VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZVÝŠENÍ VÝKONOVÝCH PARAMETRŮ ZÁŽEHOVÉHO JEDNOVÁLCOVÉHO DVOUDOBÉHO MOTORU

INCREASING SINGLE CYLINDER SI TWO-STROKE ENGINE PERFORMANCE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE Bc. MIROSLAV STEJSKAL

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE Ing. DAVID SVÍDA, Ph.D.

SUPERVISOR

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Miroslav Stejskal

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

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

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

Zvýšení výkonových parametrů zážehového jednoválcového dvoudobého motoru

v anglickém jazyce:

Increasing Single Cylinder SI Two-Stroke Engine Performance

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte konstrukční úpravy zvoleného zážehového jednoválcového dvoudobého motoru vedoucí ke zvýšení jeho výkonových parametrů.

Cíle diplomové práce:

1) Proveďte rozbor konstrukčních řešení dvoudobých motorů.
2) Proveďte změření výkonových parametrů zvoleného dvoudobého motoru.
3) Navrhněte dostupné konstrukční úpravy zvoleného motoru vedoucí ke zvýšení jeho výkonových parametrů.
4) Pro zvolenou upravenou součást proveďte základní pevnostní analýzu a porovnání oproti původnímu stavu.
5) Zhodnoťte Vámi navržené konstrukční úpravy.

Seznam odborné literatury:

[1] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. Pružnost a pevnost I, VUT Brno 1992
[2] Pro/Engineer WildFire 5.0 Resource Center [online], Parametric Technology Corporation, 2010, poslední revize 7.10.2011. Dostupné z: <http://www.ptc.com/community/resource_center/proengineer/index.htm>
[3] Release 12.1 Documentation for ANSYS, ANSYS Inc., Canonsburg, USA 2011

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 14.11.2011

L.S.

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ DĚKANÁT

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem konstrukčních úprav dvoudobého motoru s cílem zvýšení jeho výkonových parametrů. V úvodu jsou shrnuta různá řešení dvoudobých motorů. Další část práce se věnuje návrhu úprav výkonových částí motoru, jejich realizaci a následné modifikaci. Práce obsahuje deformačně napjatostní analýzu pístu, jejíž součástí je kompletní indikace tlaků ve dvoudobém motoru. Dosažené výsledky MKP analýzy byly využity k návrhu vhodnější geometrie pístu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Dvoudobý motor, zvyšování výkonu, válcový dynamometr, indikace spalovacích tlaků, MKP analýza

ABSTRACT

This thesis deals with two-stroke engine design modifications to enhance its performance parameters. The introduction summarizes the various solutions of two-stroke engines. The next part deals with design modifications of the engine power, their implementation and subsequent modification. The work includes strain and stress analysis of the piston, which includes a complete indication of pressures in two-stroke engine. The achieved results of FEM analysis were used to design better piston geometry.

KEYWORDS

Two-stroke engine, increasing performance, roller dynamometer, indication of combustion pressure, finite element method

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STEJSKAL, M. *Zvýšení výkonových parametrů zážehového jednoválcového dvoudobého motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 116 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2012 …….……..……..

Miroslav Stejskal

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl rád poděkovat vedoucímu práce panu Ing. Davidu Svídovi, Ph.D. za ochotu, cenné konzultace a vedení celého diplomového projektu. Dále bych chtěl poděkovat panu Karlu Vaškovi za vstřícnou spolupráci během měření. Na závěr bych rád poděkoval rodině a přítelkyni za podporu a trpělivost během celého studia.

OBSAH

Úvod 11
1 Rozbor konstrukčních řešení dvoudobých motorů 12
1.1 Pracovní cyklus dvoudobého zážehového motoru 12
1.2 Rozvod sání dvoudobého zážehového motoru 12
1.2.1 Rozvod sání pístem 12
1.2.2 Rozvod sání rotačním šoupátkem 13
1.2.3 Rozvod sání jazýčkovým ventilem 15
1.3 Rozvod přepuštění dvoudobého zážehového motoru 16
1.3.1 Příčné vyplachování 17
1.3.2 Křížové vyplachování 18
1.3.3 Vratné vyplachování 18
1.3.4 Souproudé vyplachování 19
1.3.5 Požadavky na průběh výplachu 19
1.4 Rozvod výfuku dvoudobého zážehového motoru 20
1.4.1 Regulace výfukového systému 21
2 Změření výkonových parametrů zvoleného motoru 25
2.1 Experimentální model dvoudobého motoru 25
2.2 Výkon motoru 26
2.2.1 Měření výkonu motoru dynamickou zkouškou 26
2.3 Měřicí zařízení 27
2.3.1 Úprava konstrukce měřicího zařízení 29
2.4 Modely setrvačných hmot 31
2.4.1 Model setrvačných hmot doběhové zkoušky 32
2.4.2 Model setrvačných hmot akcelerační zkoušky 36
2.5 Možnosti měřicího zařízení a softwaru dynamometru 39
2.5.1 Vyhodnocení výsledků měření 40
3 Návrh konstrukčních úprav ke zvýšení výkonu motoru 43
3.1 Zvyšování výkonu motoru 44
3.2 Úprava válce motoru 44
3.2.1 Parametry válce sériového motoru 44
3.2.2 Návrh úpravy válce 48
3.3 Úprava hlavy válce 51
3.3.1 Kompresní poměr 52
3.4 Úprava pístu 53
3.5 Výfukový a sací systém 54

3.6 Změření výkonu upraveného motoru ... 54
4 Modifikace výkonových částí motoru ... 57
4.1 Vliv zadního kanálu na plnění válce ... 57
4.2 Vliv změny tvaru spalovacího prostoru ... 58
4.2.1 Vliv změny kompresního poměru ... 59
4.3 Vliv rozvodu sání a jeho modifikace na výkonové parametry ... 60
4.3.1 Vliv změny úhlu otevření sání u symetrického rozvodu ... 60
4.3.2 Vliv změny použitých membrán u rozvodu sání jazýčkovým ventilem ... 61
4.3.3 Vliv změny úhlu otevření sání u rozvodu rotačním šoupátkem ... 63
4.3.4 Porovnání vlivu změny rozvodu sání ... 66
4.3.5 Možnosti dalších konstrukčních úprav v závislosti na rozvodu sání ... 68
4.4 Vliv změny délky sacího potrubí ... 69
4.5 Analýza vlivu výfukového systému ... 69
4.5.1 Změna polohy zadního kužele výfukového rezonátoru ... 69
4.5.2 Změna délky výfukové trubky ... 73
4.6 Celkový výkonový přínos získaný na základě modifikace částí motoru ... 74
5 Indikace tlaku ve dvoudobém motoru ... 77
5.1 Použitý měřicí řetězec ... 77
5.1.1 Snímače tlaku ... 77
5.1.2 Snímače teploty ... 79
5.1.3 Lambda sonda ... 79
5.1.4 Snímač natočení klikového hřídele ... 79
5.1.5 Zařízení pro vyhodnocení naměřených dat ... 81
5.2 Výsledky nízkotlaké indikace ... 81
5.2.1 Průběh tlaku v sacím potrubí ... 81
5.2.2 Průběh tlaku ve výfukovém rezonátoru ... 82
5.2.3 Průběh tlaku v klikové skříni ... 84
5.3 Výsledky vysokotlaké indikace ... 84
5.3.1 Polytropická korekce tlaku ... 85
5.4 p-V diagram ... 87
6 Základní deformačně-napjatostní analýza pístu ... 90
6.1 Rozbor sil působících v klikovém mechanismu ... 90
6.1.1 Výpočet primárních sil ... 90
6.1.2 Výpočet sekundárních sil ... 92
6.1.3 Výsledné silové působení ... 94
6.1.4 Zátěžné stavy pístní skupiny ... 94

6.2 Vytvoření geometrie pístní skupiny pro MKP analýzu 97
6.2.1 Import geometrie 98
6.3 MKP analýza pístu motoru s výkonem 6kW 98
6.3.1 Přiřazení materiálů 98
6.3.2 Využití symetrie 99
6.3.3 Úprava kontaktů 99
6.3.4 Vytvoření sítě konečných prvků 100
6.3.5 Definování okrajových podmínek 100
6.3.6 Výsledky a jejich zhodnocení 101
6.4 Modifikace tvaru pístu 103
6.4.1 Úprava geometrie pístu 103
6.4.2 Přehled a srovnání dosažených výsledků 104
7 Zhodnocení navržených konstrukčních úprav 106
Závěr 107
Seznam použitých zkratek a symbolů 111
Seznam příloh 116

ÚVOD

Za více než stopadesátiletou dobu své existence našla pohonná jednotka s dvoudobým spalovacím motorem využití pro různé účely. Od pomaloběžných vznětových motorů lodí, přes spalovací motory lokomotiv, nákladních i osobních automobilů, motocyklů až po vysokootáčkové modelářské motory. Rozmanité použití dvoudobého motoru bylo postupem času vytlačováno do oblastí, kde jeho výhody nad čtyřdobou technikou vynikaly nejvíce. V současnosti jde zejména o malé a sportovní motocykly, závodní motokáry a motory malé mechanizace.

Jednoduchý systém ztrátového mazání motoru směsí paliva a oleje používaný u dvoudobých motorů společně s nedokonalou výměnou náplně válce způsobuje výrazný nárůst obsahu škodlivin ve výfukových plynech. Uvedenou jednu z největších nevýhod dvoudobých zážehových motorů se částečně snaží řešit různé koncepce s přímým vstřikem paliva.

Cílem diplomové práce je zvýšení výkonových parametrů jednoválcového dvoudobého motoru. Úvod práce se zabývá konstrukčním řešením těchto spalovacích motorů se zaměřením na využití jako pohonné jednotky malých jednostopých vozidel. Dále je samostatná část věnována problematice měření výkonu spalovacího motoru na válcovém dynamometru, jeho zpřesnění a využití výsledků pro porovnání dostupných konstrukčních úprav na zvoleném motoru. Dílčí části motoru jsou modifikovány za účelem zjištění vlivu na výkonové parametry motoru a jejich současné zlepšení.

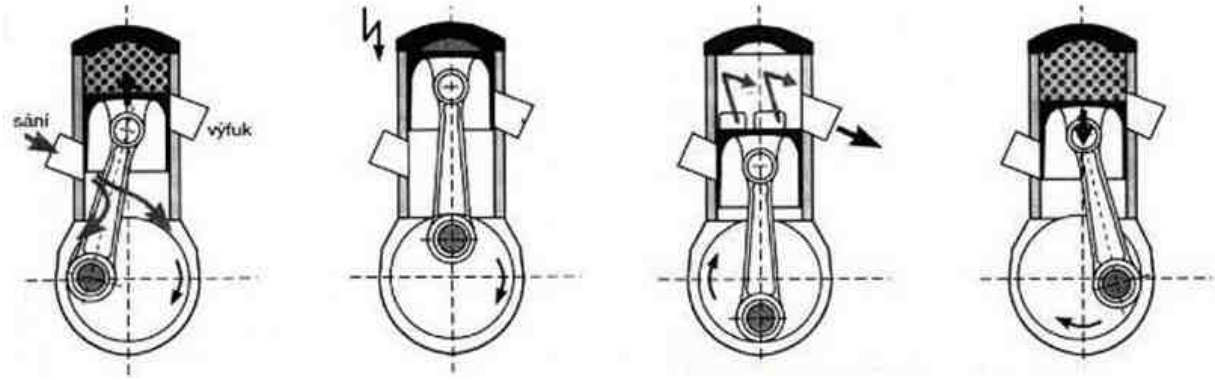
Následně je provedena kompletní indikace tlaků ve spalovacím motoru pro určení průběhu primárních sil v klikovém mechanismu. Upravený píst je v další kapitole podroben základní deformačně napjatostní analýze. Dosažené výsledky MKP analýzy byly využity pro změnu geometrie pístu s požadavkem na vhodnější rozložení napjatosti. Závěr práce shrnuje dosažené výsledky, význam jednotlivých konstrukčních úprav a srovnání s původními parametry zvoleného motoru.

1 ROZBOR KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ DVOUDOBÝCH MOTORŮ

Dvoudobý zážehový motor prošel za celou dobu své existence značným vývojem a jeho moderní podoba se ustálila v podobě kompaktní pohonné jednotky. V nejjednodušším uspořádání se skládá pouze ze tří pohyblivých částí a to pístní skupiny, ojnice a klikového hřídele. Popisu pracovního cyklu a konkrétním konstrukčním provedení se věnuje následující část práce.

1.1 PRACOVNÍ CYKLUS DVOUDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

Dvoudobý spalovací motor vykoná kompletní pracovní cyklus během dvou zdvihů pístu respektive jediné otáčky klikového hřídele. Ve srovnání s motorem čtyřdobým proběhne pracovní zdvih dvakrát častěji. Pracovní oběh se skládá ze sání, komprese, expanse a výfuku, kdy současně probíhá v prostoru nad i pod pístem. Pohybem pístu z dolní úvrati do horní dochází ke zvětšování objemu v utěsněné klikové skříni a tím pádem dochází k vytvoření podtlaku. Následně dojde k otevření sacího otvoru, nebo membrány jazýčkového ventilu a nasátí čerstvé směsi do klikové skříně motoru. V pracovním prostoru válce současně dochází po uzavření výfukového kanálu ke kompresi přepuštěné směsi, která je před horní úvratí zapálena jiskrou zapalovací svíčky. Následuje pracovní zdvih a po otevření výfukového kanálu dochází k rychlému odvodu spalin z prostoru válce. Vzhledem k pohybu pístu směrem k dolní úvrati dochází po uzavření sacího kanálu a před otevřením kanálů přepouštěcích ke kompresi nasáté směsi v prostoru klikové skříně.



Obr. 1 Pracovní cyklus dvoudobého zážehového motoru [1]

1.2 ROZVOD SÁNÍ DVOUDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

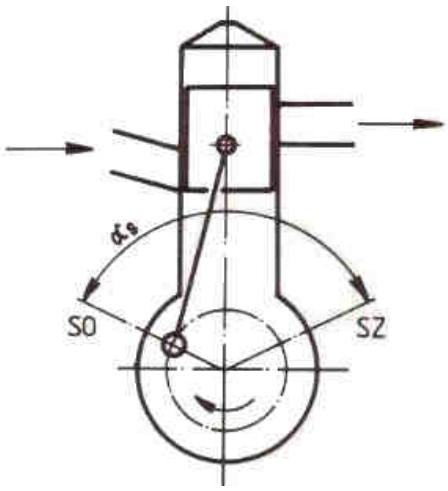
Rozvodem sání dvoudobého rychloběžného motoru realizujeme řízení vtoku vzduchu u motorů s přímým vstřikem paliva nebo čerstvé směsi do klikové skříně. Moderní a výkonné dvoudobé motory používají výhradně nesymetrický rozvod sání, který je nezbytný pro efektivní řízení sání. Rozlišujeme několik způsobů řízení rozvodu sání. [2]

1.2.1 ROZVOD SÁNÍ PÍSTEM

Nejstarší a nejjednodušší rozvod sání je realizován spodní hranou pístu na straně sacího kanálu ve válci. Vzhledem k řízení sání částí pístu je úhel otevření pevně svázán parametry klikového mechanismu s úhlem otočení klikového hřídele. Díky tomu je rozvodový úhel symetrický vůči horní úvrati a s tím spojené označení symetrického rozvodu sání. Druhá polovina úhlu otevření sacího kanálu leží za horní úvratí, kde dochází ke zpětnému pohybu pístu směrem k dolní úvrati a současně ke zmenšování objemu v prostoru pod ním. Tato

největší nevýhoda je nejvíce patrná při větším časování a nižších otáčkách motoru, zpětné proudění směsi velice ovlivňuje dynamické děje v sacím potrubí dvoudobého motoru. Vysoké objemové účinnosti a výkonu je možné dosáhnout pouze v úzkém rozsahu otáček.

