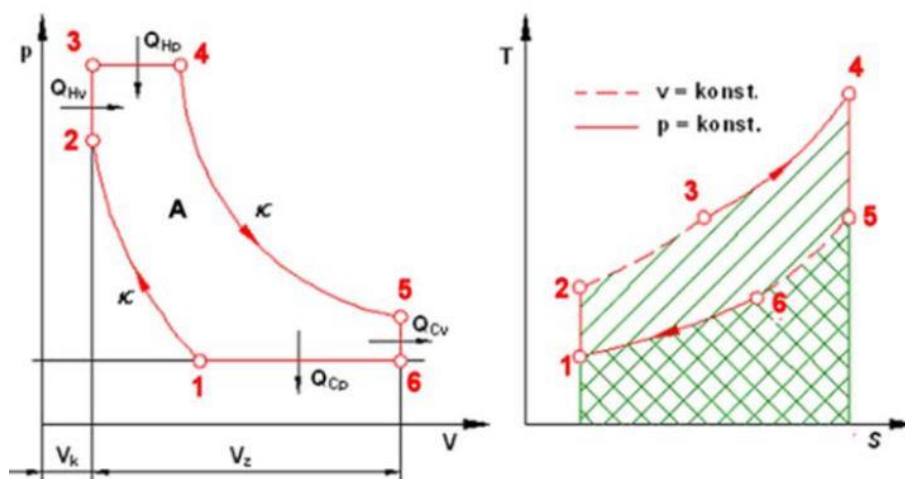
Ideální pracovní oběh je oběh porovnávací pro oběh reálný. Jedná se o teoretický rozbor oběhu, který lze matematicky vyjádřit, ale neobejde se bez zjednodušujících předpokladů.

Ideální oběh umožňuje teoreticky posoudit a rozlišit rozdíly mezi základními typy motorů (Ottův, Dieselův, atd.) a je platný za předpokladu že:

- pracovní oběh je uzavřený, neproměnný a dokonale vratný,
- měrná tepla jsou konstantní,
- neuvažuje se výměna tepla se stěnami spalovacího prostoru,
- přívod tepla do oběhu probíhá pouze za stálého tlaku nebo za stálého objemu, popřípadě jejich kombinací,
- uzavření oběhu je realizováno odvodem tepla za stálého objemu (po skončení expanze),
- píst se ve válci pohybuje bez tření.

4.2.1 VELIČINY PRO POPIS IDEÁLNÍCH TEPELNÝCH OBĚHŮ

Aby bylo možné správně popsat všechny termodynamické děje, je potřebné zavést veličiny pro jejich popis, které vycházejí z obecného tepelného oběhu, jehož p-V a T-s diagram je na Obr. 24. Dle vyznačených bodů v p-V diagramu jsou sestaveny následující rovnice.



Obr. 24: Obecný tepelný oběh [12].

POISSONOVA KONSTANTA

Poissonova konstanta vyjadřuje poměr měrné tepelné kapacity plynu při konstantním tlaku a měrné tepelné kapacity plynu při konstantním objemu. Lze ji vyjádřit vztahem [11]

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}, \quad (20)$$

kde: κ je Poissonova konstanta [-],
 c_p je měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] a
 c_v je měrná tepelná kapacita při konstantním objemu [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$].

GEOMETRICKÝ KOMPRESNÍ POMĚR

Geometrický kompresní poměr vyjadřuje podíl maximálního objemu válce a minimálního objemu válce. Lze jej vyjádřit vztahem [12]

$$\varepsilon = \frac{V_6}{V_2}, \quad (21)$$

kde: ε je celkový kompresní poměr [-],
 V_6 je objem válce v dolní úvrati (na konci sání) [cm^3] a
 V_2 je objem válce v horní úvrati (na konci komprese) [cm^3].

ATKINSONŮV POMĚR

Atkinsonův poměr vyjadřuje podíl celkového (maximálního) objemu válce a objemu válce po uzavření sacích ventilů (na začátku komprese). Zároveň tento poměr vyjadřuje, kolikrát je expanzní poměr větší než skutečný kompresní poměr. Lze vyjádřit vztahem

$$A = \frac{V_6}{V_1} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_A}, \quad (22)$$

kde: A je Atkinsonův poměr [-] a
 V_1 je objem válce po uzavření sacích ventilů (na začátku komprese) [cm³].

EFEKTIVNÍ KOMPRESNÍ POMĚR

Efektivní kompresní poměr je dán poměrem objemu válce při uzavření sacích ventilů (na začátku komprese) a objemu při horní úvrati (na konci komprese). Lze jej zapsat vztahem

$$\varepsilon_A = \frac{V_1}{V_2} = \frac{\varepsilon}{A}, \quad (23)$$

kde: ε_A je efektivní kompresní poměr [-].

STUPEŇ ZVÝŠENÍ TLAKU

Stupeň zvýšení tlaku udává poměr tlaku na konci a na začátku izochorického ohřevu. Lze vyjádřit vztahem [12]

$$\psi = \frac{p_3}{p_2}, \quad (24)$$

kde: ψ je stupeň zvýšení tlaku [-],
 p_2 je tlak ve válci na začátku izochorického přívodu tepla [-] a
 p_3 je tlak ve válci na konci izochorického přívodu tepla [-].

STUPEŇ PLNĚNÍ

Stupeň plnění vyjadřuje poměr objemu válce na konci a na začátku izobarického ohřevu. Lze vyjádřit vztahem [12]

$$\varphi = \frac{V_4}{V_3}, \quad (25)$$

kde: φ je stupeň plnění [-],
 V_3 je objem ve válci na začátku izobarického přívodu tepla [-] a
 V_4 je objem ve válci na konci izobarického přívodu tepla [-].

KOMPRESNÍ POMĚR PLNÍCIHO KOMPRESORU

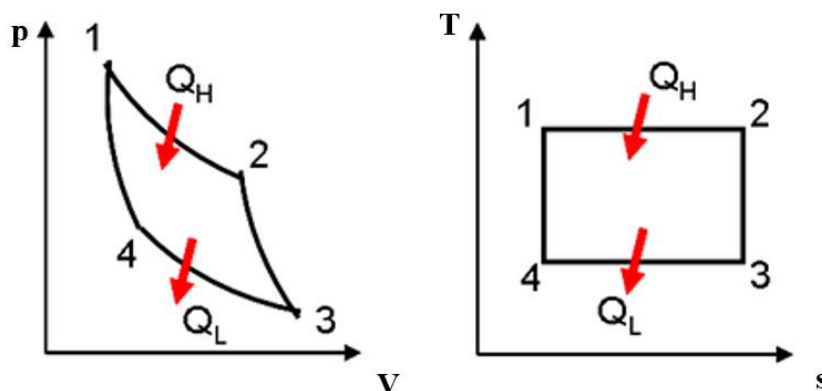
Kompresní poměr plnicího kompresoru je vyjádřen poměrem hustoty plnicího vzduchu na výstupu z kompresoru (např. z turbodmychadla) a hustotě atmosférického vzduchu na vstupu do kompresoru. Lze jej zapsat vztahem [12]

$$\varepsilon_T = \frac{\rho_6}{\rho_{\text{atm}}} = \frac{v_{\text{atm}}}{v_6} , \quad (26)$$

kde: ε_T je kompresní poměr plnicího kompresoru [-],
 ρ_6 je hustota vzduchu při dolní úvrati (na konci sání) [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$],
 ρ_{atm} je hustota vzduchu při normálních (atmosférických) podmínkách [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$],
 v_6 je měrný objem při dolní úvrati (na konci sání) [$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$] a
 v_{atm} je měrný objem při normálních (atmosférických) podmínkách [$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$].

4.2.2 CARNOTŮV OBĚH

Carnotův oběh představuje teoretické maximum pro účinnost tepelného stroje pracujícího mezi teplotou ohříváče (T_H) a teplotou chladiče (T_C). Pro spalovací motory není realizovatelný.



Obr. 25: Carnotův oběh [16]

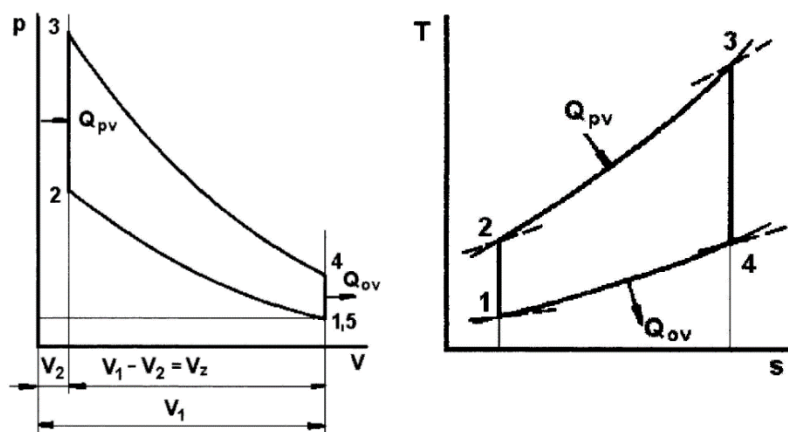
Tepelnou účinnost Carnotova oběhu lze vyjádřit vztahem [12]

$$\eta_c = 1 - \frac{T_C}{T_H} , \quad (27)$$

kde: η_c je tepelná účinnost Carnotova oběhu [-],
 T_C je teplo odebírané chladičem (chladný zásobník) [K] a
 T_H je teplo dodávané ohříváčem (horký zásobník) [K].

4.2.3 OTTŮV OBĚH

Ottův oběh slouží k popisu ideálního oběhu zážehového motoru. Základním znakem je izochorický přívod i odvod tepla.



Obr. 26: Ottův oběh [7]

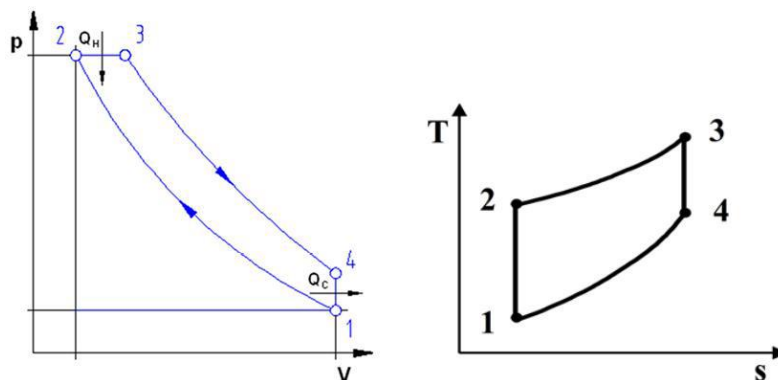
Je možné dokázat, že pro tepelnou účinnost Ottova ideálního oběhu platí vztah [12]

$$\eta_{to} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad , \quad (28)$$

kde: η_{to} je účinnost Ottova oběhu [-].

4.2.4 DIESELŮV OBĚH

Dieselův oběh slouží k popisu ideálního oběhu vznětového motoru. Základním znakem, oproti Ottovu cyklu, je izobarický přívod tepla. Odvod tepla je izochorický, jako u Ottova cyklu.



Obr. 27: Dieselův oběh [12]

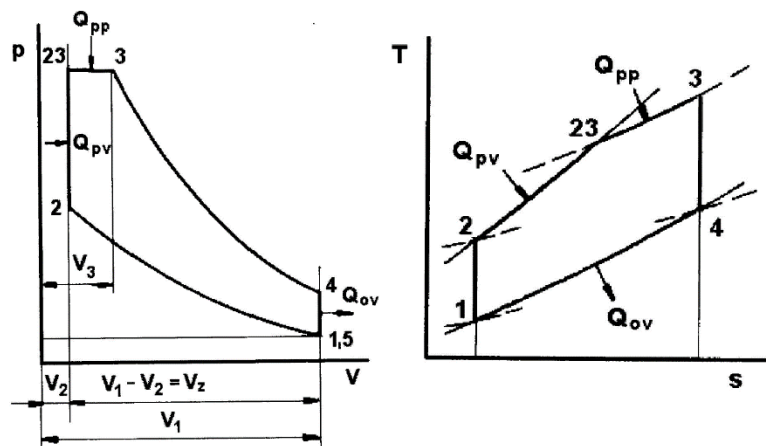
Je možné dokázat, že pro tepelnou účinnost Dieselova ideálního oběhu platí vztah [12]

$$\eta_{td} = 1 - \frac{1}{\kappa} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\varphi^{\kappa} - 1}{\varphi - 1} \quad , \quad (29)$$

kde: η_{td} je účinnost Dieselova oběhu [-].

4.2.5 SABATŮV (SEILIGERŮV) OBĚH

Sabatův oběh popisuje činnost ideálního moderního vznětového motoru. Základním znakem, oproti Dieslovu oběhu, je kombinace izochorického přívodu tepla i izobarického přívodu tepla. Odvod tepla je opět izochorický.



Obr. 28 Sabatův (Seiligerův) oběh [7].

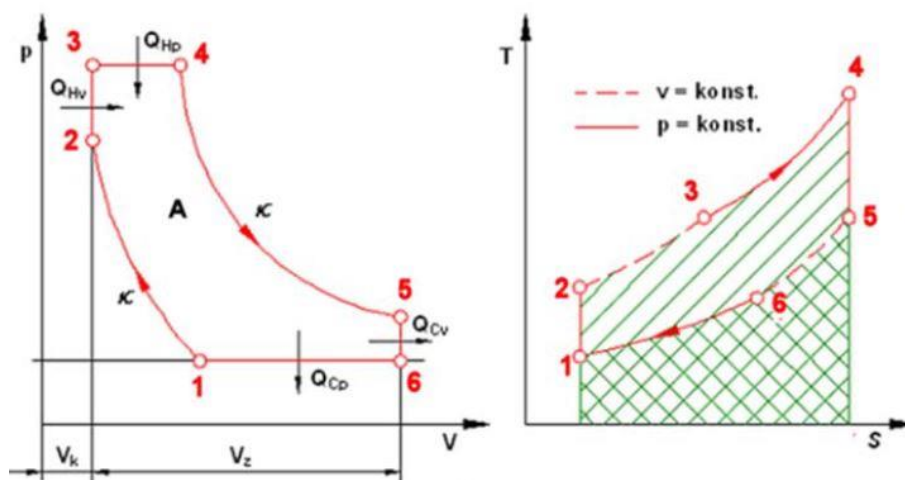
Je možné dokázat, že pro tepelnou účinnost Sabatova ideálního oběhu platí vztah [12]

$$\eta_{ts} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\psi \cdot \varphi^{\kappa} - 1}{\kappa \cdot \psi \cdot \varphi + \psi \cdot (1 - \kappa) - 1} \quad (30)$$

kde: η_{ts} je účinnost Sabatova (Seiligerova) oběhu [-].

4.2.6 ATKINSONŮV OBĚH

Charakteristickou vlastností Atkinsonova oběhu je prodloužená expanze.



Obr. 29: Atkinsonův oběh [12].

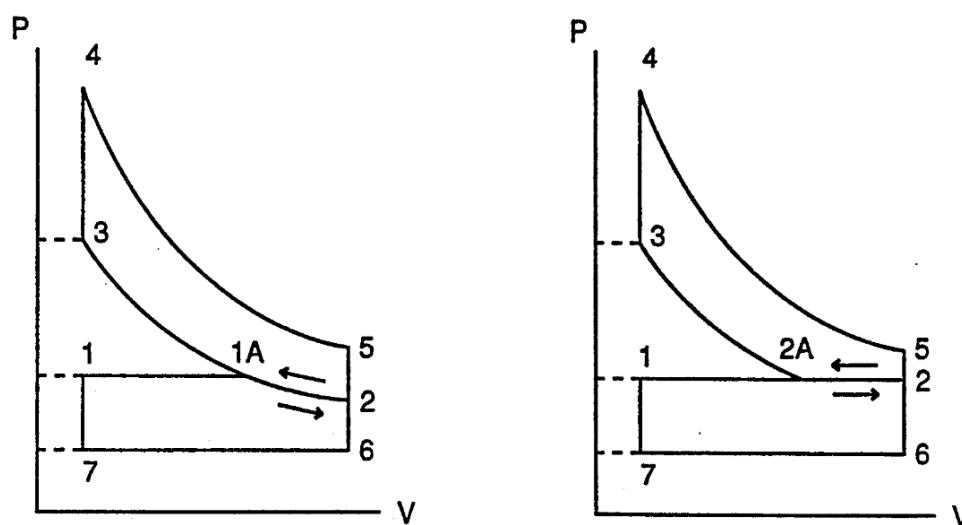
Je možné dokázat, že pro tepelnou účinnost Atkinsonova ideálního oběhu platí vztah [13]

$$\eta_{ta} = 1 - \left(\frac{A}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} \cdot \frac{\psi \cdot \varphi \cdot \left(\frac{\varphi}{A}\right)^{\kappa-1} + \kappa \cdot (A - 1) - A}{\kappa \cdot \psi \cdot (\varphi - 1) + \psi - 1}, \quad (31)$$

kde: η_{ta} je účinnost Atkinsonova oběhu [-].

4.2.7 MILLERŮV OBĚH

Pro Millerův oběh je rovněž charakteristickým rysem prodloužená expanze. Na rozdíl od Atkinsonova oběhu je Millerův oběh přeplňovaný.



Obr. 30: Millerův oběh při a) dřívějším b) pozdějším zavírání sacích ventilů [29].

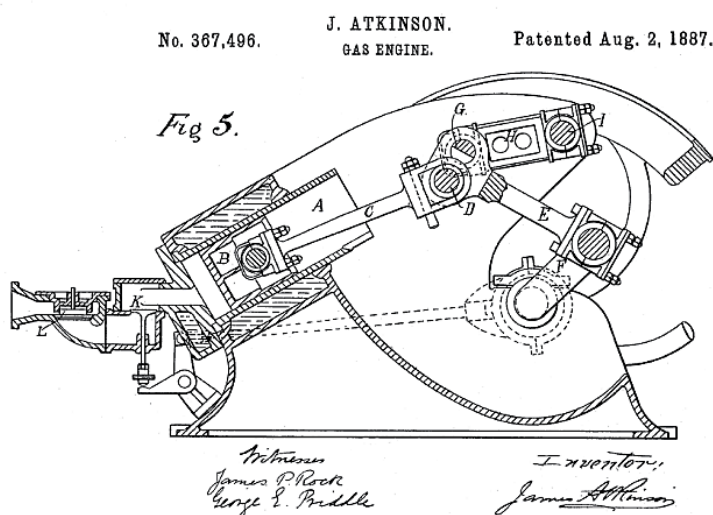
Je možné dokázat, že pro tepelnou účinnost Millerova ideálního oběhu platí vztah, který je odvozen v příloze (Příloha 1). Z důvodu rozsáhlého zápisu zde rovnice není uvedena.

5 SOUČASNÁ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ BENZÍNOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ PRACUJÍCÍCH S PRODLOUŽENOU EXPANZÍ

V současné době je v navrhování moderních motorů kladen důraz zejména na snižování škodlivých emisí a spotřeby paliva. Splnit tyto požadavky je možné snížením výkonových parametrů motoru nebo zvýšením jeho účinnosti. Měřítkem účinnosti je vykonaná efektivní práce oběhu, kterou představuje plocha p-V diagramu. Analogicky se zvyšováním účinnosti oběhu se zvětšuje i plocha p-V diagramu při konstantním množství v palivu přivedeného tepla.

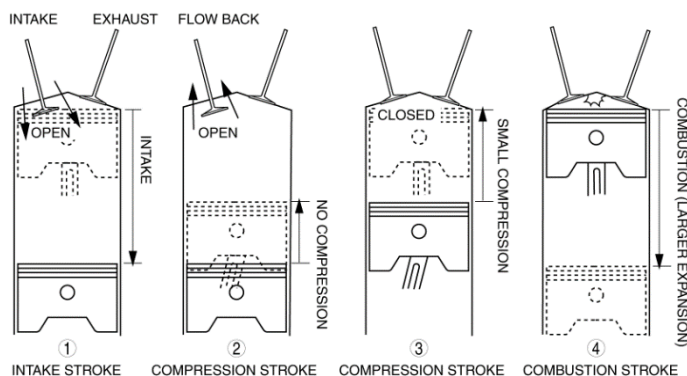
Jedním z přístupů ke zvyšování účinnosti motoru je prodloužení expanzního zdvihu, díky čemuž se získá více efektivní práce expanzí spalin. Je to z důvodu nižší teploty a tlaku výfukových plynů na konci expanzního zdvihu. Tohoto efektu lze dosáhnout několika způsoby.

Z historického hlediska byla první aplikace tzv. Atkinsonova klikového mechanismu (James Atkinson roku 1881). Jedná se o speciální klikový mechanismus s kyvnou ojnicí, díky kterému je dosaženo rozdílného expanzního a kompresního zdvihu pístu. Na Obr. 31 je schéma Atkinsonova klikového mechanismu, který byl doložen k patentové přihlášce.



Obr. 31: Atkinsonův klikový mechanismus [33].

Následně byl prezentován tzv. Millerův oběh (Ralph Miller roku 1940). Jednalo se o aplikaci prodloužené expanze, která byla zajištěna pozdějším zavíráním sacích ventilů. Snížení výkonu zpětným vytlačováním směsi pístem do sacího potrubí na začátku kompresního zdvihu pístu kompenzovalo mechanické dmychadlo. Na Obr. 32 je ukázka principu pozdního uzavření sacích ventilů. Stejného efektu lze dosáhnout i dřívějším uzavřením sacích ventilů.



Obr. 32: Princip Millerova oběhu s pozdním zavíráním ventilu [37].

V současnosti není ucelená terminologie mezi pojmy: Millerův oběh a Atkinsonův oběh. Některá literatura i samotní výrobci automobilů v určitých případech popisují Millerovým oběhem koncepci, kdy dochází k uzavření sacích ventilů dříve, tj. výrazněji před dolní úvratí pístu, a Atkinsonovým oběhem provedení, při kterém je sací ventil uzavírán později, tj. výrazně za dolní úvratí pístu. V jiných případech je zachována historická konvence, kdy motory s Atkinsonovým oběhem jsou nepřepřlňované a přitom nezáleží, zda se sací ventily uzavírají před nebo za dolní úvratí pístu. Naproti tomu motory s Millerovým oběhem jsou v těchto případech uváděny jako motory přepřlňované, kdy rovněž není rozlišována doba uzavření sacích ventilů.

Výrobci často prezentují údaje o dosažených vyšších geometrických kompresních poměrech jejich zážehových motorů, které nabývají hodnot v rozmezí 12:1 – 14:1. To je však zavádějící údaj, protože s využitím prodloužené expanze se zmenšuje efektivní kompresní poměr a lze předpokládat, že dosahuje hodnot, které jsou běžné u konvenčních zážehových motorů.

Pro následující uvedené příklady je použita konvence historická. Uváděné motory s Millerovým oběhem jsou tudíž přepřlňované a motory s Atkinsonovým oběhem nikoli (atmosférické). Dřívější uzavření sacích ventilů je běžně označováno zkratkou EIVC (Early Intake Valve Closing). Pozdější uzavření sacích ventilů je označováno jako LIVC (Late Intake Valve Closing).

Všechny níže zmíněné motory kombinují provoz Ottova oběhu a Millerova či Atkinsonova oběhu. Je to z důvodu kombinací jejich výhod (vyšší účinnost a nižší citlivost na detonační spalování Millerova oběhu, vyšší litrový výkon Ottova oběhu).

5.1 MILLERŮV OBĚH

Mezi aktuální příklady využití Millerova oběhu patří motor 1,5l TSI–evo (EA211) od koncernu Volkswagen. Je to motor, který disponuje nejmodernějšími technologiemi, mimo aplikaci Millerova oběhu s EIVC (někdy nazýváno jako extrémní Millerův oběh) to je i možnost deaktivace válců, variabilní časování ventilů, přímé vstřikování benzínu Common-Rail nebo turbodmychadlo s variabilní geometrií rozváděcích lopatek turbíny. Udávaný geometrický kompresní poměr je 12,5:1.



Obr. 33: Motor 1,5l TSI-evo (Volkswagen) [38].

Dalším představitelem této moderní technologie je agregát společnosti Nissan s označením DIG-S. Je však odlišný od 1,5l TSI-evo v druhu přeplňování. DIG-S disponuje mechanickým kompresorem připojeným k motoru spojkou, která při nízkých otáčkách a zatížených kompresor odpojí a dmychadlo neodebírá výkon motoru. Nissan u tohoto agregátu aplikuje kompresní poměr 13,0:1.



Obr. 34: Motor 1,2l DIG-S (Nissan) [40].

5.2 ATKINSONŮV OBĚH

Dominantní sekci pro využití Atkinsonova oběhu v současné době jsou hybridní automobily, kde je kompenzován snížený výkon hybridní technologií.

K nejznámějším zástupcům využívající současný princip Atkinsonova oběhu společně s hybridním pohonem patří motory společnosti Toyota, která nabízí více typů.

Zástupcem pohonu pouze spalovacím motorem s využitím Atkinsonova oběhu jsou agregáty SkyActiv-G, jejichž výrobcem je Mazda. Tyto motory jsou prezentovány jako agregáty s dosavadním nejvyšším kompresním poměrem (14,0:1) u zážehových motorů.

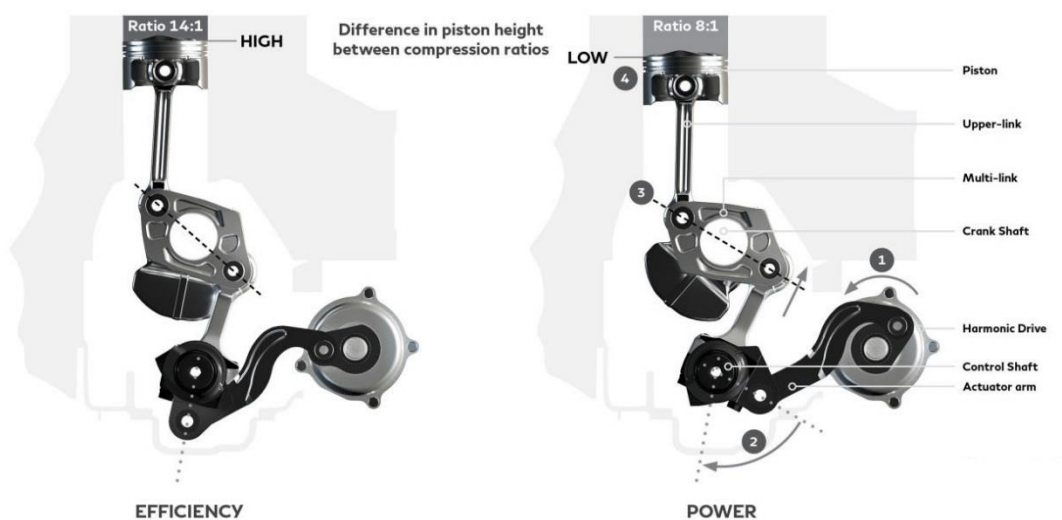


Obr. 35: Motor SkyActiv-G (Mazda) [39].

5.3 DALŠÍ TECHNOLOGIE PODPORUJÍCÍ KOMBINOVÁNÍ PRACOVNÍCH OBĚHŮ

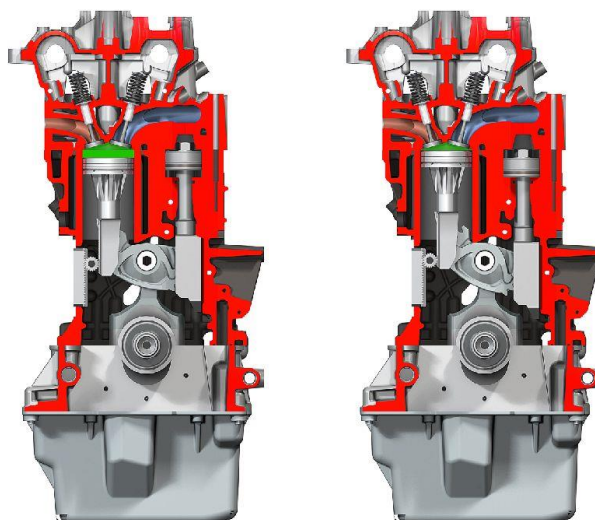
Řada výrobců automobilů a společnosti zabývající se problematikou spalovacích motorů již představila koncepce, které umožňují kombinaci výhod více pracovních režimů, v současné době se ale v sériové produkci prozatím žádná tato koncepce nevyskytuje. Jedná se o kombinaci variabilního časování ventilů a proměnlivého kompresního poměru.

Jedním z výrobců, který prezentuje možnou koncepci využití proměnné geometrie klikového mechanismu, je společnost Infiniti (Nissan), která na motoru s označením VC-T (Variable Compression – Turbo) představila mechanismus znázorněný na Obr. 36.



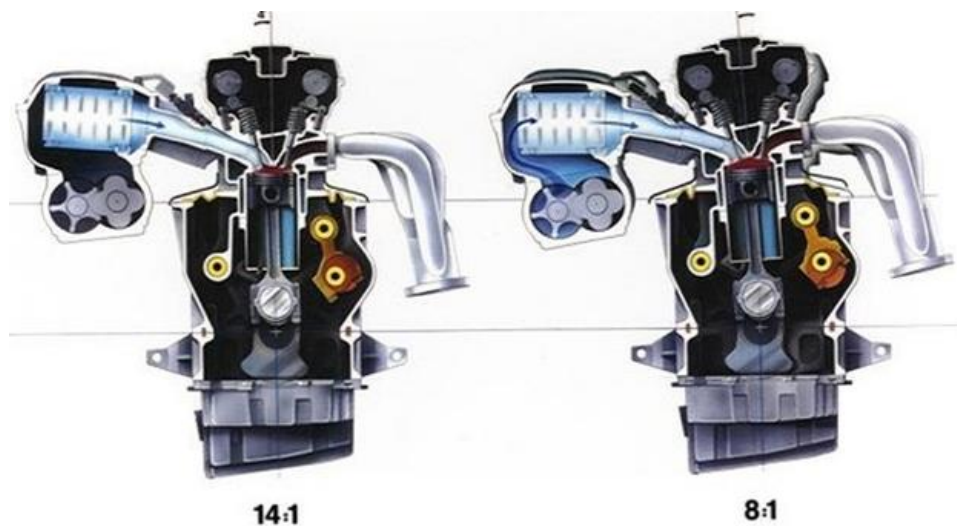
Obr. 36: Variabilní klikový mechanismus motoru VC-T (Infiniti); větší kompresní poměr (vlevo), menší kompresní poměr (vpravo) [34].

Dalším příkladem je například firma MC-5 Development, která na motoru MC-5 VCRI (Variable Compression Ratio) využívá odlišné ovládání mechanismu oproti VC-T (Obr. 37).



Obr. 37: Variabilní klikový mechanismus motoru MC-5 VCRI (MC-5 Development); menší kompresní poměr (vlevo), větší kompresní poměr (vpravo) [35].

Odlišnou koncepcí variabilního kompresního poměru představila firma SAAB, která na svém motoru s označením SVC (Obr. 38) mění náklonem polohu hlavy válců vůči bloku motoru.



Obr. 38: Koncepce změny kompresního poměru změnou polohy hlavy válců vůči bloku motoru – motor SVC (SAAB); vyšší kompresní poměr (vlevo), nižší kompresní poměr (vpravo) [36].

6 TEORETICKÁ ANALÝZA LIMITŮ MILLERIZACE

Pro správné navržení úprav pracovního oběhu zkušební motoru je nejdříve nutné zanalyzovat možné vlivy a limity veličin ovlivňujících účinnost a namáhání motoru. V rovnici termodynamické účinnosti Millerova ideálního oběhu (Příloha 1) můžeme identifikovat klíčové parametry. Jsou to součinitel přebytku vzduchu, podíl měrných tepel dodaných za konstantního tlaku a objemu, kompresní poměr na kompresoru, Atkinsonův poměr a skutečný kompresní poměr. Důležité je určit správný rozsah hodnot daných parametrů tak, aby nebyly způsobeny nestabilní stavy spalování. Pro popis Millerizace jsou použity ideální tepelné oběhy proto, že je možné jednotlivé fáze oběhu charakterizovat známými rovnicemi ideálních tepelných dějů, jako je adiabatický, izochorický a izobarický děj. Tyto ideální oběhy jsou vhodné pro porovnání s 1D simulacemi, které by bez porovnání s ideálními cykly nebylo možné objektivně vyhodnotit.

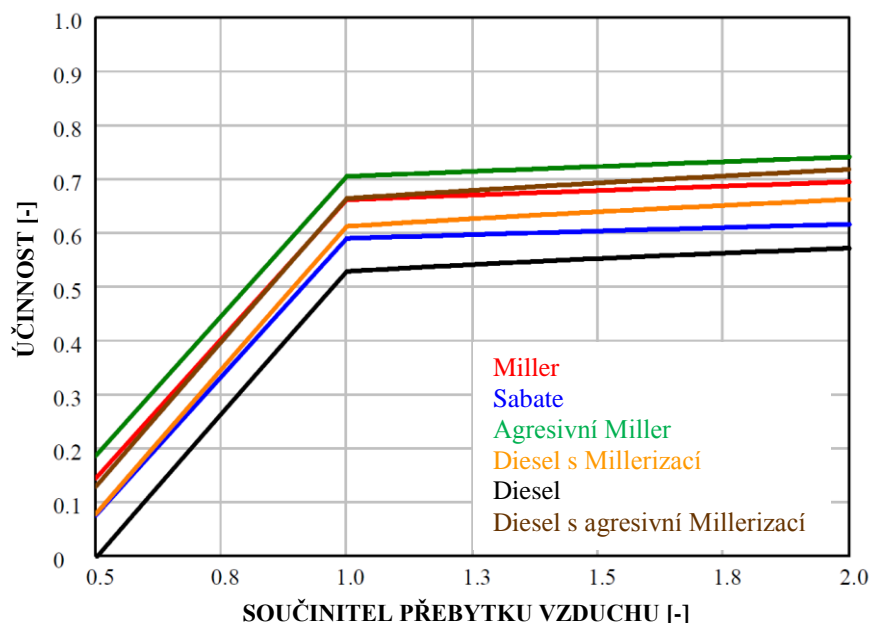
Pro grafické zpracování analýzy vlivů Millerizace byl použit program PTC MathCad. V tomto programu byly vytvořeny následující grafy pro porovnání vlivů daných parametrů na tepelnou účinnost Millerova ideálního oběhu. Při vykreslení průběhů jednotlivých parametrů byly zároveň měněny i hodnoty Atkinsonova poměru, popřípadě i poměru přívodu tepla za konstantního tlaku a objemu pro zjištění citlivosti účinnosti ideálního oběhu na změnu těchto hodnot.

Pro další parametry (κ a r), které ovlivňují tepelnou účinnost, byly pro všechny výpočty a grafy zvoleny stejné hodnoty (vlastnosti uvažovaného ideálního plynu – vzduch) a to: $\kappa=1.4$ a $r=287 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$. Pro zjednodušení výpočtu ideální tepelné účinnosti tudíž zanedbáváme změnu složení pracovní látky během pracovního oběhu motoru (spalování).

6.1 SOUČINITEL PŘEBYTKU VZDUCHU - LAMBDA

Z grafu závislosti tepelné účinnosti ideálního oběhu na změně součinitele přebytku vzduchu, který je znázorněn na Obr. 39 je patrné, že pro hodnoty součinitele přebytku vzduchu (λ), které jsou v oblasti bohaté směsi ($\lambda < 1$), prudce klesá tepelná účinnost ideálních oběhů. Je to způsobeno přebytkem paliva ve spalovacím prostoru, kde není dostatek vzduchu pro jeho spálení. V takovém případě roste spotřeba paliva a snižuje se teplota ve válci (výparné teplo). Pro $\lambda > 1$ je změna tepelné účinnosti ideálního oběhu minimální.