Dále se zvětšováním úhlu otevření sání dochází ke snižování účinného zdvihu pístu a stlačování směsi v klikové skříni před otevřením přepouštěcích kanálů. Zvětšení účinného průřezu sání je s ohledem na danou dobu otevření možné změnou šířky sacího kanálu. Omezení nadměrné šířky je způsobeno vytloukáním hrany pístu i kanálu, které lze řešit např. přepážkou v sacím okně. Současně řídící hrana pístu téměř v celém rozsahu otevření sání zasahuje do okna sacího kanálu, kde zvyšuje průtokové ztráty. Částečným řešením je posunutí horní hrany okna ve válci pod spodní hranu pístu kolem horní úvrati. Jako další nevýhodu lze považovat i nejčastější umístění sání proti výfukovému kanálu a tedy výrazné omezení v uspořádání a návrhu složitějšího vyplachovacího systému válce motoru. [2], [3]



Obr. 2 Rozvod sání pístem [2]

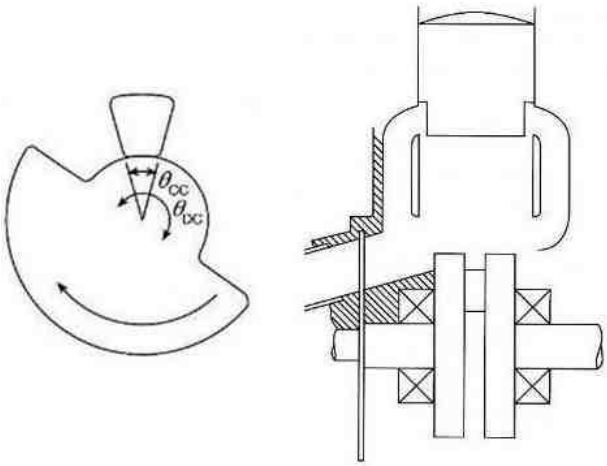
1.2.2 ROZVOD SÁNÍ ROTAČNÍM ŠOUPÁTKEM

Historie nesymetrického rozvodu sání rotačním šoupátkem sahá do padesátých let minulého století, kdy byly tímto rozvodem sání vylepšeny motory závodních motocyklů MZ. Mezi největší výhody můžeme zařadit možnost samostatného nastavení úhlu otevření a zavření sacího otvoru. Díky tomu je možné uzavřít sání těsně za horní úvratí a současně zvětšit časování dřívějším otevřením sacího kanálu. Kratší úhel otevření při zpětném pohybu pístu za horní úvratí eliminuje nežádoucí zpětné pulzace směsi a zvyšuje dobu stlačování směsi v klikové skříni.

Konstrukčně se jedná o tenkostěnné šoupátko vyrobené z ocelového plechu, pertinaxu, karbonu nebo jiných otěru vzdorných materiálů. Vždy je nutné jejich kombinaci u skříně a samotného šoupátka volit s ohledem na opotřebení a snížení třecích ztrát. Mazání je zajištěno příměsí oleje v palivu. Šoupátko je s možností axiální posuvu uloženo přímo na čepu klikového hřídele nebo na pomocném hřídeli u nesouose umístěného šoupátka. V případě jeho mimoběžné osy pohon zajišťuje převod ozubenými koly nebo ozubený řemen.

Vhodnost řešení tohoto rozvodu sání pro vysokootáčkové motory silničních motocyklů dokládají další výhody jako krátký sací kanál s dostatečným průřezem. Ve srovnání s jinými rozvody zde nedochází k výraznějším ztrátám proudění díky přímému kanálu. Nespornou výhodou je snadná změna časování výměnou šoupátka a tím i cílené ovlivnění průběhu

točivého momentu a výkonu motoru. Naopak problematické může být umístění zapalování a zejména zvýšení šířky motocyklu díky umístění karburátoru z boku šoupátkové skříně. Tuto nevýhodu lze do jisté míry odstranit umístěním šoupátka pod válec kolmo k ose klikového hřídele. Řešení použité u silničních závodních motocyklů Aprilia 125 RSA. [2], [3]

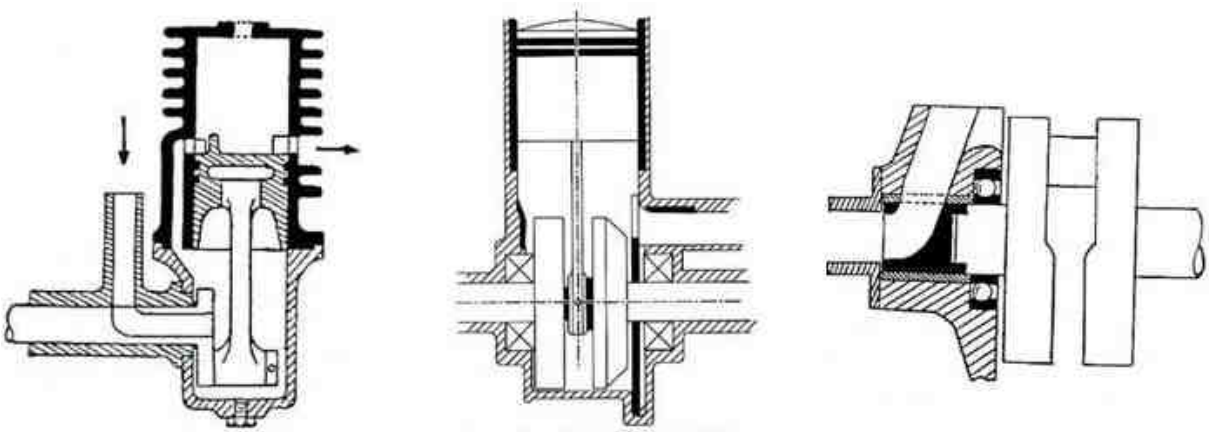


Obr. 3 Rozvod sání rotačním šoupátkem [3]

RŮZNÁ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ:

Snaha o zjednodušení konstrukce, nižší šířku pohonné jednotky nebo vhodnější umístění karburátoru dala vzniknout celé řadě různých uspořádání:

- řízení sání otvorem v čepu klikového hřídele
- řízení sání vybráním v ramenu klikového hřídele
- řízení sání šoupátkem umístěným uvnitř klikové skříně
- řízení sání šoupátkem mimoběžným s osou klikového hřídele
- řízení sání válcovým šoupátkem
- řízení sání posuvným šoupátkem (rotační pohyb řídícího prvku nahrazen posuvným)

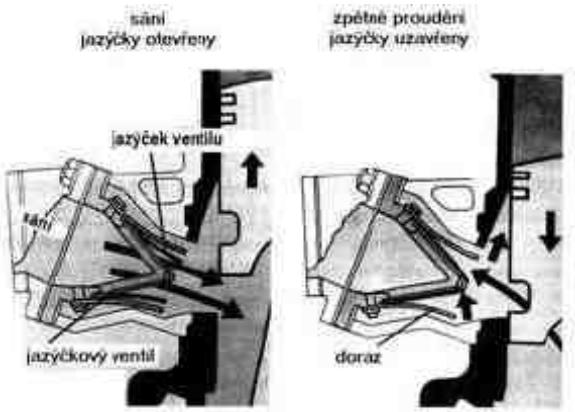


Obr. 4 Různá konstrukční řešení řízení sání rotačním prvkem [3]

Obr. 5 Rotační šoupátko poháněné kuželovým soukolím, Aprilia 125 RSA [4]

1.2.3 ROZVOD SÁNÍ JAZÝČKOVÝM VENTILEM

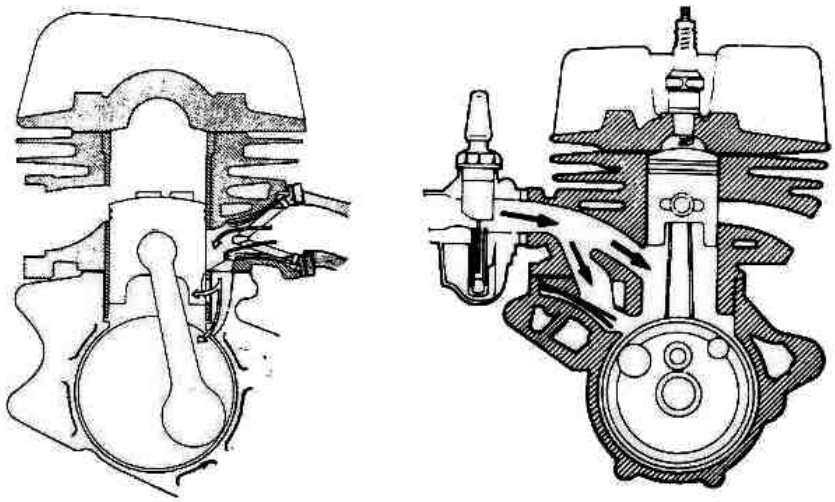
Řízení sání jazýčkovým ventilem je nejpoužívanější způsob rozvodu sání u moderních dvoudobých motorů. Na rozdíl od všech mechanicky svázaných typů řízení jde o činnost plně samočinného jednocestného ventilu umístěného v sání. Okamžik otevření a zavření se mění podle otáček, materiálu jazýčků a zatížení motoru vlivem změny tlakových poměrů mezi sáním a klikovou skříní. V případě správné funkce zcela zabraňuje zpětnému proudění směsi do sání.



Obr. 6 Rozvod sání jazýčkovým ventilem [1]

Většímu rozšíření samočinného řízení sání zpočátku zabraňovaly problémy s únavovým namáháním. Poškozování pružných částí ventilu ve vyšších otáčkách motoru a nedostatečný průtočný průřez jednoduchých konstrukcí jazýčkových ventilů omezovaly jejich větší použití. Řešení přinesla kombinace jiného materiálu kostry ventilu a dorazu pro omezení maximálního otevření jazýčků. V místě jejich dosedání je navulkanizována gumová vrstva, nebo je celá kostra ventilu vyrobena z materiálu o vysokém vnitřním útlumu. Poloměr zahnutí plechových dorazů určuje maximální ohybové napětí pružných prvků ventilu. Zvýšení průtočného průřezu bylo dosaženo blokovým uspořádáním několika jednoduchých ventilů k sobě. Jazýčky jsou vyrobeny z materiálů jako kevlar, textil nebo ocelový pérový plech. U výkonných závodních motorů je použit vláknový kompozit.

Systém rozvodu sání jazýčkovým ventilem umožňuje různé umístění karburátoru a větší možnosti při návrhu vyplachovacího systému motoru. Plynulé změny okamžiku otevření a uzavření sání příznivě ovlivňují průběh točivého momentu v nižších a středních otáčkách motoru. Naopak ve vyšších otáčkách působí jazýčkový ventil ztráty v proudění směsi a způsobuje snížení výkonu motoru. Charakteristika úhlu otevření a uzavření ventilu je v nižších otáčkách obdobná jako u rozvodu sání rotačním šoupátkem, naopak při vyšších otáčkách se přibližuje rozvodu sání řízeného pístem. Pro závodní motory je vhodnější opačný průběh změny charakteristiky časování. [2], [3], [5]



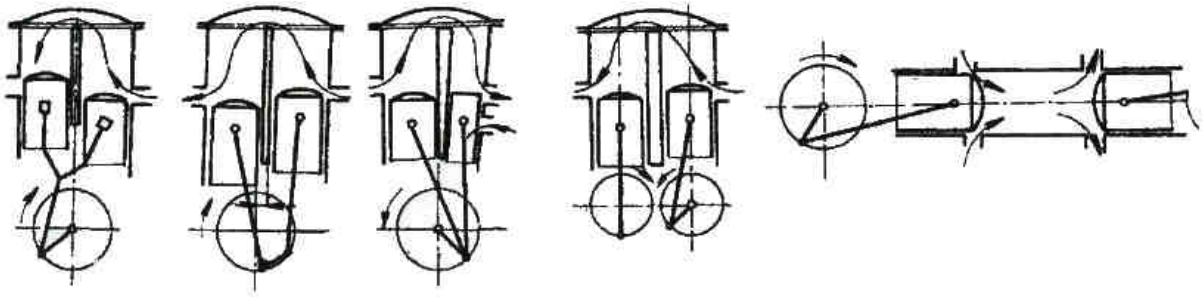
Obr. 7 Sériové a paralelní umístění jazýčkového ventilu vůči sacímu kanálu řízeného pístem [3]

V daných konstrukčních provedení může dojít ke kombinaci symetrického rozvodu sání a jazýčkového ventilu. Dva možné případy jsou uvedeny na obr. Obr. 7 Sériové a paralelní umístění jazýčkového ventilu vůči sacímu kanálu řízeného pístem [3]. Dalšího možného vylepšení lze dosáhnout použitím přídavného přepouštěcího kanálu z prostoru za jazýčkovým ventilem. Využitím setrvačných účinků sloupce směsi, v podobě přídavného objemu mezi karburátor a válec, lze zrychlit odezvu motoru a zlepšit průběh točivého momentu v určitém rozsahu otáček. Systém firmy Yamaha YEIS (Yamaha Energy Induction System). [6]

1.3 ROZVOD PŘEPUŠTĚNÍ DVOUDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

K řízení přepouštění se u dvoudobých zážehových motorů používá výhradně horní hrany pístu, případně horní hrany pístního kroužku ve tvaru „L“ u vysokootáčkových motorů závodních motocyklů. Z podstaty oběhu dvoudobého motoru je nutné před otevřením plnících kanálů snížit tlak ve válci dřívějším otevřením výfuku. Úhel mezi otevřením výfuku a plnících kanálů označovaný jako předstih výfuku má současně za následek díky symetrickému rozvodovému diagramu zpožděné uzavření výfukového kanálu při zpětném zdvihu pístu. Díky tomu dochází k úniku čerstvé směsi do výfuku a snížení plnící účinnosti motoru. Podobně jako u sání byla vyvinuta celá řada konstrukcí s nesymetrickým rozvodem přepouštění a výfuku. Závažné konstrukční problémy ovšem nevyvážily předpokládané výhody, proto se na rozdíl od rozvodů sání výhradně používá symetrický rozvod. Plnící ztráty se snižují zlepšením vnitřní aerodynamiky během výplachu.

Systém rozvodu přepouštění zahrnuje soustavu plnících kanálů mezi klikovou skříní a pracovním prostorem válce. V minulosti doplněný o deflektor dna pístu pro lepší usměrnění vyplachovacího proudu čerstvé směsi. [2], [7]



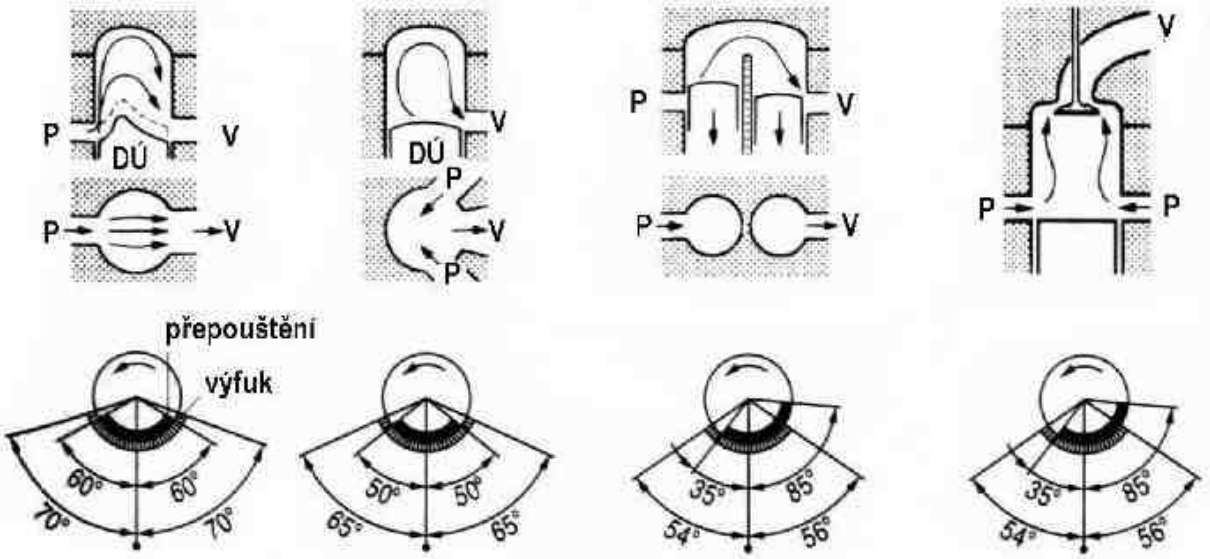
Obr. 8 Dvoupístové motory s nesymetrickým rozvodem přepouštění a výfuku [7]

VÝMĚNA NÁPLNĚ VE VÁLCI

Pro funkci dvoudobého motoru je nejdůležitějším prvkem ovlivňujícím výkonové a ekonomické parametry vyplachování spalovacího prostoru. Samotné plnění čerstvou směsí přepouštěcími kanály je omezeno přibližně na třetinu otočení klikového hřídele. [1]

ZPŮSOBY VYPLACHOVÁNÍ SPALOVACÍHO PROSTORU:

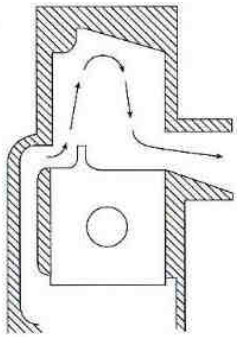
- příčné vyplachování
- křížové vyplachování
- vratné vyplachování
- souproudé vyplachování
- kombinace více uvedených způsobů vyplachování



Obr. 9 Způsoby vyplachování válce dvoudobého motoru [1]

1.3.1 PŘÍČNÉ VYPLACHOVÁNÍ

Způsob vyplachování u nejstarších dvoudobých motorů. Proud směsi skrz jeden nebo dva plnící kanály umístěné proti výfukovému oknu ve válci usměrňoval deflektor pístu. Část směsi vlivem zkratovitých proudů unikala přímo do výfukového kanálu. Deflektor výrazně zvyšoval hmotnost pístu, zvětšoval povrch dna a zhoršoval tvar spalovacího prostoru válce. [1]



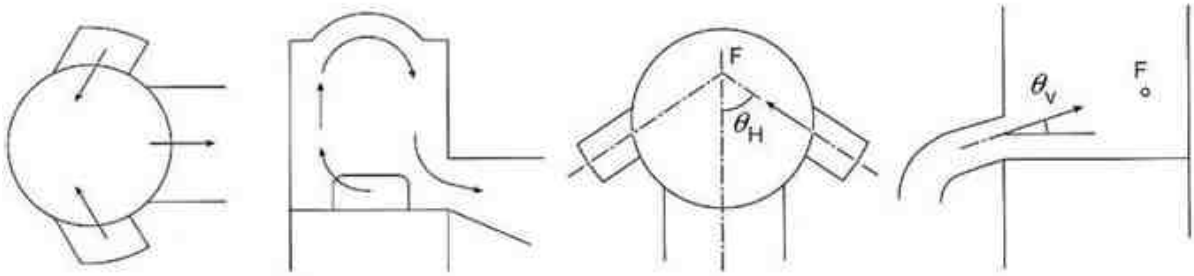
Obr. 10 Příčné vyplachování [3]

1.3.2 KŘÍŽOVÉ VYPLACHOVÁNÍ

Stejně jako příčné vyplachování se dnes téměř nepoužívá. Původní systém čtyř plnících kanálů v křížovém uspořádání předpokládal spojení vyplachovacího proudu ve středu válce a vzestup směrem k hlavě. Zde se vyplachovací proud rozdělil a podél stěn válce směřoval ke dvěma výfukovým kanálům. V dnešní době je podobný systém označený jako FST (Foekema Symmetric Two-stroke system). Ve válci je rovnoměrně po celém obvodu umístěno několik plnících otvorů, nad kterými jsou okna výfukových kanálů. [7]

1.3.3 VRATNÉ VYPLACHOVÁNÍ

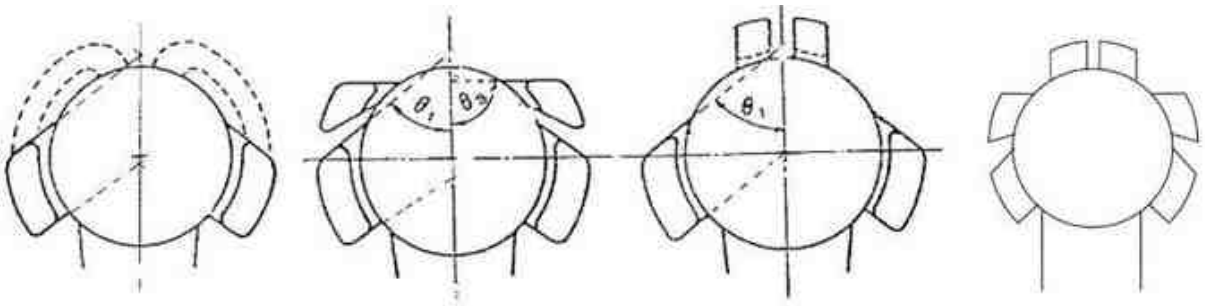
Vhodnějším způsobem vyplachování válce, který zmenšuje některé nedostatky jiných řešení, je vratné vyplachování. Výměna náplně u motocyklových motorů je výhradně řešena tímto způsobem.



Obr. 11 Vratné vyplachování Schnürle [3]

Princip patentoval Ing. Dr. E. Schnürle v roce 1925 pro vznětové motory a o pět let později našel uplatnění u jednoválcového závodního motoru DKW 125ccm. Vhodně tvarované a umístěné vyplachovací kanály částečně zamezují úniku čerstvé směsi do výfukového kanálu. Současně je možné použít píst s plochým dnem a vytvořit kompaktní spalovací prostor v hlavě válce. Obr. 11 definuje základní geometrii přepouštěcích kanálů. Horizontální úhel θ_H, ohniskový bod F a úhel vyústění θ_V. Původní řešení zahrnovalo dva hlavní plnící kanály symetricky uspořádané proti sobě. K postupnému zlepšení kvality výměny náplně přispělo uspořádání vyplachovacího systému se zadním kanálem umístěným proti kanálu výfukovému a poté i použití dvou bočních pomocných kanálů. V roce 1957 byl jako první u motoru MZ použit zadní pomocný kanál. Vzhledem k rozvodu sání pístem nebylo možné použít přímý kanál z klikové skříně, jako v případě hlavních přepouštěcích kanálů, proto bylo plnění

zajištěno otvorem v zadní straně pístu. Současně procházející směs pístem zlepšovala jeho chlazení. [3]

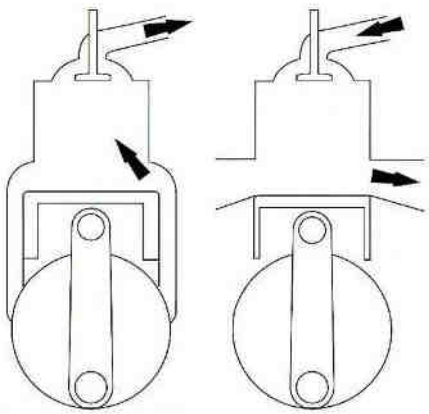


Obr. 12 Různé uspořádání přepouštěcích kanálů ve válci [3]

1.3.4 SOUPROUDÉ VYPLACHOVÁNÍ

Systém vyplachování, který v době svého největšího využití prošel celou řadou úprav a různých uspořádání. U motocyklových motorů našel uplatnění u dvoupístových motorů s nesymetrickým rozvodem přepouštění a výfuku v první polovině minulého století. Další využití souproudého vyplachování můžeme nalézt u motorů s protiběžnými písty.

V dnešní době je hlavně používaný u dvoudobých vznětových motorů pro pohon lodí. V kombinaci s ventilem ovládaným vačkovým hřídelem můžeme rozlišovat dvě koncepce výměny náplně ve válci. Podle toho, zda je v hlavě válce umístěn kanál výfukový nebo plnící, Obr. 13. [3]



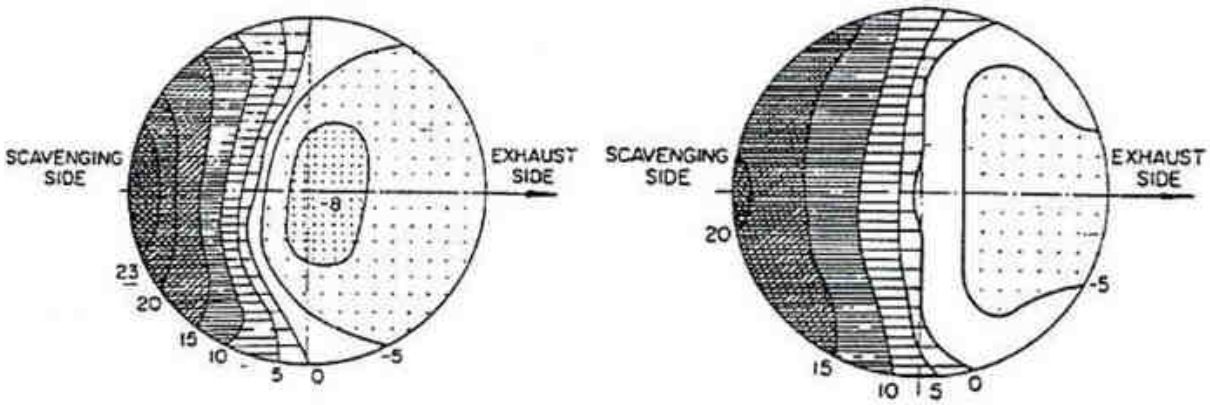
Obr. 13 Souproudé vyplachování vznětových motorů [3]

1.3.5 POŽADAVKY NA PRŮBĚH VÝPLACHU

Proces vyplachování je velmi složitý děj závislý na mnoha vlivech. Základní požadavky na jeho průběh lze shrnout do několika bodů.

- maximální vzestupná rychlost v blízkosti stěny válce
- vzestupný proud v oblasti minimálních vnějších vlivů
- rozhraní mezi vzestupným a sestupným proudem bez mikrovírů
- spojitý tvar vyplachovacího proudu během výplachu
- vhodné rozložení statického tlaku ve válci během výplachu

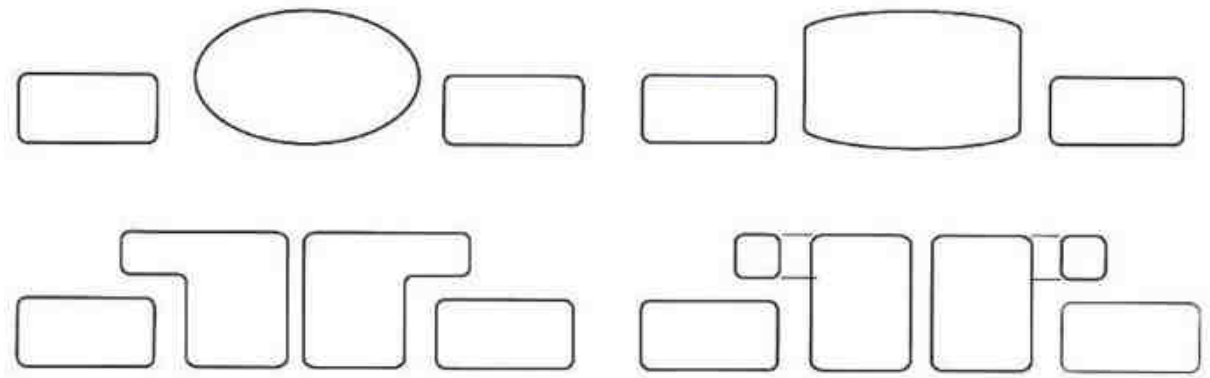
Pro porovnání skutečných vyplachovacích procesů se používají průběhy axiální rychlosti v rovinách válce při různém otevření vyplachovacích kanálů. Tento způsob měření poprvé provedl Alfred Jante v roce 1968. [2], [3]



Obr. 14 Rychlostní profil [3]

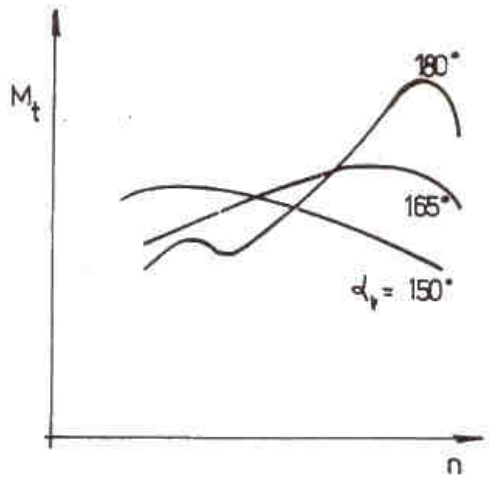
1.4 ROZVOD VÝFUKU DVOUDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

Obdobně jako u rozvodu přepouštění dvoudobých zážehových motorů je i k řízení výfuku výhradně používána horní hrana pístu. Úhel otevření výfukového kanálu je tedy symetrický kolem dolní úvrati. Píst pohybující se z horní úvrati postupně otevírá výfukový kanál. Jeho používané varianty jsou na Obr. 15. Šířka jednotlivého okna by měla být nejvýše 60% vrtání válce, u závodních motorů 70%. Se vzrůstajícím poměrem šířky okna vůči vrtání válce je nutné zaoblit rohy kanálu a pečlivě upravit spodní i horní hranu výfukového otvoru. Tím je možné snížit opotřebení pístních kroužků a zabránit vážnému poškození válcové jednotky motoru. Možným řešením nadměrné šířky výfukového kanálu je použití přepážky. Ta je ovšem výrazně tepelně namáhána, špatně mazána i chlazena, proto je nutné zamezit její deformaci do vývrtu válce. Snížení šířky hlavního výfukového otvoru je možné i použitím dvou pomocných oken při zachování časování a celkového průřezu. Případně jsou obě varianty kombinovány.



Obr. 15 Různé tvary výfukových oken společně s hlavními přepouštěcími kanály [3]

Časování výfukového kanálu má zásadní vliv na výkon motoru a jeho průběh. S jeho zvyšováním a současným použitím rezonančního výfukového systému dochází ke zvyšování výkonu na úkor průběhu točivého momentu motoru. Tuto závislost znázorňuje Obr. 16.



Obr. 16 Závislost průběhu točivého momentu na časování výfuku [2]

1.4.1 REGULACE VÝFUKOVÉHO SYSTÉMU

Zhoršení průběhu točivého momentu v nižších a středních otáčkách a frekvenční naladění výfukového systému pro otáčky maximálního výkonu výrazně snižuje použitelný otáčkový rozsah. Proto je u moderních dvoudobých motorů nutné se změnou otáček okamžité frekvenční přeladění výfukového systému. Vzájemný vztah podle literatury [2] vyjádříme

$$n_{rez} = \frac{\alpha_v \cdot c_v}{12 \cdot l_{rez}}, \qquad (1)$$

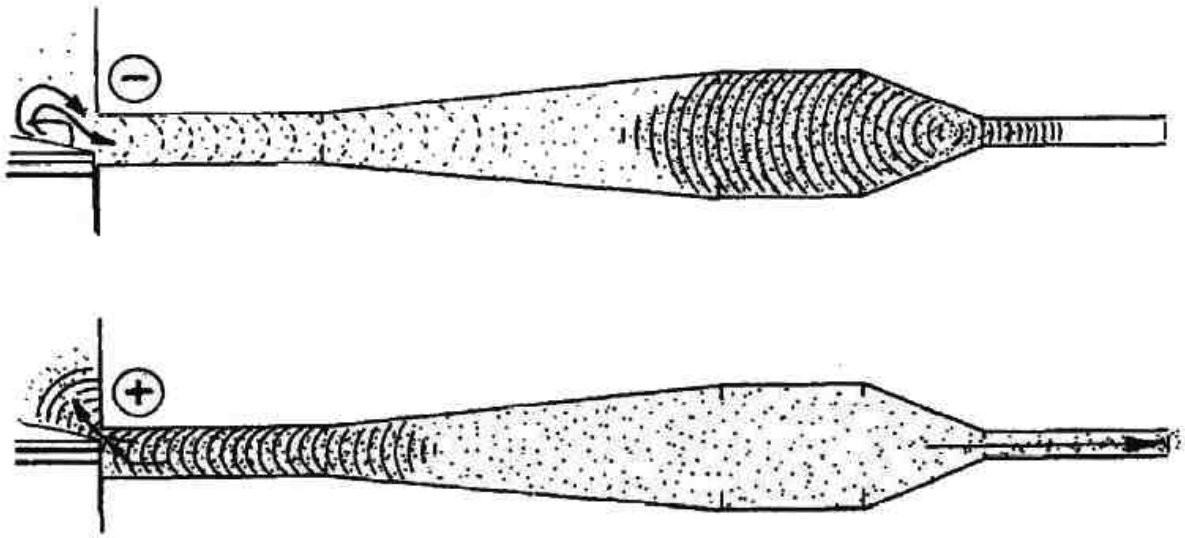
kde n_{rez} jsou rezonanční otáčky maximálního točivého momentu, α_v úhel otevření výfuku, c_v střední rychlost zvuku spalin ve výfukovém potrubí a l_{rez} osová délka potrubí mezi pístem a reflexní částí výfuku.