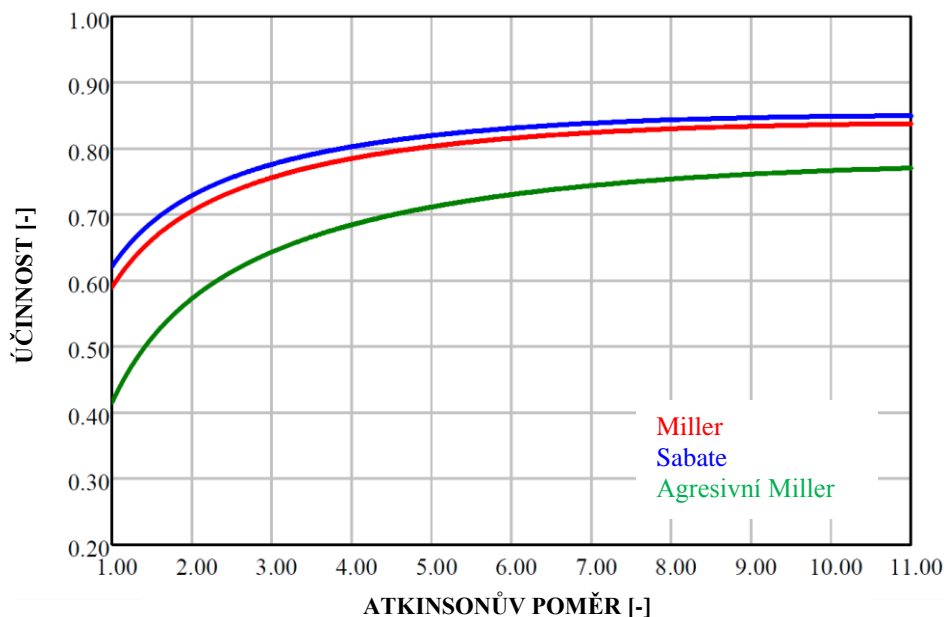
Rozsah hodnot grafu na ose X byl volen v intervalu od 0,5 do 2,0 z důvodu prozkoumání potenciální výhodnosti nestandardních způsobů spalování, jakým je například spalování vrstvené směsi při celkové $\lambda=2$. I když hodnota $\lambda=0,7$ je zpravidla uváděna jako spodní hranice zápalnosti paliva a $\lambda=1,3$ za horní hranici zápalnosti paliva.



Obr. 39: Graf závislosti tepelné účinnosti ideálního oběhu na změně součinitele přebytku vzduchu. (červená: $X=1$; $\varepsilon_A=10$; $\varepsilon_T=3$; $A=1,5$; modrá: $X=1$; $\varepsilon_A=10$; $\varepsilon_T=3$; $A=1$; zelená: $X=1$; $\varepsilon_A=10$; $\varepsilon_T=3$; $A=2$; oranžová: $X=5$; $\varepsilon_A=10$; $\varepsilon_T=3$; $A=1,5$; černá: $X=5$; $\varepsilon_A=10$; $\varepsilon_T=3$; $A=1$; hnědá: $X=5$; $\varepsilon_A=10$; $\pi_T=3$; $A=2$).

6.2 ATKINSONŮV POMĚR

Na Obr. 40 je znázorněn graf závislosti tepelné účinnosti ideálního oběhu na Atkinsonově poměru, který ukazuje, že s rostoucím Atkinsonovým poměrem roste i účinnost Millerova ideálního oběhu. Tento fakt dokazuje, že dřívější (nebo pozdější) uzavření sacího ventilu prokazatelně zvyšuje účinnost Millerova ideálního oběhu. Rovněž je patrné, že se účinnost ideálního Millerova oběhu s rostoucím poměrem A blíží k asymptotě. Za předpokladu, že tlak na konci expanze nebude menší než tlak okolí (atmosféra), nemá význam Atkinsonův poměr zvyšovat nad hodnotu $A = 3,4$ (při efektivním kompresním poměru $\varepsilon = 9,59$).

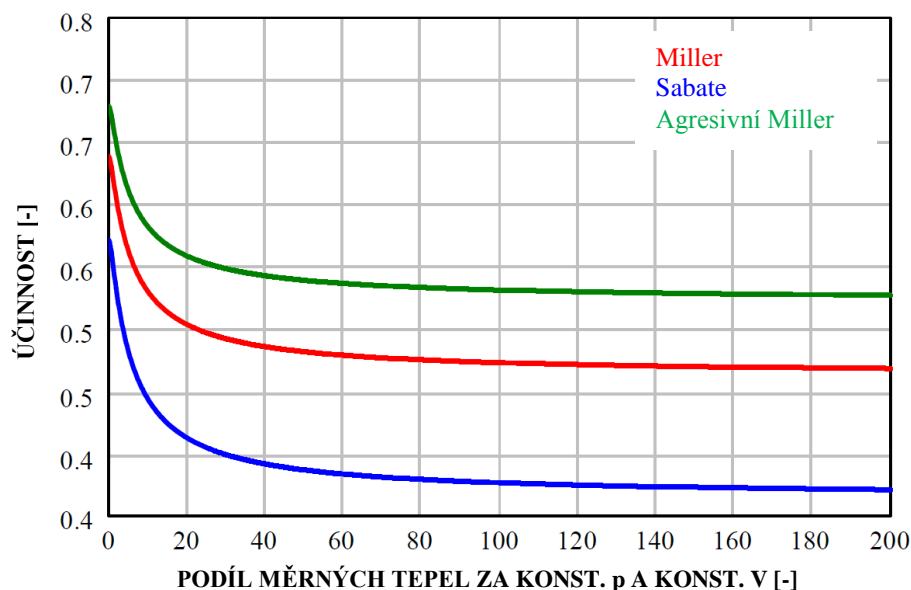


Obr. 40: Graf závislosti tepelné účinnosti ideálního oběhu na změně Atkinsonova poměru. (červená: $\lambda=1$; $X=1,5$; $\varepsilon_A=10$; $\varepsilon_T=3$; modrá: $\lambda=1$; $X=0$; $\varepsilon_A=10$; $\varepsilon_T=3$; zelená: $\lambda=1$; $X=10^6$; $\varepsilon_A=10$; $\varepsilon_T=3$).

6.3 PODÍL MĚRNÝCH TEPEL DODANÝ ZA KONSTANTNÍHO TLAKU A OBJEMU

Z grafu závislosti tepelné účinnosti ideálního oběhu na změně podílu měrných tepel za konstantního tlaku a objemu, který je znázorněn na Obr. 41, lze pozorovat prudký pokles účinnosti při nárůstu hodnoty parametru X . Tento fakt odpovídá skutečnosti, že ideální oběh s přívodem tepla za konstantního objemu (Ottův oběh) je účinnější než ideální oběh s přívodem tepla za konstantního tlaku (Dieselův oběh). Zároveň je v grafu vidět, že s nárůstem parametru A (Atkinsonův poměr) účinnost Millerova ideálního oběhu roste.

Rozsah hodnot parametru X by měl teoreticky být od 0 (Ottův oběh) do nekonečna (Dieselův oběh). Pro přehlednost je graf na Obr. 41 vykreslen v rozsahu 0 – 200, kde je patrné, že průběh křivek pro hodnoty $X > 200$ je téměř konstantní a nemá již výrazný vliv na účinnost ideálního oběhu. Proto lze uvažovat tuto hodnotu za dostatečnou pro popis vlastností Dieselova oběhu.

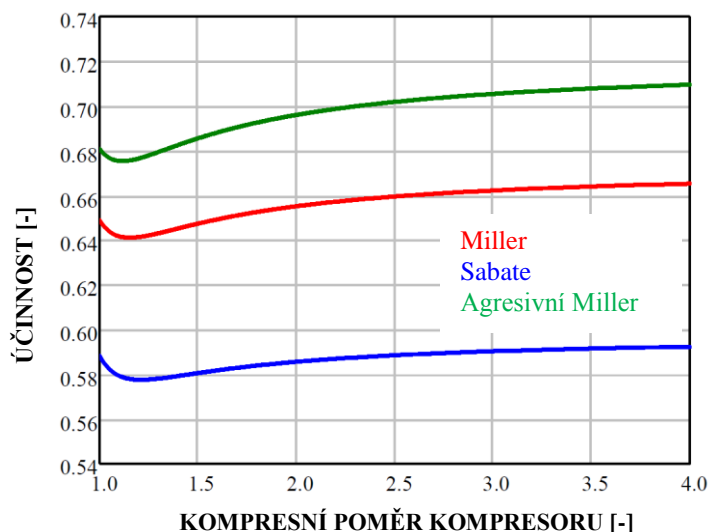


Obr. 41: Graf závislosti tepelné účinnosti ideálního oběhu na změně podílu měrných tepel dodaných za konstantního tlaku a objemu. (červená: $\lambda=1$; $\varepsilon_A=10$; $\varepsilon_T=3$; $A=1,5$; modrá: $\lambda=1$; $\varepsilon_A=10$; $\varepsilon_T=3$; $A=1$; zelená: $\lambda=1$; $\varepsilon_A=10$; $\varepsilon_T=3$; $A=2$).

6.4 KOMPRESNÍ POMĚR PLNÍČÍHO KOMPRESORU TURBODMYCHADLA

V grafu na Obr. 42 je vykreslena závislost tepelné účinnosti ideálního oběhu na změně kompresního poměru plnicího kompresoru turbodmychadla. Z průběhu jednotlivých křivek je patrné, že se zvyšujícím se kompresním poměrem na plnicím kompresoru turbodmychadla nedochází téměř k žádnému nárůstu tepelné účinnosti Millerova ideálního oběhu. Nárůst dané účinnosti způsobuje pouze změna hodnoty Atkinsonova poměru, který je pro každou křivku v grafu jiný.

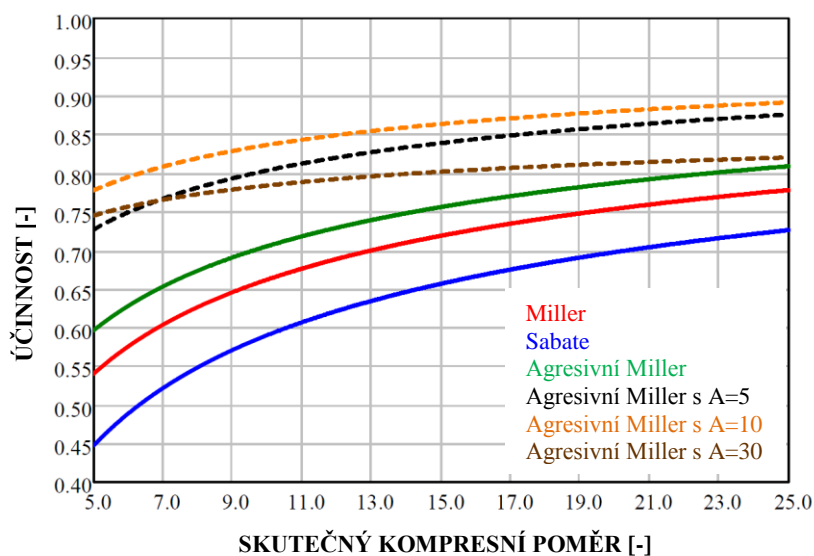
Pro kompresní poměr plnicího kompresoru turbodmychadla je volen takový rozsah hodnot, který odpovídá reálným hodnotám kompresních poměrů používaných kompresorů. Běžné maximální hodnoty kompresního poměru plnicích kompresorů turbodmychadel pro zážehové motory se pohybují v rozmezí 1,6-3. Minimální hodnota tohoto parametru byla volena 1, protože odpovídá nulovému stlačení plnicího vzduchu, tj. přirozenému sání vzduchu při atmosférickém tlaku.



Obr. 42: Graf závislosti tepelné účinnosti ideálního oběhu na změně parametru ε_T (kompresní poměr plnicího kompresoru turbodmychadla). (červená: $\lambda=1$; $X=1$; $\varepsilon_A=10$; $A=1,5$; modrá: $\lambda=1$; $X=1$; $\varepsilon_A=10$; $A=1$; zelená: $\lambda=1$; $X=1$; $\varepsilon_A=10$; $A=2$).

6.5 SKUTEČNÝ KOMPRESNÍ POMĚR

Z grafu závislosti tepelné účinnosti ideálního oběhu na změně skutečného kompresního poměru, který je vykreslen na Obr. 43 lze pozorovat zvýšení účinnosti při zvyšování skutečného kompresního poměru. Avšak lze vidět i pokles účinnosti při změně parametru A , v případě hnědé křivky ($A=30$) vůči např. modré přerušované křivce ($A=10$).



Obr. 43: Graf závislosti tepelné účinnosti ideálního oběhu na změně skutečného kompresního poměru). (červená: $\lambda=1$; $X=1,5$; $\varepsilon_T=3$; $A=1,5$; modrá: $\lambda=1$; $X=1,5$; $\varepsilon_T=3$; $A=1$; zelená: $\lambda=1$; $X=1,5$; $\varepsilon_T=3$; $A=2$; černá: $\lambda=1$; $X=1,5$; $\varepsilon_T=3$; $A=5$; oranžová: $\lambda=1$; $X=1,5$; $\varepsilon_T=3$; $A=10$; hnědá: $\lambda=1$; $X=1,5$; $\varepsilon_T=3$; $A=30$).

7 KONCEPCE MILLERIZACE ZADANÉHO MOTORU

S využitím teoretické analýzy limitů Millerova oběhu provedené ve výše uvedených kapitolách je potřebné stanovit limitní hodnoty jednotlivých parametrů, které mají být základem pro nadcházející simulace motoru. Zároveň je nezbytný kritický přístup při volbě pro provoz motoru realistických rozsahů hledaných veličin.

7.1 ROZSAH HODNOT PARAMETRŮ PRO POUŽITÍ V SIMULACÍCH

Při analýze vlivu součinitele přebytku vzduchu (λ) na tepelnou účinnost Millerova ideálního oběhu bylo zjištěno, že pro hodnoty $\lambda < 1$ účinnost prudce klesá, ale pro hodnoty $\lambda > 1$ jen nepatrně roste. Běžně uváděný využitelný rozsah parametru λ je v rozmezí 0,7 – 1,3 přičemž tyto hodnoty jsou z pravidla uvažovány za hranice zápalnosti směsi. Ideálně je však vhodné udržet součinitel přebytku vzduchu na hodnotě 1, protože v takovém případě je zajištěna správná funkce třicestného katalyzátoru a zároveň nedochází ke zbytečnému nárůstu spotřeby paliva spalováním bohaté směsi. Proto byla pro první simulace zvolena $\lambda=1$ výchozí hodnotou.

Pro Atkinsonův poměr bylo zjištěno, že zvyšování jeho hodnoty má monotónně pozitivní vliv na tepelnou účinnost. To znamená, že při rostoucí hodnotě parametru A se účinnost zvyšuje. K významnějšímu nárůstu účinnosti dochází přibližně do hodnoty $A=5$, jak je patrné z grafu na Obr. 40. Zvyšování Atkinsonova poměru nad hodnotu přibližně 3,4 nemá význam, protože další prodloužení expanze by znamenalo pokles tlaku pod tlak okolí (atmosféra). I dle dostupných zdrojů zpravidla nedochází v praxi k vyššímu stupni Millerizace než $A=1,5$. Z důvodu výrazného vlivu dřívějšího uzavření sacích ventilů na plnicí účinnost, byla zvolena hodnota $A=1,15$ jako počáteční hodnota pro první simulace.

V případě podílu měrných tepel dodaných za konstantního tlaku a objemu se ukázalo, že lze hodnotu $X=200$ považovat za dostatečnou pro popis ideálního Dieselova oběhu. Za touto hranicí je průběh ideální tepelné účinnosti téměř konstantní. Protože se tato diplomová práce zabývá úpravou zážehového motoru, tak by bylo teoreticky nejvhodnější použít jako počáteční hodnotu $X=0$, které odpovídá ideální Ottův oběh. Jelikož nastavení podílu měrných tepel dodaných za konstantního tlaku a objemu u zážehového motoru nelze volit libovolně (tento parametr je ovlivněn např. předstihem zážehu, rychlostí spalování nebo součinitelem přebytku vzduchu), za parametr X byla zvolena hodnota $2,2 \cdot 10^{-4}$ korelující s dříve provedeným měřením na zadaném motoru společnosti Honeywell.

Při analýze působení kompresního poměru plnicího kompresoru turbodmychadla na tepelnou účinnost ideálního oběhu bylo zjištěno, že ji téměř neovlivňuje. Volba vhodného kompresního poměru plnicího kompresoru turbodmychadla tak záleží na požadavcích na výkon (resp. točivý moment) motoru. Proto také nebude v prvním kroku simulací nastavován (předpoklad závislosti na otáček motoru).

Pro skutečný kompresní poměr byla za limitní označena hodnota $\epsilon_A=30$, od které již účinnost ideálního Millerova oběhu nenarůstá. Rovněž je ale nutné zohlednit skutečnosti, že zvyšování

kompresního poměru (geometrického i efektivního) je u zážehových motorů značně limitované hranicí detonačního hoření. Proto je zapotřebí zvolit hranici efektivního kompresního poměru tak, aby k nežádoucímu detonování nedošlo. Pro první krok simulací byla zvolena hodnota $\varepsilon_A=9,59$, která je shodná s geometrickým kompresním poměrem referenčního motoru. Při přepočtu dle rovnice (23) je při Atkinsonově poměru $A=1,15$, geometrický kompresní poměr modelu s Millerovým oběhem $\varepsilon = 11$. Tato hodnota může být v průběhu simulací upravena.

Pro přehlednost jsou v Tab. 1 uvedeny všechny výše vybrané počáteční hodnoty parametrů.

Tab. 1: Hodnoty parametrů pro první simulace

Parametr	Symbol	Jednotka	Hodnota
Součinitel přebytku vzduchu	λ	[-]	1
Atkinsonův poměr	A	[-]	1,15
Podíl měrných tepel dodaných za konstantního tlaku a objemu	X	[-]	$2,2 \cdot 10^{-4}$
Tlakový poměr plnicího kompresoru turbodmychadla	π_T	[-]	1-4
Skutečný kompresní poměr	ε_A	[-]	11

7.2 VOLBA TECHNICKÉHO ŘEŠENÍ PRODLOUŽENÉ EXPANZE

Při volbě vhodného postupu pro přechod k Millerově pracovnímu oběhu je důležité zhodnotit technické možnosti pro fyzickou přestavbu samotného motoru z konvenčního uspořádání na agregát pracující s prodlouženou expanzí.

Jak bylo nastíněno v kapitole 5, je možné docílit prodloužené expanze několika způsoby. Historicky prvním je Atkinsonův klikový mechanismus, který však nemůže být aplikován na existující motor zejména kvůli překážkám spojeným se zástavbou pomocné kyvné ojnice, celkových zástavbových rozměrů a složitosti mechanismu. Tento způsob by byl přijatelný pouze u nově navrhovaného motoru, kde je možné volit kompletní rozměry a uspořádání všech součástí. Rovněž tyto závěry platí pro využití některé z technologií pro variabilní kompresní poměr, pokud by měl být využit.

Dalším možným řešením je úprava časování ventilů. Tento způsob může být realizován variabilními systémy pro změnu fáze a změnu zdvihu ventilů, nebo modifikací profilu vačkové hřídele, případně jejich kombinací. Tuto variantu lze aplikovat na zadaný motor, protože agregát fyzicky disponuje variabilním časováním sacích ventilů a dvěma přepínatelnými profily výfukových ventilů.

Nutné je také zhodnotit, zda zvolit dřívější (EIVC) či pozdější (LIVC) uzavření sacích ventilů. V případě LIVC je více času pro naplnění válce čerstvou směsí. Na proti při dřívějším uzavření sacích ventilů musí zároveň dojít ke snížení jejich maximálního zdvihu tak, aby nebylo překročeno nejvyšší dovolené zrychlení. Nižší zdvih ventilu má za následek škrcení nasávané směsi do válce. Zmenšení průtočné plochy vede na zvýšení rychlosti proudění nasávané směsi,

kteřé je přínosné pro větší víření ve válci, následné promísení paliva se vzduchem i pro průběh spalování. Proto přínos vyšší rychlosti proudění a následného lepšího rozvíření nasávané směsi ve válci bývá preferován nad ztrátami škrcením.

Na základě výše uvedené analýzy technických řešení prodloužené expanze je voleno řešení s dřívějším uzavřením sacích ventilů, jehož vlivy na Millerizaci budou dále zkoumány v termodynamických simulacích motoru.

8 TERMODYNAMICKÝ MODEL SPALOVACÍHO MOTORU

Hlavním cílem výpočtové studie je navrhnout upravený výpočtový model zážehového motoru „Honeywell internal engine“ o objemu 2.0 L, který umožní pracovat s Millerovým oběhem. Tento oběh, jak již bylo zmíněno výše, se vyznačuje vyšší tepelnou účinností a s tím spojenou nižší spotřebou paliva a nižší produkcí škodlivých emisí. Nejenom ideální tepelná účinnost je však důvodem vyšší efektivity využití Millerova oběhu u zážehového motoru, ale je to i možnost dříve zapálit směs paliva a vzduchu díky nižší teplotě ve válci během kompresního zdvihu pístu (typicky nižší efektivní kompresní poměr).

Aktuálně je možné využít velké množství výpočetních nástrojů. Tyto nástroje jsou schopné simulovat procesy probíhající ve spalovacích motorech. Obecně lze říci, že tyto programy umožní řešit různorodé problémy v širokém spektru rozlišovacích úrovní. K objasnění napjatosti zatížených součástí nebo výpočtu tepelného namáhání lze využít konečně-prvkové (FEM) nástroje jako je: ANSYS Mechanical, MSC Marc, Nasran, Autodesk Simulation aj. Pro simulaci dynamiky motorů a hnacích ústrojí je nejvhodnější využívat multi-body (MBS) nástroje, jako jsou Adams, Simpack nebo FEV Engine. K řešení problematiky dynamiky tekutin (CFD), která umožňuje podrobnější popis spalování ve válci motoru, lze využít výpočetní software ANSYS Fluent, Siemens NX, SimFlow, ANSYS CFX a další.

V současné době jsou často kladeny požadavky na systémový přístup simulačních nástrojů. Kladen je důraz na umožnění rychlého rozboru různorodých systémů, při kterých se mění provozní podmínky. Proto se postupně vytvářely v oblasti spalovacích motorů softwarové nástroje, které jsou založeny na jednorozměrném (1D) řešení dynamiky tekutin v sacích a výfukových systémech kombinující bezrozměrné (0D) řešení spalování uvnitř pracovního válce motoru. Hlavními představiteli těchto nástrojů jsou GT-SUITE, AVL Boost, Simulink Driveline nebo Ricardo Wave. Tyto softwary umožňují, v případě potřeby, propojení s výše uvedenými nástroji (FEM, MBS, CFD a další) k vytvoření detailnějších řešení vybraných problémů.

TERMODYNAMICKÝ MODEL ZADANÉHO MOTORU

Pro modelování spalovacího motoru je obecně základem řešení tří primárních problémů. Jedná se o přenos síly od tlaku plynů klikovým mechanismem, výměnu náplně válce a pracovní oběh náplně ve válci. Z toho vyplývá nutnost definovat pro jakýkoli motor termodynamické a geometrické parametry jednotlivých částí a to zejména válců, klikového mechanismu, sacích a výfukových systémů, sacích a výfukových ventilů, prvků tvořících směs a součásti turbodmychadla (turbína a kompresor).

Referenční model zážehového spalovacího motoru byl poskytnut společností Honeywell, protože cílem projektu Millerizace je úprava existujícího motoru. V tomto modelu byly již výše zmíněné geometrické a termodynamické parametry definovány. Tento model byl vytvořen v softwarovém nástroji GT-POWER (verze 7.5). Rovněž samotné úpravy referenčního modelu byly prováděny v tomto programu. Vyhodnocení simulací a tvorba většiny grafických výstupů byla prováděna v softwaru GT-POST, který je přímým post-procesorovým nástrojem programu GT-POWER.

9 SIMULACE TERMODYNAMIKY MOTORU

Pro vyhodnocení správnosti nastavení upravených modelů je nezbytné porovnání s referenčními hodnotami nejenom výkonových, ale i dalších parametrů. Tyto byly získány prvotní simulací referenčního modelu (viz kapitola 9.1).

Každý krok optimalizace termodynamických modelů motoru byl nejdříve ověřován v klíčových bodech plného zatížení motoru, kterými jsou tzv. „nominální točivý moment“ a „nominální výkon“, protože tyto body jsou důležitými oblastmi ve vnější otáčkové charakteristice motoru. Bod nominálního točivého momentu se ve vnější otáčkové charakteristice nachází v místě, kdy je motor provozován na nejnižších otáčkách umožňujících dosažení maximálního točivého momentu ($1500 \text{ min}^{-1} / 400 \text{ Nm}$). V tomto bodě zároveň začíná docházet k regulaci turbodmychadla otevíráním obtokového ventilu. Točivý moment je konstantní v rozsahu otáček: $1500 - 4000 \text{ min}^{-1}$. Rozptyl hodnot točivého momentu v tomto rozsahu otáček je $\approx 2 \text{ Nm}$ (např. v 1500 min^{-1} je referenční hodnota točivého momentu $398,6 \text{ Nm}$). Druhý klíčový bod, nominální výkon, se nachází v oblasti, kdy motor dosahuje maximálního výkonu ($5750 \text{ min}^{-1} / 220 \text{ kW}$).

V průběhu všech simulací bylo nutné kontrolovat důležité parametry popisující celý pracovní proces motoru. Jedná se zejména o průběh točivého momentu, měrné efektivní spotřeby paliva, součinitele přebytku vzduchu, iniciace detonačního hoření, průběh spálení pracovní směsi, tlaku a teploty ve výfukovém systému před turbínou, tlakového poměru na kompresoru, otáček rotoru turbodmychadla, maximálního tlaku ve válci, součinitele přebytku vzduchu atd. Z důvodu přehlednosti nejsou všechny tyto hodnoty vykreslovány. Pouze jsou vykreslovány a komentovány parametry, které ovlivnily následné kroky simulací.

Pro kontrolu detonačního hoření je možné v GT-POWER využít několik modelů klepání. V tomto případě je použit základní model založený na metodě „Douaud&Eyzat¹“. Následná korekce upravuje předstih zážehu tak, aby při spalování směsi nedocházelo ke klepání. Zpětnou vazbou, zda dochází ke klepání či nikoli, je tzv. „Knock Induction Time Integral“, jehož hodnota musí ležet v intervalu mezi 0 a 1. Hodnota 1 tedy odpovídá hranici detonačního spalování. V referenčním modelu je ve většině bodů tato hodnota snížena z důvodu zvýšené bezpečnosti a závisí na otáčkách motoru. Proto je pro všechny simulace průběh tohoto parametru neměnný a jeho maximální hodnota je vždy pro dané otáčky motoru převzata z referenčního modelu.

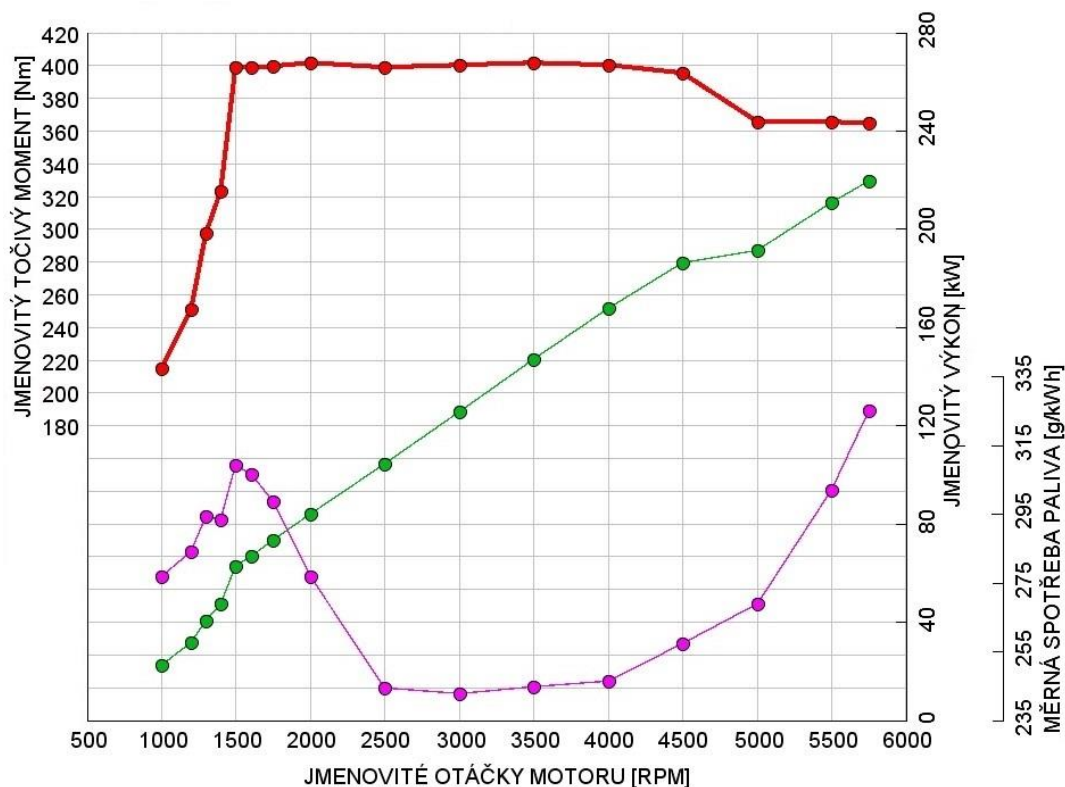
V následujících simulacích bude snahou dodržet nejen stanovené hodnoty parametrů definujících Millerův oběh (viz Tab. 1), ale i referenčních výkonnostních parametrů motoru, tj. maximální točivý moment (400 Nm v rozsahu otáček $1500 - 4000 \text{ min}^{-1}$) a maximální výkon (220 kW při otáčkách 5750 min^{-1}).

9.1 REFERENČNÍ MODEL

Prvním krokem, před počátečními úpravami modelu, bylo provedení simulace referenčního modelu pro zjištění referenčních hodnot a průběhů výše daných veličin. Tato data budou sloužit

¹ A. M. Douaud and P. Eyzat, “Four-Octane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines”, SAE Paper 780080, 1978.

pro nadcházející porovnání s upravovanými modely. Na Obr. 44 je uvedena vnější otáčková charakteristika motoru „Honeywell internal engine“ zjištěná ze simulací referenčního modelu. V Tab. 2 jsou shrnuty nejvýznamnější hodnoty charakterizující výkonové parametry motoru. V Tab. 3 jsou uvedeny základní parametry kompresorové strany referenčního turbodmychadla (dále jen K00) a v Tab. 4 totéž pro turbínovou stranu (dále jen T00).



Obr. 44: Vnější otáčková charakteristika referenčního modelu motoru „Honeywell internal engine“

Tab. 2: Výkonové a geometrické parametry motoru

Parametr		Jednotka	Hodnota	Poznámka
Objem motoru	V	[cm ³]	1 984	
Maximální točivý moment	M _k	[Nm]	400	při ot. 1500-4000 min ⁻¹
Maximální výkon	P	[kW]	220	při ot. 5750 min ⁻¹
Maximální měrná efektivní spotřeba paliva	μ _{pe_min}	[g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	325,2	při ot. 5750 min ⁻¹
Minimální měrná efektivní spotřeba paliva	μ _{pe_max}	[g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	242,8	při ot. 3000 min ⁻¹
Geometrický kompresní poměr	ε	[-]	9,59	
Vrtání válce	D	[mm]	82,5	
Zdvih pístu	h	[mm]	92,8	
Maximální plnicí tlak	p _{1E}	[bar]	2,24	totální tlak
Maximální tlakový poměr na kompresoru	π _T	[bar]	2,55	totální tlak

Tab. 3: Parametry kompresoru

Parametr		Jednotka	Hodnota
Průměr kola	D	[mm]	56
Trim	T	[-]	60
parametr A/R	AR	["]	0.48

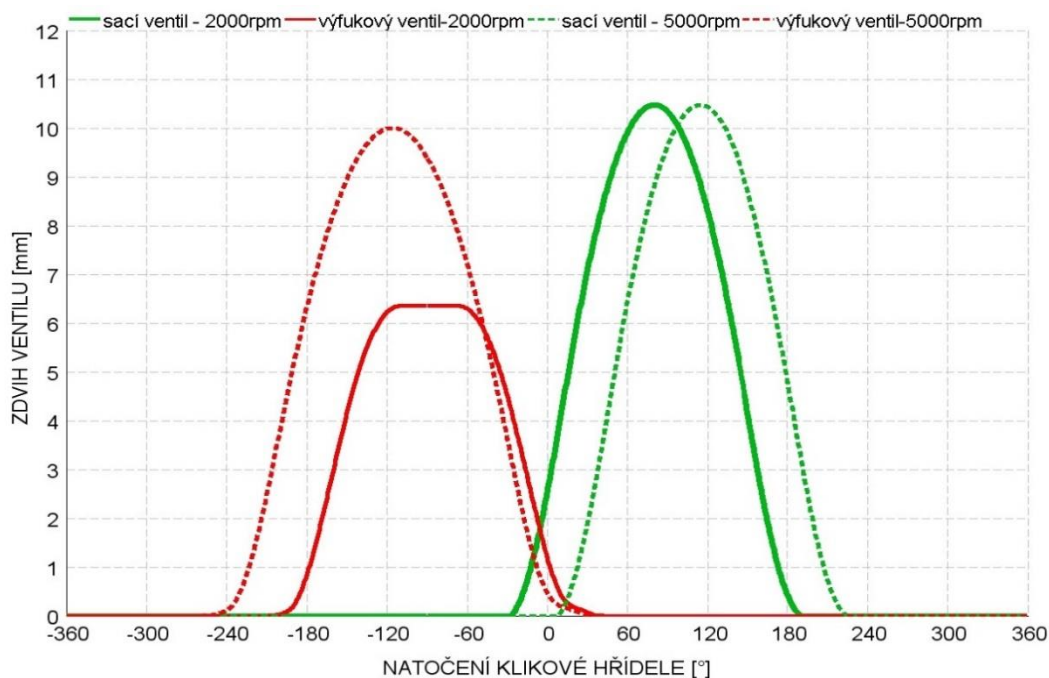
Tab. 4: Parametry turbíny

Parametr		Jednotka	Hodnota
Průměr kola	D	[mm]	54
Trim	T	[-]	6
parametr A/R	AR	["]	0.73

9.2 ÚPRAVA DOBY OTEVŘENÍ SACÍCH VENTILŮ V KLÍČOVÝCH BODECH

Prvním krokem úprav referenčního modelu byla optimalizace doby otevření sacích ventilů, která byla zvolena metodou aplikace Millerova oběhu. Tato úprava byla prováděna s ohledem na zachování referenčních parametrů točivého momentu a výkonu. Motor disponuje variabilním časováním sacích ventilů a přepínatelným profilem vačky výfukových ventilů (různé délky zdvihu a průběhy otevření). Proto byla nejdříve provedena analýza zdvihů sacích a výfukových ventilů, aby byly zjištěny jejich průběhy v jednotlivých otáčkách motoru.