Z uvedeného vztahu je patrné, že k přeladění výfukového systému pro širší rozsah otáček můžeme využít těchto parametrů: [2]

- střední rychlost zvuku spalin
- úhel otevření výfukového kanálu
- rezonanční délka potrubí

ZMĚNA RYCHLOSTI ZVUKU VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

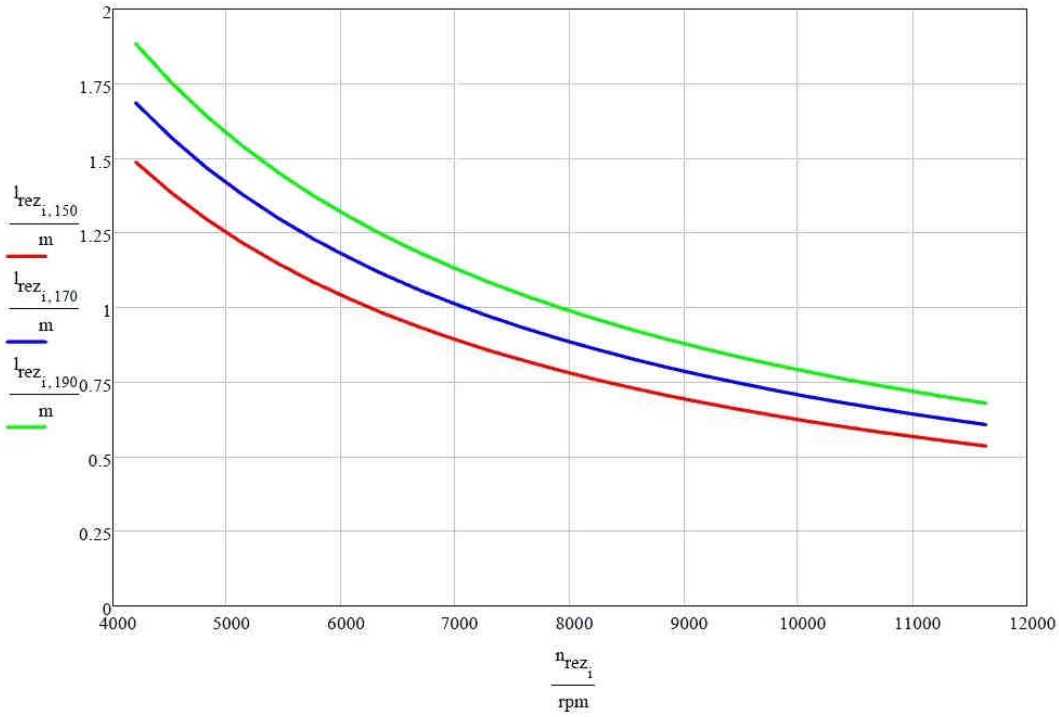
Rychlost zvuku spalin dvoudobého motoru závisí na jejich teplotě. Cíleným zvyšováním střední teploty plynů ve výfukovém potrubí dochází současně k růstu rychlosti zvuku. Prakticky lze teplotu spalin zvýšit vhodným snížením předstihu a posunutím fáze hoření dále do expanzního zdvihu nebo zvýšením přebytku vzduchu v nasávané směsi. Pokles výkonu zhoršením podmínek hoření je nižší než nárůst způsobený přeladěním výfukového systému.



Obr. 17 Rezonanční výfukové potrubí [8]

ZMĚNA ÚHLU OTEVŘENÍ VÝFUKOVÉHO KANÁLU

Nejčastějším konstrukčním řešením pro přeladění výfukového potrubí jsou systémy řízení horní části výfukového okna. Změnou polohy řídící hrany vůči dolní úvrati dochází k ovlivnění celkového úhlu otevření výfuku. Vzájemná závislost mezi změnou časování, otáčkami maximálního točivého momentu a délce potrubí je znázorněna na Obr. 18.

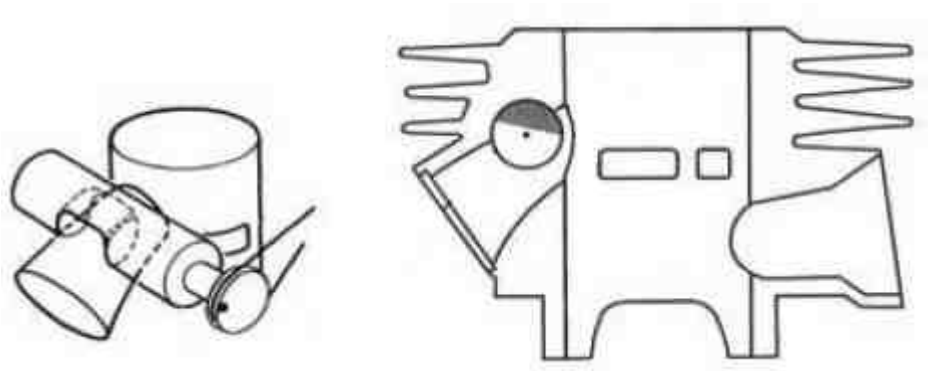


Obr. 18 Závislost rezonanční délky potrubí na otáčkách (časování výfuku 150°, 170° a 190°)

Výrobci dvoudobých motorů zkonstruovali různé systémy: [2], [6]

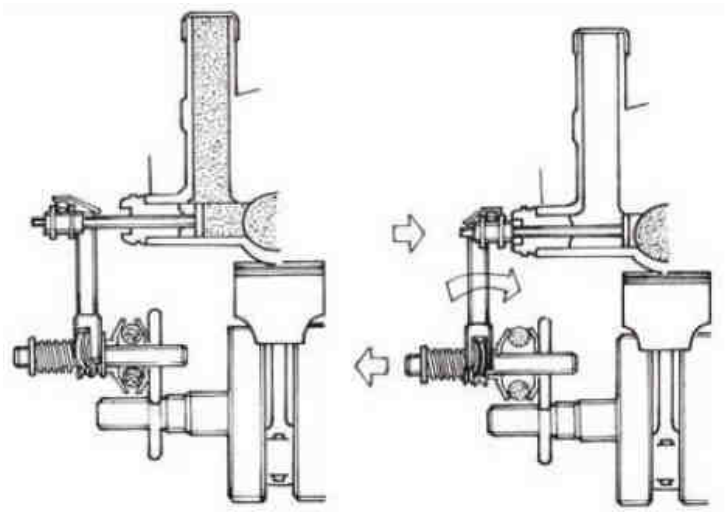
- ATAC (Automatic Torque Amplification Chamber) Honda
- KIPS (Kawasaki Integrated Power Valve System) Kawasaki
- SAEC (Suzuki Automatic Exhaust Chamber) Suzuki
- YPVS (Yamaha Power Valve System) Yamaha
- RAVE (Rotax Advanced Variable Exhaust) Rotax

Jako řídící člen se používají válcová šoupátka (YPVS), výkyvná plochá šoupátka nebo plochá posuvná šoupátka (RAVE) umístěná v těsné blízkosti výfukového otvoru.



Obr. 20 Systém řízení YPVS (Yamaha Power Valve System) [6]

Systémy řízení úhlu otevření výfukového kanálu využívají k ovlivnění průběhu točivého momentu motoru změnu periody odražené tlakové vlny. Ke změně tlakových poměrů je možné využít i hmotnostní pulzace ve výfukovém potrubí, které závisí na jeho objemu. Konstrukční provedení spočívá v přídavné komoře, která je v nižších otáčkách motoru připojována otevřením klapky. Regulační systémy ATAC, SAEC a KIPS. [2], [6]

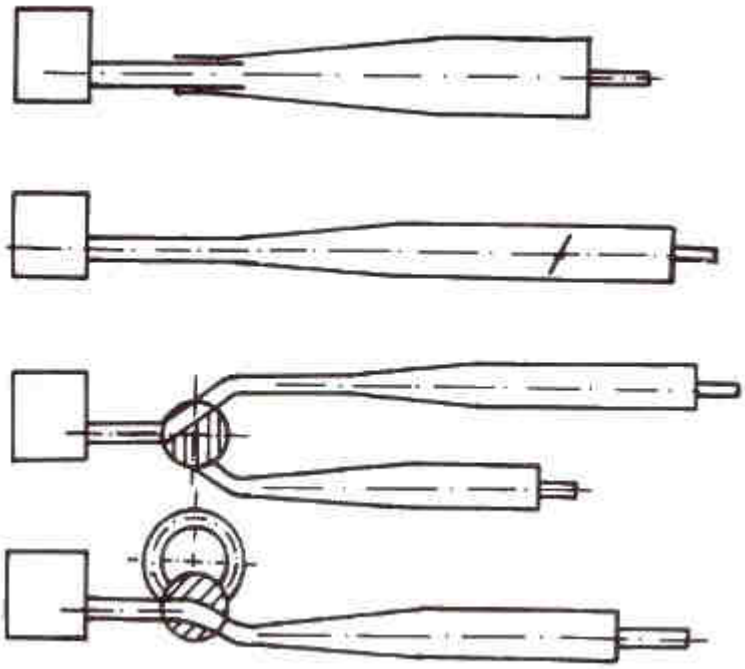


Obr. 19 Systém řízení ATAC (Automatic Torque Amplification Chamber) [6]

ZMĚNA REZONANČNÍ DÉLKY POTRUBÍ

Změnou rezonanční délky lze dosáhnout výrazného zlepšení průběhu točivého momentu motoru. Mezi hlavní nevýhody zmíněných řešení patří problematické utěsnění, prostorová náročnost a deformace tvaru potrubí. Různá konstrukční řešení ukazuje Obr. 21. [2]

- prodlužování výfukového potrubí
- pomocná klapka ve výfukovém potrubí
- dvě výfuková potrubí s řídícím šoupátkem
- vřazení muzikusu do výfukového potrubí



Obr. 21 Konstrukční řešení změny rezonanční délky výfukového potrubí [2]

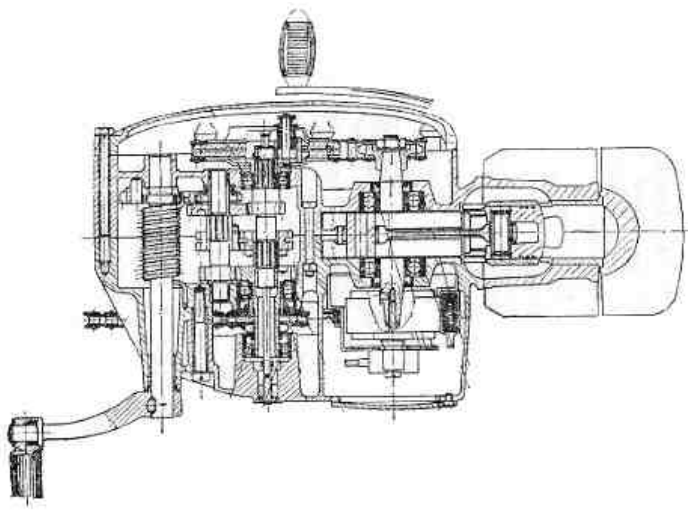
2 ZMĚŘENÍ VÝKONOVÝCH PARAMETRŮ ZVOLENÉHO MOTORU

Průběh točivého momentu a výkonu spalovacího motoru je základní charakteristikou využitelnou pro porovnání různých motorů nebo jejich konstrukčních úprav. Hodnotu točivého momentu, výkonu a jejich průběh v závislosti na otáčkách je možné ověřit pouze experimentálně měřením.

Požadavky na vnější charakteristiku motoru jsou dané zejména jeho využitím. Cestovní motocyklový motor s pružnou charakteristikou má nevýrazné maximum točivého momentu v nižších otáčkách. Naopak od motoru závodního stroje požadujeme maximální výkon ve vysokých otáčkách na úkor průběhu, kdy otáčky nejvyšších hodnot točivého momentu a výkonu motoru jsou téměř totožné. Rozsah využitelných otáček je podstatně nižší s výraznou špičkou v průběhu výkonu motoru.

2.1 EXPERIMENTÁLNÍ MODEL DVOUDOBÉHO MOTORU

Pro zpracování diplomové práce jsem si vybral motor Jawa 50 typ 223.200, který se vyráběl mezi lety 1969 a 1982 v Považských strojírnách na Slovensku. Jde o jednoválcový dvoudobý motor malého motocyklu, který se s oblibou používá jako pohonná jednotka v celé řadě novodobých závodů motocyklů československé výroby.



Obr. 22 Řez motorem Jawa 50 typ 223.200 [9]

Tab. 1 Základní parametry motoru [9]

Vrtání:	D=38mm	Kompresní poměr:	ε_g=9,2:1
Zdvih:	Z=44mm	Karburátor:	Jikov 2917PSb
Zdvihový objem:	V_z=49,9cm^3	Chlazení:	vzduchem
Největší výkon:	P_e=2,6kW / 6500min^{-1}	Mazání:	směs oleje a paliva 1:30

2.2 VÝKON MOTORU

Efektivní výkon spalovacího motoru je dán součinem velikosti točivého momentu a okamžité hodnoty úhlové rychlosti klikového hřídele

$$P_e = M_t \cdot \omega, \tag{2}$$

kde P_e je efektivní výkon motoru, M_t točivý moment a ω úhlová rychlost.

Z výše uvedeného vztahu vyplývá, že hodnotu výkonu zjišťujeme výpočtem. K určení velikosti točivého momentu motoru je možné využít dle fyzikální podstaty dva základní přístupy. Měření velikosti síly na výkyvném rameni motorové brzdy nebo měření hodnoty úhlového zrychlení válce při dynamické zkoušce. [10]

$$M_t = F_b \cdot r_b, \tag{3}$$

kde F_b je síla na rameni brzdy a r_b délka výkyvného ramena brzdy.

$$M_t = I_{red} \cdot \varepsilon, \tag{4}$$

kde I_{red} je redukovaný moment setrvačnosti rotujících částí a ε úhlové zrychlení.

2.2.1 MĚŘENÍ VÝKONU MOTORU DYNAMICKOU ZKOUŠKOU

Velikost točivého momentu motoru a dále i výkonu lze vyjádřit na základě zjištěné hodnoty úhlového zrychlení a známé velikosti momentu setrvačnosti rotačních částí motoru. Efektivní výkon motoru poté vyjádříme

$$P_e = I_{red} \cdot \varepsilon \cdot \omega. \tag{5}$$

Při měření výkonu motoru na zadním kole motocyklu jsou naměřené hodnoty nižší vlivem mechanických ztrát v převodovém ústrojí a díky prokluzu pneumatiky na válci. Tyto ztráty lze vyjádřit průběhem brzdného momentu z doběhové zkoušky. Vztah pro určení efektivního výkonu motoru upravíme na

$$P_e = (I_{red_a} \cdot \varepsilon_a + I_{red_d} \cdot |\varepsilon_d|) \cdot \omega, \tag{6}$$

kde I_{red_a} je red. moment setrvačnosti rotujících částí při akceleraci, I_{red_d} red. moment setrvačnosti rotujících částí při deceleraci, ε_a úhlové zrychlení při akceleraci a ε_d úhlové zrychlení při deceleraci.

Na rozdíl od statických zkoušek měření výkonu, kdy je motor zatížen při konstantních otáčkách, je u dynamického měření plynule urychlován. V tomto režimu je motor zatěžován vlastními setrvačnými hmotami a vnějším setrvačníkem spojeným s motorem nebo koly vozidla. Dynamický režim zkoušky má za následek odchylku ve vnějších podmínkách spalovacího motoru vlivem neustáleného režimu (sání, výfuk), což lze částečně eliminovat velikostí setrvačných hmot nebo převodem k vnějšímu setrvačníku za účelem snížení hodnoty zrychlení a prodloužení doby zatížení motoru.

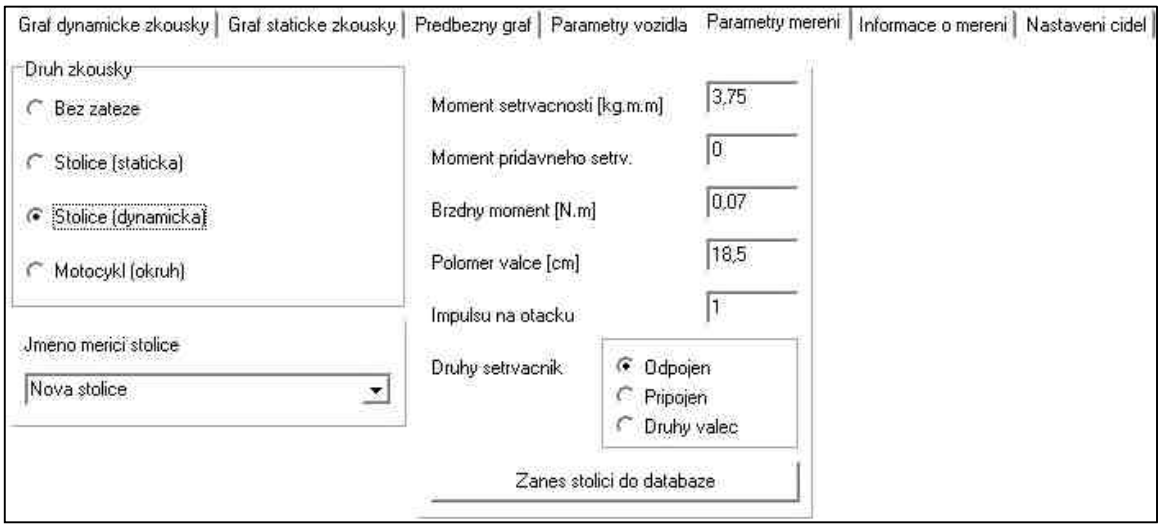
K měření výkonových parametrů se používá setrvačníkové uspořádání válcové brzdy, které je konstrukčně jednodušší a řádově levnější proti běžnému vybavení motorové brzdy pro statickou zkoušku.