Následující hodnoty časování otevření i zavření ventilů jsou uváděny pro 1 mm zdvihu, tzn. okamžik, kdy je zdvih sacího nebo výfukového ventilu 1 mm. Na Obr. 45 jsou pro představu společně znázorněny zdvihy obou ventilů. Červeně jsou uvedeny výfukové ventily, zeleně sací ventily. Pro ukázkou jsou plnou čarou znázorněny průběhy zdvihu ventilů v otáčkách motoru 2000 min^{-1} a přerušovanou čarou jsou znázorněny průběhy v otáčkách 5000 min^{-1} . V celém spektru otáček se totiž mění časování sacích ventilů, současně jsou využívány dva různé profily výfukových ventilů.



Obr. 45: Zdvihové profily ventilů při otáčkách motoru 2000 min^{-1} (plná čára) a 5000 min^{-1} (přerušovaná čára); zeleně jsou vyznačeny sací ventily, červeně jsou vyznačeny výfukové ventily.

Sací ventily referenčního modelu mají konstantní zdvihovou křivku v celém otáčkovém spektru, pouze se mění jejich časování, tj. okamžik otevření a zavření ventilů, doba otevření je rovněž konstantní a je rovna 185° . Zdvih sacích ventilů je $10,47 \text{ mm}$.

Referenční vačková hřídel výfukových ventilů disponuje dvěma profily. Každý profil má rozdílný zdvih i dobu otevření. První profil je používán od volnoběžných otáček motoru do otáček 2500 min^{-1} . Okamžik otevření je v -178° před horní úvrati při výměně náplně válce (dále jen TDC_GE). Okamžik zavření je v 2° za TDC_GE. Celková doba otevření ventilů je 180° . Výška zdvihu je $6,35 \text{ mm}$. Druhý profil je používán od otáček motoru 2500 min^{-1} do maximálních jmenovitých otáček, tj. 5750 min^{-1} . V tomto případě dochází k otevření výfukových ventilů v -223° vůči TDC_GE a k zavření v -8° vůči TDC_GE. Celková délka otevření ventilů je v tomto případě 215° . Výška zdvihu je $10,00 \text{ mm}$.

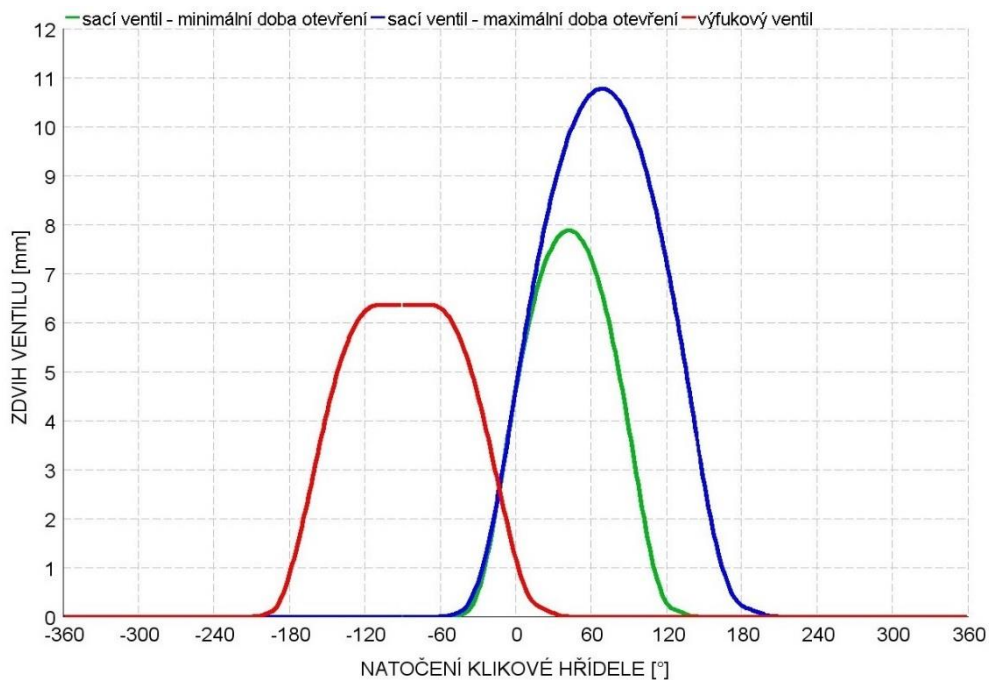
9.2.1 ČASOVÁNÍ SACÍCH VENTILŮ PRO MILLERŮV OBĚH V BODĚ NOMINÁLNÍHO TOČIVÉHO MOMENTU

Nejdříve byla provedena optimalizace doby otevření sacích ventilů pro nominální točivý moment. Ta spočívala v ověření závislosti parametrů (nejen výkonových) v konstantních otáčkách motoru (1500 min^{-1}) na změně doby otevření sacích ventilů. Byl vytvořen výpočetní cyklus simulací, kdy se měnil okamžik uzavření sacích ventilů (IVC) s krokem 5° natočení klikové hřídele pro určení hranice uzavření, která bude splňovat zvolenou podmínku Atkinsonova poměru. Na Obr. 46 je vykreslen, jak průběh zdvihu výfukových ventilů, tak navržený maximální a minimální průběh zdvihů sacích ventilů v simulaci. Navržený maximální průběh zdvihu sacích ventilů je 165° za TDC_GE a odpovídá referenčnímu zdvihu. Navržený

minimální úhel uzavření sacích ventilů byl po optimalizaci zvolen jako 75% původního úhlu. Tomuto zkrácení odpovídá uzavření ventilů při 115° za TDC_GE. Počet výpočtových bodů byl 11. Aby nedošlo ke zvýšení zrychlení sacích ventilů, které by mohlo způsobovat přerušení kontaktu vačky a zdvihátka ventilu, nebo zadírání, bylo nutné zachovat průběh křivek zdvihu. Proto byl vytvořen přepočtový koeficient velikosti zdvihu, který vychází z poměru nové a referenční doby otevření sacích ventilů viz Obr. 46. Tento koeficient byl použit pro přepočet potřebné délky zdvihu ventilů tak, aby nebylo překročeno referenční zrychlení ventilů.

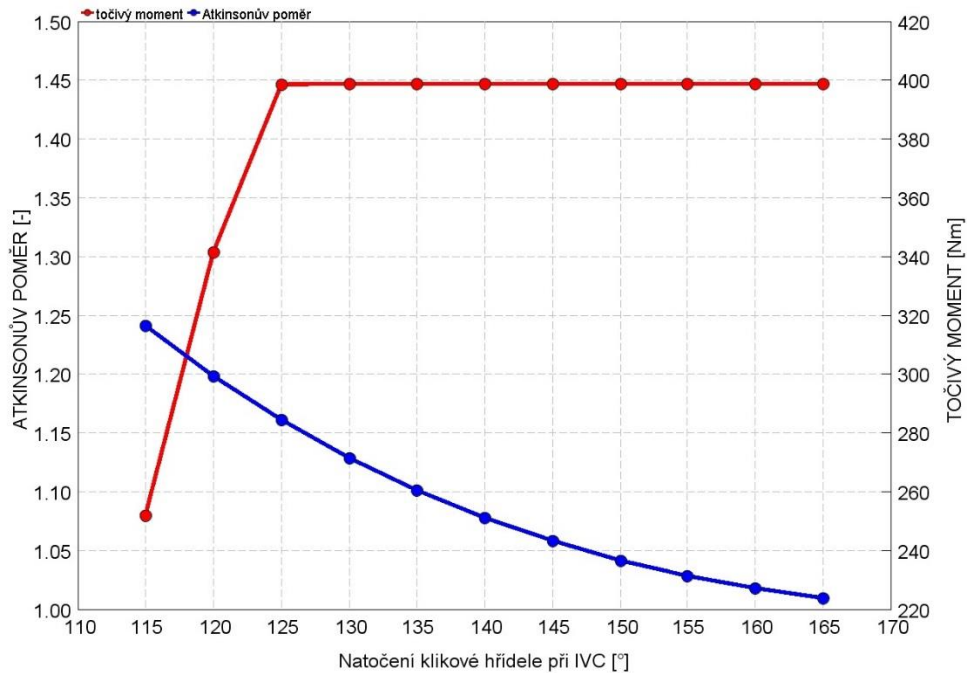
$$r = \frac{IVC - IVO}{185} \quad (32)$$

kde r_s [-] je přepočtový koeficient velikosti zdvihu sacích ventilů,
 IVC [°] je uzavření sacího ventilu
 IVO [°] je otevření sacího ventilu



Obr. 46: Zdvihové profily ventilů při otáčkách motoru 1500 min^{-1} pro optimalizované nastavení doby otevření sacího ventilu; zelená – minimální nastavený zdvih sacího ventilu, modrá – maximální navržený zdvih sacího ventilu (referenční zdvih); červená zdvih výfukového ventilu

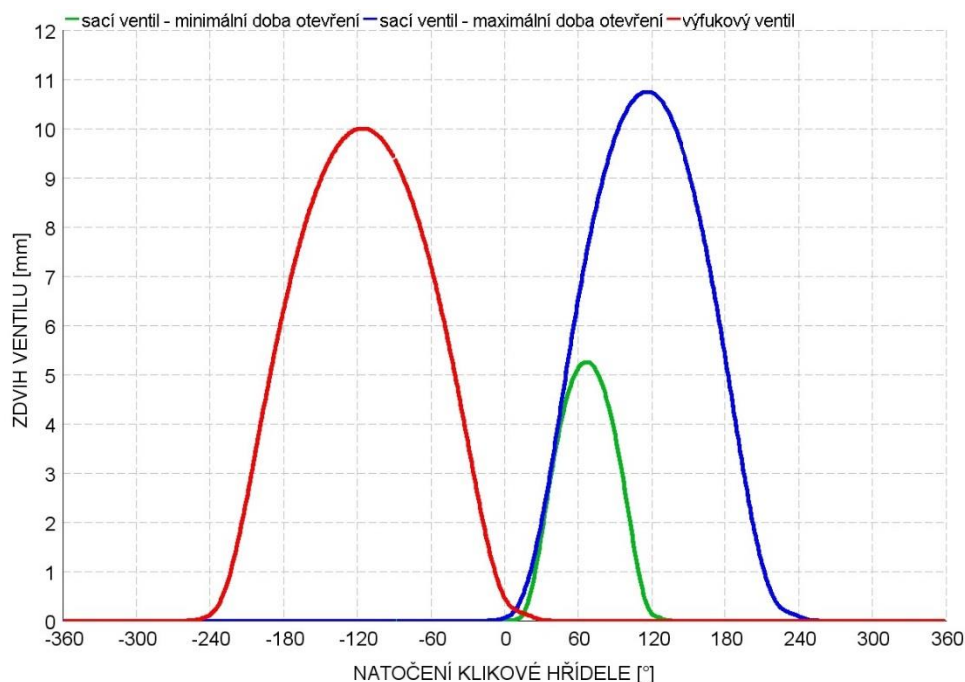
Z této série simulací byly zjištěny hodnoty Atkinsonova poměru v závislosti na úhlu uzavření sacích ventilů. Tato závislost je vykreslena v grafu společně s točivým momentem na Obr. 47. Z grafu je zřejmé, že splnění podmínky $A \geq 1,15$ odpovídá uzavření sacích ventilů v 125° za TDC_GE. Rovněž je patrné, že v tomto bodě je dosaženo cílového točivého momentu.



Obr. 47: Závislost Atkinsonova poměru a točivého momentu na změně uzavření sacích ventilů pro nominální točivý moment motoru (1500 min^{-1}).

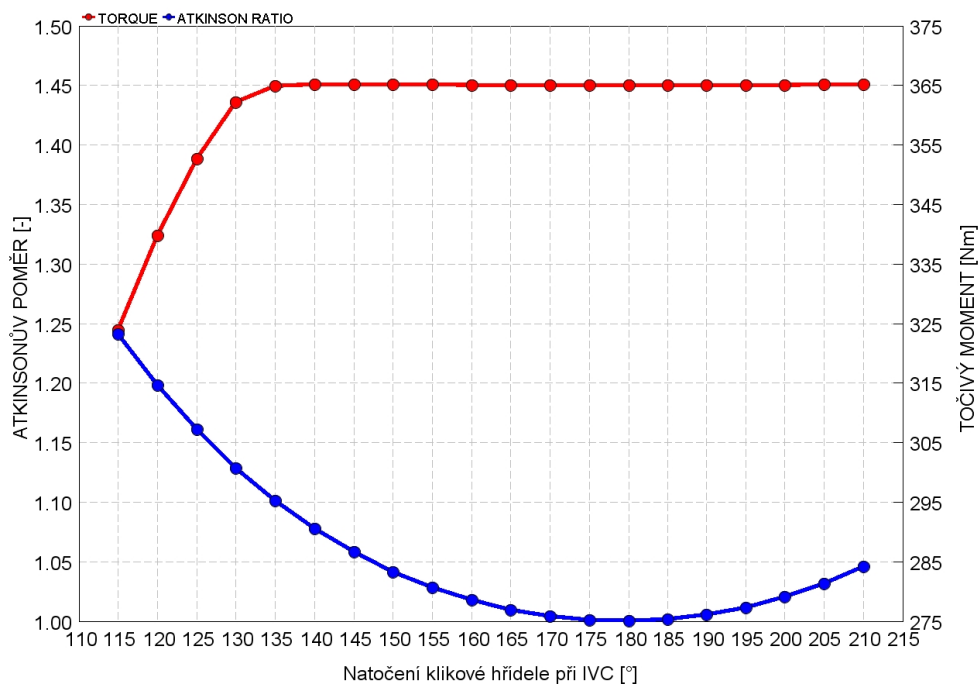
9.2.2 ČASOVÁNÍ SACÍCH VENTILŮ PRO MILLERŮV OBĚH V BODĚ NOMINÁLNÍHO VÝKONU

Stejný postup jako v předchozím případě byl aplikován i pro pracovní bod nominálního výkonu. Simulace byla provedena pro otáčky 5750 min^{-1} , ve kterých motor dosahuje nominálního výkonu 220 kW. Nejmenší úhel uzavření sacích ventilů byl stejný jako pro simulace v bodě pro nominální točivý moment, tj. 115° . Pro maximální otevření sacích ventilů byl zvolen úhel dolní úvratě po výměně válce, protože je aplikováno řešení prodloužené expanze, kdy dochází k předčasnému uzavření sacích ventilů. Proto nemá význam uvažovat úhly větší než 180° (DÚ), jako například 210° , který je úhlem uzavření sacích ventilů v referenčním modelu. Počet kroků v této simulaci je 14. Na Obr. 48 je zobrazen maximální a minimální průběh zdvihu sacího ventilu společně se zdvihem výfukového ventilu.

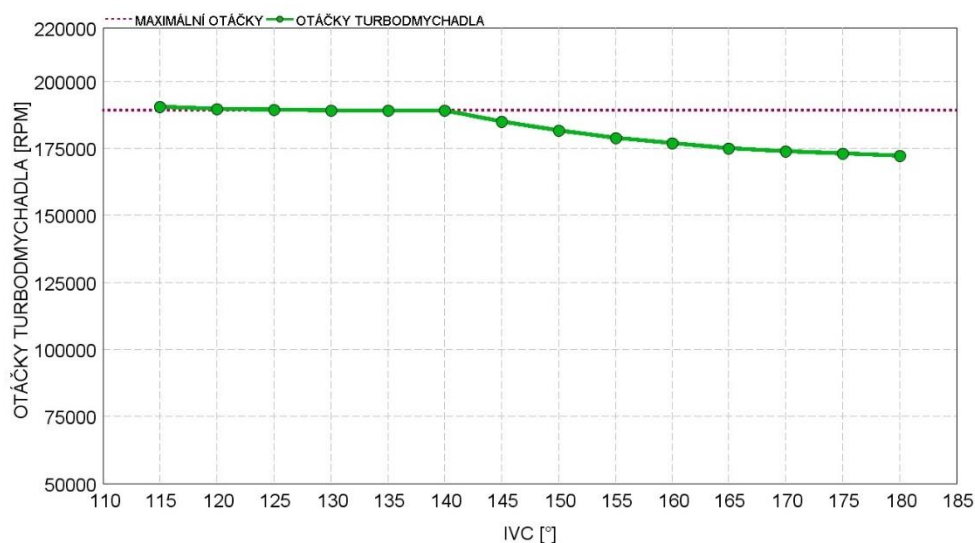


Obr. 48: Zdvihové profily ventilů při otáčkách motoru 5750 min^{-1} pro optimalizované nastavení doby otevření sacího ventilu; zelená – minimální nastavený zdvih sacího ventilu, modrá – maximální navržený zdvih sacího ventilu (referenční zdvih); červená zdvih výfukového ventilu

Ze simulace vyplývá (Obr. 49), že byly potvrzeny výsledky předchozí simulace, a to že podmínka $A \geq 1,15$ je splněna pro úhel uzavření sacích ventilů v okamžiku, kdy se kliková hřídel nachází v 125° za horní úvratí při výměně náplně válce. Zároveň je patrné, že nebylo dosaženo požadovaného točivého momentu (365 Nm), který odpovídá jmenovitému výkonu 220 kW . Toto je způsobeno nedostatečným výkonem kompresoru turbodmychadla, protože bylo dosaženo limitních otáček turbodmychadla (viz Obr. 50). Pro toto konkrétní turbodmychadlo jsou maximální otáčky stanoveny výrobcem na $199\,500 \text{ min}^{-1}$. Z bezpečnostních důvodů jsou však vždy limitní otáčky nastavovány přibližně s 5% rezervou. V tomto případě tedy limitními otáčkami turbodmychadla byla hodnota $189\,500 \text{ min}^{-1}$.



Obr. 49: Závislost Atkinsonova poměru a točivého momentu na změně úhlu uzavření sacích ventilů pro jmenovitý výkon motoru (5750 min^{-1})



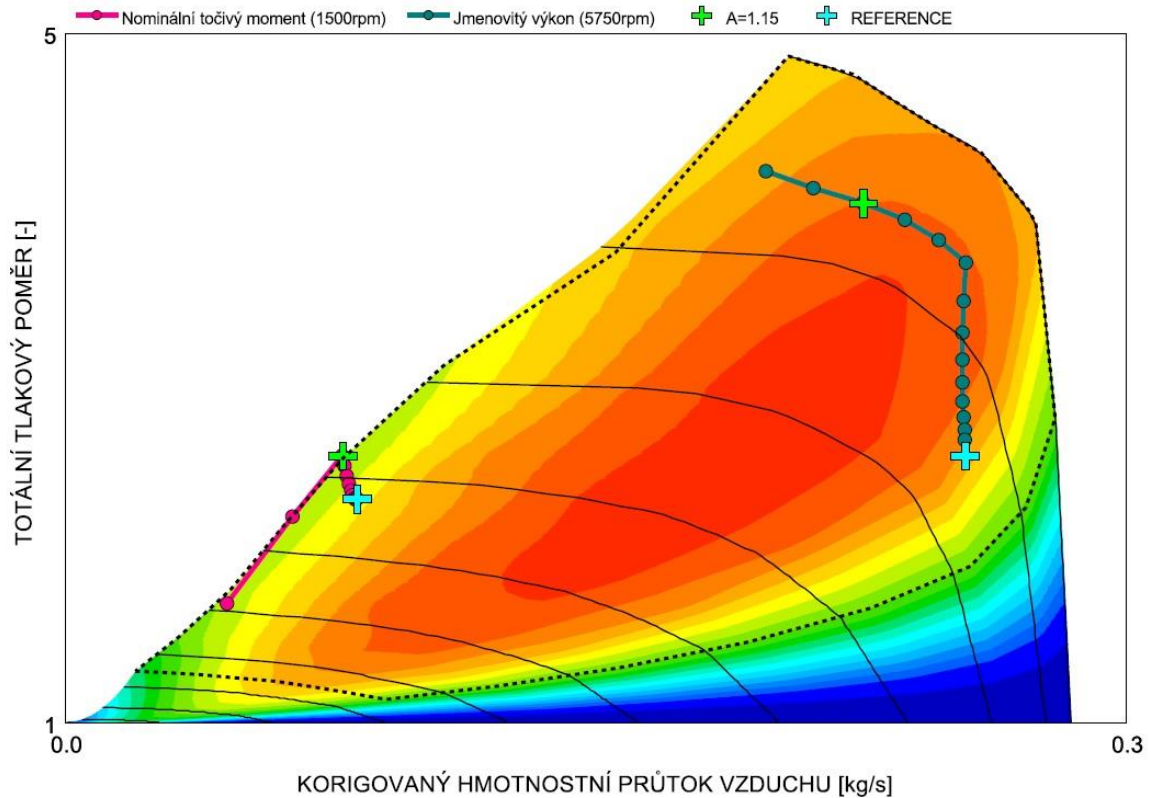
Obr. 50 Závislost otáček turbodmychadla na změně úhlu uzavření sacích ventilů

9.2.3 VYHODNOCENÍ PROVOZNÍCH BODŮ

Po kontrole průběhu pracovních bodů pro nominální točivý moment v kompresorové mapě referenčního turbodmychadla (viz Obr. 51) bylo zjištěno, že bod odpovídající uzavření sacích ventilů při 125° za TDC_{GE}, který splňuje podmínku $A \geq 1,15$, leží za hranicí pumpování kompresoru pro pracovní bod nominálního točivého momentu. Proto by při použití referenční konfigurace turbodmychadla muselo být zvoleno uzavření sacích ventilů při hodnotě 130° po TDC_{GE}. Tento pracovní bod již náleží do využitelné oblasti kompresorové mapy a splňuje

podmínku dosažení referenčního točivého momentu, avšak již nespĺňuje vytyčenou podmínku pro Atkinsonův poměr $A \geq 1,15$.

Zároveň lze pozorovat přesun provozních bodů do nižších průtoků a vyšších tlakových poměrů při změně referenčního nastavení (modré křížky v Obr. 51) na uzavření sacích ventilů pro Atkinsonův poměr 1,15 (zelené křížky v Obr. 51).



Obr. 51: Kompresorová mapa referenčního turbodmychadla s vyznačeným průběhem závislosti tlakového poměru na kompresoru závislé na korigovaném průtoku vzduchu při změně IVC

Z důvodu překročení meze pumpování při nominálním točivém momentu a dosažení limitních otáček turbodmychadla při jmenovitém výkonu pro zvolený Atkinsonův poměr 1,15 bylo nutné učinit kroky pro jeho eliminaci těchto nedostatků. V tomto případě lze učinit následující kroky:

- 1) změnit kompresor turbodmychadla,
- 2) snížit výkonové požadavky (snížit točivý moment v tomto bodě),
- 3) změnit otáčky motoru při dosažení jmenovitého točivého momentu.

Při hodnocení výsledků pro nominální výkon musí být bráno v potaz, že dosažení limitních otáček turbodmychadla je ovlivněno i úhlem otevření sacích ventilů, jehož hodnota (referenční) v tomto případě způsobila, jak značné zkrácení doby otevření ventilu, tak i značně ovlivnila velikost zdvihu ventilu zejména pro několik prvních hodnot simulace (viz Obr. 48 – minimální zdvih ventilu). Tento nedostatek lze eliminovat vhodným časováním otevření sacích ventilů.

9.3 OPTIMALIZACE KOMPRESORU TURBODMYCHADLA

Jako první možná změna byla zvolena varianta výměny kompresoru turbodmychadla. Bylo ověřeno několik teoreticky vhodných kompresorových kol a kompresorových skříní.

Dle závěrů předchozí kapitoly je třeba klást důraz při výběru nové kompresorové strany turbodmychadla na posun meze pumpování do oblasti nižších hmotnostních průtoků vzduchu. Zároveň je možno zvolit kompresor s nižšími hodnotami maximálních hmotnostních průtoků při zachování tlakových poměrů, protože dochází k přesunu pracovního bodu v kompresorové mapě pro nominální výkon motoru směrem doleva díky vyšší účinnosti motoru (viz Obr. 51). Z toho vyplývá, že lze využít menší průměr kompresoru, případně kompresor s menším trimem.

9.3.1 KONTROLA PRACOVNÍHO BODU KOMPRESORU PRO NOMINÁLNÍ TOČIVÝ MOMENT

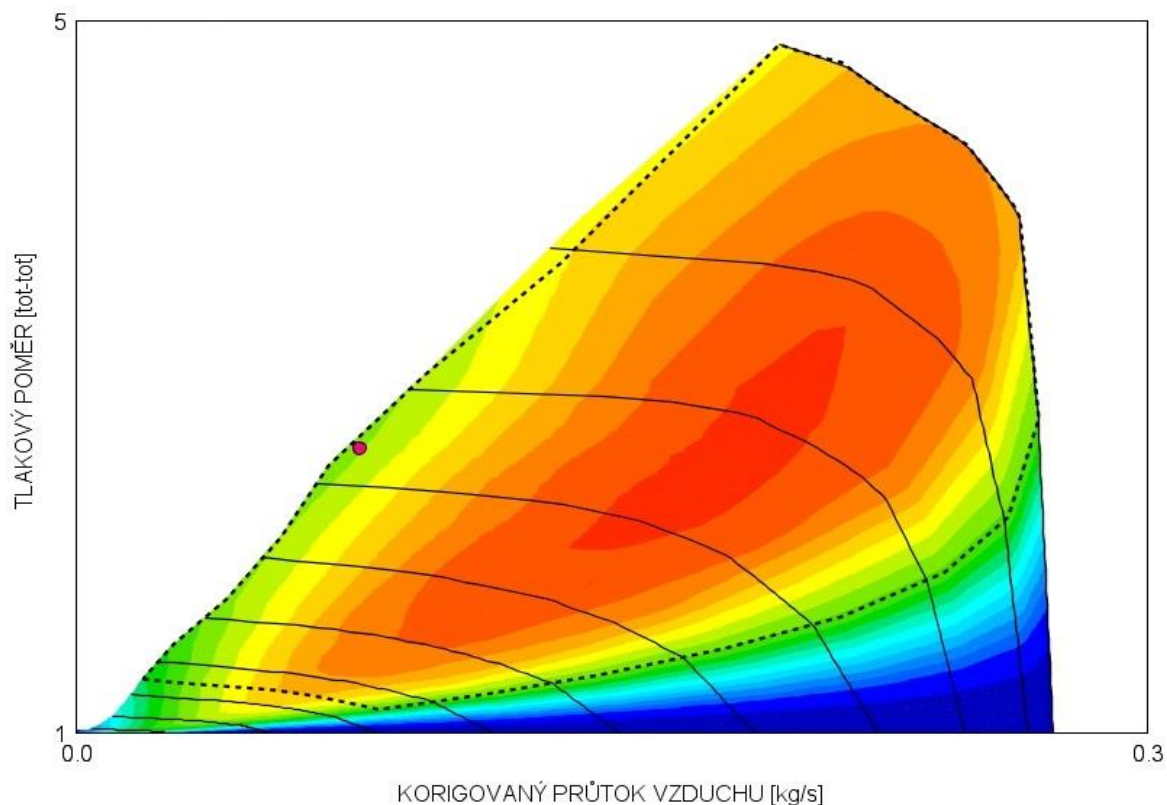
Na základě provedených simulací s jednotlivými kompresory a skříněmi, ve kterých byly nastaveny konstantní otáčky motoru 1500 min^{-1} (bod nominálního točivého momentu) a konstantní hodnotu $\text{IVC} = 125^\circ$ (minimální hodnota pro Atkinsonův poměr $A \geq 1,15$) bylo vybráno nejvhodnější kompresorové kolo a jemu odpovídající skříň kompresoru.

V porovnání s referenční kompresorovou stranou je nově zvolená kompresorová strana (dále jen K01) odlišná zejména v průměru kola kompresoru a v parametru A/R, který je společně s dalšími parametry uveden v Tab. 5. K01 se vyznačuje, oproti K00, posunutou mezí pumpování do oblasti vyšších tlakových poměrů a nižších hmotnostních průtoků a zároveň téměř shodnou oblastí meze zahlcení.

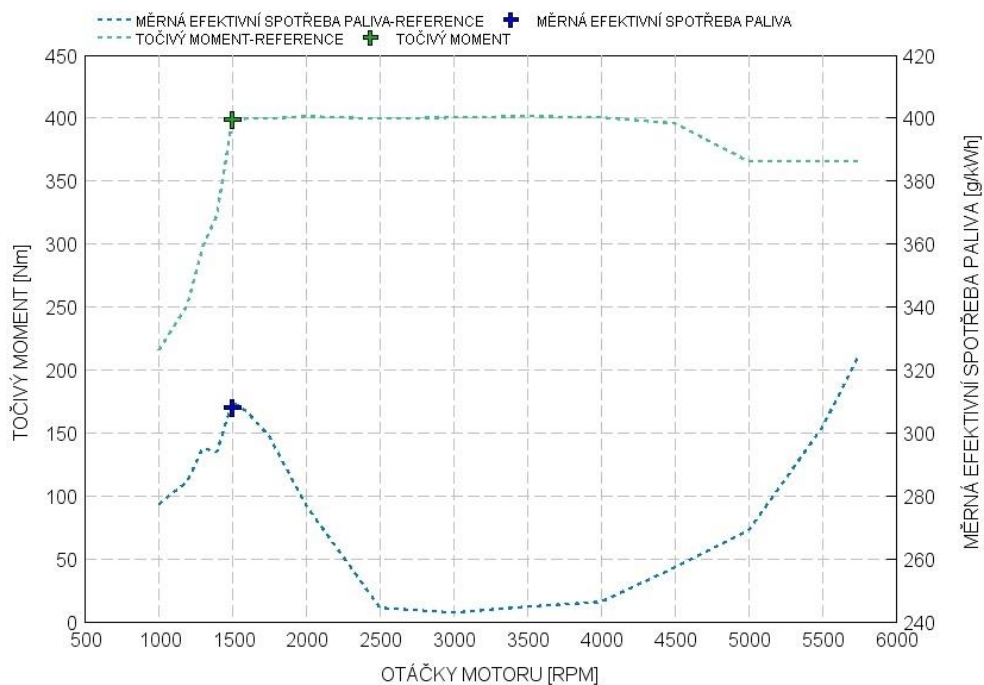
Tab. 5: Parametry kompresoru K01

Parametr		Jednotka	Hodnota	Poznámka
Průměr kola	D	[mm]	54	
TRIM	T	[-]	62	
A/R	AR	["]	0.46	

V mapě kompresoru K01, který je na Obr. 52, je znázorněn pracovní bod motoru při nominálním točivém momentu v otáčkách 1500 min^{-1} a při uzavření sacích ventilů při $125^\circ \text{ TDC}_{\text{GE}}$. Z tohoto grafu je patrné, že již tento pracovní bod vyhovuje pracovní oblasti kompresoru. Pro ověření dosažení referenčního točivého momentu je uveden graf na Obr. 53, kde je obsažen pracovní bod pro nastavení viz výše, rovněž je přerušovanou čarou vykreslena referenční křivka průběhu točivého momentu, kterého je třeba dosáhnout v celém spektru provozních otáček motoru. Společně s točivým momentem je i vynesena hodnota pro měrnou efektivní spotřebu paliva, rovněž s referenční křivkou. S dosažených výsledků lze navrhovanou změnu kompresorové strany K01 použít pro další simulace motoru pracující s Millerovým oběhem.



Obr. 52: Kompresorová mapa kompresoru K01s vyznačeným pracovním bodem motoru pro otáčky 1500 min^{-1} a $IVC 125^\circ$ ($A \geq 1,15$)



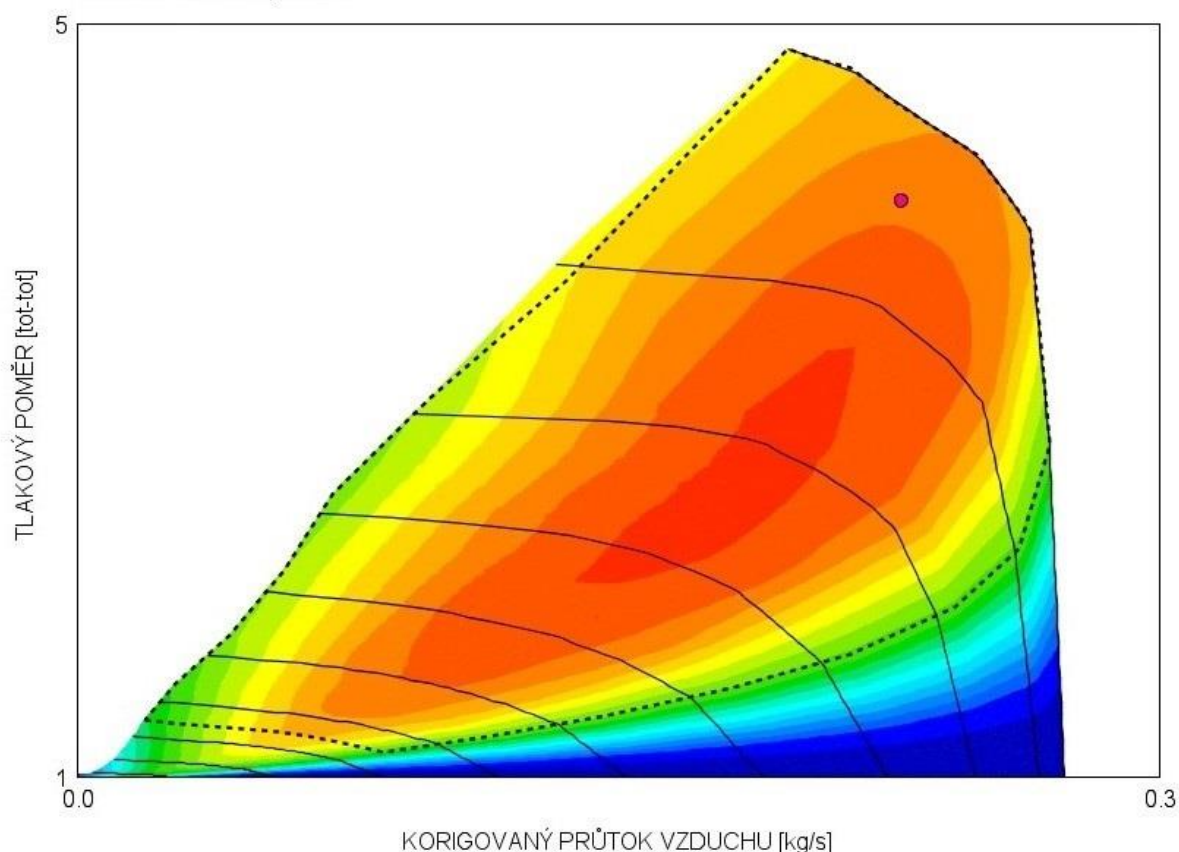
Obr. 53: Točivý moment a měrná efektivní spotřeba pro pracovní bod v nominálním točivém momentu, pro nastavené hodnoty simulace: $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $IVC = 125^\circ$, $A \geq 1,15$

9.3.2 KONTROLA PRACOVNÍHO BODU KOMPRESORU PRO NOMINÁLNÍ VÝKON

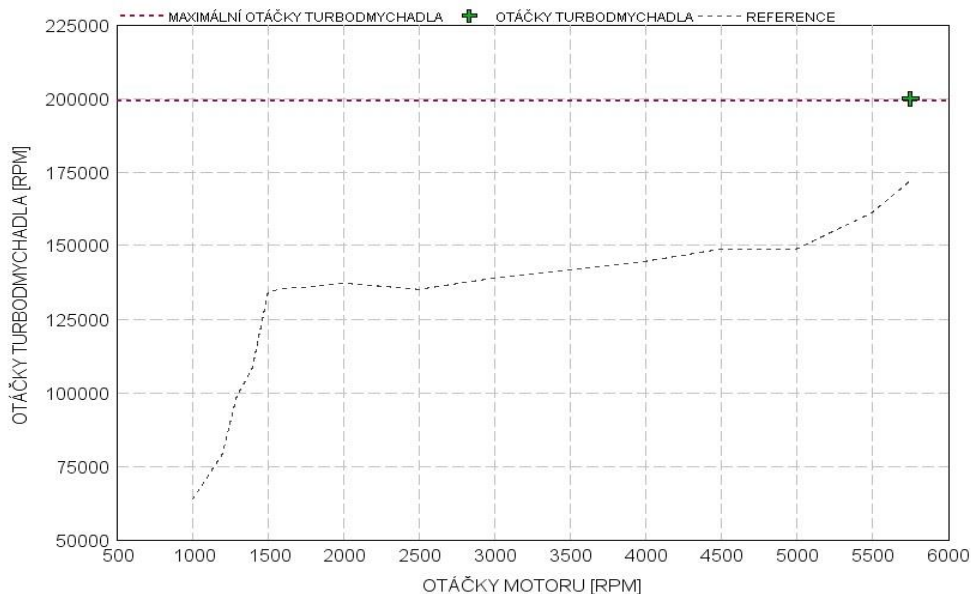
Po ověření vhodnosti použití nové kompresorové strany turbodmyhadla v nominálním točivém momentu bylo nutné provést stejné ověření i v bodě nominálního výkonu. Proto bylo v tomto bodě otestováno stejné nastavení jako v předešlém případě. Pouze se změnou otáček, která je specifická pro nominální výkon. Nastavení simulací bylo následující: otáčky motoru $n = 5750 \text{ min}^{-1}$, zatížení motoru $\tau = 100\%$, úhel klikové hřídele při uzavření sacích ventilů IVC = 125° , který zaručí podmínku $A \geq 1,15$.

V kompresorové mapě se pracovní bod motoru nachází ve využitelné oblasti mapy, viz Obr. 54. Avšak otáčky turbodmyhadla dosáhli limitní hodnoty $199\,000 \text{ min}^{-1}$, které jsou vyneseny v grafu na Obr. 55. I když maximální otáčky turbodmyhadla jsou výrobcem stanoveny na $209\,000 \text{ min}^{-1}$, je vždy uvažována přibližně 5% rezerva pro zajištění bezpečnosti. Toto omezení mělo za následek snížení výkonu, resp. točivého momentu motoru, jak je vidět v grafu točivého momentu a měrné efektivní spotřeby paliva na Obr. 56.

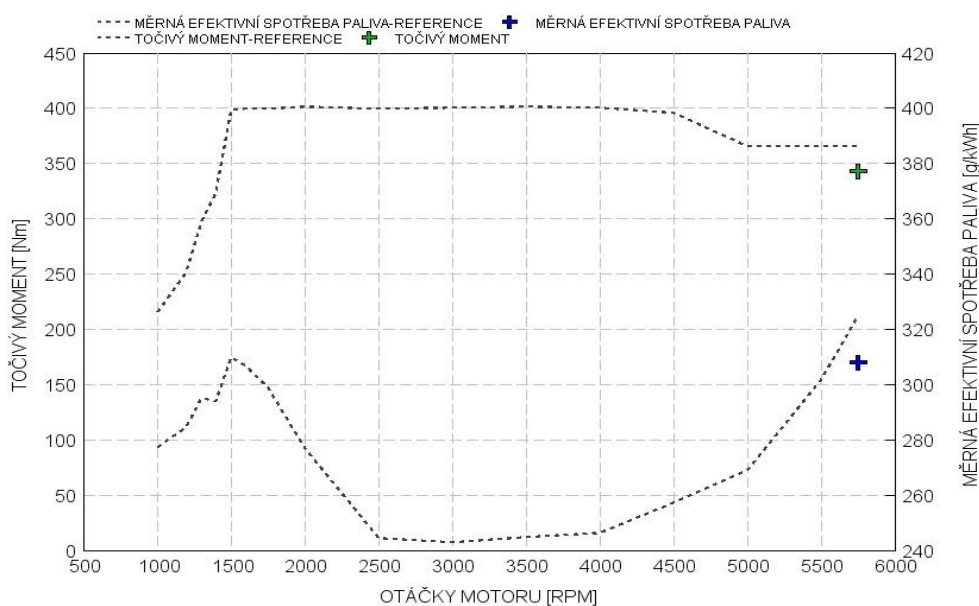
Jelikož byla simulace provedena s referenčním nastavením otevření sacích ventilů lze předpokládat, že změnou jejich hodnot, může být docíleno zlepšení naplnění válce, zvýšení účinnosti motoru, což by mělo za následek i snížení otáček turbodmyhadla. Zmíněná úvaha byla ověřena a dále zpracována v kapitole 9.4.



Obr. 54: Kompresorová mapa kompresoru K01s vyznačeným pracovním bodem motoru pro otáčky 5750 min^{-1} a IVC 125° ($A \geq 1,15$)



Obr. 55: Graf otáček turbodmychadla. S vyznačenou hranicí maximálních povolených otáček turbodmychadla (přerušovaná fialová) a s průběhem otáček referenčního turbodmychadla (přerušovaná šedá)

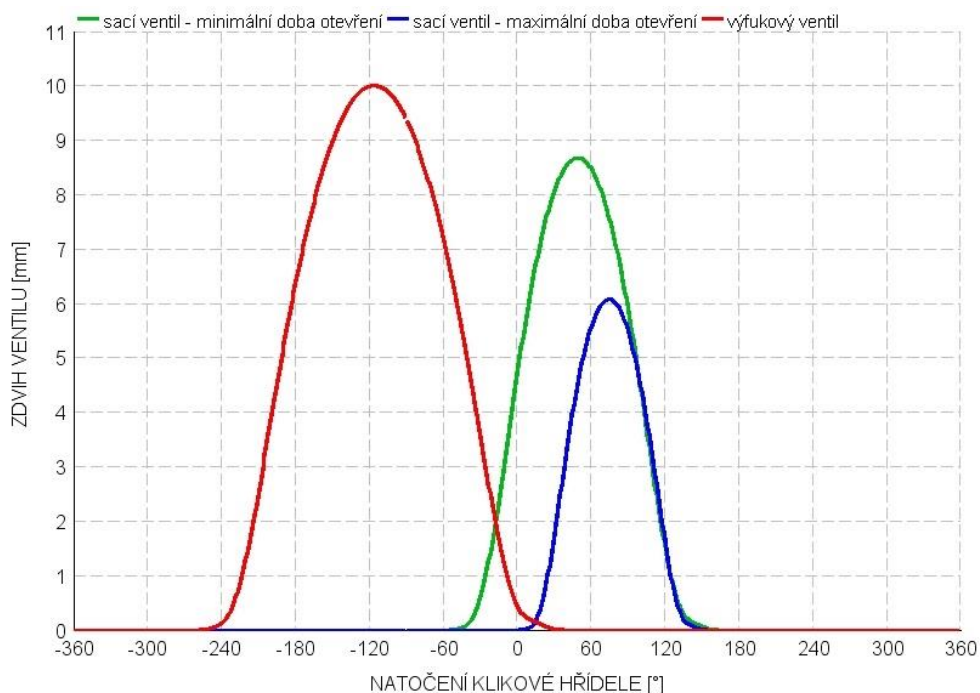


Obr. 56: Točivý moment a měrná efektivní spotřeba pro pracovní bod v nominálním výkonu, pro nastavené hodnoty simulace: $n = 5750 \text{ min}^{-1}$, $IVC = 125^\circ$, $A \geq 1,15$

9.4 OPTIMALIZACE ÚHLU OTEVŘENÍ SACÍCH VENTILŮ PRO NOMINÁLNÍ VÝKON

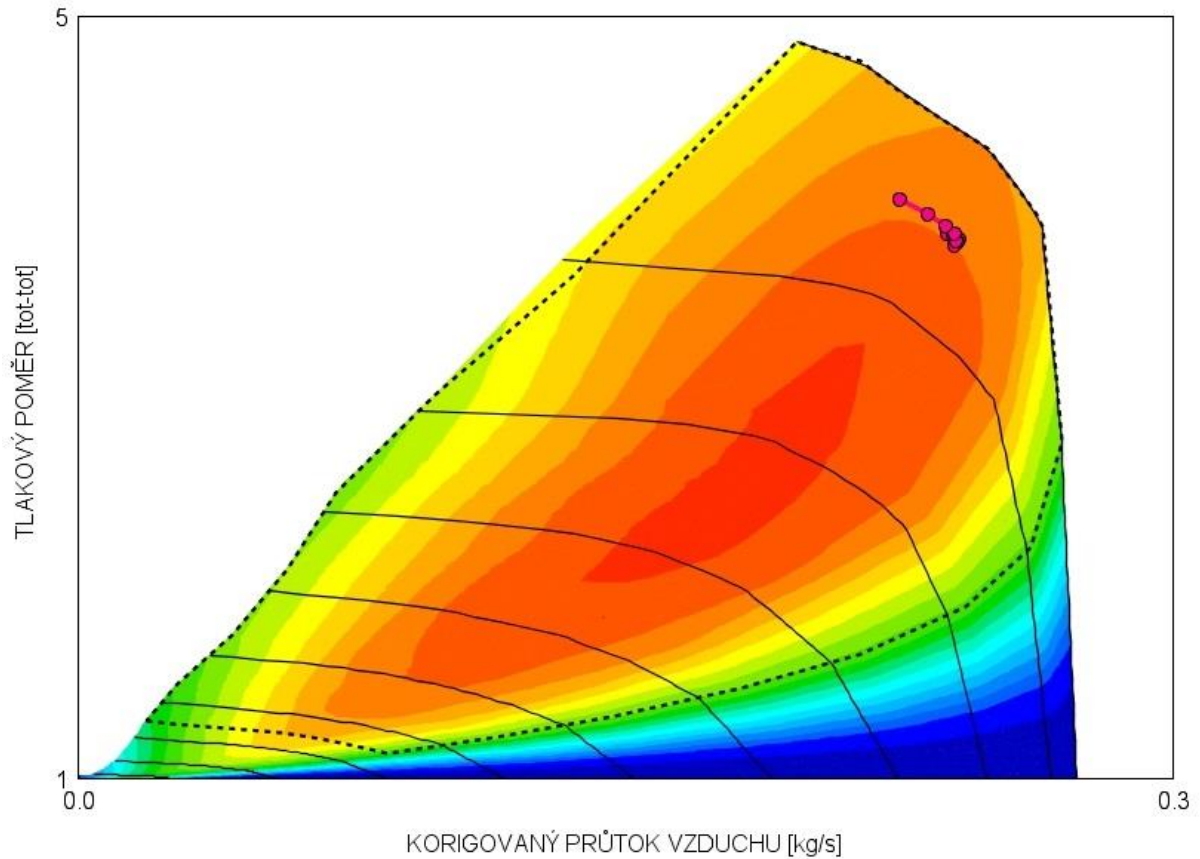
V referenčním nastavení otevírání a zavírání sacích ventilů byla využívána celá délka (185°), a nebyl kladen žádný důraz na Atkinsonův poměr, proto bylo možné vhodné časování upravovat variabilním časováním sacích ventilů.

Při úpravě motoru pro provoz s Millerovým oběhem, je naopak kladen velký důraz na dodržení stanovené hodnoty $A \geq 1,15$. Proto uzavírání sacího ventilu bylo snahou neměnit. Z tohoto důvodu bylo potřebné ověřit vliv otevírání sacích ventilů na výkon a účinnost motoru. Byla vytvořena série simulací, při které byla měněna hodnota IVO v rozsahu $-25^\circ - 25^\circ$ vůči TDC_GE s krokem 5° . Tento rozsah byl zvolen na základě předpokladu, že podobné kroky budou aplikovány i v druhém klíčovém bodě motoru – nominální točivý moment. Krajní body intervalu IVO pro simulace byly definovány na základě pokrytí referenčních hodnot IVO pro oba body. V nominálním točivém momentu je referenční IVO = -21° , v nominálním výkonu je referenční IVO = 24° . V grafu na Obr. 57 jsou vyneseny navrhované maximální a minimální průběhy otevření sacích ventilů společně s průběhem otevření výfukových ventilů.



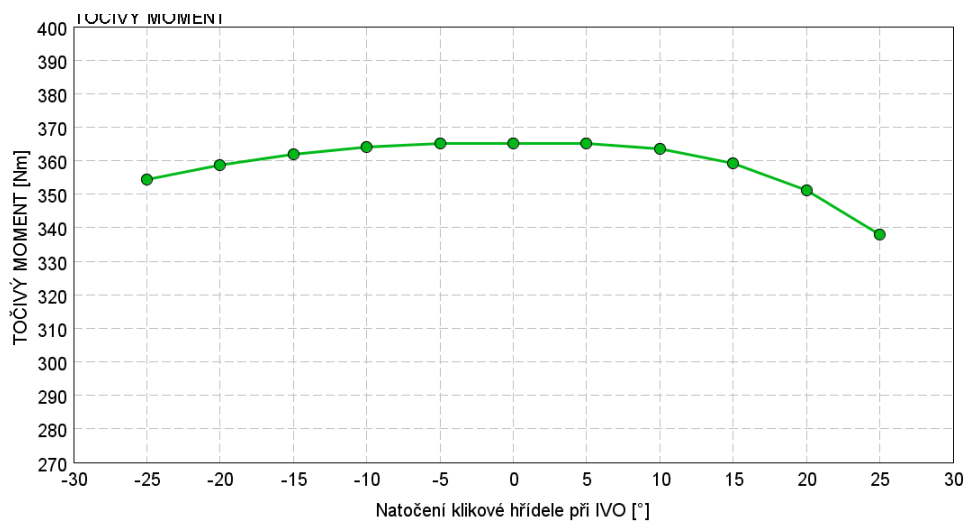
Obr. 57: Zdvihové profily ventilů při otáčkách motoru 5750 min^{-1} pro optimalizované nastavení doby otevření sacího ventilu; zelená – maximální (IVO = -25°) nastavený zdvih sacího ventilu, modrá – minimální navržený zdvih sacího ventilu (IVO = 25°); červená zdvih výfukového ventilu

Důležitým parametrem, mimo hlavní výkonové parametry, jsou otáčky turbodmychadla, které ovlivňují průběh sledovaných výkonových parametrů. Na Obr. 58 je vykreslen v kompresorové mapě kompresoru K01 vliv změny IVO na pracovní bod – nominální výkon.

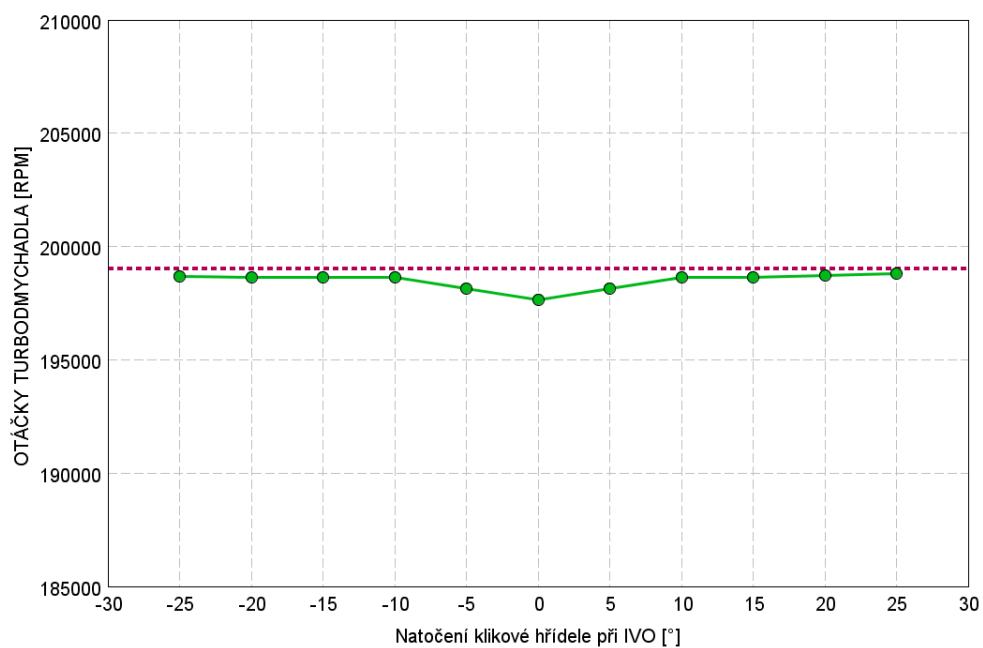


Obr. 58: Kompressorová mapa kompresoru K01s vyznačenými pracovními body motoru závislé na změně IVO pro: otáčky 5750 min^{-1} , IVC 125° ($A \geq 1,15$), IVO $-25^\circ - 25^\circ$

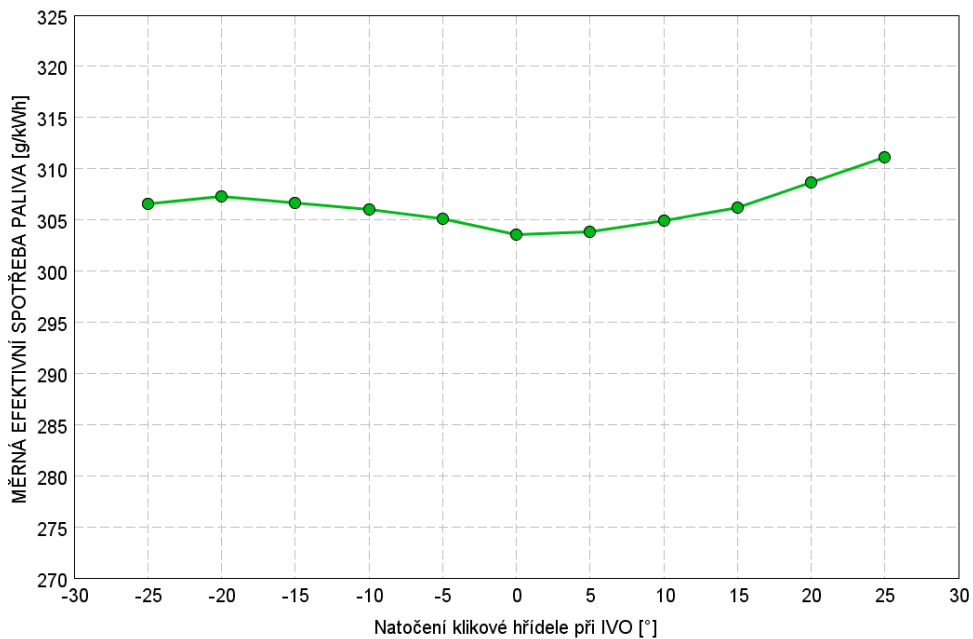
V grafu závislosti točivého momentu na změně IVO na Obr. 59 lze vidět, že pro dosažení referenčního točivého momentu 365 Nm , který odpovídá maximálnímu výkonu 220 kW , je dosaženo při otevření sacích ventilů v rozsahu $-5^\circ - +5^\circ$ vůči TDC_GE. Zároveň v grafu závislosti otáček turbodmychadla na změně IVO znázorněné na Obr. 60 je patrné snížení otáček turbodmychadla v hodnotě IVO = 0° vztažené k TDC_GE, které již limit $199\,000 \text{ min}^{-1}$ splňuje s rezervou.



Obr. 59: Graf závislosti točivého momentu na změně IVO v nominálním výkonu



Obr. 60: Graf závislosti otáček turbodmychadla na změně IVO v nominálním výkonu



Obr. 61: Graf závislosti měrné efektivní spotřeby paliva na změně IVO v nominálním výkonu

Na základě tohoto vyhodnocení je možné prohlásit, že vhodným nastavením otevření sacích ventilů je 0° vůči TDC_{GE}. Vhodnost volby této hodnoty pro IVO potvrzuje i minimální měrná efektivní spotřeba paliva v tomto bodě, která je znázorněna v grafu na Obr. 61.

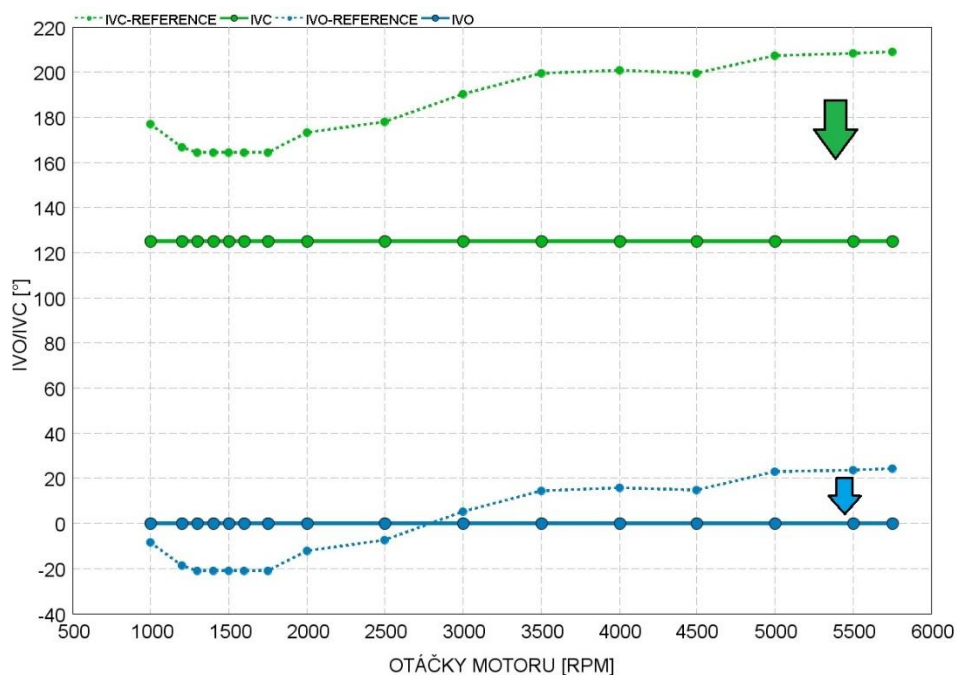
Výsledná délka otevření sacích ventilů, při nastavení IVO = 0° a IVC = 125° vůči TDC_{GE} je 125° . Délka referenčního modelu byla 185° . Nové nastavení je tedy o téměř 33% kratší, tedy přibližně 1/3 původní délky.

9.5 OVĚŘENÍ NASTAVENÍ OTEVŘENÍ A ZAVŘENÍ SACÍCH VENTILŮ ZE SIMULACÍ VE JMENOVITÉM VÝKONU V CELÉM SPEKTRU OTÁČEK MOTORU

Po optimalizaci otevření sacích ventilů byla provedena simulace v celém pracovním spektru otáček motoru při plném zatížení. Proto, aby byla ověřena vhodnost použití konstantního nastavení otevření a zavření sacích ventilů pro všechny pracovní body motoru. Otevření a zavření výfukových ventilů zůstalo ponecháno z referenčního modelu.

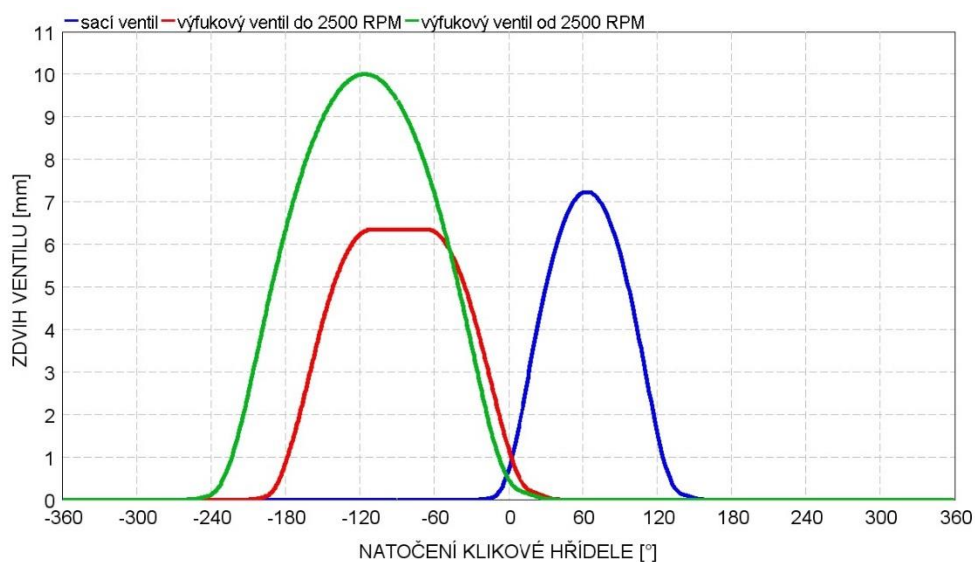
Dle dříve uvedených výsledků (viz kapitola 9.4) bylo pro nadcházející simulaci nastaveno otevření sacích ventilů v okamžiku, kdy kliková hřídel je 0° vůči horní úvratí při výměně válce. Uzavření sacích ventilů bylo nastaveno v okamžiku, kdy se kliková hřídel nachází 125° za horní úvratí při výměně válce, dle simulací, které byly popsány v kapitole 9.2.

Na nadcházejícím grafu (Obr. 62) jsou pro přehlednost uvedena změna časování sacích ventilů, které byly v modelu měněny. Jsou zde uvedeny pro porovnání hodnoty jednak referenčního modelu (přerušované křivky) a nové hodnoty (plné křivky), které byly vybrány pro simulaci.



Obr. 62: Změna průběhu časování sacích ventilů z referenčních hodnot na zvolené v simulaci; plné křivky představují nové nastavení, přerušované křivky představují referenční nastavení; modrou barvou jsou vykresleny hodnoty pro uzavření ventilů, zelenou pak pro otevření ventilů.

Na Obr. 63 jsou znázorněny zvolené časování sacích a výfukových ventilů.

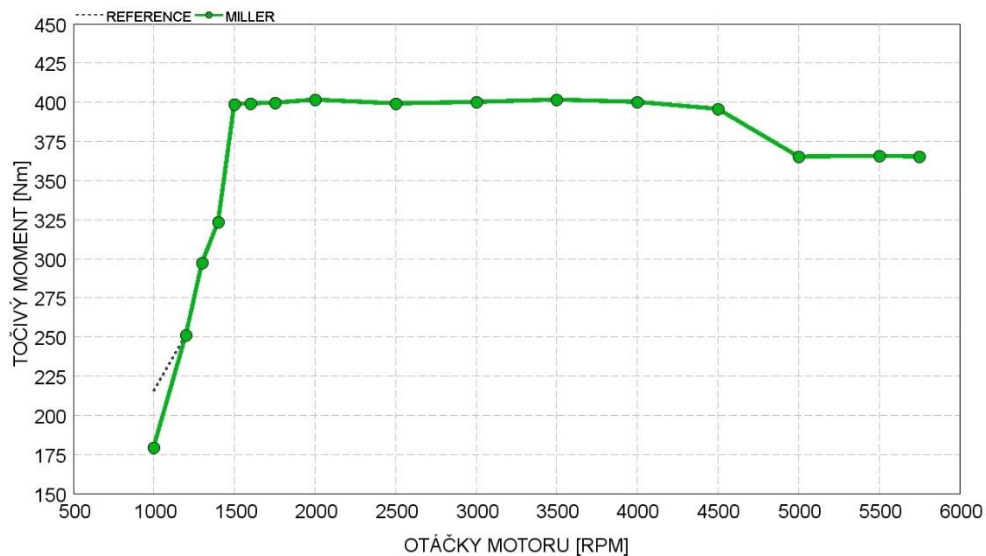


Obr. 63: Zdvihové profily ventilů; modře: sací ventily, červeně: výfukové ventily – profil pro otáčky motoru do 2500 min⁻¹, zeleně: výfukové ventily – profil pro otáčky motoru od 2500 min⁻¹.

Dodatečně byla zpracována simulace optimalizovaného okamžiku otevření sacích ventilů v pracovním bodě jmenovitého točivého momentu, tak aby se nacházel ve využitelné oblasti

kompressorové mapy. V grafech je vyznačen modrým křížem. Tento bod odpovídá otevření sacích ventilů v okamžiku dosažení 20° před horní úvratí při výměně náplně válce ($IVO = -20^\circ$ vůči TDC_{GE} se od referenčního nastavení změnila pouze o 1°). Jedná se o maximální hodnotu, která lze použít, tak, aby byly splněny výkonové parametry a zároveň pracovní bod nepřekročil mez pumpování v kompressorové mapě. Uzavření sacích ventilů bylo ponecháno na $IVC = 125^\circ$.

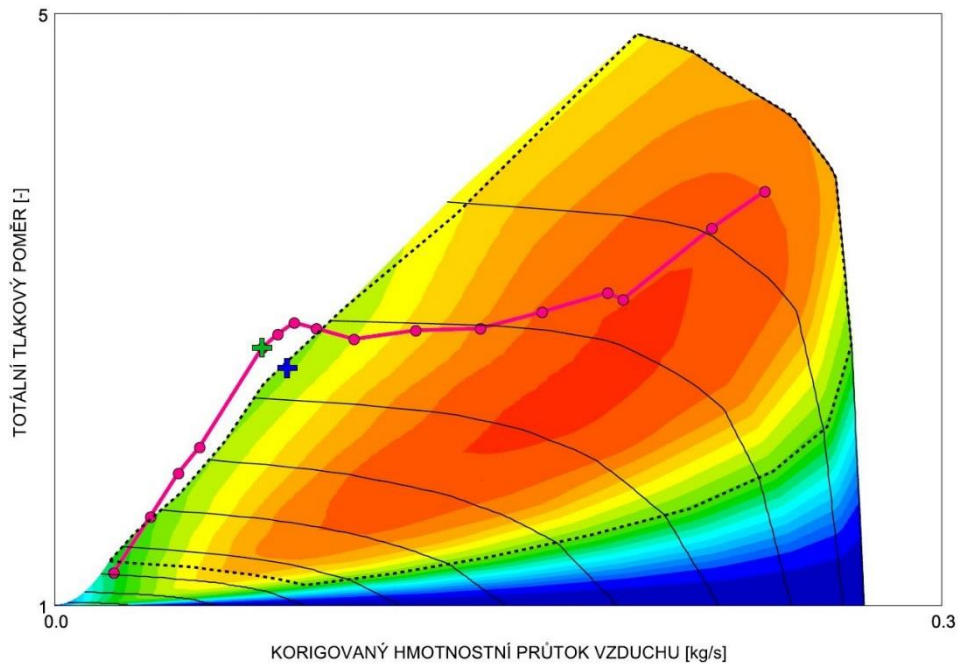
Při analýze výsledků točivého momentu bylo zjištěno, že jeden pracovní bod nevyhovuje výkonovým požadavkům.



Obr. 64: Točivý moment motoru

Jedná se o pracovní bod motoru v otáčkách 1000 min^{-1} , kde není dosažený požadovaný točivý moment. Rozdíl mezi požadovaným a simulovaným točivým momentem je 36 Nm (reference = 215 Nm , simulace = 179 Nm). Tuto skutečnost lze považovat za nepříliš důležitou, jelikož se jedná o oblast blízké volnoběžným otáčkách a motor se v plném zatížení v této oblasti reálně dlouhodobě nepohybuje. Proto lze pokles výkonu v tomto provozním bodě připustit. V důsledku je možné pokles točivého momentu v tomto bodě eliminovat přesnějším nastavením doby otevření a zavření sacích ventilů i za cenu změny Atkinsonova poměru.

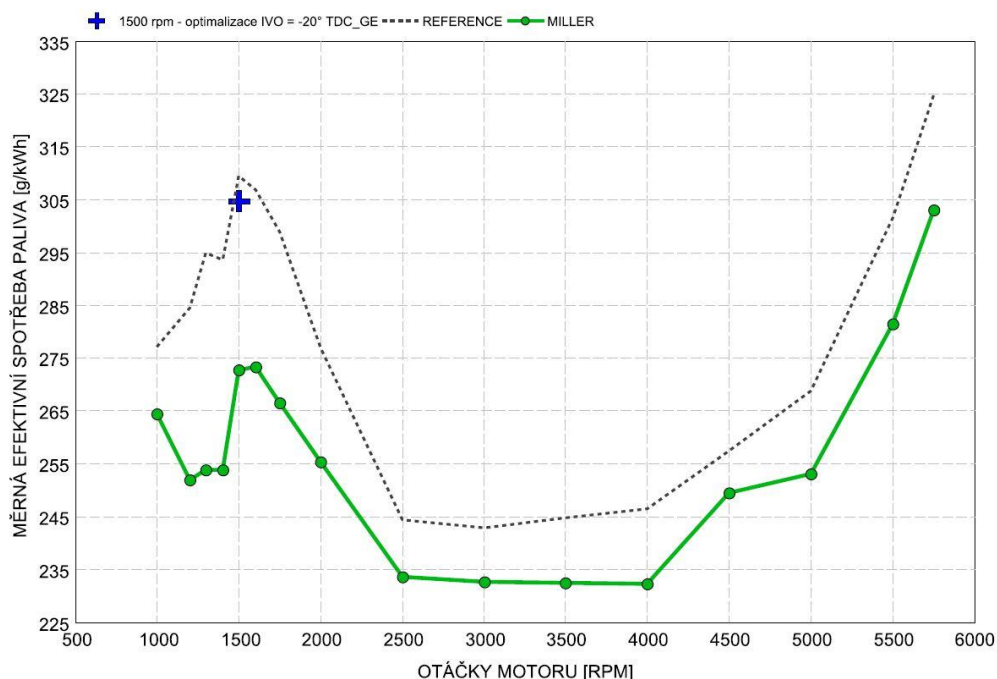
Při pohledu do kompressorové mapy (Obr. 65) je patrné, že pracovní body z části nízkých otáček ($1300 - 2000 \text{ min}^{-1}$) se nachází mimo stabilní oblast kompresoru. Řešením by mohlo být využití technologie, která umožní kombinaci dvou rozsahů pracovní oblasti kompresoru. Aplikace této koncepce bude podrobně analyzována v následné simulaci.



Obr. 65: Kompresorová mapa s vyznačenými pracovními body motoru v celém spektru otáček motoru (fialové body); zelený bod - pracovní bod v nominálním točivém momentu (1500 min^{-1}), modrý bod - pracovní bod v nominálním točivém momentu (1500 min^{-1}) s optimalizovaným časováním otevření sacích ventilů ($IVO = -20^\circ$ před TDC_{GE})

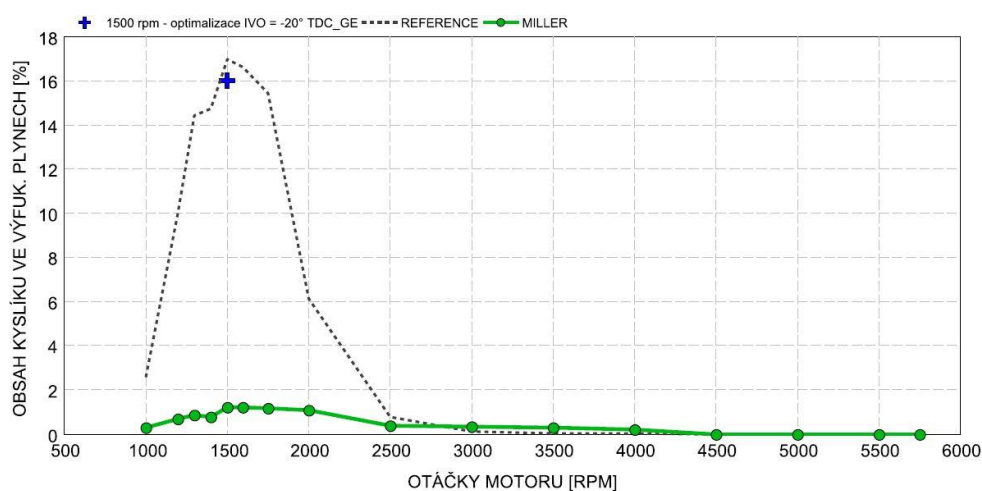
Při porovnání pozic obou bodů pro nominální točivý moment v kompresorové mapě lze pozorovat, že vlivem většího překrytí ventilů (modrý kříž – $IVO = -20^\circ TDC_{GE}$) dochází k poklesu tlakového poměru na kompresoru a k zvýšení hmotnostního průtoku vzduchu vůči hodnotě při menším překrytí ventilů (zelený kříž – $IVO = 0^\circ TDC_{GE}$).