2.3 MĚŘICÍ ZAŘÍZENÍ

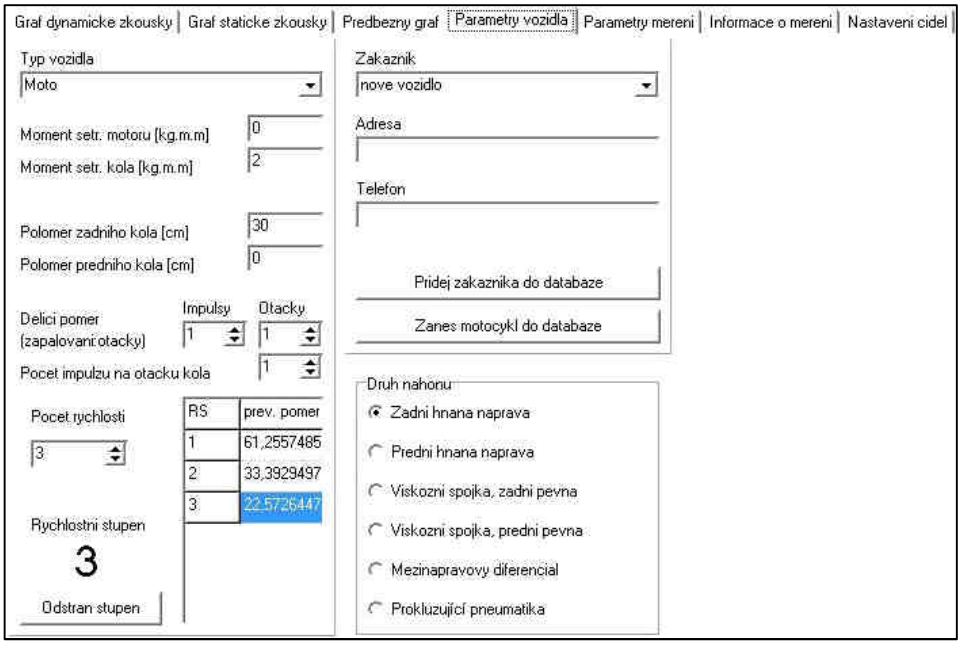
Princip měření úhlového zrychlení spočívá v měření časových úseků mezi jednotlivými impulsy, které odpovídají konstantnímu pootočení klikového hřídele. Z pohledu ovlivnění výsledných výkonových parametrů není problém měření a vyhodnocení úhlového zrychlení provádět dostatečně přesně.

Určení redukované hodnoty momentu setrvačnosti všech rotujících hmot vztažené ke konkrétní ose měřicího zařízení je mnohem obtížnější. Přibližná nebo nesprávná hodnota vede k systematické chybě výsledných hodnot měření. Metod pro určení hodnoty momentu setrvačnosti je několik, jednou z nich je vytvoření 3D a výpočtového modelu.

Zkušební zařízení pro měření výkonu motocyklu, stejně jako softwarové vybavení použité pro zpracování diplomové práce, je od firmy MotoCOMTest. Snímání signálu otáček ze setrvačníkového válce probíhá jednou za jeho otáčku. Z pohledu rotačních hmot je měřený celek rozdělen na tři části. První je motor, dále samotný setrvačníkový válec a zadní kolo, rychlostně vztažené k válci díky zadaným hodnotám poloměru setrvačníku a dynamického poloměru kola motocyklu.

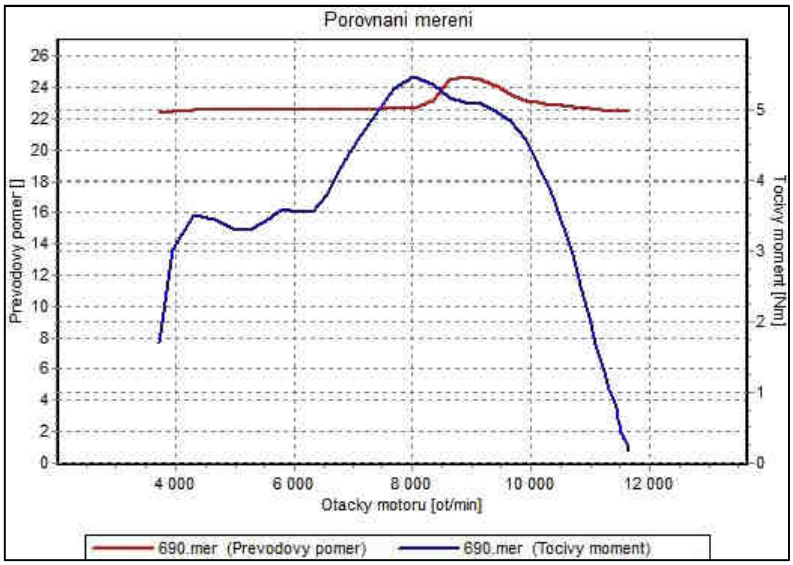


Obr. 23 Výrobcem zadané parametry válcového dynamometru, prostředí MotoCOMTest



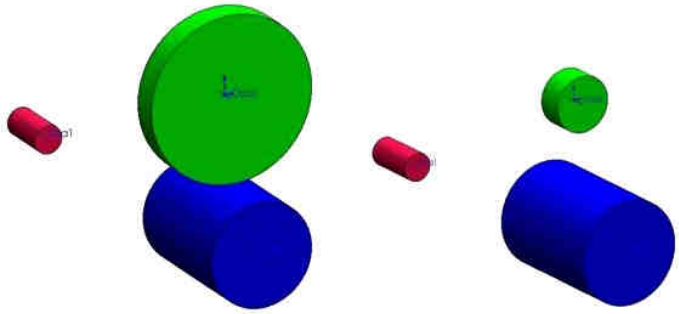
Obr. 25 Zadané parametry motocyklu při použití přenosu výkonu na válec pomocí zadního kola

Nevýhodou běžného uspořádání měření je třecí převod mezi válcem a pneumatikou, kdy dochází k prokluzu. Druhým kritickým místem je spojka motoru. U vysokovýkonných motorů je nutné měření provádět na vyšší převodový stupeň s účelem snížení velikosti přenášeného momentu. Při prokluzu je motor urychlován více než odpovídající úhlové zrychlení válce a naměřené hodnoty točivého momentu jsou nižší, viz Obr. 24. Dochází k nadměrnému ohřevu pneumatiky a následně hrozí její připečení k setrvačníku válce. Tím dojde k většímu zrychlení díky energii naakumulované v rychleji se otáčejícím motoru a kole a následně k vyšším změřeným hodnotám točivého momentu.



Obr. 24 Závislost převodového poměru a točivého momentu na otáčkách

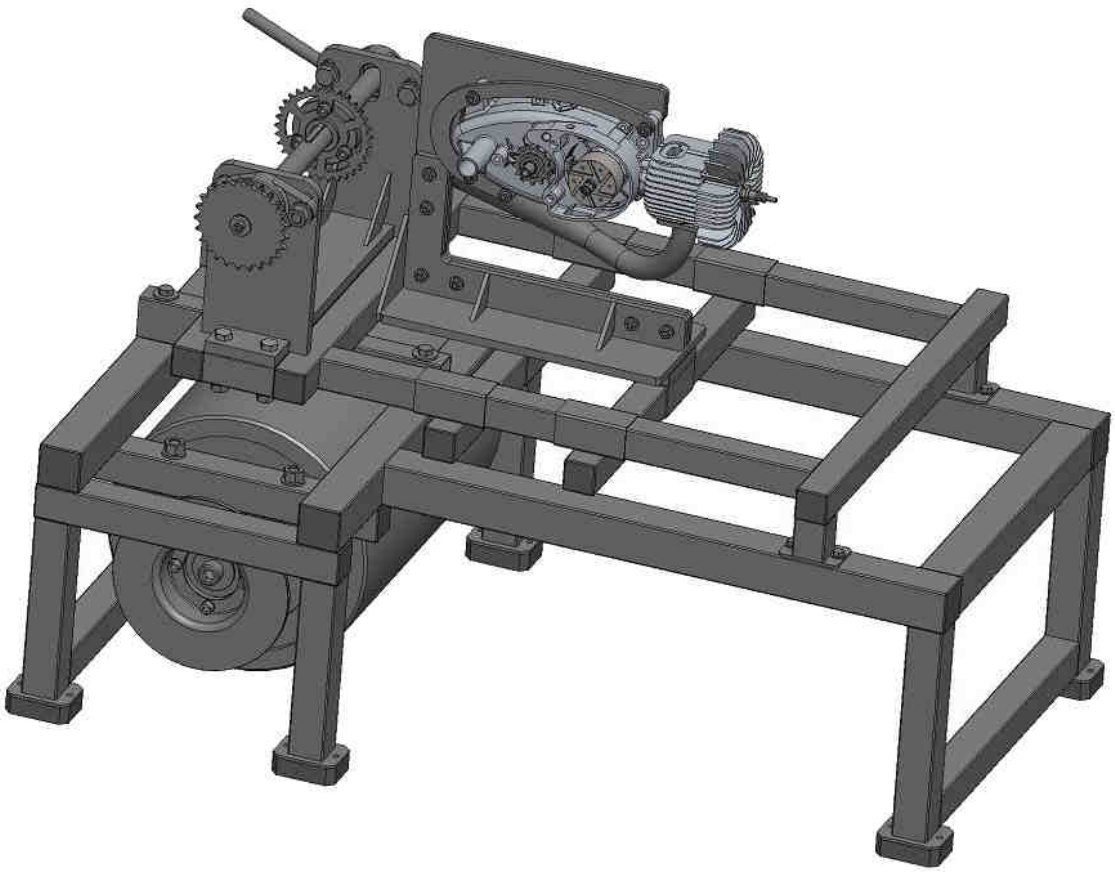
Problematickou otázkou je také změna pasivních odporů soustrojí vlivem různého přítlaku pneumatiky na válec a jejich poměrně vysoká hodnota vůči kladným hodnotám točivého momentu. Nevýhodou je i relativně velký moment setrvačnosti kola motocyklu vzhledem k parametrům válce. Jeho přesnou hodnotu je problematické určit a pouhé přiblížení zvětšuje systematickou chybu měření.



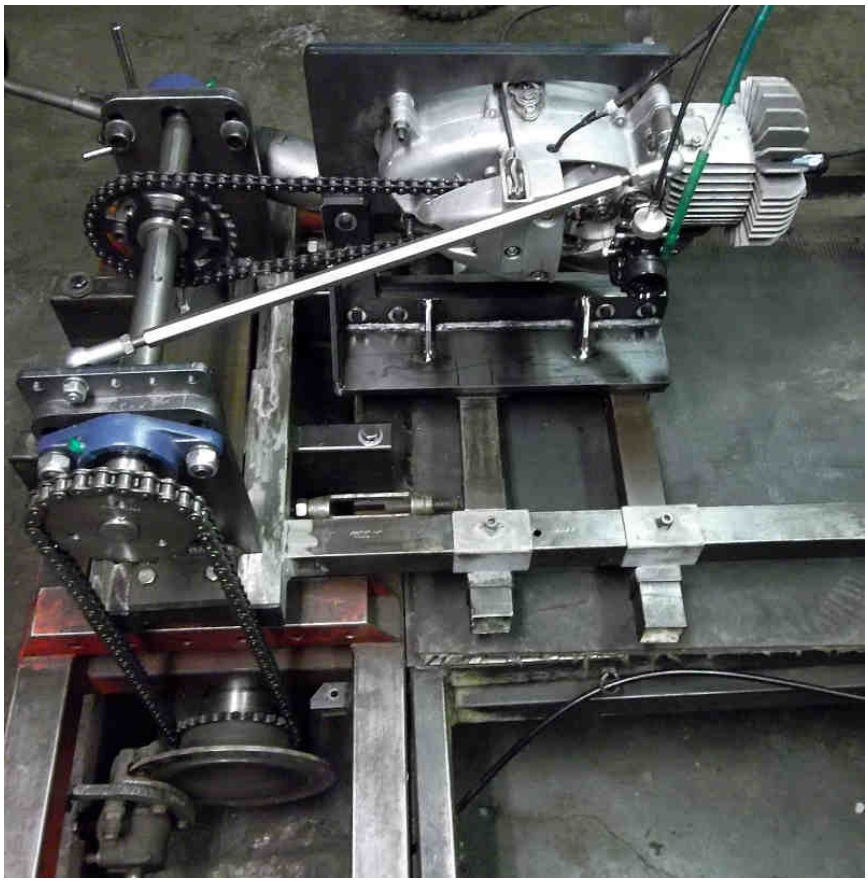
Obr. 26 Zjednodušené modely rotačních hmot (zadní kolo - válec, řetězový převod)

2.3.1 ÚPRAVA KONSTRUKCE MĚŘICÍHO ZAŘÍZENÍ

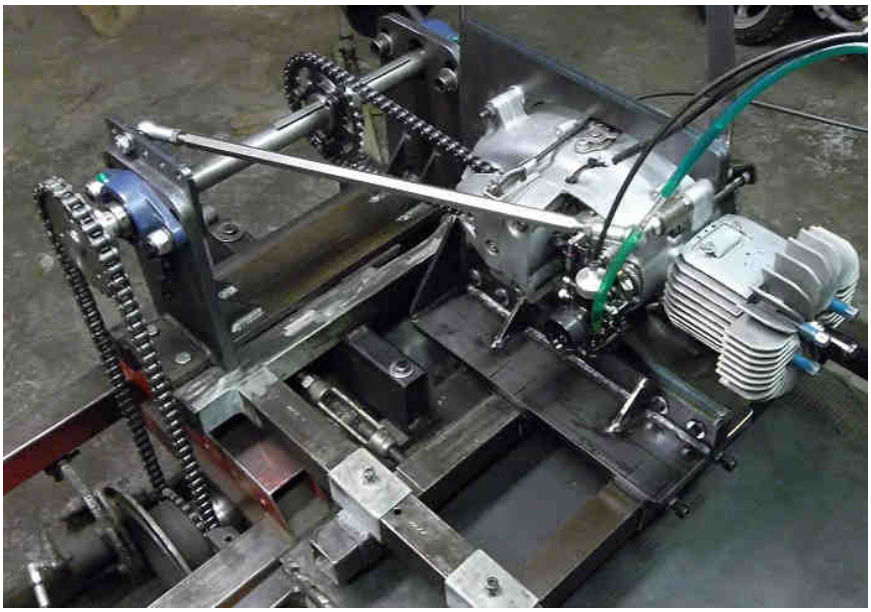
Výše uvedené nevýhody jsem se snažil vyřešit nahrazením třecího převodu pneumatiky s válcem dvěma řetězovými převody. Motor je prvním převodem spojen s pomocným hřídelem nad osou válce, který reprezentuje setrvačné hmoty osy zadního kola. Připojení k samotnému válci je realizováno druhým řetězovým převodem.



Obr. 27 Model uspořádání měřicí lavice brzdy s přenosem výkonu řětězovými převody



Obr. 28 Motor s rozvodem sání rotačním šoupátkem na válcovém dynamometru

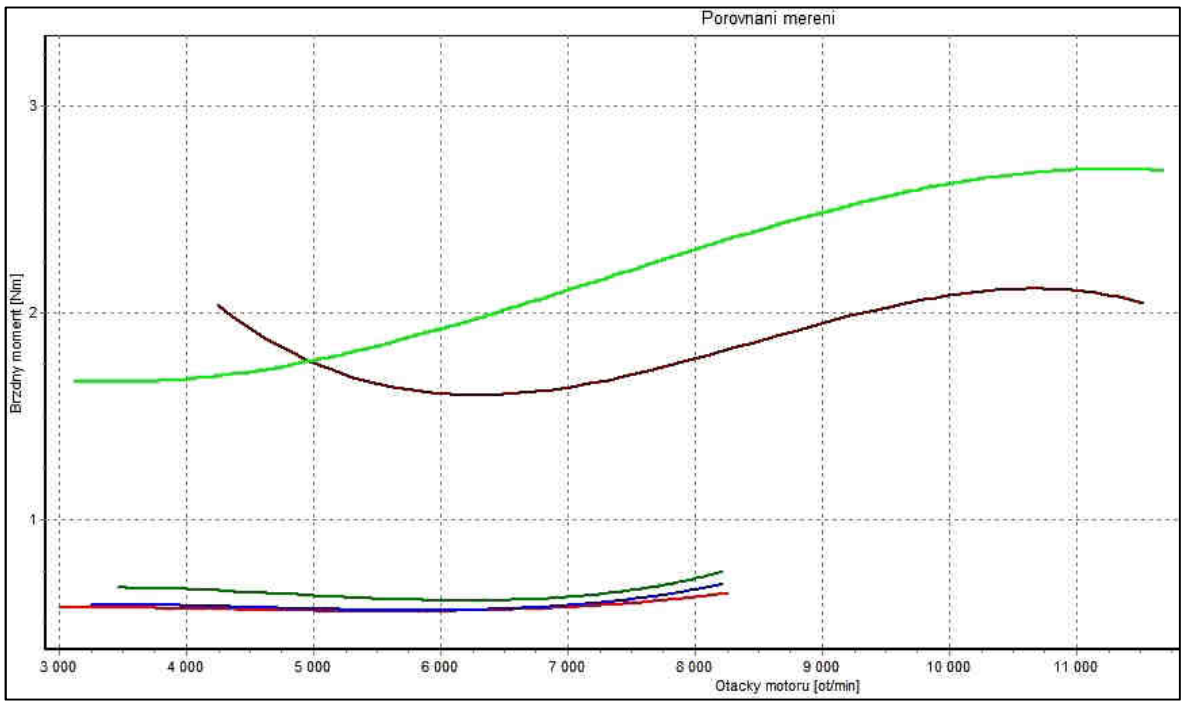


Obr. 29 Uložení motoru při měření výkonu na válcovém dynamometru

Velkou výhodou tohoto uspořádání je snadná možnost změny celkového převodu mezi motorem a setrvačníkem válce. Vhodnou výměnou řetězových kol je možné významně měnit velikost zrychlení motoru a dobu zatížení. Stejně tak je možné korigovat celkový převodový poměr s ohledem na výkon motoru při požadavku na podobné hodnoty úhlových zrychlení odpovídajících akceleraci při běžném provozu.