Z pohledu měrné efektivní spotřeby paliva je navrhované řešení prokazatelně úspornější než referenční model, jak je vidět na Obr. 66. Výrazné zlepšení spotřeby nastalo zejména v oblasti nízkých otáček. Zlepšení je patrné jak vůči referenci, tak i vůči optimalizovanému otevření sacích ventilů z dodatečné simulace (modrý bod).



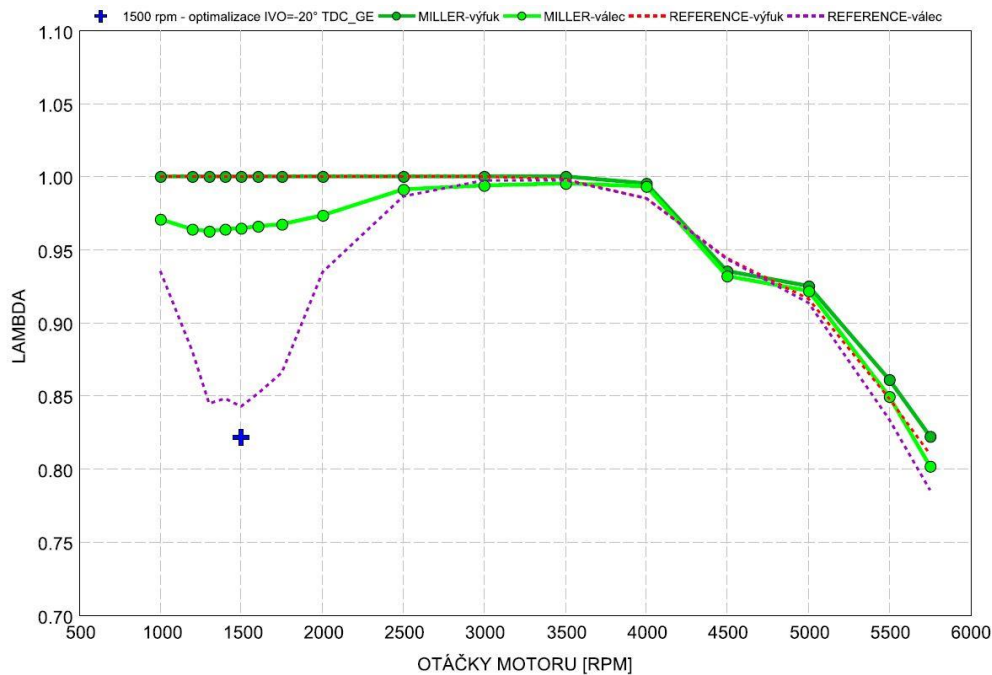
Obr. 66: Měrná efektivní spotřeba paliva; tmavě šedá (přerušovaná) – reference, zelená – Miller, modrý bod – optimalizované IVO pro nominální točivý moment

Zásadní vliv na zlepšení spotřeby má skutečnost, že s tímto nastavením otevření (IVO = 0° vůči TDC_GE) a zavření (IVC = 125° za TDC_GE) sacích ventilů pracuje motor bez vyplachování. Vyplachování při výměně náplně válcodokládá obsah kyslíku ve výfukových plynech (Obr. 67), který je vhodným ukazatelem. Na rozdíl ve výsledku simulace s optimalizovaným IVO = -20° před TDC_GE (modrý kříž), je zřejmé, že s větším překrytím ventilů dochází k vyplachování, stejně jako v referenčním modelu. Obsah kyslíku ve výfukových plynech je méně než 2%. Dle dostupných informací od firmy Honeywell, je hranice 2% obsahu kyslíku ve výfukových plynech obvyklou hranicí mezi spalovacím procesem motoru s vyplachováním a bez vyplachování.



Obr. 67: Obsah kyslíku ve výfukových plynech; tmavě šedá (přerušovaná) – reference, zelená – Miller, modrý bod – optimalizované IVO pro nominální točivý moment

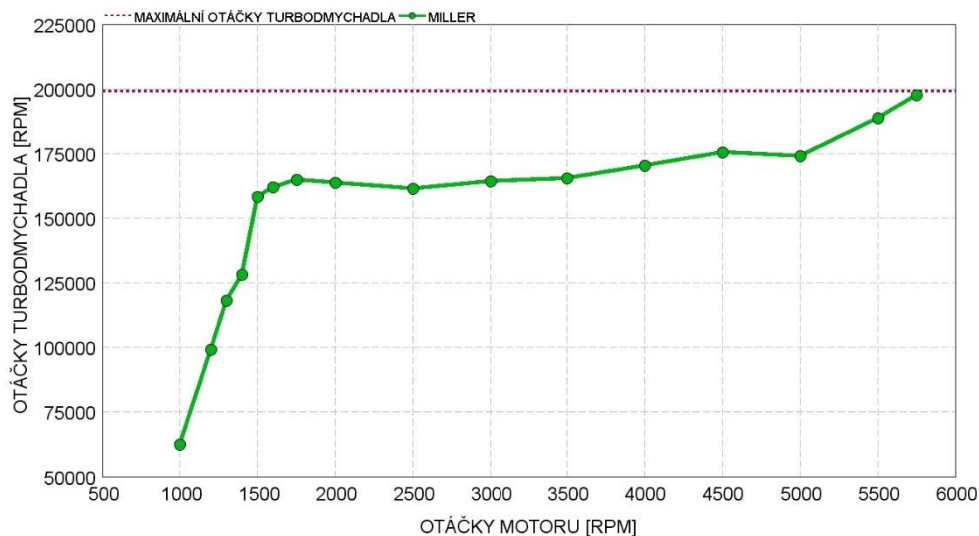
Tuto skutečnost potvrzuje i porovnání součinitele přebytku vzduchu ve výfuku a ve válci na počátku otevření výfukového ventilu, které je znázorněno na Obr. 68.



Obr. 68: Součinitel přebytku vzduchu ve výfuku (zelená – Miller, červená – reference) a součinitele přebytku vzduchu ve válci po otevření výfukového ventilu (modrá – Miller, fialová – reference), modrý bod – optimalizované IVO pro nominální točivý moment

V modelu je dle součinitele přebytku vzduchu ve výfuku řízená dávka paliva, tak jak je to běžné i na skutečném motoru. Jak je vidět v grafu na Obr. 68, tak se výrazněji liší od součinitele přebytku vzduchu ve válci, který udává složení směsi ve válci na počátku výfuku spalin z válce. Největší rozdíl lze pozorovat na křivce referenčního modelu (fialová přerušovaná křivka) a v bodě nominálního točivého momentu s optimalizovaným úhlem otevření sacích ventilů (modrý bod) v nízkých otáčkách ($1000 - 2500 \text{ min}^{-1}$), kde velké překrytí sacích a výfukových ventilů zapříčiní výraznější vyplachování. Při překrytí dochází k nasávání čerstvého vzduchu do výfuku a dochází k ředění výfukových plynů, které ovlivňuje vyhodnocení součinitele přebytku vzduchu ve výfuku. Následuje kompenzace obohacením směsi (zvýšením dávky paliva), tak aby byla zachována podmínka $\lambda=1$ ve výfuku, ale zároveň není veškeré palivo spáleno, protože pro něj není dostatek nasátého vzduchu, viz křivky pro součinitele přebytku vzduchu ve válci po otevření sacích ventilů. Toto obohacení vede na neefektivní zvýšení spotřeby paliva.

Při analýze, zda nedošlo k dosažení limitních otáček rotorů turbodmychadla, bylo zjištěno, že se simulované otáčky této hranici přiblížily, ale hranici nepřekročily. Turbodmychadlo dosáhlo maximálních otáček $197\,609 \text{ min}^{-1}$, které odpovídají 1% nárůstu rezervy, která je běžně požadována zákazníky firmy Honeywell, na hodnotu 6%.

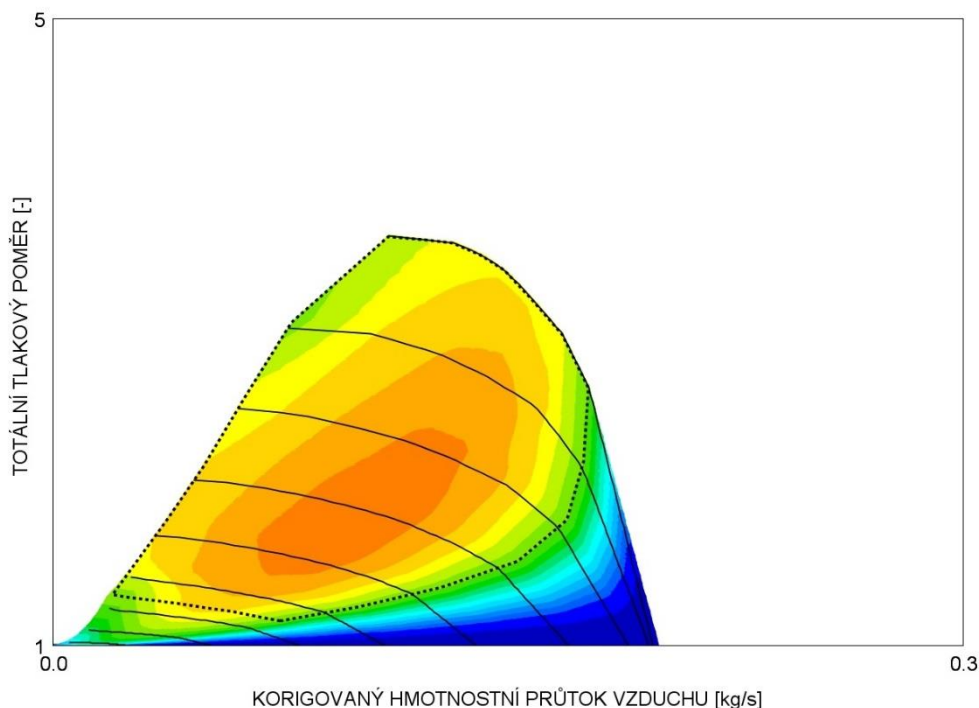


Obr. 69: Otáčky rotoru turbodmyhadla

9.6 VYUŽITÍ TECHNOLOGIE VARIABILNÍHO ROZSAHU KOMPRESORU

Jedna z nejnovějších technologií společnosti Honeywell umožňuje využít společně dvě využitelné oblasti kompresorů (kompresorové mapy) v jedné aplikaci. Je možné mezi nimi přepínat a zajistit tak větší rozsah využitelných oblastí kompresorových map. Výsledkem této technologie je propojení výhod dvou odlišných oblastí kompresorů v jednom turbodmyhadlu. Jednak je to vylepšení využitelnosti v oblasti meze pumpování a na straně druhé je možnost zachovat rozsah použitelnosti pro vysoké otáčky motoru a zatížení v oblasti meze zahlcení kompresoru a maximálních otáček turbodmyhadla.

Z pohledu nastavení simulací se jedná o kombinaci kompresorové mapy kompresoru K01, která byla využívána v předchozích simulacích a kompresoru K02, který společně s kompresorem K01 zajistí potřebné rozšíření využitelné pracovní oblasti kompresoru turbodmyhadla. Pro jednotlivé provozní body lze mezi kompresorovými mapami přepínat. Kompletní kompresorová mapa kompresoru K02 je pro ukázkou znázorněna na Obr. 70.



Obr. 70: Kompresorová mapa kompresoru K02

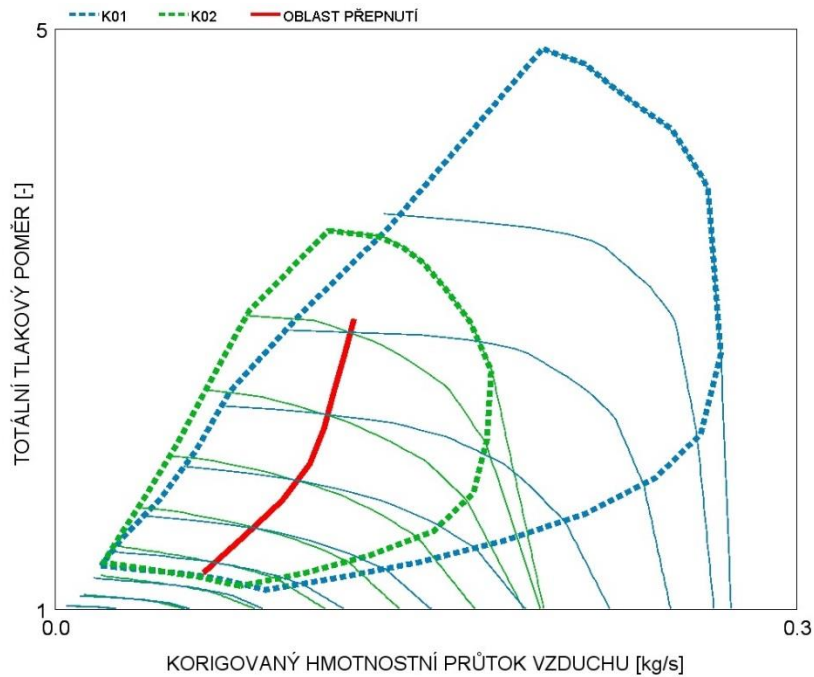
Na Obr. 71 jsou společně znázorněny oblasti obou kompresorových map včetně křivky přepínání (červená křivka) mezi kompresory K01 a K02. Tato křivka je definovaná v průsečíku konstantních otáček obou kompresorů z důvodu minimálního ovlivnění vlastností při přepnutí. Co nejmenší rozdíl otáček rotoru při přepnutí zajistí stabilní průběh změny s minimálním vlivem na vlastnosti daných kompresorů. Jak je z obrázku patrné, tak kompresor K02 eliminuje nedostatek využití kompresoru K01 v oblasti meze pumpování.

V simulacích byly zadány stejné parametry, jako v předchozí kapitole, a to: $IVO = 0^\circ$ vůči TDC_GE, IVC 125° za TDC_GE v celém spektru otáček motoru. Tyto simulace byly provedeny zejména pro potvrzení, že pracovní body motoru náleží do pracovní oblasti kompresorů. Výrazné změny žádných parametrů nenastaly. Pouze se vyskytly drobné odchylky hodnot, například měrné efektivní spotřeby paliva, v nízkých otáčkách (v oblasti využití VIC) od výsledků z předešlé analýzy. Tato skutečnost je přikládána ke zvýšení účinnosti kompresoru K02 v této oblasti oproti kompresoru K01.

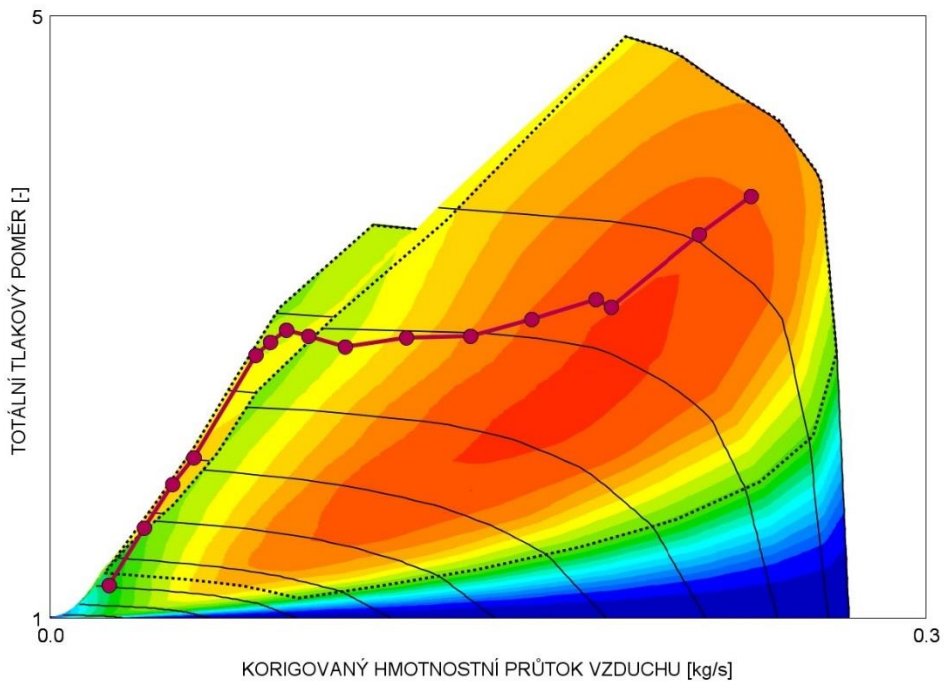
K přepínání v plném zatížení motoru dochází mezi pracovními body 2500 min^{-1} a 3000 min^{-1} , jak je vidět na Obr. 73, kde je vyznačena křivka přepnutí a pracovní body motoru v jeho celém spektru otáček.

Výkonové parametry byly splněny ve všech pracovních bodech motoru kromě prvního pracovního bodu motoru v otáčkách 1000 min^{-1} . Jedná se obdobný problém, jako v předchozím případě, kdy nebyl dosažen požadovaný točivý moment. Rovněž i zde se jedná o oblast, ve které se motor vyskytuje jen ojediněle, a proto lze snížení točivého momentu v tomto bodě tolerovat i z důvodu, že pokles není razantní. Točivý moment v otáčkách 1000 min^{-1} poklesl o 18 Nm (reference = 215 Nm, simulace 197 Nm).

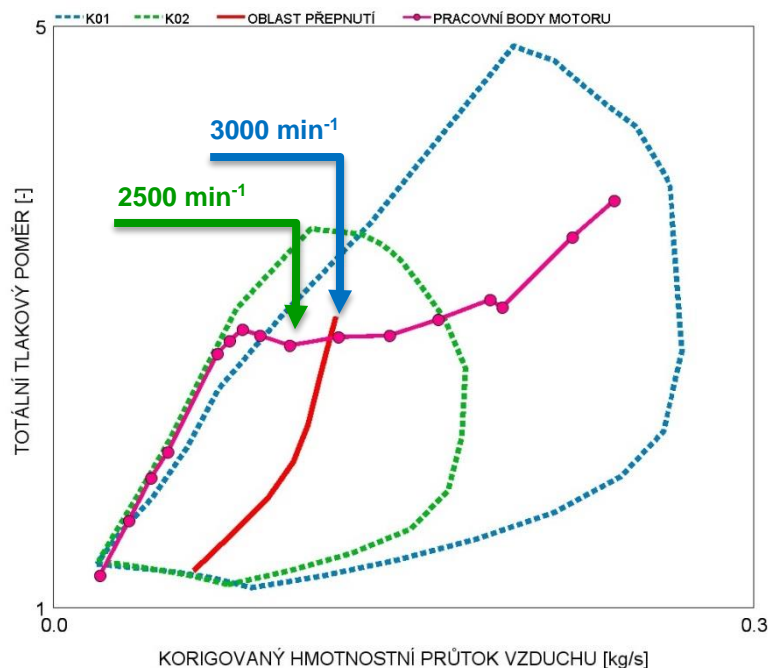
V této konfiguraci motoru a turbodmyhadla již všechny ostatní parametry splňují podmínky definované na počátku simulací.



Obr. 71: Oblast přepnutí mezi kompresory. Přerušované křivky vyznačují pracovní oblasti kompresorů: modrá – K01, zelená – K02; plné čáry zobrazují jednotlivé konstantní otáčky; modrá – K01, zelená – K02; červená křivka značí okamžik přepnutí mezi kompresory



Obr. 72: Průběh všech pracovních bodů motoru při využití technologie rozsahu kompresoru s použitím kompresoru K01 a K02.



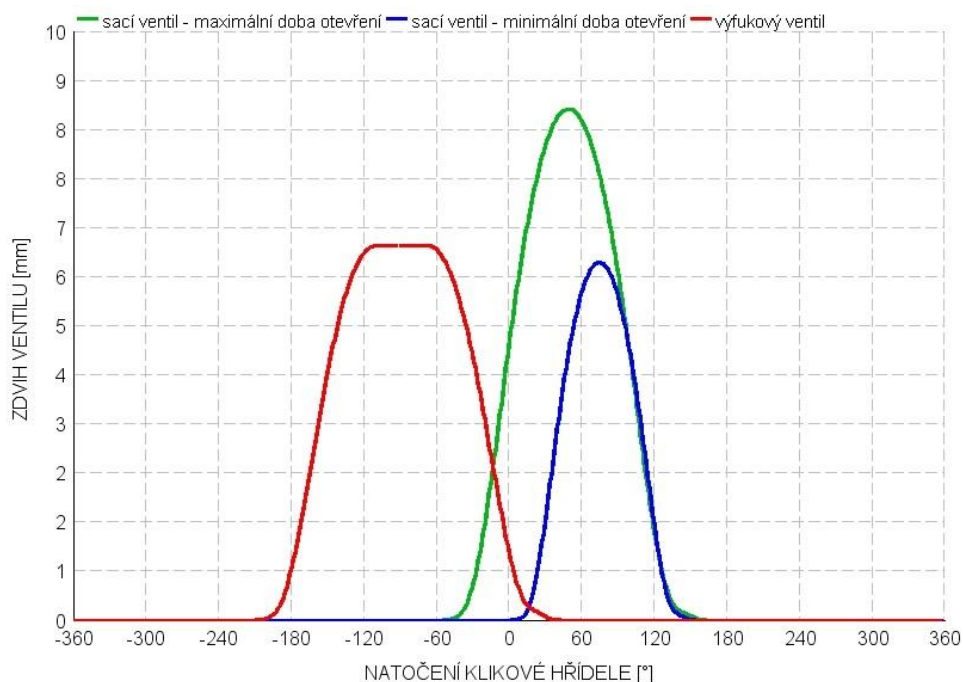
Obr. 73: Vyznačení přepínání mezi kompresory K01 a K02 s vyznačenými pracovními body motoru

9.7 OVĚŘENÍ OPTIMALIZACE NASTAVENÍ OTEVŘENÍ SACÍCH VENTILŮ PRO NOMINÁLNÍ TOČIVÝ MOMENT

Tato kapitola je uvedena pouze pro objasnění volby optimalizované hodnoty otevření sacích ventilů v nominálním točivém momentu. Výsledek této simulace byl uveden a komentován s předchozí simulací, která byla provedena pro celé spektrum otáček motoru.

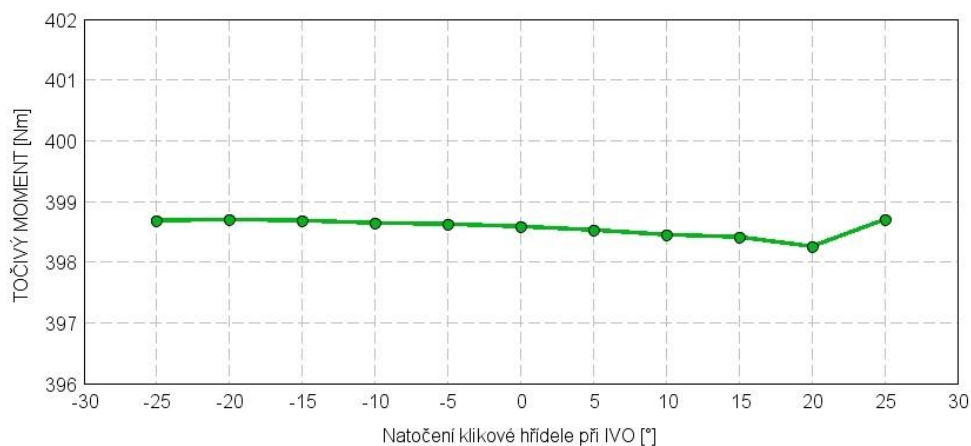
Stejný postup simulací změny otevření sacích ventilů, jako v bodě nominálního výkonu, byl proveden i pro nominální točivý moment. Rovněž i zde byla provedena série simulací při konstantních otáčkách motoru 1500 min^{-1} , plném zatížení motoru a prováděna změna úhlu klikové hřídele pro otevření sacích ventilů v rozsahu od -25° do 25° vůči horní úvrati při výměně válce (TDC_GE). Proto, aby bylo zjištěno, zda existuje vhodnější otevření sacích ventilů, než byly ověřeny výše.

V grafu na Obr. 74 jsou vyneseny navrhované maximální a minimální průběhy otevření sacích ventilů společně s průběhem otevření výfukových ventilů.



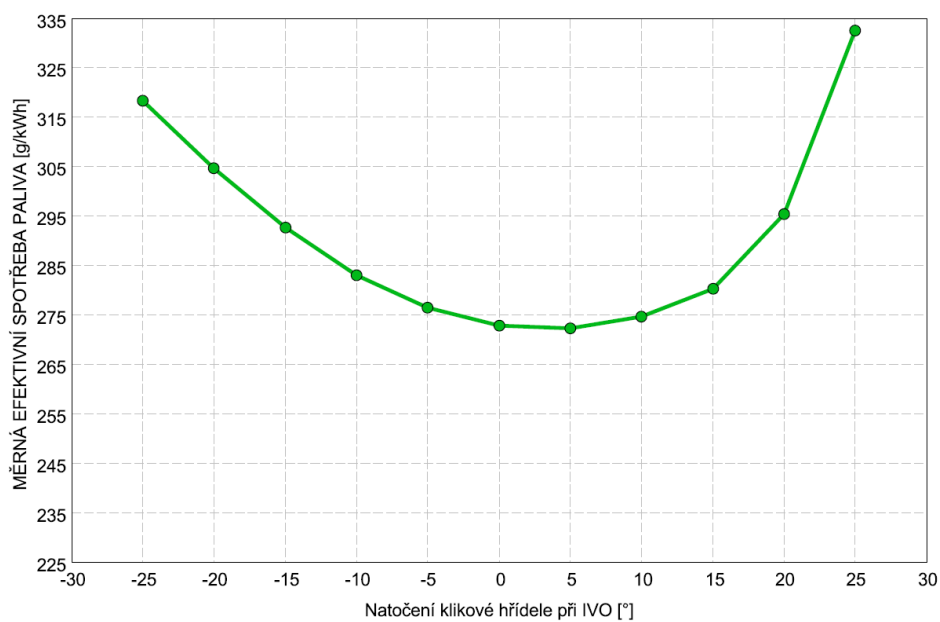
Obr. 74: Zdvihové profily ventilů při otáčkách motoru 1500 min^{-1} pro optimalizované nastavení doby otevření sacího ventilu; zelená – maximální ($IVO = -25^\circ$) nastavený zdvih sacího ventilu, modrá – minimální navržený zdvih sacího ventilu ($IVO = 25^\circ$); červená zdvih výfukového ventilu

Z pohledu točivého momentu motoru lze využít počátek otevření sacích ventilů v jakémkoli ze simulovaných bodů. Průběh točivého momentu závislosti na změně IVO je na Obr. 75.



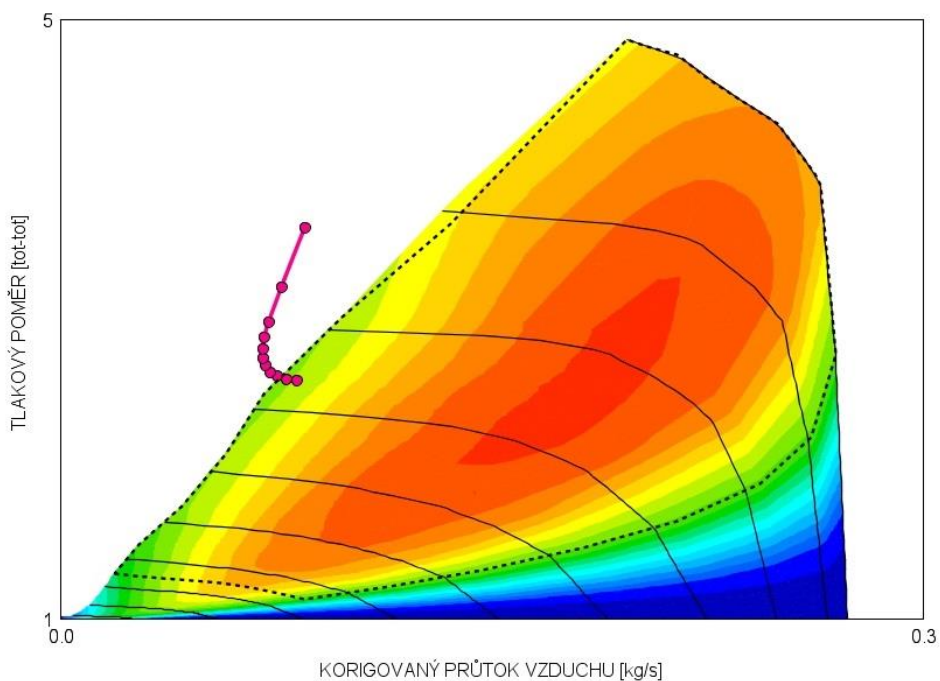
Obr. 75: Graf závislosti točivého momentu na změně IVO v nominálním točivém momentu

Graf měrné efektivní spotřeby paliva, který je na Obr. 76, zobrazuje, že nejvýhodnější otevření sacích ventilů je při $IVO = 5^\circ$ za TDC_GE. Ale liší se velice nepatrně od hodnoty při $IVO = 0^\circ$ vůči TDC_GE, která byla zvolena jako vyhovující pro celé spektrum otáček motoru v předchozích simulacích.



Obr. 76: Graf závislosti otáček turbodmychadla na změně IVO v nominálním točivém momentu

Z kompresorové mapy (Obr. 77) je patrné, že lze využít pouze první dva body simulace, a to body IVO = -25° a IVO = -20°. Zbylé počátky otevření sacích kanálů již leží mimo využitelnou oblast mapy.



Obr. 77: Kompresorová mapa kompresoru K01s vyznačenými pracovními body motoru závislé na změně IVO pro: otáčky 1500 min^{-1} , IVC 125° ($A \geq 1,15$), IVO $-25^\circ - 25^\circ$

Z důvodu průběhu pracovních bodů v kompresorové mapě je tedy možné použít nastavení otevření sacích ventilů, aby náleželo využitelné oblasti mapy, pouze -25° a -20° . Nižší měrná efektivní spotřeba je z těchto dvou IVO nižší v -20° , proto byla zvolena tato hodnota. Výsledná délka otevření sacích ventilů, při nastavení IVO = -20° vůči HÚ při výměně válce a IVC = 125° za HÚ při výměně náplně válce, je 145° . Délka referenčního modelu byla 185° . Nové nastavení je tedy o téměř 22% kratší.

9.8 KONEČNÉ NASTAVENÍ MOTORU PRACUJÍCÍHO S MILLEROVÝM OBĚHEM

Výsledky, které byly zjištěny při poslední simulaci, ukázaly, že byly splněny všechny požadavky a cíle vytyčené na počátku simulací. Jako konečné nastavení motoru s využitím Millerova oběhu je zvolena poslední konfigurace motoru spolupracující s optimalizovaným turbodmychadlem, ve kterém došlo ke změně na straně kompresoru, jak změnou kompresorového kola a skříně, tak i využitím nové technologie kombinující vlastnosti dvou kompresorů. Zároveň zásadní změna byla provedena v časování sacích ventilů. Iterací jednotlivých postupů bylo vybráno pevné časování sacích ventilů. Sací ventily se otevírají přesně v TDC_GE, tj. 0° vůči horní úvrati při výměně náplně válce, a zavírají ve 125° za horní úvrati při výměně náplně válce. Celková doba otevření ventilů je 125° . Což odpovídá zkrácení přibližně o 1/3 oproti době, po kterou byly sací ventily otevřeny v referenčním modelu. Podrobné srovnání všech zkoumaných parametrů je v následující kapitole.

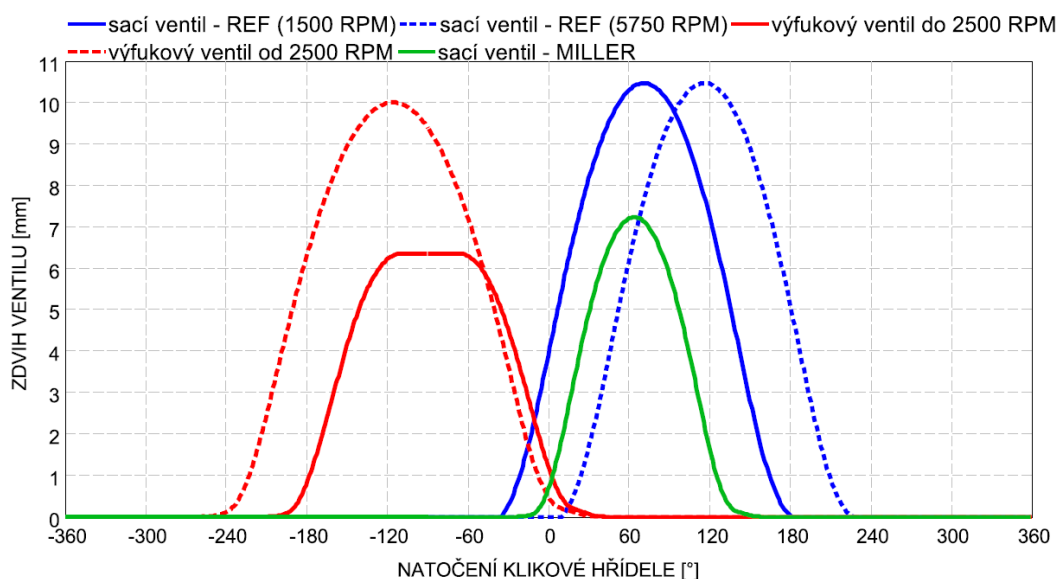
Při tomto nastavení není využito proměnného časování ventilů, kterým motor fyzicky disponuje. Jelikož v dosažených výsledcích se nevyskytují výrazné výkyvy v průběhu kontrolovaných parametrů, tak není nezbytně nutné využít této technologie. Ve výsledcích kontrolovaných veličin můžeme pozorovat pouze změnu hodnot daných parametrů vůči referenčnímu modelu. Samozřejmě lze očekávat, že využití proměnného časování ventilů povede na více optimalizované průběhy veličin a proto je i možné očekávat následné zlepšení daných veličin, například nižší hodnoty měrné efektivní spotřeby paliva oproti výše simulovaným hodnotám.

10 POROVNÁNÍ REFERENČNÍHO MODELU A KONEČNÉHO MODELU S MILLEROVÝM OBĚHEM

V této kapitole bude uvedeno podrobnější srovnání finálního modelu s modelem referenčním. Vyhodnocovány budou nejenom základní výkonové parametry motoru, veličiny, které bylo zapotřebí kontrolovat v průběhu simulací, ale i další parametry, které podrobněji dokládají odlišnost koncepcí obou modelů motoru.

10.1 PRŮBĚH ZDVIHU A ČASOVÁNÍ SACÍCH VENTILŮ

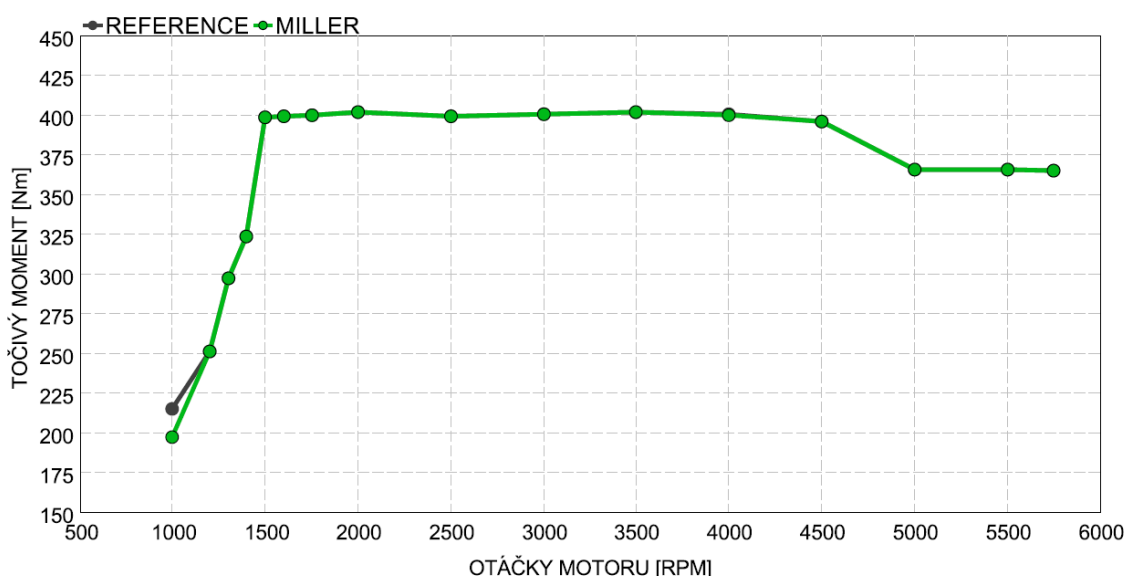
Jako první bylo zvoleno srovnání modelů na základě průběhů zdvihu a časování ventilů. Jak dokládá graf na Obr. 78, průběh zdvihu výfukových ventilů referenčního modelu zůstal zachováno i pro optimalizovaný model pracující s Millerovým oběhem (červené křivky). Dále jsou zde zobrazeny průběhy sacích ventilů (modře) referenčního modelu. Délka otevření je pro všechny otáčky motoru stejná, mění se pouze časování. Jen pro ukázkou jsou v grafu znázorněny profily pro nominální točivý moment v 1500 min^{-1} (plná modrá křivka) a pro nominální výkon v 5750 min^{-1} . Z optimalizovaného modelu je uveden zdvihový profil sacího ventilu (zelená křivka), který je, jak časováním, tak i profilem, konstantní v celém otáčkovém spektru motoru. Zkrácení doby otevření na 125° oproti referenční hodnotě (185°) představuje zkrácení o přibližně $1/3$. Společně s tím byl snížen maximální zdvih z původních $10,37 \text{ mm}$ na $7,23 \text{ mm}$, čímž bylo zachováno výchozí zrychlení ventilů (odpovídá přibližně redukci o 30%).



Obr. 78: Zdvihové profily ventilů; zelená – sací ventil motoru s Millerovým oběhem, modrá – sací ventil referenčního motoru (plná křivka – 1500 min^{-1} , přerušovaná křivka – 5750 min^{-1}), červená – výfukový ventil pro obě koncepce motorů.

10.2 TOČIVÝ MOMENT MOTORU

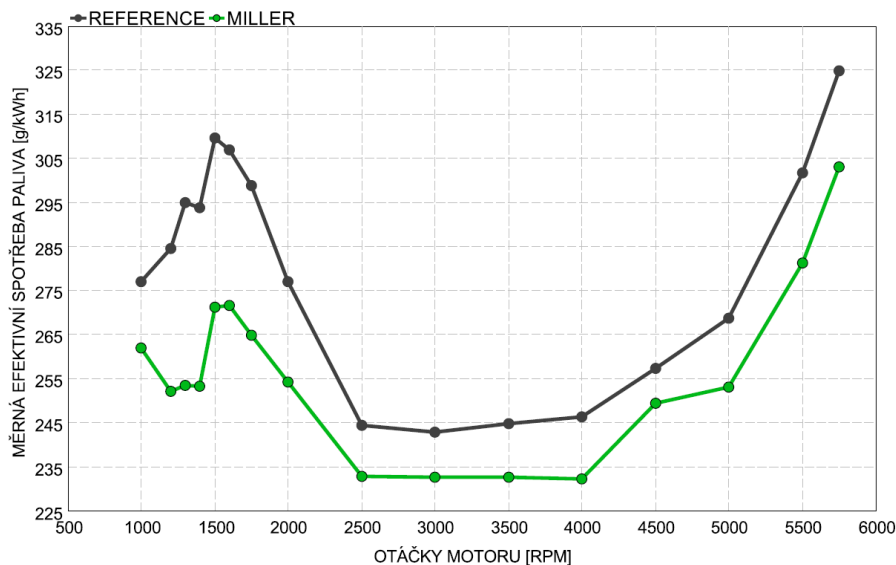
Srovnání obou modelů z pohledu požadovaného točivého momentu je znázorněno na Obr. 79. V tomto grafu je doloženo, že optimalizovaný model pracující s Millerovým oběhem dosáhl referenčního, požadovaného, točivého momentu ve všech pracovních bodech motoru kromě jednoho. Jedná se o první pracovní bod, který náleží otáčkám motoru 1000 min^{-1} . Jak je uvedeno výše, v tomto bodě je málo pravděpodobný dlouhodobý výskyt v reálném provozu. Rozdíl od referenční hodnoty je 18 Nm. Takový pokles lze tolerovat. Zároveň hlavní výkonové požadavky, které byly vytyčeny na počátku simulací a vztahovaly se k nominálnímu točivému momentu 400 Nm od 1500 min^{-1} do 4000 min^{-1} a k nominálnímu výkonu 220kW (tomu odpovídá 365 Nm) při 5750 min^{-1} , byly dosaženy.



Obr. 79: Točivý moment motoru

10.3 MĚRNÁ EFEKTIVNÍ SPOTŘEBA PALIVA

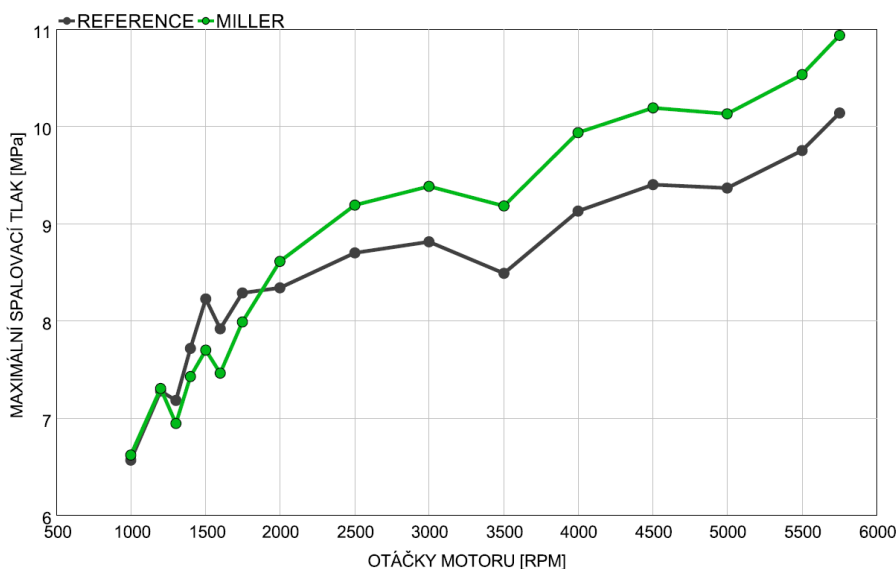
Při srovnání měrné efektivní spotřeby paliva, kterou znázorňuje graf na Obr. 80, lze jednoznačně říci, že došlo ke snížení spotřeby paliva v celém otáčkovém spektru motoru a to zejména v nízkých otáčkách. Zásadní podíl přínosu úspory paliva měla změna v dopravě směsi do válce. Jednalo se o eliminaci vyplachování, které bylo v referenčním modelu zejména v nízkých otáčkách (více v kapitole 10.6).



Obr. 80: Graf měrné efektivní spotřeby paliva.

10.4 MAXIMÁLNÍ TLAK VE VÁLCI

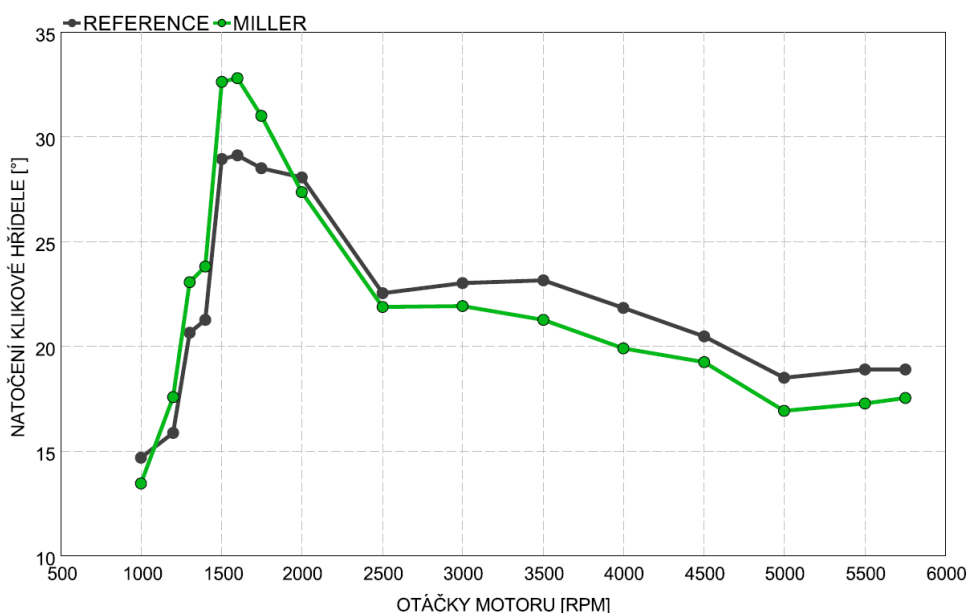
V nízkých otáčkách motoru (1000 – 2000 min⁻¹) je v porovnání s referenčními hodnotami maximální tlak ve válci optimalizovaného modelu nepatrně nižší. To je dáno průběhem spalování pracovní směsi ve válci, kdy z důvodu vyššího podílu zbytkových spalin ve válci bez vyplachování je třeba snížit předstih zážehu a předejít tak detonacím. Ve vyšších otáčkách motoru je maximální tlak ve válci optimalizovaného modelu vyšší než u referenčního modelu zejména díky většímu předstihu zážehu (vyšší odolnost Millerova oběhu k detonačnímu spalování).



Obr. 81: Maximální tlak ve válci

10.5 PŘEDSTIH ZÁŽEHU

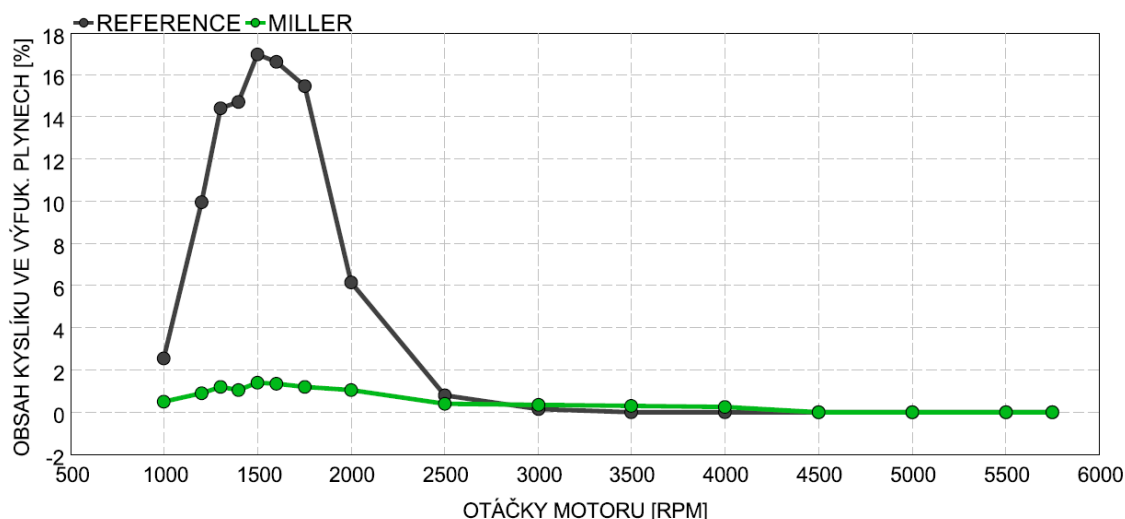
Průběh spalování pracovní směsi je dán především okamžikem zážehu (předstihem zážehu). Vhodnost výsledného časování zpravidla hodnotíme polohou bodu při spálení 50% paliva. V praxi je obvykle cílem, aby bylo 50% paliva spáleno přibližně 8° za horní úvratí pístu., což umožňuje využít maximum energie paliva během expanzního zdvihu. Na skutečném motoru však tohoto cíle typicky nemůžeme dosáhnout kvůli riziku detonačního spalování. Díky přítomnosti kalibrovaného modelu detonačního spalování (typ Douaud-Eyzat viz kap.9) je tato skutečnost zohledněna i v použitém termodynamickém modelu (GT-POWER), jak prezentuje graf na Obr. 82. Klíčovou vlastností Millerova oběhu je vyšší odolnost k detonacím (zpravidla nižší efektivní kompresní poměr), jak je patrné ve vyšších a vysokých otáčkách motoru. V nízkých otáčkách je naopak předstih snížen vlivem redukce vyplachování (vyšší podíl vnitřní recirkulace spalin). Současně velikost předstihu přímo ovlivňuje maximální spalovací tlak (vyšší předstih vede na vyšší maximální tlak ve válci).



Obr. 82: Průběh spálení směsi ve válci

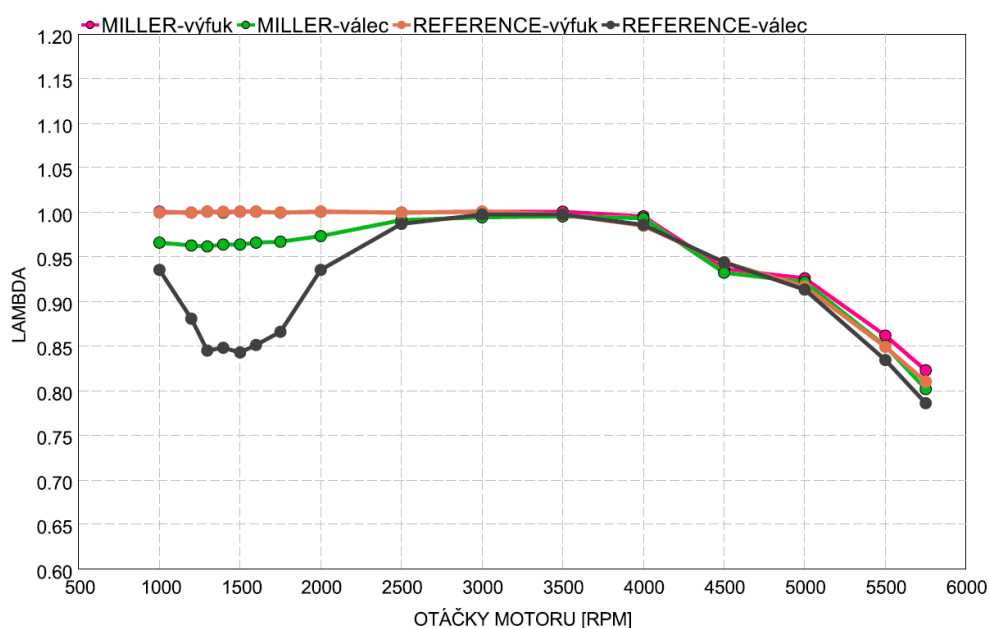
10.6 ŘÍZENÍ BOHATOSTI SMĚSI

K vyhodnocení, zda motor pracuje s vyplachováním či bez něj, je nejvýhodnějším parametrem obsah kyslíku ve výfuku. Jak je vidět v grafu (Obr. 83) níže, optimalizovaný model s využitím Millerova oběhu pracuje bez vyplachování. Hodnoty obsahu kyslíku ve výfuku jsou nižší než 2%. Právě tato hodnota obsahu kyslíku ve výfuku je, dle standardu společnosti Honeywell, brána jako limitní pro vyhodnocení zda motor pracuje bez vyplachování. Vyplachování v optimalizovaném modelu bylo eliminováno pomocí zmenšení překrytí ventilů, které omezilo přísávání čerstvého vzduchu do výfuku.



Obr. 83: Obsah kyslíku ve výfuku

Kvůli řízení bohatosti směsi ve válci založené na hodnotě součinitele přebytku vzduchu ve výfuku je vhodné provést analýzu tohoto parametru. Na následujícím grafu (Obr. 84) je společně se součinitelem přebytku vzduchu ve výfuku vykreslen i průběh součinitele přebytku vzduchu ve válci z důvodu ověření vlivu na spotřebu paliva.



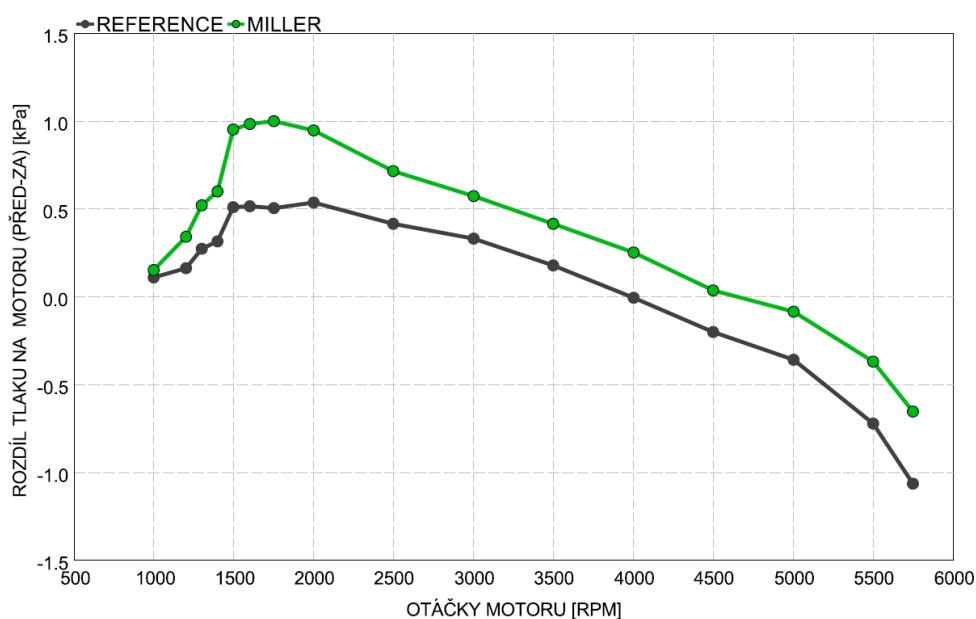
Obr. 84: Součinitel přebytku vzduchu ve válci a součinitel přebytku vzduchu ve výfuku

Z grafu na Obr. 84 lze vyčíst, že součinitel přebytku vzduchu ve výfuku (oranžová křivka – reference, fialová křivka – Miller), vykazuje hodnoty shodné s požadavky, tj. $\lambda = 1$, vyjímaje vyšší otáčky motoru (nad 4000 min^{-1}), kde dochází k obohacování pracovní směsi z důvodu snížení teploty ve válci. V idealizovaném případě by hodnoty měli být shodné s hodnotami součinitele přebytku vzduchu ve válci. V reálném motoru dochází vlivem vyplachování k přísávání čerstvého vzduchu do výfukového systému (referenční model). Tím se do výfukových spalin dostává kyslík, který negativně ovlivňuje regulaci bohatosti směsi. Při

detekci vyššího podílu kyslíku ve výfukových plynech regulace vyhodnocuje pracovní směs ve válci jako chudou. Aby byla zachována požadovaná hodnota $\lambda = 1$ ve výfuku, dochází k obohacení směsi, což má za následek zvýšení spotřeby paliva. Tuto skutečnost potvrzují i průběhy veličin v grafu, kde černá křivka vypovídá o bohatosti již spálené směsi ve válci referenčního modelu v okamžiku otevření výfukového ventilu, která je při opouštění válce ředěna přísávaným čerstvým vzduchem, což má za následek, že součinitel přebytku vzduchu ve výfuku vykazuje požadované hodnoty. Při analýze průběhu součinitele přebytku vzduchu ve válci optimalizovaného modelu, bylo zjištěno, že dochází jen k minimálnímu ovlivnění výfukových plynů čerstvým vzduchem a tím k úspoře paliva vůči referenčnímu modelu.

10.7 ROZDÍL TLAKU V SÁNÍ A VE VÝFUKU

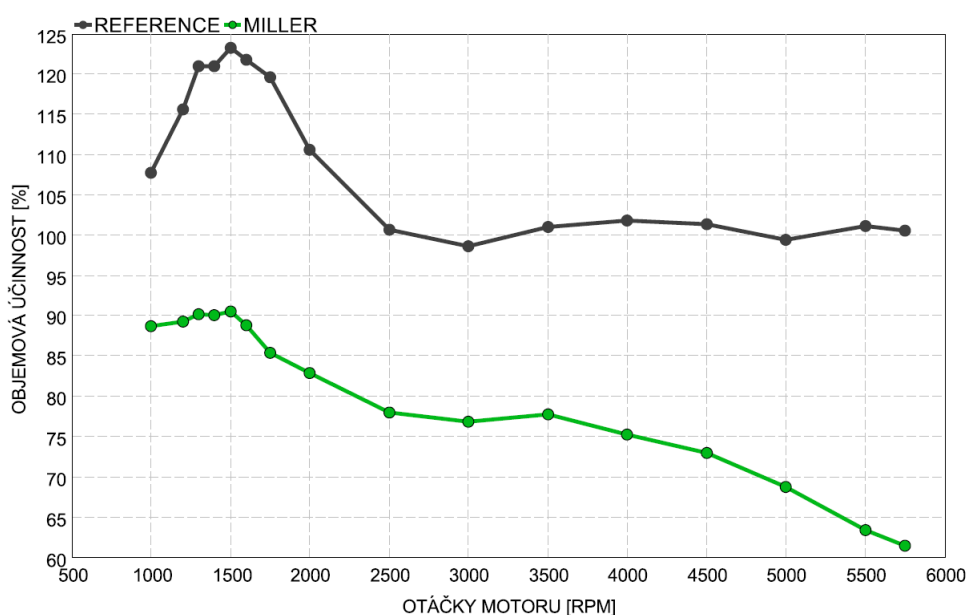
Rozdíl tlak na vstupu do motoru (v sacím potrubí) a tlaku za motorem (ve výfukovém potrubí) je výhodné použít pro hodnocení vyplachování pracovního prostoru válce. Kladné hodnoty udávají, že větší tlak je před motorem v sacím potrubí, což je pro provoz motoru pozitivní z pohledu možností plnění prostoru válce. Zároveň kladný rozdíl tlaku pohání vyplachování, pokud je na motoru využíváno. Při záporných hodnotách je vytvářen prostor válce protitlak a nastává zhoršení podmínek výměny náplně válce. Velikost protitlaku, resp. tlaku za motorem ve výfukovém potrubí, je způsobeno jednak komponenty ve výfukovém systému (třícestný katalyzátor, filtr pevných částic - GPF), ale zejména průtočností turbíny a mírou její regulace.



Obr. 85: Rozdíl tlaku před motorem a za motorem

10.8 OBJEMOVÁ ÚČINNOST MOTORU

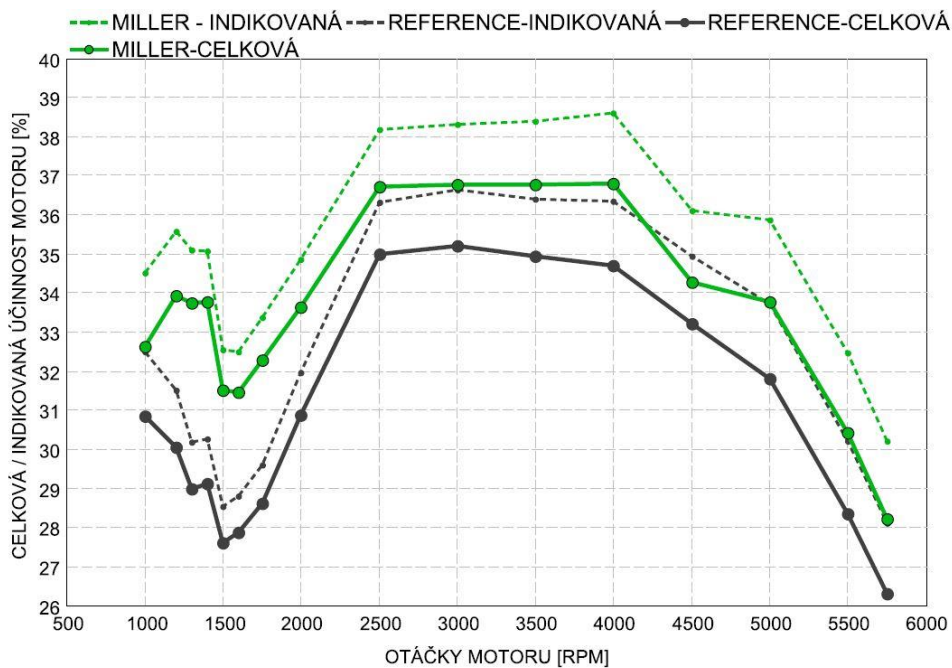
Objemová účinnost je vhodným ukazatelem, jak princip Millera oběhu ovlivňuje naplnění válce. Při dřívějším uzavření sacích ventilů nedojde k využití celého sacího zdvihu pístu k naplnění objemu válce. Jak je vidět na grafu objemové účinnosti, který je na Obr. 86, tak v případě modelu s Millerovým oběhem nedochází k úplnému naplnění válce, jak je tomu u referenčního modelu. Dále lze pozorovat, že se zvyšujícími se otáčkami motoru klesá objemová účinnost optimalizovaného modelu. Je to způsobeno zkracováním času pro výměnu válce, což je u referenčního modelu kompenzováno variabilním časováním ventilů. Zároveň je z grafu patrný vliv vyplachování, kdy u referenčního modelu zejména v nízkých otáčkách překračuje teoreticky maximální hodnotu 100%. Je to dáno tím, že při vyplachování dochází k přepouštění části čerstvého vzduchu do výfukového systému a celkový objem dopraveného vzduchu do válce je větší než teoretický objem, který představuje zdvihový objem válce.



Obr. 86: Objemová účinnost motoru

10.9 CELKOVÁ ÚČINNOST MOTORU

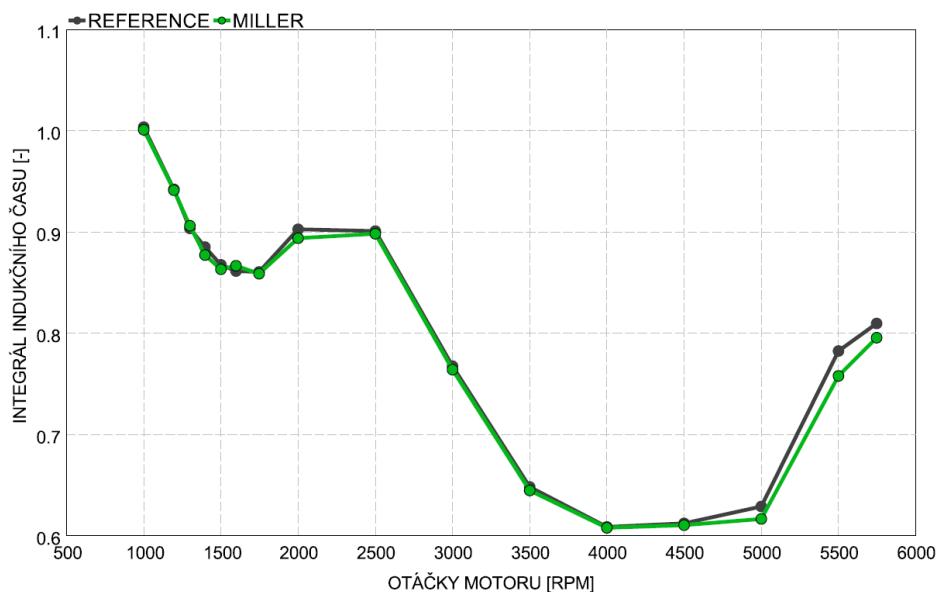
V celkové účinnosti motoru je zahrnuta, jak indikovaná účinnost, tak mechanická účinnost. V grafu na Obr. 87 je ve společném grafu vykreslena celková i indikovaná účinnost motoru. Při porovnání obou veličin je zřejmé, že nárůst celkové účinnosti způsobilo zvýšení indikované účinnosti, při zachování mechanické účinnosti, protože nárůst obou veličin je pro všechny otáčky poměrově stejný. Navýšení celkové účinnosti je u optimalizovaného motoru s Millerovým oběhem průměrně o 2,7 %. Maximální nárůst účinnosti je v 1300 min^{-1} a to o 4,75 %.



Obr. 87: Celková účinnost motoru.

10.10 INTEGRÁL INDUKČNÍHO ČASU

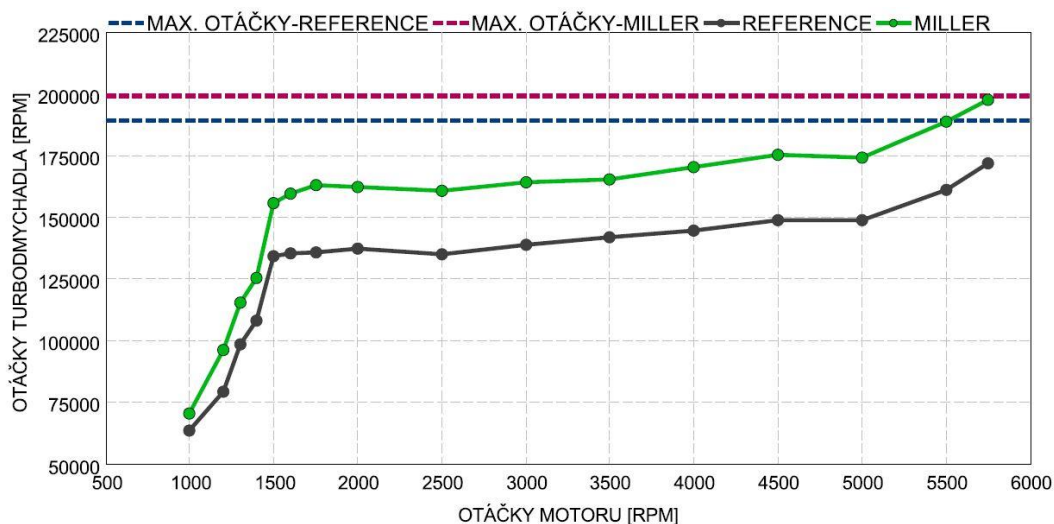
Integrál indukčního času se využívá k popisu připravenosti náplně válce k detonačnímu spalování. Popisuje přibližnou tendenci k detonacím. Standardně je limitní hodnota 1. V referenčním modelu však byla optimalizovaný průběh pro celé otáčkové spektrum motoru. Jelikož nebylo důkladněji objasněno tato úprava, byl progresivní průběh převzat i pro optimalizované modely.



Obr. 88: Integrál indukčního času

10.11 OTÁČKY TURBODMYCHADLA

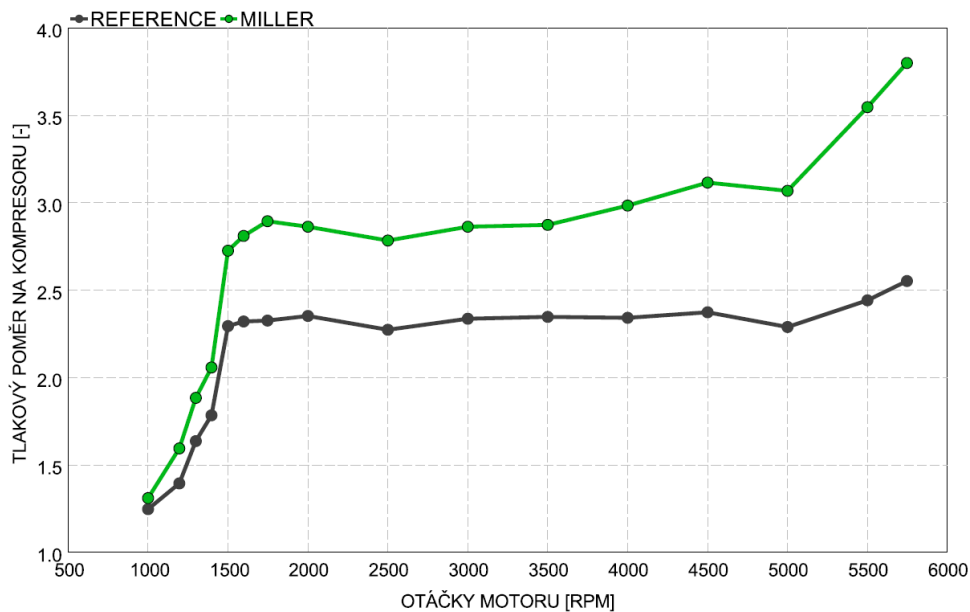
Jedním z parametrů, které bylo nutné během simulací kontrolovat, byly otáčky turbodmychadla. Důležité je nepřekročit v žádném pracovním bodě limitní hodnotu, protože by mohlo dojít k destrukci vlivem materiálových vlastností, zejména kompresorového kola. Limitem pro celé turbodmychadlo jsou právě limitní otáčky kompresoru, které jsou dány výrobcem, protože má vždy větší, popřípadě stejný, vnější průměr než turbína. Maximální hodnota, která byla pro simulace použita, byla ponížena z bezpečnostních důvodů o 5% oproti limitu udaného výrobcem na $199\,000\text{ min}^{-1}$. Otáčky turbodmychadla lze regulovat odebráním energie na turbíně. V praxi je to realizováno přepouštěním části výfukových spalin obtokovým ventilem nebo regulací průtoku spalin přes turbínu variabilní geometrií rozváděcích lopatek. Na Obr. 89 jsou znázorněny otáčky referenčního turbodmychadla (černá křivka) a optimalizovaného turbodmychadla použitého pro Millerův oběh společně s jejich omezujícími limity. Protože v referenčním modelu byl použit kompresor K00, který měl větší vnější průměr kola, jsou jeho limitní otáčky nižší než u optimalizovaného kompresoru K01, a to $189\,000\text{ min}^{-1}$. Z grafu je patrné, že maximální otáčky modelu s Millerovým oběhem se přiblížilo k limitním otáčkám, ale stále je dodržena bezpečná rezerva. Vyšší otáčky optimalizovaného turbodmychadla, jsou dány požadavkem na vyšší plnicí tlak, což koresponduje i s vyššími tlakovými poměry na kompresoru.