Standardní provedení univerzálního měřicího zařízení BR250 firmy MotoCOMtest je přizpůsobeno pro měření točivého momentu a výkonu motoru kompletního motocyklu včetně možností jeho upevnění k měřicí lavici. Bylo nutné navrhnout a realizovat výrobu přídavného rámu s uložením pomocného hřídele a samotného motoru. Jedná se o svařovanou konstrukci z ocelových profilů a tvarových výpalků z plechu. Uložením motoru stejně jako ložisek pomocného hřídele je částečně posuvné pro umožnění napnutí řetězů. Samotný rám je k základní části měřicího zařízení přišroubován, což zajišťuje jeho snadnou a rychlou demontáž.

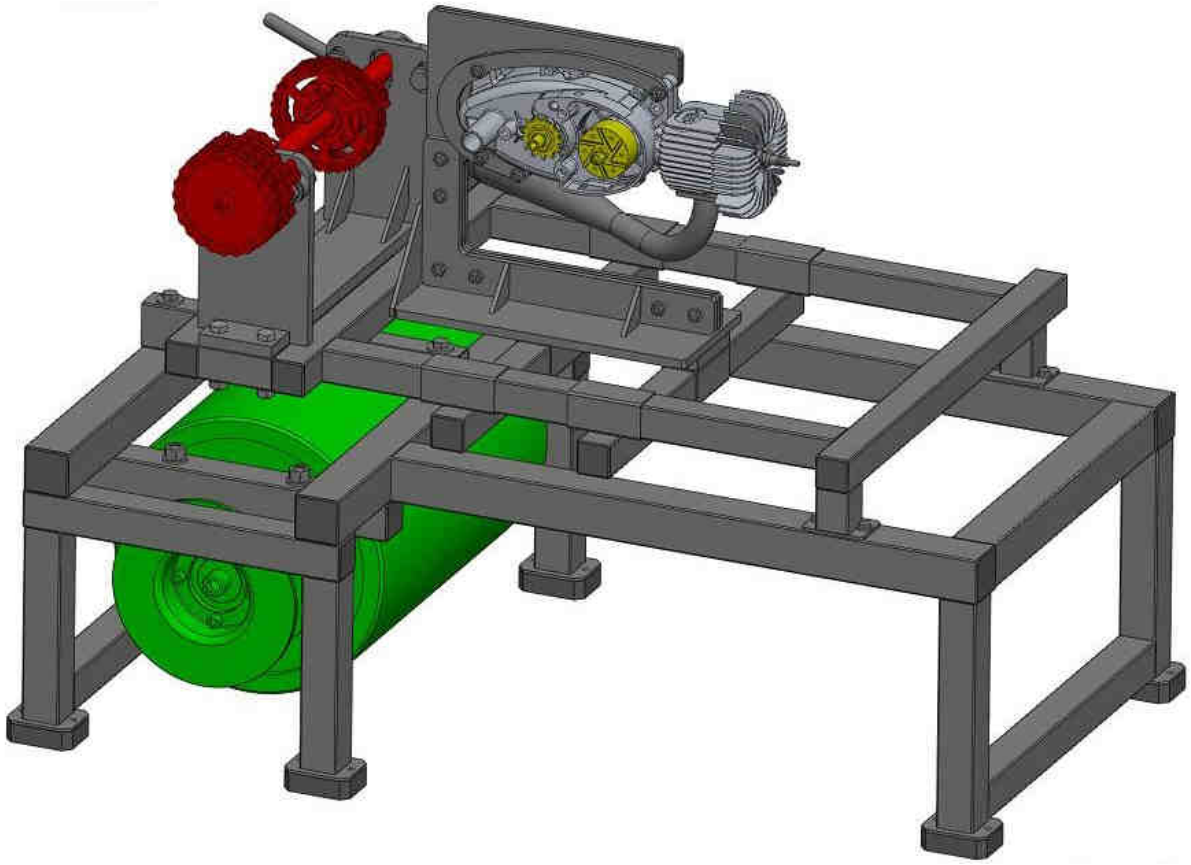
Podstatné snížení velikosti pasivních odporů mezi uspořádáním přenosu výkonu na válec pomocí pneumatiky a použití řetězových převodů je znázorněno na Obr. 30. Hodnoty brzdného momentu z průběhu doběhové zkoušky klesly z průměrné hodnoty 2Nm na třetinu. Došlo k několikanásobnému snížení naměřeného rozptylu mezi různými uloženími motoru respektive zadního kola vůči válci, odpadá vliv různého přítlaku pneumatiky k válci.



Obr. 30 Srovnání velikosti a průběhu brzdného momentu měřicího zařízení
(světle zelená a hnědá použití pneumatiky, červená, modrá a zelená použití řetězových převodů)

2.4 MODELY SETRVAČNÝCH HMOT

Nejdůležitější částí měřicího zařízení jsou modely rotačních hmot. Z podstaty dynamické zkoušky jde o zásadní parametr pro přesné určení hodnot výkonu motoru.



Obr. 31 Zvýrazněné setrvačné hmoty na modelu měřicího zařízení

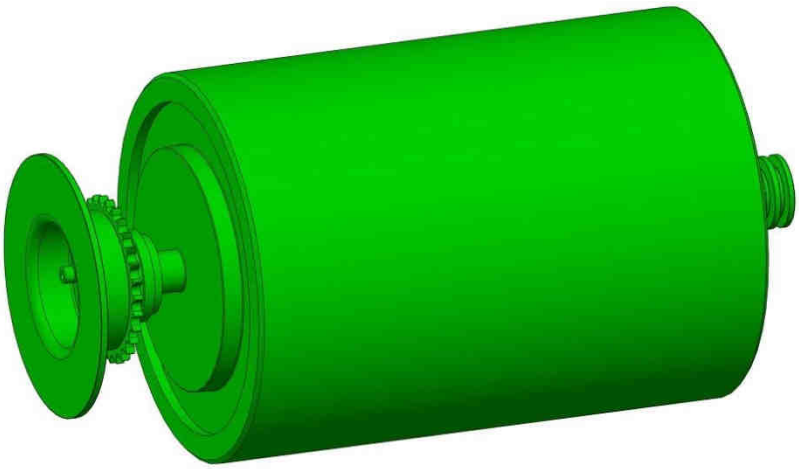
Setrvačné hmoty je nutné redukovat ke konkrétním osám se známými hodnotami úhlových zrychlení respektive zpomalení. Software MotoCOMTest nabízí tři možnosti: osu válce, zadního kola a klikového hřídele. Vytvořením dvou různých modelů je nutné zohlednit rozdíly mezi setrvačnými hmotami při akceleraci motoru a měření točivého momentu vůči deceleraci a určení brzdného momentu.

2.4.1 MODEL SETRVAČNÝCH HMOT DOBĚHOVÉ ZKOUŠKY

Cílem každého měření výkonu je určení efektivního výkonu motoru. Ten je možné měřit pouze na klikovém hřídeli při použití motorové brzdy. V jiných případech je nutné zohlednit vliv třecích ztrát, které musí motor překonat. U konkrétního uspořádání výše uvedeného měřicího zařízení jde o třecí ztráty v ložiscích rotačních částí, třecí ztráty v řetězových převodech a částečně ventilační ztráty rychloběžných součástí. Velikost ztrát závisí na otáčkách a zatížení, vyjadřuje ji brzdný moment měřicího zařízení. Velký podíl hodnoty brzdného momentu vůči momentu točivému zvyšuje možnou chybu měření a je nevýhodou při měření motorů s nízkými výkonovými parametry. Velikost brzdného momentu je přičtena ke kladné hodnotě momentu určené z průběhu úhlového zrychlení válce.

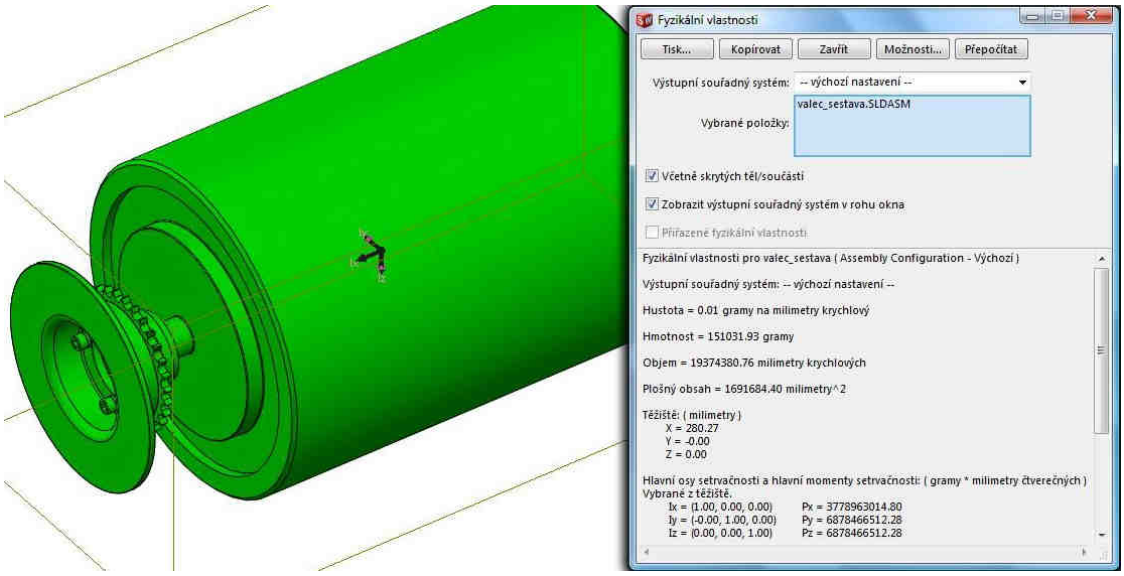
Velikost ztrát určujeme decelerační zkouškou, kdy měříme průběh zpomalení z maximálních otáček motoru u odpojeného klikového mechanismu. To lze provést u motocyklového motoru dvěma způsoby, pomocí rozpojení spojky nebo vyřazení rychlostního stupně v převodovce. Dvoulamelová spojka použitá u motoru Jawa 50 pracuje v olejové lázni a vzhledem k delšímu času doběhové zkoušky zpravidla dochází ke vzniku třecího momentu mezi lamelami, stejně

jako jejich tření v oleji. Jakékoliv podobné ztráty uměle zvyšují hodnotu zpomalení a tedy i brzdného momentu, čímž zvyšují i následně naměřené hodnoty výkonu motoru. Z tohoto důvodu rozpojení motoru a měřicího válce v převodovce zařazením neutrálu nezkresluje průběh zpomalení o výše uvedené vlivy. Jediným přiblížením bude rozdíl mezi velikostí mechanický ztrát v zatíženém režimu při akceleraci vůči hodnotě zjištěné doběhovou zkouškou vlivem nižších hodnot zatížení.



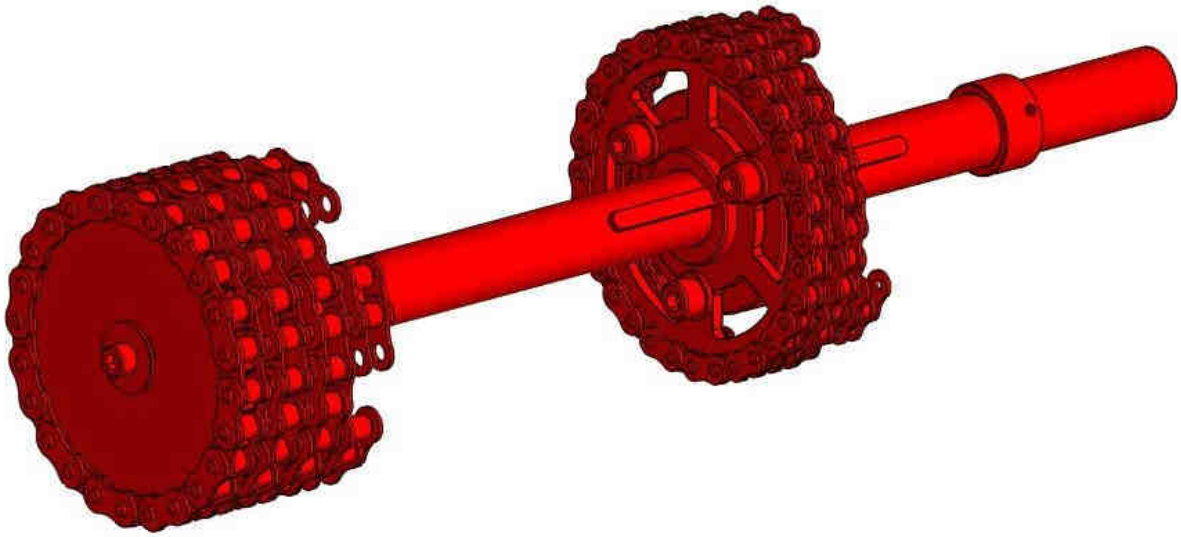
Obr. 33 Model sestavy válce dynamometru

Model setrvačných hmot se skládá z kompletní sestavy válce, který je rozšířen o řetězové kolo, kotouč kapalinové brzdy a řemenici dvouřadého klínového řemenu k roztáčení válce. Model samotného válce je řešen tak, aby vnější rozměry odpovídaly skutečnému provedení a současně velikost momentu setrvačnosti byla 3,75kg.m^2, což je hodnota udaná výrobcem. Zbývající části sestavy způsobí nárůst celkového momentu setrvačnosti. Všechny komponenty jsou vyrobeny z oceli.



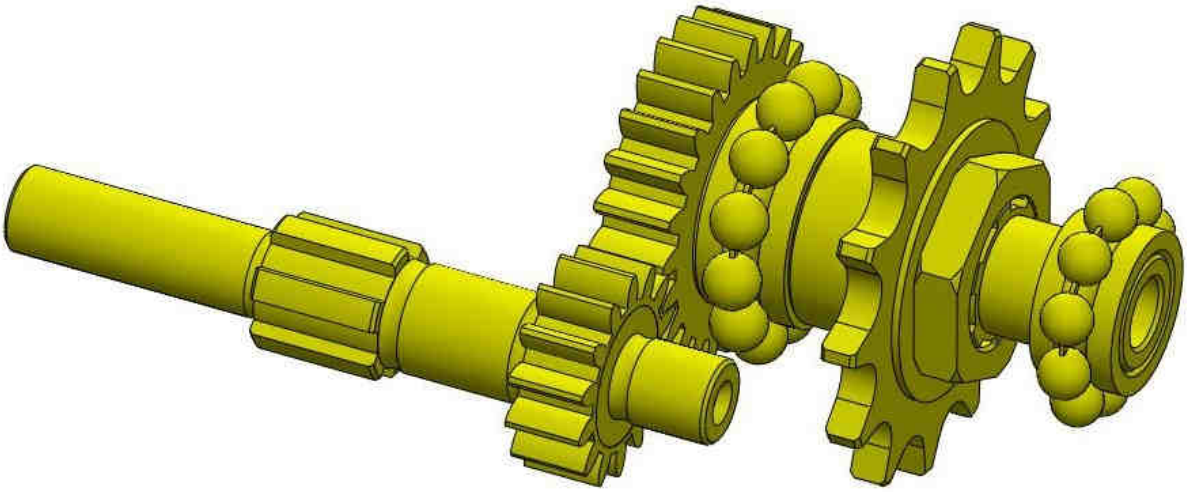
Obr. 32 Využití funkce "Fyzikální vlastnosti" pro určení momentu setrvačnosti modelu sestavy

Další částí kompletního modelu je sestava pomocného hřídele. Skládá se z vlastního hřídele, řetězových kol, náboje a těsných per pro přenos krouticího momentu. Vliv setrvačných vlastností použitých řetězů jsem zohlednil k této ose. Ze změřených meziosových vzdáleností řetězových kol a počtu jejich zubů jsem určil celkové počty článků, které byly následně přidány do modelu sestavy k jednotlivým řetězovým kolům, viz. Obr. 34. Pastorek motoru 13z je spojen válečkovým řetězem 086 s řetězovým kolem 33z na pomocném hřídeli. Druhý řetězový převod je realizován řetězem 10B.