Obr. 89: Otáčky turbodmychadla

10.12 TLAKOVÝ POMĚR NA KOMPRESORU TURBODMYCHADLA

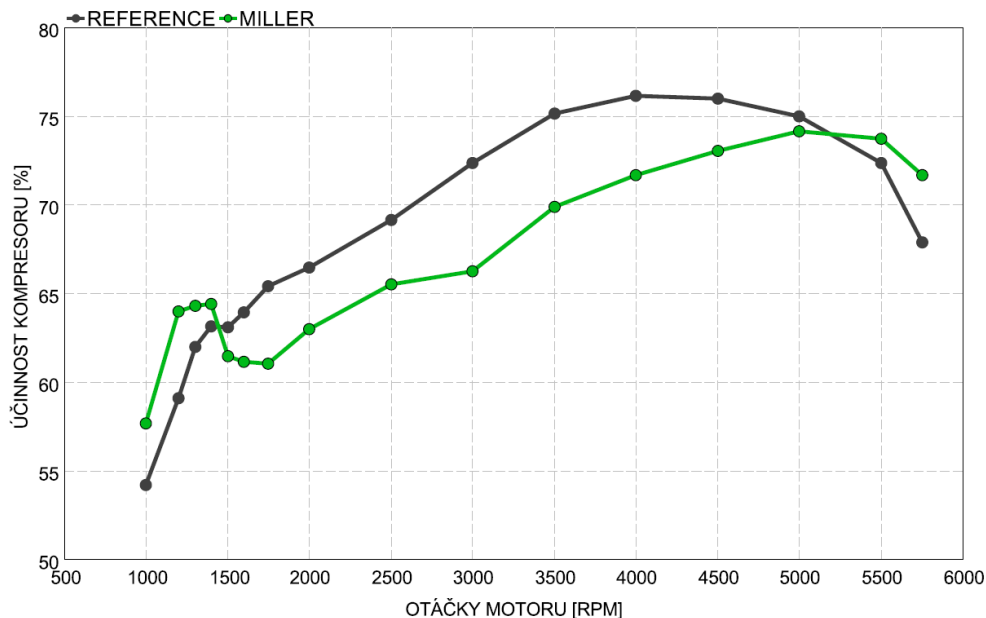
Tlakový poměr dává do souvislosti totální tlak za a před kompresorem. Je tedy funkcí plnicího tlaku a případně tlakových ztrát v sacím systému před kompresorem. Využití Millerizace, jak je patrné z Obr. 90, typicky vede na zvýšený plnicí tlak, respektive tlakový poměr na kompresoru. Z důvodu nižší plnicí účinnosti.



Obr. 90: Tlakový poměr na kompresoru turbodmyhadla

10.13 ÚČINNOST KOMPRESORU TURBODMYHADLA

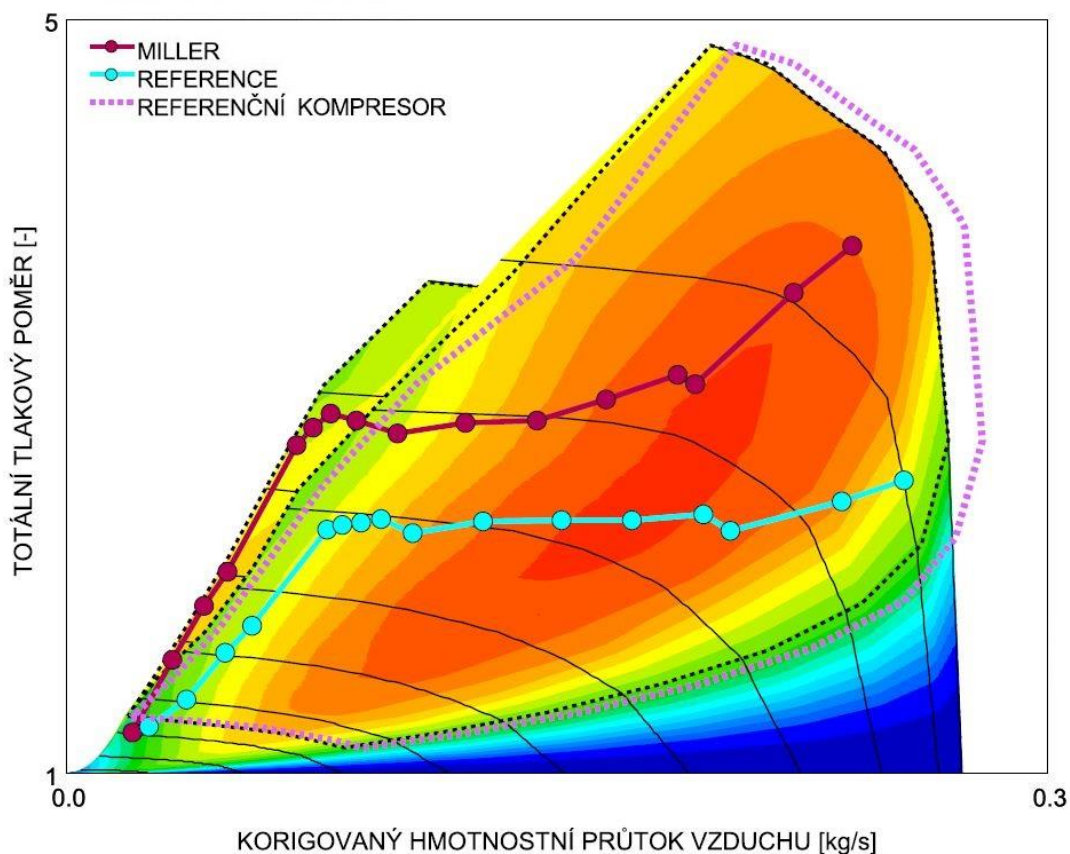
Jak vyplývá z obrázku Obr. 92, provoz kompresoru na vyšších tlakových poměrech vlivem Millerizace má za následek využívání oblastí nižší účinnosti (viz Obr. 91).



Obr. 91: Účinnost kompresoru turbodmyhadla

10.14 POROVNÁNÍ PRACOVNÍCH BODŮ V MAPĚ KOMPRESORU

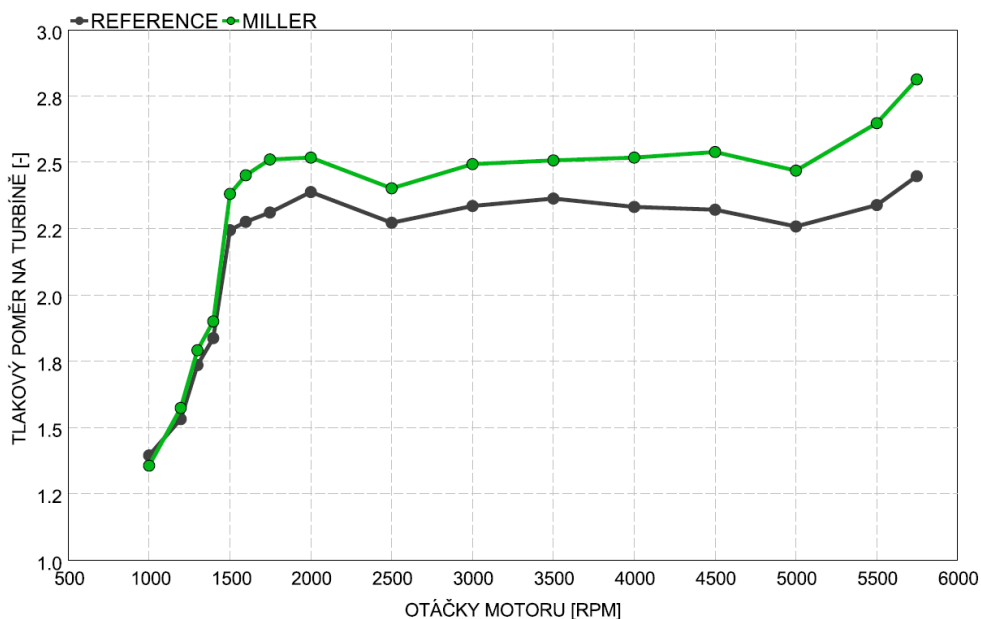
V kompresorové mapě, která je znázorněna na Obr. 92 je možné vidět všechny více zmíněné poznatky. Jednak je patrný požadavek na vyšší plnicí tlak, který interpretují vyšší tlakové poměry pracovních bodů oproti referenčnímu nastavení motoru. Tento důsledek Millerizace má za následek, že pracovní body se pohybují v nižších hladinách účinností. V grafu je vykreslena plnohodnotná mapa pro optimalizovaný kompresor K01 s využitím variabilního vstupu do kompresoru K02 doplněná o hranice využitelné oblasti referenčního kompresoru K00 (fialová přerušovaná křivka).



Obr. 92: Kompresorová mapa s pracovními body obou verzí motoru

10.15 TLAKOVÝ POMĚR NA TURBÍNĚ TURBODMYCHADLA

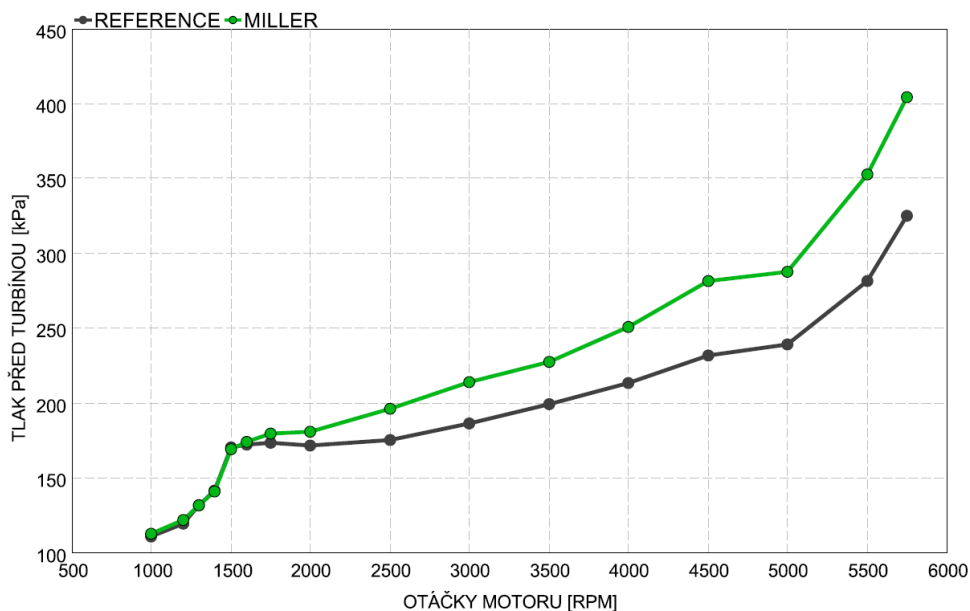
Již několikrát zmíněný požadavek na vyšší plnicí tlak je rovněž patrný i na výstupních parametrech turbíny, která zůstala nezměněna z referenčního turbodmychadla. Pro zvýšení plnicího tlaku je potřeba přivést více výkonu na turbínu, který ovlivňuje, jak tlakový poměr na turbíně (Obr. 93), resp. protitlak do motoru (tlak před turbínou viz Obr. 94). Přiváděnou energii možné ovlivnit množstvím výfukových plynů přivedených do spirály turbínové skříně a poté na lopatky turbíny. Regulovat množství spalin je běžně realizováno pomocí obtokového kanálu nebo variabilní geometrie rozváděcích lopatek turbíny. V tomto případě se jedná o obtokový kanál.



Obr. 93: Tlakový poměr na turbíně

10.16 TLAK PŘED TURBÍNOU TURBODMYCHADLA

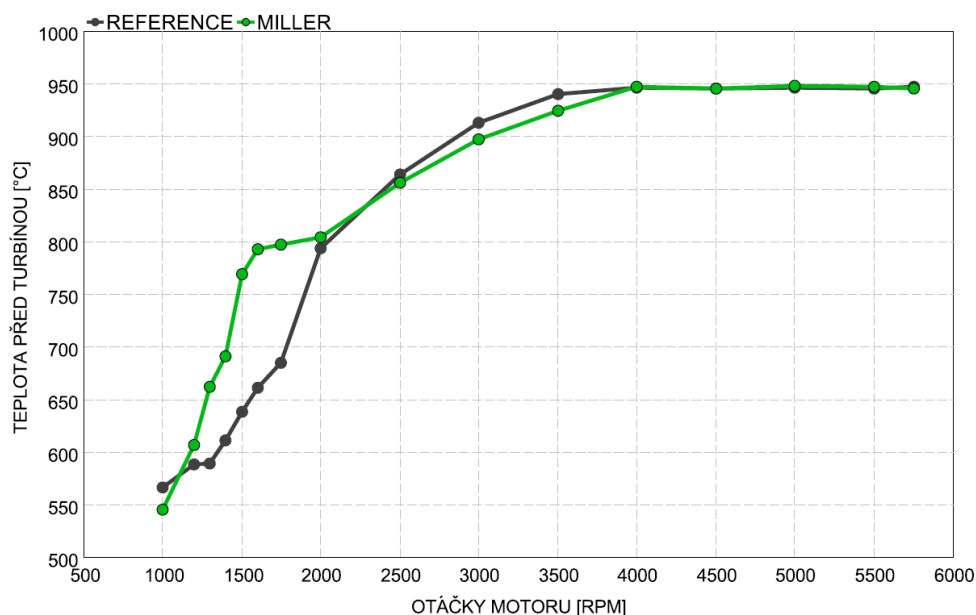
Průběh tlaku před turbínou koresponduje s tlakovým poměrem na turbíně popsaným v kapitole 10.15. I zde je průběh ovlivněn požadovaným plnicím tlakem. Z důvodu menšího efektivního průměru obtokového kanálu, který ovlivňuje množství výfukových spalin přiváděných na lopatky turbíny, je patrný nárůst, oproti referenčnímu motoru, tlaku před turbínou.



Obr. 94: Tlak před turbínou turbodmychadla

10.17 TEPLOTA PŘED TURBÍNOU TURBODMYCHADLA

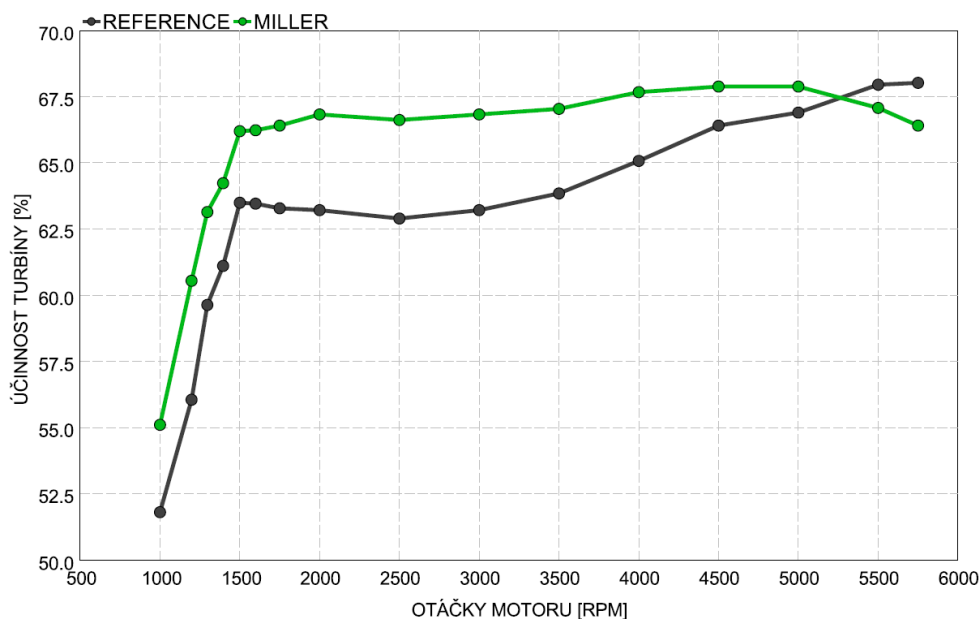
Při vzájemném porovnání referenčního a optimalizovaného modelu s Millerovým oběhem lze pozorovat ovlivnění teploty před turbínou vyplachováním v nízkých otáčkách. Vlivem přísávání čerstvého vzduchu do výfuku při vyplachování, je jasně patrný vliv chladnějšího vzduchu, oproti výfukovým spalinám, na teplotu před turbínou. Zároveň jde možné pozorovat přiblížení obou modelů k teplotnímu limitu turbodmychadla. Teplota výfukových plynů je ovlivňována dávkou paliva, kdy pro ochlazení výfukových plynů je dávka zvyšována. To má za následek zvýšení součinitele přebytku vzduchu ve výfuku, který vykazuje od stejných otáček, kdy teplota dosahuje teplotního limitu, snižování hodnot, které svědčí o obohacování směsi vyšší dávkou paliva.



Obr. 95: Teplota před turbínou turbodmychadla

10.18 ÚČINNOST TURBÍNY TURBODMYCHADLA

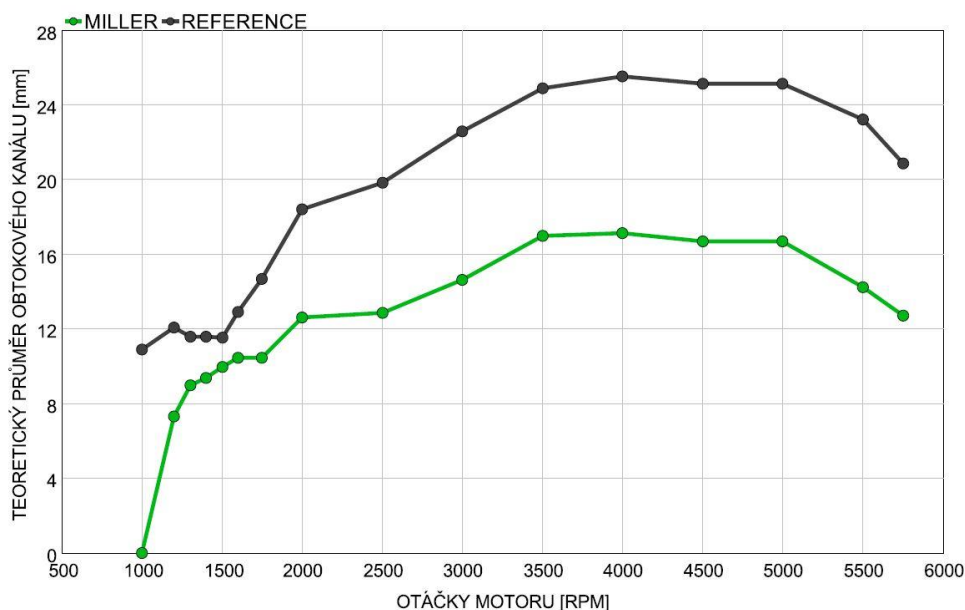
Na Obr. 96 je znázorněn graf účinnosti turbíny turbodmychadla, ze kterého je patrné, že turbína je provozována v příznivějších provozních bodech (kombinace tlakového poměru a otáček turbíny), které v turbínové mapě dosahují oblastí vyšší účinnosti.



Obr. 96: Účinnost turbíny turbodmychadla

10.19 EFEKTIVNÍ PRŮMĚR OBTOKOVÉHO KANÁLU

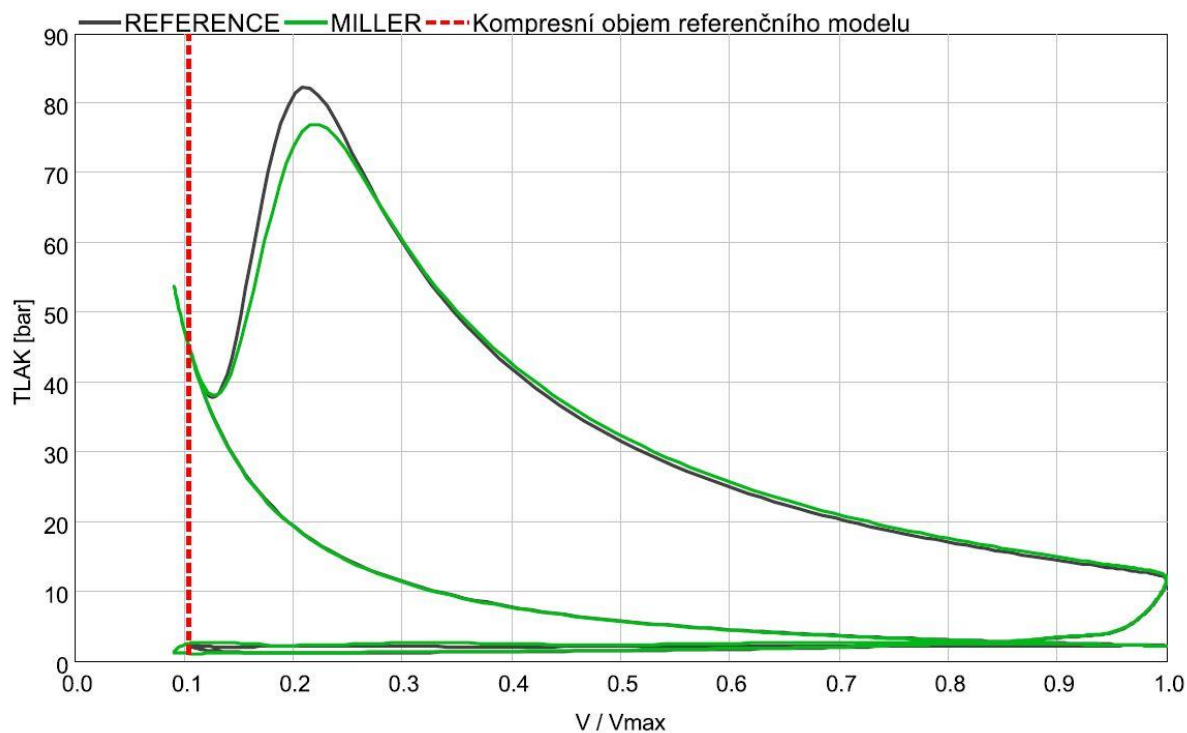
Efektivní průřez obtokového kanálu (Wasegate) je parametr, který je ekvivalentem míry otevření ventilu. Jinými slovy se jedná o průměr kruhové plochy ventilu, kterým jsou přepouštěny výfukové plyny ze vstupu do turbínové skříně za turbínu, do míst výstupu z turbínové skříně. Tyto spaliny nepředávají svoji energii turbíně a bez užitku jsou odváděny do výfukového systému. Z grafu (Obr. 97) je jasně patrné, ve všech pracovních bodech, je v optimalizovaném turbodmychadle s kompresorem K01, je efektivní průměr obtokového kanálu menší než u referenčního turbodmychadla. Tato skutečnost potvrzuje výše zmíněné poznatky o ovlivnění parametrů turbíny plnicím tlakem. Rovněž je patrné, že referenční turbodmychadlo pracuje již od nejnižších otáček s přebytkem energie výfukových plynů, protože wastgate je otevřen v celém spektru otáček motoru.



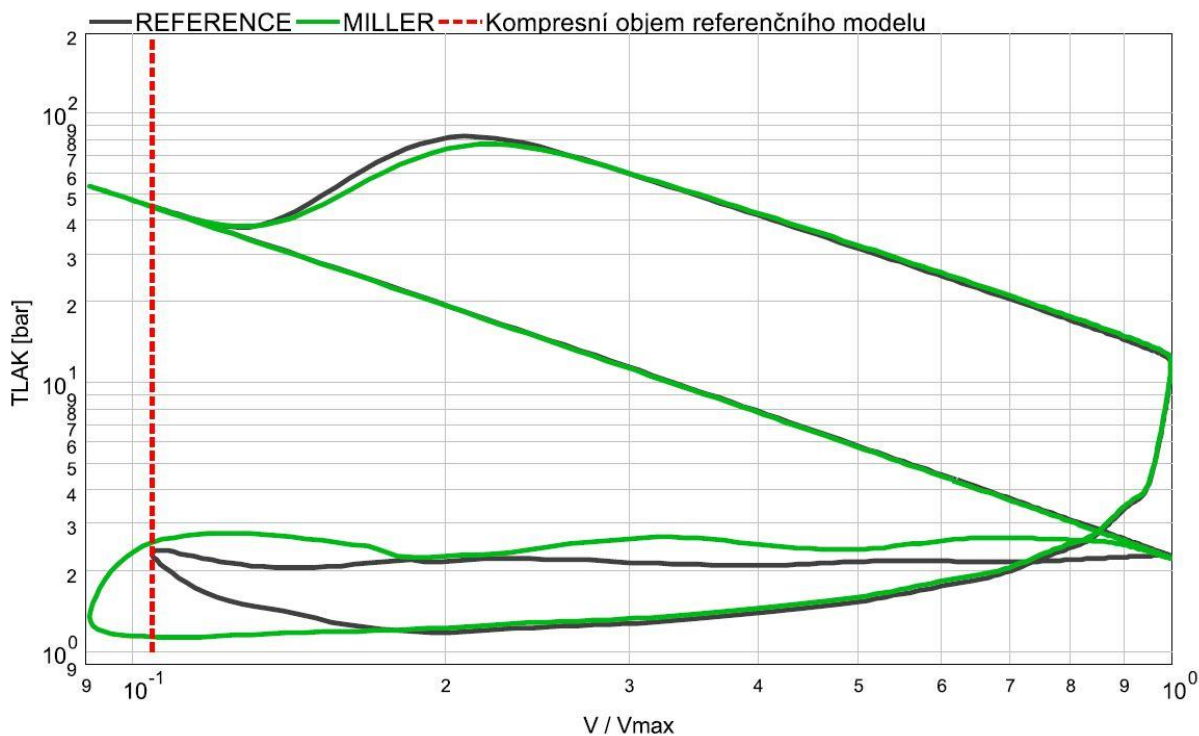
Obr. 97: Efektivní průměr obtokového kanálu

10.20 P-V DIAGRAM

V p-V diagramu je vyjádřena závislost tlaku ve válci na aktuálním objemu válce. Objem válce se mění od hodnoty kompresního oběhu po objem zdvihový. Rovněž jde objem vyjádřit v nominálních hodnotách (V/V_{\max}), kde maximální objem je celkový objem válce vyjadřující součet zdvihového i kompresního objemu. Na Obr. 98 jsou vykresleny průběhy obou modelů v pracovním bodě nominálního točivého momentu v otáčkách motoru 1500 min^{-1} , na kterém je patrný rozdíl v maximálním tlaku, pro oběh s Millerovým oběhem je nižší, při expanzi směsi ve válci způsobené nastavením ventilů umožňující provoz bez vyplachování. Zároveň lze pozorovat ovlivnění průběhu tlaku předstihem zážehu (u obou modelů), kdy po dosažení horní úvrati pístu (kompresní objem) nenastává typicky prudký nárůst tlaku, ale nastupuje se zpožděním, kdy píst již koná pohyb k dolní úvrati. Na tomto obrázku, kvůli měřítku os není patrný vliv Millerova oběhu. Přehlednější proto je p-V diagram, na Obr. 99, v logaritmickém měřítku. Na tomto grafu je již vliv Millerizace patrný. V křivce (zelená) optimalizovaného modelu s Millerovým oběhem lze pozorovat před dolní úvrati pokles tlaku, který způsobuje předčasné uzavření sacích ventilů, které je charakteristické pro Millerův oběh. Rovněž lze pozorovat vliv vyššího plnicího tlaku pro model s Millerizací, kde plocha diagramu při výměně válce je větší než v případě referenčního modelu. Protože je rozdílný kompresní poměr pro oba modely, je v obou diagramech pro přehlednost uvedena hranice kompresního objemu pro referenční motor.

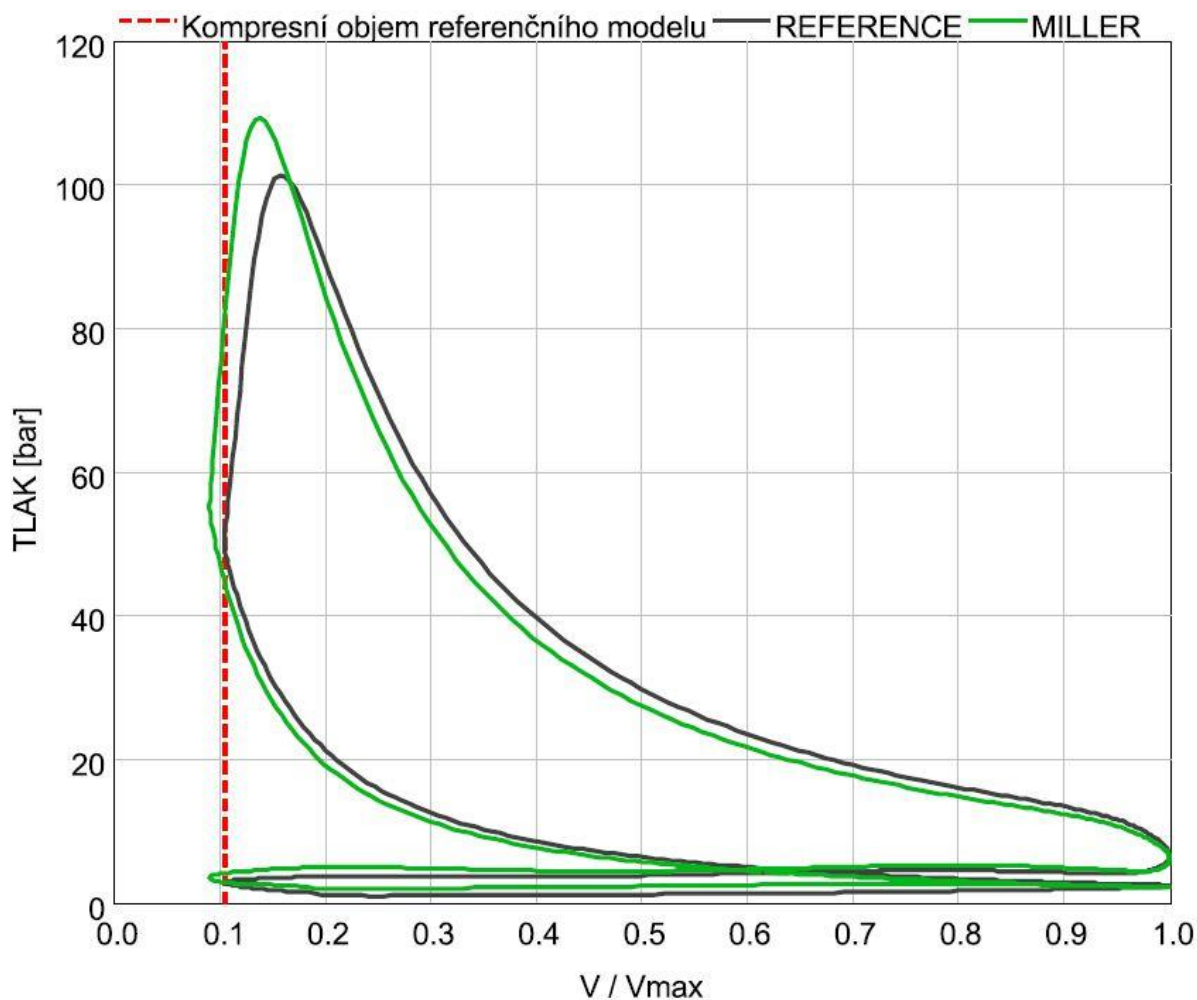


Obr. 98: p - V diagram obou koncepcí motoru při otáčkách motoru 1500 min^{-1} .

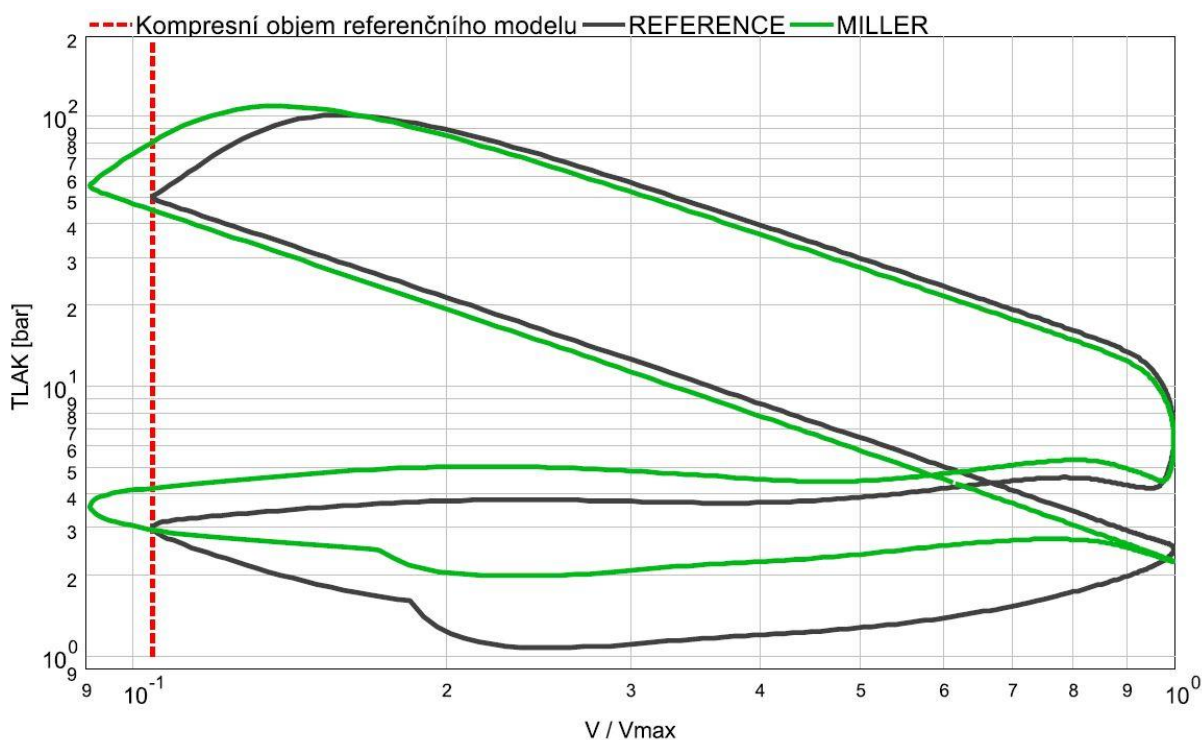


Obr. 99: p - V diagram obou koncepcí motoru při otáčkách motoru 1500 min^{-1} v logaritmickém měřítku.

Na Obr. 100 a Obr. 101 jsou p-V diagramy popisující průběh tlaku v závislosti na aktuálním objemu válce pro nominální výkon motoru při otáčkách 5750 min^{-1} . Je zde patrný nárůst maximálního tlaku ve válci. Je to způsobeno, jak je opět vidět před dolní úvratí v p-V s logaritmickým měřítkem (Obr. 101), dřívějším uzavřením sacích ventilů, po kterém dojde k poklesu tlaku ve válci a komprese začíná z nižšího tlaku než v případě referenčního modelu. Dále je možnost snížit předstih zážehu (viz Obr. 82), vedoucí k efektivnějšímu spalování pracovní směsi. Všechny tyto pozitivní změny parametrů kladně ovlivňují indikovanou účinnost motoru.



Obr. 100: p-V diagram obou koncepcí motoru při otáčkách motoru 1500 min^{-1} .



Obr. 101: p - V diagram obou koncepcí motoru při otáčkách motoru 1500 min^{-1} v logaritmickém měřítku.

Tab. 6: Porovnání výsledných parametrů obou koncepcí

Parametr	Jednotka	Reference	Miller
Objem motoru	V	$[\text{cm}^3]$	1 984
Maximální točivý moment	M_k	$[\text{Nm}]$	400 při ot. 1500-4000 min^{-1}
Maximální výkon	P	$[\text{kW}]$	220 při ot. 5750 min^{-1}
Maximální měrná efektivní spotřeba paliva	μ_{pe_min}	$[\text{g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}]$	325,2 při ot. 5750 min^{-1}
Minimální měrná efektivní spotřeba paliva	μ_{pe_max}	$[\text{g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}]$	242,8 při ot. 3000 min^{-1}
Geometrický kompresní poměr	ε	$[-]$	9,59
Vrtání válce	D	$[\text{mm}]$	82,5
Zdvih pístu	h	$[\text{mm}]$	92,8
Maximální plnicí tlak	p_{IE}	$[\text{bar}]$	2,25
Maximální tlakový poměr na kompresoru	π_T	$[\text{bar}]$	2,55

11 VYHODNOCENÍ PROVEDITELNOSTI PŘESTAVBY MOTORU PRO PROVOZ S MILLEROVÝM OBĚHEM

Referenční termodynamický model použitý pro simulace v programu GT-POWER vychází z reálného motoru, který by mohl být použitý jako pohonný agregát automobilu. Proto je velmi důležité zhodnotit, zda provedené úpravy v termodynamickém modelu jsou možné pro použití na skutečném motoru.

Zásadní úpravou v průběhu simulací byla úprava profilů sacích ventilů. Protože ventily jsou ovládány vačkovým hřídelem, je nutná jeho náhrada za vačkový hřídel s novým profilem, který by odpovídal navrženému časování a zdvihu ventilů.

Další změnou oproti referenčnímu modelu bylo nastavení konstantního časování v celém otáčkovém spektru motoru. V referenčním modelu bylo využito proměnného časování ventilů. Na reálném motoru je variabilní časování ventilů realizováno přenastavením polohy vačkové hřídele vůči rozvodové kladce. Tento mechanismus je ovládán tlakovým olejem a řízen řídicí jednotkou. Nejekonomičtějším řešením, jak zamezit proměnnému časování, je softwarová úprava řídicí jednotky, které by byla předepsána nulová změna polohy vačkové hřídele a rozvodové kladky. Další možná varianta, jak eliminovat variabilitu časování, je odstranění ovládacího mechanismu a nahrazení rozvodovou kladkou, která bude napevno spojena s vačkovou hřídelí, nebo bude přímo její součástí. Jelikož mechanismus je ovládán tlakovým olejem z bloku motoru přes hlavu válců, bylo by nutné zaslepit olejové kanály v bloku motoru, aby nedošlo k úniku tlakového oleje. Rovněž by s touto úpravou byla nutná úprava řídicí jednotky.

Poslední úpravou, kterou je nutné provést, je úprava spalovacího prostoru z důvodu zvýšení kompresního poměru. Při zvyšování kompresního poměru je nutné snížení kompresního objemu ve válci. Toho jde docílit více způsoby. Zejména je možné například upravit (snížit) hlavu válců, snížit blok motoru, zaměnit těsnění mezi hlavou a blokem motoru za tenčí. Dále je to výměna pístu nebo ojnice za komponenty z většími rozměry (vyšší píst, delší ojnice). Možná je i kombinace vyjmenovaných úprav, například nižší těsnění mezi hlavou a blokem motoru a výměna pístů nebo ojníc tak, aby se co nejméně navýšila hmotnost, respektive moment setrvačnosti rotujících částí, které by mohly ovlivnit jak mechanické namáhání, tak i účinnost motoru. Jakékoli tyto úpravy je ale nezbytné ověřit, aby důsledkem úprav nedošlo ke kontaktu pístu s ventily, protože se vlivem úprav jejich vzájemné vzdálenosti zmenší. I když u sacích ventilů během simulací došlo ke snížení zdvihu, tak výfukové ventily zůstaly zachovány z referenčního motoru. Konečné zvolení nejvhodnější varianty úpravy kompresního poměru je nutné provést až po patřičných výpočtech a podrobnějším zhodnocení výhod jednotlivých úprav. Obecně lze ale říci, že reálně jsou všechny výše zmíněné úpravy.

Po provedené analýze nutných změn na reálném motoru lze říci, že proveditelnost přestavby motoru pro provoz s Millerovým oběhem je reálná. Je však nutné nahradit vačkovou hřídel ovládající sací ventily a zamezit možnosti změny časování ventilů. Nejvýhodnější variantou, jak provést změnu časování ventilů je softwarová úprava řídicí jednotky. Dále je nutné vybrat vhodnou úpravu spalovacího prostoru z důvodu změny kompresního poměru.

ZÁVĚR

V diplomové práci byla shrnuta problematika Millerova oběhu pro zážehový přeplňovaný motor. Praktická část byla věnována zejména aplikaci poznatků v termodynamickém modelu motoru a následné analýze možného využití pro zkušební motor společnosti Honeywell.

Prvním krokem bylo vyjádření tepelné účinnosti Millerova ideálního oběhu, která je definovaná pomocí veličin popisujících obecný ideální oběh. Na základě odvozené rovnice byla provedena citlivostní analýza účinnosti Millerova ideálního oběhu na těchto veličinách pro zjištění limitujících hodnot.

Výrazné ovlivnění účinnosti ideálního oběhu se vyskytuje u parametru Atkinsonova poměru, součinitele přebytku vzduchu a efektivního kompresního poměru. Průběh závislosti na Atkinsonově poměru dokazuje, že užití prodloužené expanze pozitivně ovlivňuje účinnost všech typů ideálních oběhů. Jsou však patrné limity, kdy zvyšování Atkinsonova poměru, přibližně nad hodnotu 3,4 (při efektivním kompresním poměru 9,59), nemá již význam, protože další prodlužování expanze by znamenalo pokles tlaku pod tlak okolí (atmosféra). V případě součinitele přebytku vzduchu se projeví výrazné snižování účinnosti ideálních oběhů se zvyšujícím se obohacováním směsi. To je způsobeno přebytkem paliva ve spalovacím prostoru, kde není dostatek vzduchu pro jeho spálení, což má za následek zvyšování spotřeby paliva. Účinnost ideálních oběhů příznivě ovlivňuje i zvyšování skutečného kompresního poměru.

Výsledkem teoretické analýzy limitů veličin ovlivňujících tepelnou účinnost Millerova oběhu bylo zvolení počátečních hodnot všech parametrů pro následné simulace. Pro nadcházející postup bylo stěžejní zvolit hodnoty Atkinsonova poměru a efektivního kompresního poměru. Hodnota 1,15 pro Atkinsonův poměr byla volena s ohledem na dodržení referenčních výkonových parametrů. Za hodnotu efektivního kompresního poměru byla zvolena hodnota geometrického kompresního poměru referenčního modelu $\varepsilon_{\text{ref}} = 9,59$. Těmto hodnotám následně odpovídá výsledný expanzní poměr $\varepsilon = 11$.

Důležité bylo zvolit technické provedení aplikace Millerova oběhu. Jako účelné bylo vybráno řešení dřívějšího uzavření sacích ventilů. Při uzavření sacích ventilů před dolní úvrátí pístu zároveň dochází ke snížení zdvihu ventilu z důvodu zachování dovoleného zrychlení ventilu. To má za následek, jednak zvýšení škrtících ztrát v sedle ventilu, ale zásadnější je zejména zvýšení rychlosti nasávané směsi, která pozitivně ovlivňuje víření náplně válce, následné promísení paliva se vzduchem i průběh spalování.

Stěžejním úkolem této práce bylo analyzovat dopad Millerova cyklu na celkovou účinnost motoru a parametry turbodmyhadla. Tato analýza byla provedena simulací termodynamického modelu motoru s Millerovým oběhem vůči referenčnímu motoru. Konečnému porovnání s referenčním modelem předcházela řada dílčích simulací a analýz, které vedly k finálnímu nastavení. Prvním krokem bylo stanovení uzavření sacích ventilů při 55° před dolní úvrátí při výměně náplně válce pro dosažení zvolené hodnoty Atkinsonova poměru. Následný iterativní postup simulací ukázal významný vliv celkového časování ventilů a volby turbodmyhadla na dosažení požadovaných výkonových parametrů s Millerovým oběhem. V průběhu simulací došlo k úpravě původního variabilního časování ventilů na konstantní nastavení v celém otáčkovém spektru motoru. K otevírání sacích ventilů dochází při horní úvrátí pístu během výměny náplně válce. Další úpravy se týkaly turbodmyhadla, kde byl nejprve zvolen nový kompresor umožňující posunutí meze pumpování do nižších hmotnostních průtoků vzduchu. Posléze byla aplikována nová technologie společnosti Honeywell, která umožní kombinaci

dvou přepínatelných rozsahů pracovní oblasti kompresoru pro ještě výraznější posunutí meze pumpování do nižších průtoků vzduchu, protože aplikování prodloužené expanze vede na zvýšení plnicího tlaku a snížení hmotnostního průtoku vzduchu. Výsledky finálního nastavení byly porovnány s hodnotami referenčního modelu.

Na základě zhodnocení výsledků a porovnání obou koncepcí motoru lze říci, že hlavní cíle diplomové práce byly splněny. Změna časování sacích ventilů má zásadní vliv na eliminaci vyplachování v nízkých otáčkách motoru, kde docházelo k ovlivnění měrné efektivní spotřeby paliva, protože množství dodávaného paliva je vyhodnocováno na základě zbytkového kyslíku ve výfuku. Využitím Millerova oběhu na zadaném motoru bylo dosaženo nižší spotřeby průměrně o 8% (maximální snížení spotřeby je o 14% při 1300 min⁻¹) oproti referenčnímu modelu při zachování výkonových parametrů. Dalším významným přínosem je zvýšení celkové účinnosti motoru průměrně o 2,7% (maximální nárůst účinnosti je 4,75% při 1300 min⁻¹), která je způsobena nárůstem indikované účinnosti, resp. tepelné účinnosti z důvodu efektivity spalovacího procesu Millerova oběhu.

Posledním krokem bylo kritické zhodnocení proveditelnosti přestavby, na základě kterého lze prohlásit, že referenční motor po konstrukční stránce může být upraven pro provoz s Millerovým oběhem. Z důvodu změny profilu sacích ventilů je nutná výměna vačkové hřídele. Pro zajištění pevného časování sacích ventilů je nejjednodušší provést softwarovou úpravu řídicí jednotky motoru. K nezbytným patří například také úprava hlavy válců či výměna pístu a ojnice kvůli zvětšení geometrického kompresního poměru.

Přestože aplikace Millerova oběhu na referenčním modelu z pohledu splnění vytyčených cílů dopadla úspěšně, získaná data ze simulací mohou být využita k podrobnějšímu prozkoumání problematiky (s přihlédnutím k emisím v jízdnicích cyklech). Agresivnější Millerizací, zřejmě již za cenu snížení výkonových parametrů či zvýšení objemu motoru, by mohlo dojít k dalšímu zefektivnění celého systému.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MACEK, Jan. *Spalovací motory I*. 1. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. 260 s. ISBN 978-80-01-03618-1.
- [2] MACEK, Jan, KLIMENT, Vladimír. *Spalovací turbíny, turbodmyhadla a ventilátory : (Přepřínování spalovacích motorů)*. 4. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006, c1988. 206 s. ISBN: 80-01-03529-8 (brož.).
- [3] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw - Hill, c1988. McGraw-Hill series in mechanical engineering. ISBN 00-710-0499-8.
- [4] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Warrendale, PA: SAE International, c1995. ISBN 15-609-1734-2.
- [5] HIERETH, Hermann. a P. H. W. PRENNINGER. *Charging the internal combustion engine*. New York: Springer, c2007. ISBN 978-3-211-33033-3.
- [6] BAINES, N. *Fundamentals of Turbocharging*. Vyd. 1., nezměn. Vermont: Concepts NREC, 2005, 264 s. ISBN 0-933283-14-8.
- [7] HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [8] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [9] HOFMANN, Karel. *Turbodmyhadla, vozidlové turbíny a ventilátory: přepřínování spalovacích motorů*. Vyd. 2., nezměn. Brno: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1985, 134 s.
- [10] HOFMANN, K. *Alternativní pohony*. Studijní opory dopravního a automobilního inženýrství. 73 s. [online]. [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/ramik/files/Alternativni%20pohony.pdf>
- [11] ŠTĚTINA, Josef. *Základy termodynamiky* [online]. [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: https://moodle.vutbr.cz/pluginfile.php/260051/mod_label/intro/TSM-01-2017.pdf
- [12] ŠTĚTINA, Josef. *Teorie tepelných plynových cyklů* [online]. [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: https://moodle.vutbr.cz/pluginfile.php/260051/mod_label/intro/TSM-01-2017.pdf
- [13] ŠTĚTINA, Josef. *Pracovní cykly spalovacích motorů* [online]. [citováno 2017-05-20]. Dostupné z: <http://studyenergyweb.fme.vutbr.cz/sew/wp-content/uploads/2011/03/SeminarAT2011L-04.pdf>
- [14] HAZBY, Hamid, Michael CASEY, Ryusuke NUMAKURA a Hideaki TAMAKI. A Transonic Mixed Flow Compressor for an Extreme Duty. *Journal of Turbomachinery* [online]. 2015, 137(5), 051010- [cit. 2017-05-19]. DOI: 10.1115/1.4028738. ISSN 0889-504x. Dostupné z: <http://turbomachinery.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?doi=10.1115/1.4028738>

- [15] 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. 2017-05-19]. DOI: 10.1155/2012/589720. ISSN 1023-621x. Dostupné z: <http://www.hindawi.com/journals/ijrm/2012/589720/>
- [16] Wijaya, Willy Yanto. *A Brief View upon Carnot Cycle and Gas Power Cycles* [online]. [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <https://willyyanto.wordpress.com/2009/10/17/a-brief-view-upon-carnot-cycle-and-gas-power-cycles/>
- [17] KOZEL, Jan. *Technika motoru: Díl 2. – Rozvody spalovacích motorů* [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <https://silnicnimotorky.cz/motorky/technika/technika-motoru-dil-2-rozvody-spalovacich-motoru/>
- [18] Wikipedia. *Turbocharger* [online]. [cit. 2017-05-18]. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/wiki/Turbocharger>
- [19] Flat4ever. *La technologie des moteurs Turbo – Part.2* [online]. [cit. 2017-05-18]. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/wiki/Turbocharger>
- [20] FlexaMi Auto. *Princip turbodmyhadla* [online]. [cit. 2017-05-18]. Dostupné z: <http://www.flexamiauto.cz/teorie/>
- [21] Siemens. *Single Shaft Horizontal Split Turbocompressors* [online]. [cit. 2017-05-19]. Dostupné z: <https://www.energy.siemens.com/ru/en/compression-expansion/product-lines/single-shaft-horizontal-split/stc-sx.htm#content=Design%20Concept>
- [22] XSBoost Turbochargers. *6.4 Powerstroke 2008-2010 Low Pressure Billet Compressor Wheel* [online]. [cit. 2017-05-19]. Dostupné z: <http://www.xsboostturbochargers.com/product/6-4-powerstroke-2008-2010-low-pressure-billet-compressor-wheel/>
- [23] DieselNet. *Turbocharger Fundamentals* [online]. [cit. 2017-05-19]. Dostupné z: https://www.dieselnets.com/tech/air_turbocharger.php
- [24] MZAK. *J44* [online]. [cit. 2017-05-19]. Dostupné z: <http://www.leteckemotory.cz/motory/j44/>
- [25] Muscle Car Diy. *Turbocharger Failure Analysis: What Went Wrong and How to Fix It* [online]. [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: <http://www.musclecardiy.com/performance/turbocharger-failure-analysis-went-wrong-fix/>
- [26] Holset. *Holset Turbo Variable Vane* [online]. [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: <http://www.keyword-suggestions.com/aG9sc2V0IHR1cmJvIHZhcmlhYmxlIHZhbU/>
- [27] Wikipedia. *Wastegate* [online]. [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/wiki/Wastegate>
- [28] MK Sunit. *Turbodmyhadla* [online]. [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: <http://mksunitcompany.cz/autodily/repase-turbodmychadel>

- [29] Car For Japan. *What are the Common Engine Knocking Causes?* [online]. [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: <https://carfromjapan.com/article/car-maintenance/common-engine-knocking-causes/>
- [30] SCHECHTER, Michael M. *Internal combustion engine with adaptive control of compression ratio*. US5255637 A. Uděleno 26. říjen 1993. Zapsáno 30. duben 1992.
- [31] Autolexicon. *VarioCAM (VarioCAM – Plus)* [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/variocam-variocam-%E2%80%93-plus/>
- [32] Autolexicon. *Valvetronic* [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/valvetronic/>
- [33] NIEDERMEYER, PAUL. *The Atkinson (And Miller Cycle) Engines – Not Exactly What They Started Out To Be* [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.curbsideclassic.com/blog/the-atkinson-and-miller-cycle-engines-not-exactly-how-they-started-out-to-be/>
- [34] PETRÁNY, MÁTÉ. *Infiniti Introduces the First Production Engine With Variable Compression* [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.roadandtrack.com/new-cars/car-technology/news/a30392/infiniti-vc-t-variable-compression-turbo/>
- [35] BISKUP, Pavel. *Infiniti Introduces the First Production Engine With Variable Compression* [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: http://www.automobilrevue.cz/rubriky/automobily/technika/motor-mce-5-s-promennou-kompresi_39124.html
- [36] Auto Zine. *Compression* [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: http://www.autozine.org/technical_school/engine/Compression.html
- [37] Nemač AutoClub. *MILLER CYCLE ENGINE [SKYACTIV-G 2.5]* [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://nema.club/2014wsm/service%20highlights/books/n6w01/html/id0110s6001900.html>
- [38] EICHLER, F., W. DEMMELBAUER-EBNER a J. THEOBALD. The New EA211 TSI® evo from Volkswagen. In: *37. Internationales Wiener Motorensymposium 28.-29. 2016*. ISSN 0178-9449.
- [39] Mazda. *SkyActiv-G* [online]. [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.mazda.com/en/innovation/technology/skyactiv/skyactiv-g/>
- [40] Nissan. *Nissan Micra* [online]. [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <https://www.nissan.cz/vozidla/nova-vozidla/micra-2016/vykon.html>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[-]	Atkinsonův poměr
A/R	[inch]	poměr A/R
D _k	[mm]	průměr kompresorového kola
D _T	[mm]	průměr turbínového kola
DÚ	[-]	dolní úvrat'
EIVC	[-]	dřívější uzavření sacích ventilů („Early Intake Valve Closing“)
H _u	[J.kg ⁻¹]	spodní výhřevnost paliva
HÚ	[-]	horní úvrat'
i	[-]	počet válců
IVC	[°]	uzavření sacího ventilu („intake valve open“)
IVO	[°]	otevření sacího ventilu („intake valve close“)
LIVC	[-]	pozdní uzavření sacích ventilů („Late Intake Valve Closing“)
M _e	[m ³]	skutečné hmotnostní množství nasáté čerstvé náplně
M _p	[kg.s ⁻¹]	hmotnostní časová spotřeba paliva
m _{pe}	[g.kWh ⁻¹]	měrná efektivní spotřeba paliva
m _{pi}	[g.kWh ⁻¹]	měrná indikovaná spotřeba paliva
M _t	[m ³]	Teoretické hmotnostní množství náplně ve válci
m _z	[kg]	hmotnost čerstvé náplně
n	[min ⁻¹]	otáčky motoru
n	[min ⁻¹]	otáčky motoru
p ₂	[Pa]	tlak ve válci na začátku izochorického přívodu tepla
p ₃	[Pa]	tlak ve válci na konci izochorického přívodu tepla
P _i	[kW]	indikovaný výkon
p _i	[Pa]	střední indikovaný tlak na píst
Q _e	[J.kg ⁻¹]	teplo efektivní spotřebované na užitnou (efektivní) práci
Q _{ch}	[J.kg ⁻¹]	teplo odvedené chlazením
Q _i	[J.kg ⁻¹]	teplo spotřebované na indikovanou práci
Q _m	[J.kg ⁻¹]	teplo představující mechanické ztráty
Q _{ns}	[J.kg ⁻¹]	teplo ztrátové
Q _p	[J.kg ⁻¹]	teplo přivedené v palivu
Q _{ps}	[J.kg ⁻¹]	teplo přivedené do oběhu
Q _s	[J.kg ⁻¹]	teplo odvedené sáláním

Q_t	[J.kg ⁻¹]	teplo spotřebované na práci teoretického oběhu
Q_v	[J.kg ⁻¹]	teplo odvedené výfukem
r	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná plynová konstanta vzduchu
T	[-]	míra oříznutí lopatek rotoru (TRIM)
T_c	[K]	teplo odebírané chladičem (chladný výměník)
TDC_F	[°]	horní úvrat' při zážehu („top dead center – firing“)
TDC_GE	[°]	horní úvrat' při výměně náplně válce („top dead center – gas exchange“)
T_H	[K]	teplo dodávané ohřivačem (horký výměník)
V_1	[m ³]	objem válce po uzavření sacích ventilů (na začátku komprese)
V_2	[m ³]	objem válce v horní úvrati (na konci komprese)
V_3	[m ³]	objem válce na začátku izobarického přívodu tepla
V_4	[m ³]	objem válce na konci izobarického přívodu tepla
V_6	[m ³]	objem válce v dolní úvrati (na konci sání)
v_6	[m ³ .kg ⁻¹]	měrný objem při dolní úvrati (na konci sání)
v_{atm}	[m ³ .kg ⁻¹]	měrný objem při normálních (atmosférických) podmínkách
V_z	[m ³]	zdvihový objem motoru
ε	[-]	celkový kompresní poměr
ε_A	[-]	skutečný kompresní poměr
ε_T	[-]	kompresní poměr plnicího kompresoru
η_c	[-]	účinnost Carnotova tepelného oběhu
η_e	[-]	celková (efektivní) účinnost
η_{ch}	[-]	chemická účinnost
η_i	[-]	indikovaná účinnost
η_m	[-]	mechanická účinnost
η_p	[-]	stupeň plnosti diagramu
η_{pl}	[-]	plnicí (objemová) účinnost
η_t	[-]	tepelná účinnost
η_{ta}	[-]	účinnost Atkinsonova oběhu
η_{td}	[-]	účinnost Dieselova oběhu
η_{tm}	[-]	účinnost Millerova oběhu
η_{to}	[-]	účinnost Ottova oběhu
η_{ts}	[-]	účinnost Sabatova oběhu

κ	[-]	Poissonova plynová konstanta
λ	[-]	součinitel přebytku vzduchu
π_T	[-]	kompresní poměr plnicího kompresoru
ρ_6	[kg.m ⁻³]	hustota vzduchu při dolní úvrati (na konci sání)
ρ_{atm}	[kg.m ⁻³]	hustota vzduchu při normálních (atmosférických) podmínkách
ρ_{pl}	[kg.m ⁻³]	hustota plnicího vzduchu
φ	[-]	stupeň plnění
X	[-]	podíl měrných tepel dodaných za konstantního tlaku a objemu
ψ	[-]	stupeň zvýšení tlaku

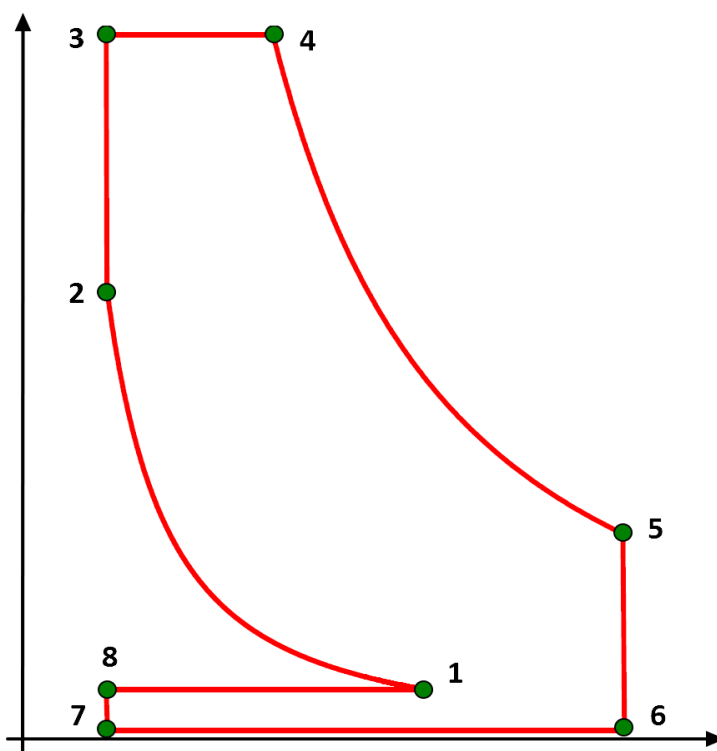
SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 Výpočet tepelné účinnosti Millerova ideálního oběhu

ODVOZENÍ VZTAHU TEPELNÉ ÚČINNOSTI MILLEROVA IDEÁLNÍHO OBĚHU

Při výpočtu je vycházeno z charakteristických bodů p - V diagramu ideálního porovnávacího oběhu. Pro univerzálnost je použit tepelný oběh se smíšeným přívodem tepla, prodlouženou expanzí a s mezichlazením nasávaného vzduchu, stlačovaného pulzním turbodmychadlem.

Značení charakteristických bodů oběhu a indexace stavových veličin je dle následujícího demonstrativního obrázku.



Obr. P1 - 1: Charakteristické body p - V diagramu turbodmychadlem přeplňovaného ideálního oběhu s prodlouženou expanzí, smíšeným přívodem tepla a mezichladičem nasávaného vzduchu.

CHARAKTERISTICKÉ BODY OBĚHU DLE OBRÁZKU P1 - 1:

- 1 stav plynu na počátku komprese
- 2 stav plynu na konci komprese při horní úvrati pístu
- 3 stav plynu na konci izochorického přívodu tepla
- 4 stav plynu na konci izobarického přívodu tepla
- 5 stav plynu na konci expanzního zdvihu pístu
- 6 stav plynu na počátku výfukového zdvihu pístu
- 7 stav plynu na konci výfukového zdvihu pístu
- 8 stav plynu ve válci na počátku sacího zdvihu pístu

DĚJE MEZI CHARAKTERISTICKÝMI BODY OBĚHU:

- 1-2 adiabatická komprese
- 2-3 izochorický ohřev
- 3-4 izobarická expanze (ohřev)
- 4-5 adiabatická expanze
- 5-6 izochorické ochlazení
- 6-7 izobarická komprese (ochlazení)
- 7-8 izochorický ohřev
- 8-1 izobarická expanze (ohřev)

VÝMĚNA TEPLA S OKOLÍM – PŘÍVOD TEPLA (Q_H):

- q_{Hv} 2-3 izochorický přívod tepla hořením paliva
- q_{Hp} 3-4 izobarický přívod tepla hořením paliva

VÝMĚNA TEPLA S OKOLÍM - PŘÍVOD TEPLA (Q_H):

- q_{H1} 7-8 náhradní izochorický přívod tepla (po otevření sacích ventilů)
- q_{H2} 8-1 náhradní izobarický přívod tepla (sací zdvih pístu)

VÝMĚNA TEPLA S OKOLÍM - ODVOD TEPLA (Q_C):

- q_{C2} 5-6 náhradní izochorický odvod tepla (po otevření výfukového ventilu)
- q_{C3} 6-7 náhradní izobarický odvod tepla (výfukový zdvih pístu)

VÝPOČET TEPELNÉ ÚČINNOSTI

Pro odvození tepelné účinnosti Millerova ideálního oběhu je vycházeno ze závislosti na rozdílu přivedeného a odvedeného tepla, tedy podíl vykonané práce a přivedeného tepla, který je dán vztahem:

$$\eta_t = \frac{Q_H - |Q_C|}{Q_H}$$

Po vyjádření daných tepel je

$$\eta_t = \frac{q_H + q_{H1} + q_{H2} + q_{C2} + q_{C1}}{q_H} = 1 + \frac{q_{H1} + q_{H2} + q_{C1} + q_{C2}}{q_H} .$$

kde:

$$q_H = \frac{H_u}{\lambda \cdot L_t}$$

$$q_{H1} = c_v \cdot (T_8 - T_7)$$

$$q_{H2} = c_p \cdot (T_1 - T_8)$$

$$q_{C1} = c_v \cdot (T_6 - T_5)$$

$$q_{C2} = c_p \cdot (T_7 - T_6)$$

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$$

Po dosažení je tepelnou účinnost vyjádřit dle vztahu:

$$\eta_t = 1 + \frac{c_v \cdot (T_8 - T_7 + T_6 - T_5) + c_p \cdot (T_1 - T_8 + T_7 - T_6)}{q_H}$$

DEFINOVÁNÍ STAVOVÝCH VELIČIN V CHARAKTERISTICKÝCH BODECH OBĚHU OVLIVŇUJÍCÍ VÝPOČET TEPELNÉ ÚČINNOSTI:

$T_1 = 313,15$ K voleno dle požadované teploty vzduchu vstupující do sacího potrubí z mezichladiče

$$T_8 = \frac{T_1}{\varepsilon_A}$$

$$T_7 = \frac{1}{(\varepsilon_T)^\kappa} \cdot \frac{1}{\varepsilon_A} \cdot T_1$$

$$T_6 = \frac{A}{(\varepsilon_T)^\kappa} \cdot T_1$$

$$T_5 = \frac{1^{\kappa-1}}{A} \cdot \varphi^\kappa \cdot \psi \cdot T_1$$

kde:

$$\psi = \frac{p_3}{p_2} = \frac{q_{Hv} \cdot (\kappa - 1)}{v_2 \cdot p_2} + 1$$

$$\varphi = \frac{v_4}{v_3} = \frac{q_{Hp} \cdot (\kappa - 1)}{\kappa \cdot v_3 \cdot p_3} + 1$$

$$q_{Hv} = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot v_2 \cdot p_2 \cdot \left(\frac{p_3}{p_2} - 1 \right) = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot v_2 \cdot p_2 \cdot (\psi - 1)$$

$$q_{Hp} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot v_3 \cdot p_3 \cdot \left(\frac{v_4}{v_3} - 1 \right) = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot v_2 \cdot p_2 \cdot (\varphi - 1)$$

$$X = \frac{q_{Hp}}{q_{Hv}}$$

$$q_H = q_{Hp} + q_{Hv}$$

$$p_1 = (\varepsilon_T)^\kappa \cdot p_{atm}$$

$$p_2 = (\varepsilon_A)^\kappa \cdot p_1 = (\varepsilon_A)^\kappa \cdot (\varepsilon_T)^\kappa \cdot p_{atm}$$

$$p_3 = \psi \cdot p_2 = \psi \cdot (\varepsilon_A)^\kappa \cdot (\varepsilon_T)^\kappa \cdot p_{atm}$$

$$v_1 = v_2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon_A}$$

$$v_3 = v_2$$

$$v_4 = \varphi \cdot v_3$$

Po dosazení výše uvedených vzorců a matematických úpravách lze vyjádřit teplotu v bodě 5:

$$T_5 = \left[\left(\frac{1}{A} \right)^{\kappa-1} \cdot T_1 \cdot \left(\frac{X \cdot \left(\frac{H_u}{\lambda \cdot L_t} \right) \cdot (\kappa - 1)}{\kappa \cdot \left[(\kappa - 1) \cdot \left(\frac{H_u}{\lambda \cdot L_t} \right) + (1 + X) \cdot r \cdot (\varepsilon_A)^{(\kappa-1)} \cdot T_1 \right]} + 1 \right)^\kappa \cdot \left(\frac{(\kappa - 1) \cdot \left(\frac{H_u}{\lambda \cdot L_t} \right)}{(1 + X) \cdot r \cdot (\varepsilon_A)^{(\kappa-1)} \cdot T_1} + 1 \right) \right]$$

Nyní již lze do rovnice pro tepelnou účinnost Millerova oběhu

$$\eta_t = 1 + \frac{c_v \cdot (T_8 - T_7 + T_6 - T_5) + c_p \cdot (T_1 - T_8 + T_7 - T_6)}{q_H}$$

dosadit výše odvozené vztahy pro teploty v charakteristických bodech oběhu.

Výsledný tvar rovnice popisující tepelnou účinnost Millerova oběhu je:

$$\eta_t = 1 + c_v \cdot \left(\left(\left(\frac{T_1}{\varepsilon_A} \right) - \left(\frac{1}{(\varepsilon_T)^\kappa} \cdot \frac{1}{\varepsilon_A} \cdot T_1 \right) + \left(\frac{A}{(\varepsilon_T)^\kappa} \cdot T_1 \right) - \left(\left[\left(\frac{1}{A} \right)^{\kappa-1} \cdot T_1 \cdot \left(\frac{X \cdot \left(\frac{H_u}{\lambda \cdot L_t} \right) \cdot (\kappa - 1)}{\kappa \cdot \left[(\kappa - 1) \cdot \left(\frac{H_u}{\lambda \cdot L_t} \right) + (1 + X) \cdot r \cdot (\varepsilon_A^{(\kappa-1)}) \cdot T_1 \right]} + 1 \right)^\kappa \cdot \left(\frac{(\kappa - 1) \cdot \left(\frac{H_u}{\lambda \cdot L_t} \right)}{(1 + X) \cdot r \cdot (\varepsilon_A^{(\kappa-1)}) \cdot T_1} + 1 \right) \right] \right) + c_p \cdot \left(T_1 - \left(\frac{T_1}{\varepsilon_A} \right) + \left(\frac{1}{(\varepsilon_T)^\kappa} \cdot \frac{1}{\varepsilon_A} \cdot T_1 \right) - \left(\frac{A}{(\varepsilon_T)^\kappa} \cdot T_1 \right) \right) \cdot \left(\frac{H_u}{\lambda \cdot L_t} \right)^{-1} \right)$$

a po matematické úpravě

$$\eta_t = 1 + \frac{r}{\kappa - 1} \left(\left(\left(\frac{T_1}{\varepsilon_A} \right) - \left(\frac{1}{(\varepsilon_T)^\kappa} \cdot \frac{1}{\varepsilon_A} \cdot T_1 \right) + \left(\frac{A}{(\varepsilon_T)^\kappa} \cdot T_1 \right) - \left(\left[\left(\frac{1}{A} \right)^{\kappa-1} \cdot T_1 \cdot \left(\frac{X \cdot \left(\frac{H_u}{\lambda \cdot L_t} \right) \cdot (\kappa - 1)}{\kappa \cdot \left[(\kappa - 1) \cdot \left(\frac{H_u}{\lambda \cdot L_t} \right) + (1 + X) \cdot r \cdot (\varepsilon_A^{(\kappa-1)}) \cdot T_1 \right]} + 1 \right)^\kappa \cdot \left(\frac{(\kappa - 1) \cdot \left(\frac{H_u}{\lambda \cdot L_t} \right)}{(1 + X) \cdot r \cdot (\varepsilon_A^{(\kappa-1)}) \cdot T_1} + 1 \right) \right] \right) + \kappa \cdot \left(T_1 - \left(\frac{T_1}{\varepsilon_A} \right) + \left(\frac{1}{(\varepsilon_T)^\kappa} \cdot \frac{1}{\varepsilon_A} \cdot T_1 \right) - \left(\frac{A}{(\varepsilon_T)^\kappa} \cdot T_1 \right) \right) \cdot \left(\frac{H_u}{\lambda \cdot L_t} \right)^{-1} \right) \cdot$$