Obr. 34 Model sestavy pomocného hřídele

Díky vyřazení rychlostního stupně v převodovce se rotační hmoty motoru omezují pouze na kompletní výstupní hřídel a hřídel předlohy. Sestava této části motoru je zobrazena na Obr. 35.



Obr. 35 Model rotačních hmot motoru při doběhové zkoušce

Setrvačné hmoty rotačních částí měřicího zařízení při doběhové zkoušce je vzhledem ke zjednodušení měření vhodné zohlednit vůči ose válce. Vzájemně jsou svázány převodovými poměry danými počtem zubů dílčích kol. Proto je nezbytné model rozdělit podle otáčkových poměrů vůči ose válce. Rozdílné úhlové rychlosti respektive zrychlení dané převodovými poměry zohledňujeme na základě podmínky zachování kinetické energie, platí tedy

$$I_{red} = I \cdot \left(\frac{n}{n_{red}}\right)^2 . \qquad (7)$$

Rozdílnými otáčkami se vzhledem k válci otáčí osa pomocného hřídele, výstupní hřídel převodovky včetně hřídele předlohy. Zvláštní úlohu mají valivé elementy kuličkových ložisek, které se včetně klecí otáčejí vždy polovičními otáčkami vůči vnitřnímu kroužku ložiska. Kompletní parametrický výpočtový program v prostředí Mathcad je součástí přílohy 1

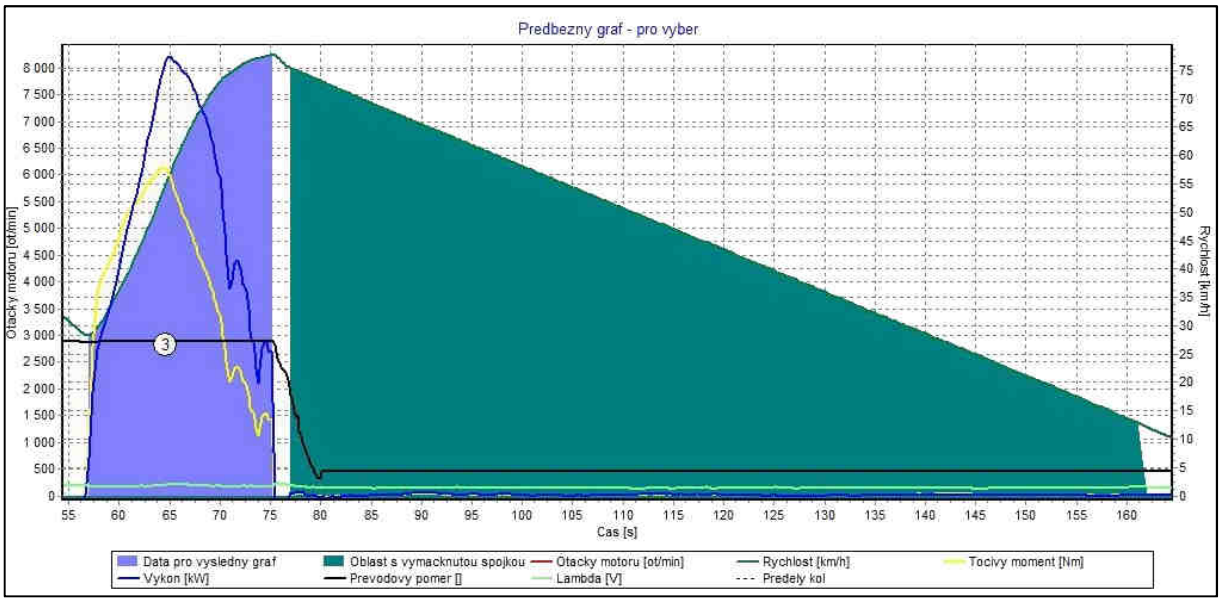
Tab. 2 Hodnoty momentů setrvačnosti rotačních hmot při doběhové zkoušce

Moment setrvačnosti sestavy válce dynamometru	$I_{sv}=3{,}779\ kg.m^2$
Moment setrvačnosti sestavy pomocného hřídele	$I_{sh}=1{,}658x10^{-2}\ kg.m^2$
Moment setrvačnosti hřídele předlohy	$I_{hp}=4{,}619x10^{-6}\ kg.m^2$
Moment setrvačnosti sestavy výstupní hřídele	$I_{vh}=5{,}273x10^{-5}\ kg.m^2$
Moment setrvačnosti val. elementů ložisek výst. hř.	$I_{ve1}=6{,}433x10^{-6}\ kg.m^2$
Redukovaný moment setrvačnosti k ose válce	$\boldsymbol{I_{dz}=3{,}8035\ kg.m^2}$

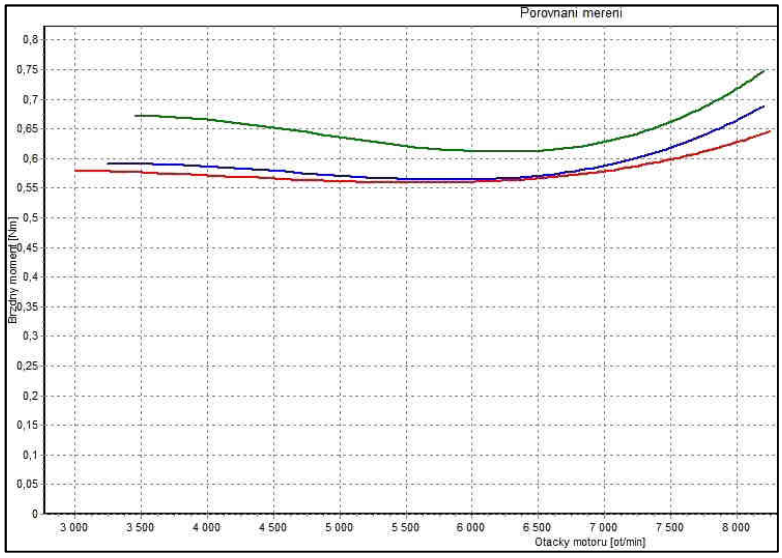
Výslednou hodnotou je redukovaný moment setrvačnosti všech rotačních hmot měřicího zařízení pro zjišťování mechanických ztrát. V programu MotoCOMTest je původní hodnota momentu setrvačnosti válce 3,75kg.m^2 nahrazena výsledkem $I_{dz}=3{,}8035kg.m^2$, viz Obr. 36.

Obr. 36 Změna momentu setrvačnosti válce u doběhové zkoušky

Hodnoty momentu setrvačnosti motoru a zadního kola, které je možné zadat shodným způsobem, jsou nulové. Praktický výsledek použití tohoto modelu znázorňuje Obr. 38, kde jsou porovnány tři různá měření brzdného momentu měřicího zařízení v závislosti na otáčkách motoru.



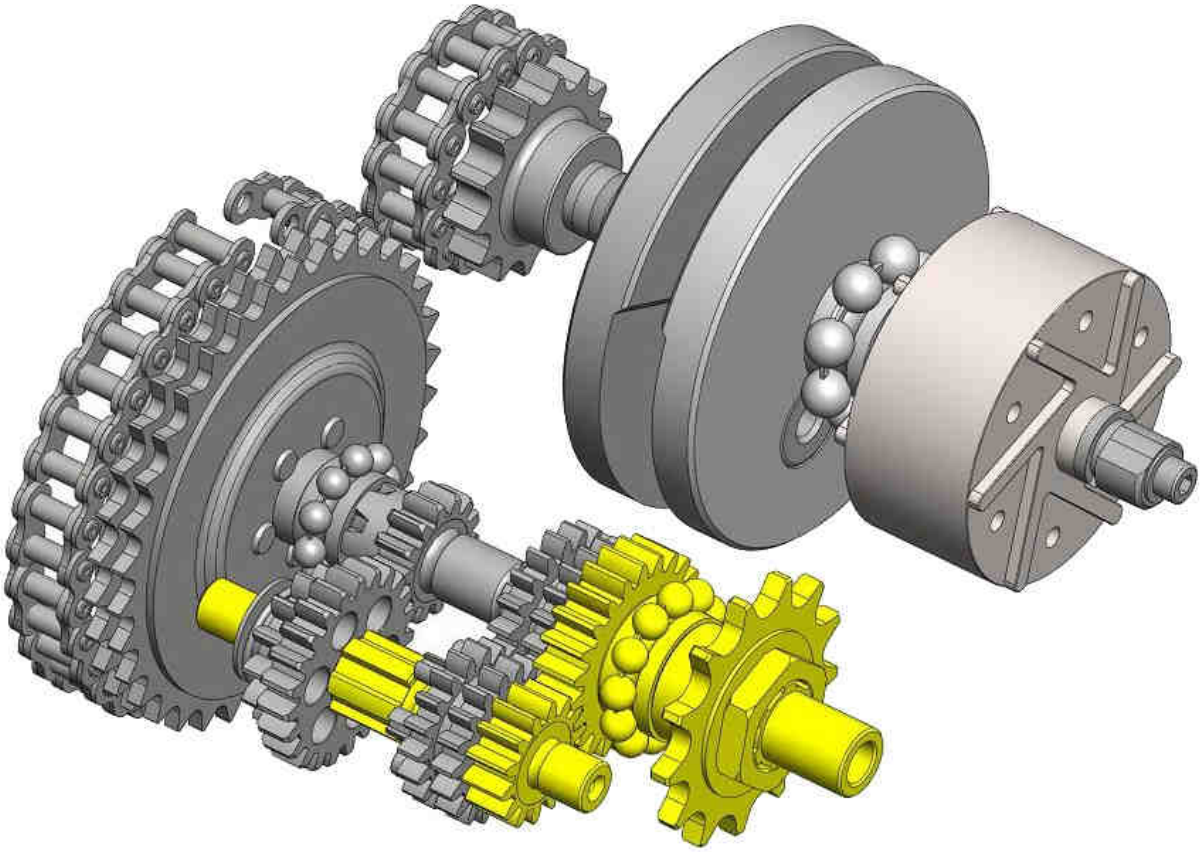
Obr. 37 Zvýrazněná oblast (zelená) pro určení brzdného momentu v závislosti obvodové rychlosti válce na čase, měřicí software MotoCOMTest



Obr. 38 Srovnání tří měření průběhu brzdného momentu na otáčkách motoru

2.4.2 MODEL SETRVAČNÝCH HMOT AKCELERAČNÍ ZKOUŠKY

Z předchozí kapitoly je patrné, že model rotačních hmot při akcelerační zkoušce navíc zahrnuje i všechny ostatní setrvačné části motoru. S výhodou využiji kompletní model pro doběhovou zkoušku, neboť nedochází k žádné změně rotačních částí měřicího zařízení. Setrvačné vlastnosti zbývajících částí motoru zredukuji k ose klikového hřídele pro zjednodušení zohlednění jejich následných změn v softwaru MotoCOMTest.

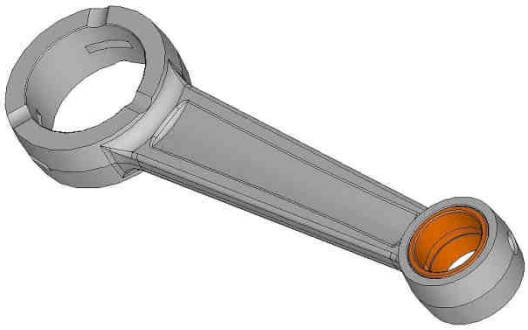


Obr. 39 Kompletní sestava rotačních částí motoru Jawa 50
(žlutě je zvýrazněná část zahrnutá v modelu doběhové zkoušky)

Prvním krokem bylo vytvoření 3D modelu všech rotačních dílů motoru. Sestava zahrnuje i primární řetěz rozdělený na dvě části k osám klikového hřídele a spojky, stejně tak i elementy valivých ložisek. V případě tohoto motoru jde o kuličky a jejich klece. Pro určení momentu setrvačnosti je nutné znát hmotnost respektive hustotu dílčích částí. Většina dílů je vyrobena z oceli mimo duralové klece jehlového ložiska ojnice, třecích segmentů lamel spojky z korku. Rotor zapalování je odlitý z hliníkové slitiny se zalitými pernamentními magnety, díky symetrickému uspořádání jsem tuto sestavu nahradil modelem se shodnými rozměry a upravenou hustotou tak, aby výsledná hmotnost odpovídala skutečnému rotoru. Posledním dílem z jiného materiálu je bronzové kluzné pouzdro ve výstupním hřídeli převodovky.

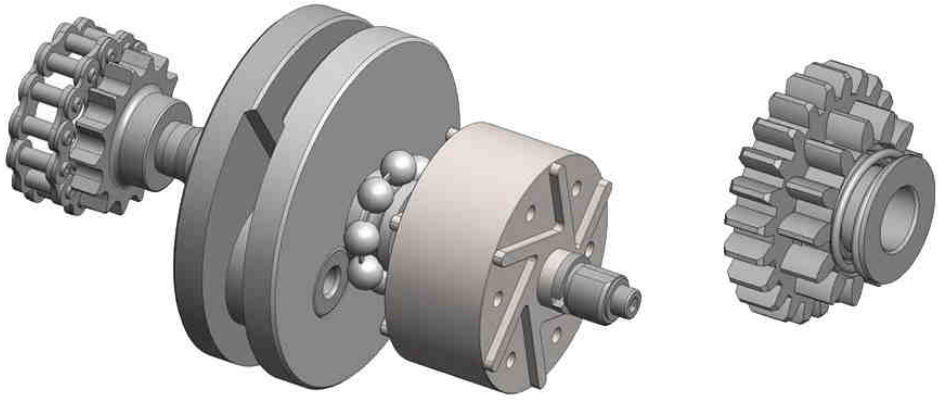
Složený pohyb ojnice můžeme rozdělit na translační a rotační pohyb dvou hmotných bodů umístěných ve středech obou ok ojnice. Dynamicky ekvivalentní rozdělení hmotnosti musí splňovat tři základní rovnice redukce. Hmotu ojnice následně rozdělím do dvou bodů. Tím získám část celkové hmotnosti soustředěné ve spodním ojničním oku m_{B2}, která koná rotační pohyb a tím se podílí i na velikosti momentu setrvačnosti rotačních hmot motoru. K určení polohy těžiště ojnice jsem využil model ojnice a funkci „Fyzikální vlastnosti“ v CAD systému SolidWorks.

Hmotnost pístní skupiny m_{ps} spolu s příspěvkem od redukované části ojnice m_{A2} vyjádříme jako hmotnostní moment setrvačnosti částí s pohybem posuvným I_{pos}. Výpočtový model je součástí přílohy 2.

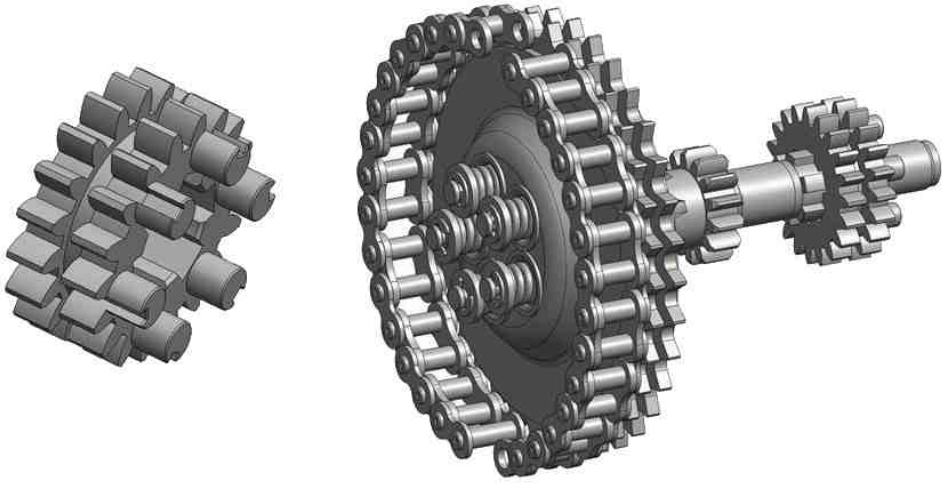


Obr. 40 Ojnice sériového motoru

Celková hmotnost ojnice je $m_{oj}=0,102kg$. Výsledná redukovaná hmotnost rotační části ojnice je $m_{B2}=0,0601kg$. Příspěvek ojnice k velikosti posuvných hmot pístní skupiny motoru je $m_{A2}=0,0419kg$. Celková hmotnost posuvných hmot je potom $m_{ph}=0,115kg$.



Obr. 41 Kompletní sestava klikového hřídele a kolo 23z



Obr. 42 Kolo 18z a kompletní sestava hlavního hřídele se spojkou

Rozdílnými otáčkami vzhledem k ose klikového hřídele se díky primárnímu převodu otáčí spojka včetně kompletního hlavního hřídele převodovky, uvažuji zařazený třetí rychlostní stupeň, přímý záběr. Složitější situace nastává u předlohového hřídele, který se díky vzájemné poloze spolu zabírajících kol třístupňové převodovky dělí hned na tři části s různými otáčkami. Valivé elementy kuličkových ložisek včetně klecí se vždy otáčejí polovičními otáčkami vůči vnitřnímu kroužku ložiska.

Tab. 3 Hodnoty momentů setrvačnosti při akcelerační zkoušce sériového motoru

Moment setrvačnosti sestavy klikového hřídele	$I_{kh}=2{,}097x10^{-3}\ kg.m^2$
Moment setrvačnosti sestavy spojky a hlavního hřídele	$I_{ss}=1{,}102x10^{-3}\ kg.m^2$
Moment setrvačnosti kola 18z	$I_{18z}=8{,}500x10^{-6}\ kg.m^2$
Moment setrvačnosti kola 23z a kola našlapování	$I_{23z}=1{,}705x10^{-5}\ kg.m^2$
Moment setrvačnosti částí s pohybem posuvným	$I_{pos}=2{,}783x10^{-5}\ kg.m^2$
Moment setrvačnosti val. elementů ložisek 6303	$I_{ve2}=8{,}484x10^{-6}\ kg.m^2$
Moment setrvačnosti val. elementů ložisek 6202	$I_{ve3}=1{,}895x10^{-6}\ kg.m^2$
Redukovaný moment setrvačnosti k ose klikového hřídele	$\boldsymbol{I_{az1}=2{,}3188x10^{-3}\ kg.m^2}$

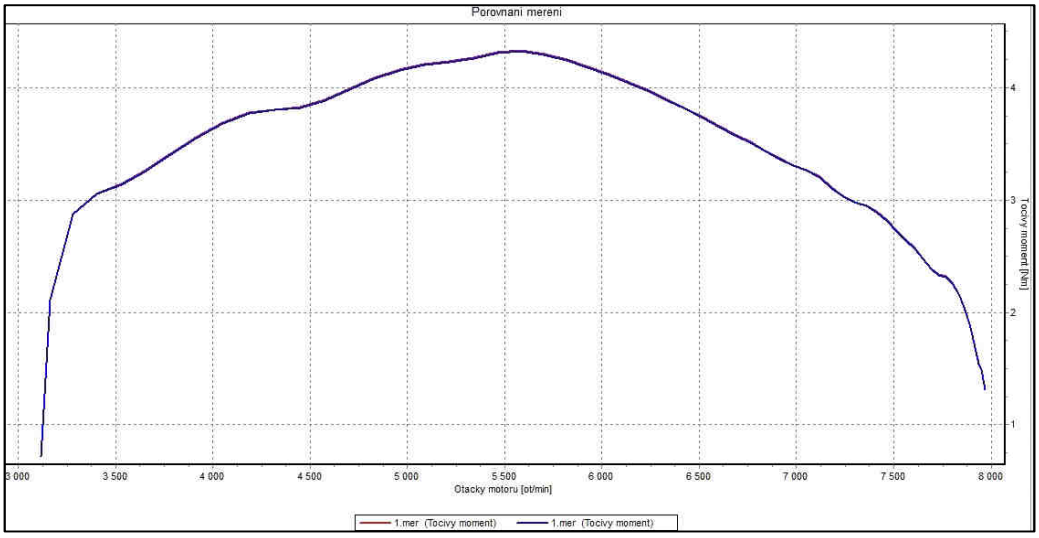
Ze všech modelů jsem zjistil přesné hodnoty momentu setrvačnosti k osám jejich rotace a použil je jako vstupní data pro výpočet redukovaného momentu setrvačnosti hmot motoru vztaženému k ose klikového hřídele. Stejně tak konkrétní převodové poměry mezi jednotlivými částmi motoru. Podíl sestavy klikového hřídele vůči setrvačným hmotám kompletního motoru přesahuje 90% a zdůrazňuje význam jakékoliv změny rozměrů KH a rotoru zapalování na velikost chyby měření při jejím zanedbání. Výpočtový model je součástí přílohy 3.

2.5 MOŽNOSTI MĚŘICÍHO ZAŘÍZENÍ A SOFTWARU DYNAMOMETRU

Pro zkrácení času mezi jednotlivými akceleračními úseky vlivem dlouhého času doběhu, možnosti více režimů zatěžování atd., je součástí válce i kotouč kapalinové brzdy, která je ovládána ručně.

Ekvivalentní náhrada zadního kola musí zahrnovat i výpočet odpovídajícího poloměru při daných rozměrech válce a použitém převodu mezi ním a pomocným hřídelem. Poloměr kola slouží pro stanovení úhlového zrychlení a zohlednění případně zadaného momentu setrvačnosti vztaženého k ose kola.

Jednoduchým srovnáním můžeme správnost řešení dokázat. Libovolný záznam měření z válcového dynamometru upravíme tak, aby v prvním případě byly uvedeny vypočtené hodnoty momentů setrvačnosti redukované k ose klikového hřídele, hodnota popisující zadní kolo bude nulová. V druhém případě zadáme nulové velikosti momentů setrvačnosti motoru a podle výsledku přepočtu hodnot k ose kola údaj zvýšíme. Vzájemným porovnáním musíme získat dva totožné průběhy, což dokazuje Obr. 43.

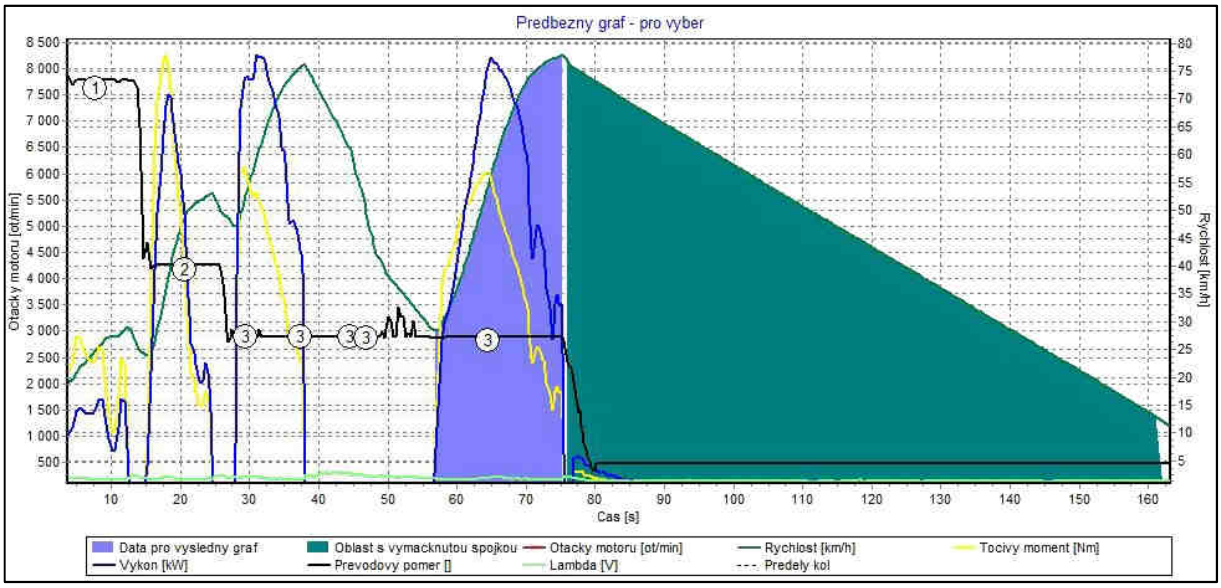


Obr. 43 Srovnání průběhu točivého momentu při různém zadání momentů setrvačnosti (červeně moment setrvačnosti red. k ose KH, modře moment setrvačnosti vztažen k ose kola)

2.5.1 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ MĚŘENÍ

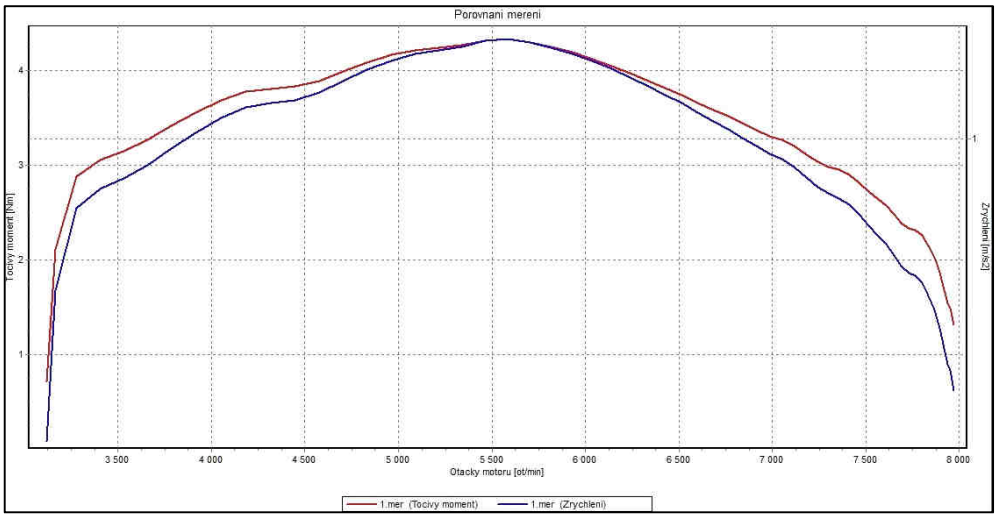
Určení všech hodnot pro zadání před samotným měřením výkonu jsem vyřešil pomocí vlastních 3D a výpočtových modelů. Samotné vyhodnocení měření probíhá v programu MotoCOMTest.

Na Obr. 44 je znázorněn předběžný graf, modrá část označuje vybraný časový úsek při urychlování motoru. Tato část grafu slouží k určení průběhu zrychlení a následně výpočtu točivého momentu a výkonu motoru.



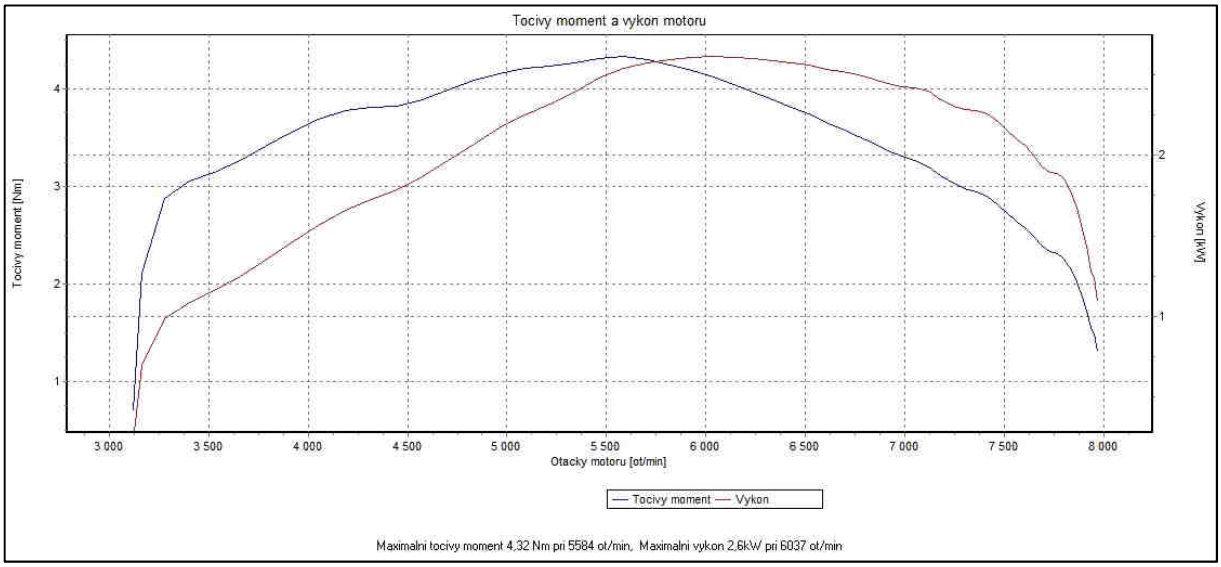
Obr. 44 Předběžný graf

Příklad průběhu úhlového zrychlení válce a točivého momentu zobrazuje Obr. 45.



Obr. 45 Průběh úhlového zrychlení válce (modrá) a točivého momentu motoru (červená) v závislosti na jeho otáčkách

Výsledek měření představuje graf průběhu točivého momentu a výkonu na otáčkách. Na Obr. 46 je vnější otáčková charakteristika sériového motoru Jawa 50 typ 223.200. Maximální hodnota točivého momentu je 4,33Nm/5584min^{-1} a výkonu 2,6kW/6037min^{-1}. Výrobcem udané hodnoty maximálního výkonu jsou totožné, rozdíl proti měření je v otáčkách, při kterých jsou dosaženy. Tato odchylka je při pohledu na plochou křivku výkonu v této oblasti zanedbatelná.



Obr. 46 Vnější otáčková charakteristika sériového motoru Jawa 50 typ 223.200

Kompletní experimentální model a upravené měřicí zařízení bude použito pro vyhodnocování vlivu úprav dvoudobého motoru za účelem zvýšení jeho výkonových parametrů. Změřené hodnoty originálního motoru uplatním jako referenční pro možnost objektivního srovnání výsledků dílčích změn na konkrétním motoru.

3 NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV KE ZVÝŠENÍ VÝKONU MOTORU

Dvoudobý spalovací motor jako celek můžeme rozdělit do několika částí, které různou měrou ovlivňují výkon motoru. Komponenty, jejichž modifikací dochází k největším změnám charakteristiky motoru, jsou zařazeny do skupiny výkonových částí.

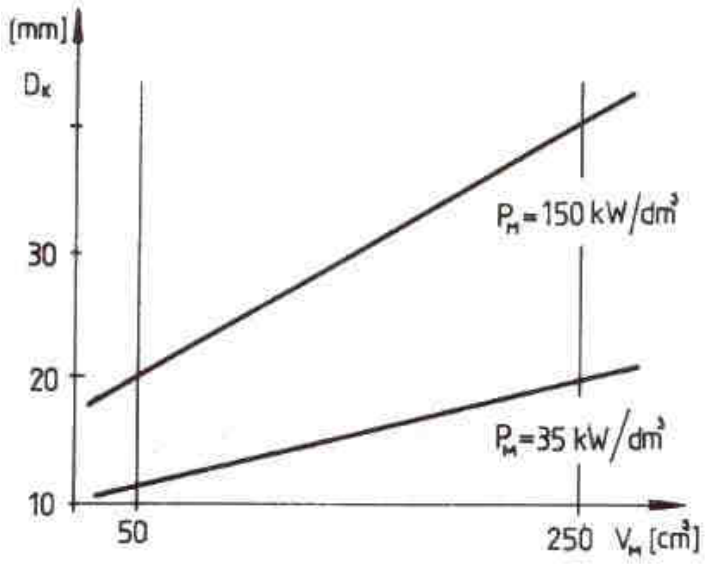
VÝKONOVÉ ČÁSTI:

- válec
- hlava válce
- píst
- výfukový systém
- systém sání, karburátor
- zapalování

OSTATNÍ ČÁSTI:

- blok motoru
- klikový hřídel
- spojka, převodovka

Cílem diplomového projektu je navrhnout, realizovat a porovnat zejména konstrukční úpravy válcové jednotky motoru. Z tohoto důvodu a pro možnost objektivního srovnání jsem při jednotlivých měření použil stejné součásti jako karburátor a zapalování. Vliv změn těchto komponent na výkon motoru je menší a výrazný zejména z pohledu jejich vhodného nastavení. Motor byl osazen karburátorem Dell´Orto PHBG 19mm racing. Volbu zdůvodňuje graf na Obr. 47, kde pro výkon motoru o zdvihovém objemu 50cm^{3}do 7,5kW postačuje karburátor o průměru difuzoru D_k=*20mm*. Náhradu originálního zapalování vyřešil produkt firmy Imfsoft, Direct Ignition CDI s nastaveným konstantním předstihem zážehu 21° před horní úvratí. Ke snímání polohy klikového hřídele byl použit Hallův snímač.



Obr. 47 Závislost mezi měrným výkonem, zdvihovým objemem a průměrem difuzoru karburátoru jednoválcového dvoudobého motoru [2]

3.1 ZVYŠOVÁNÍ VÝKONU MOTORU

Efektivní výkon jednoválcového dvoudobého motoru je dán součinem

$$P_e = p_e \cdot V_z \cdot \frac{n}{60}, \tag{8}$$

kde P_e je efektivní výkon, p_e střední efektivní tlak, V_z zdvihový objem motoru a n počet otáček za minutu.

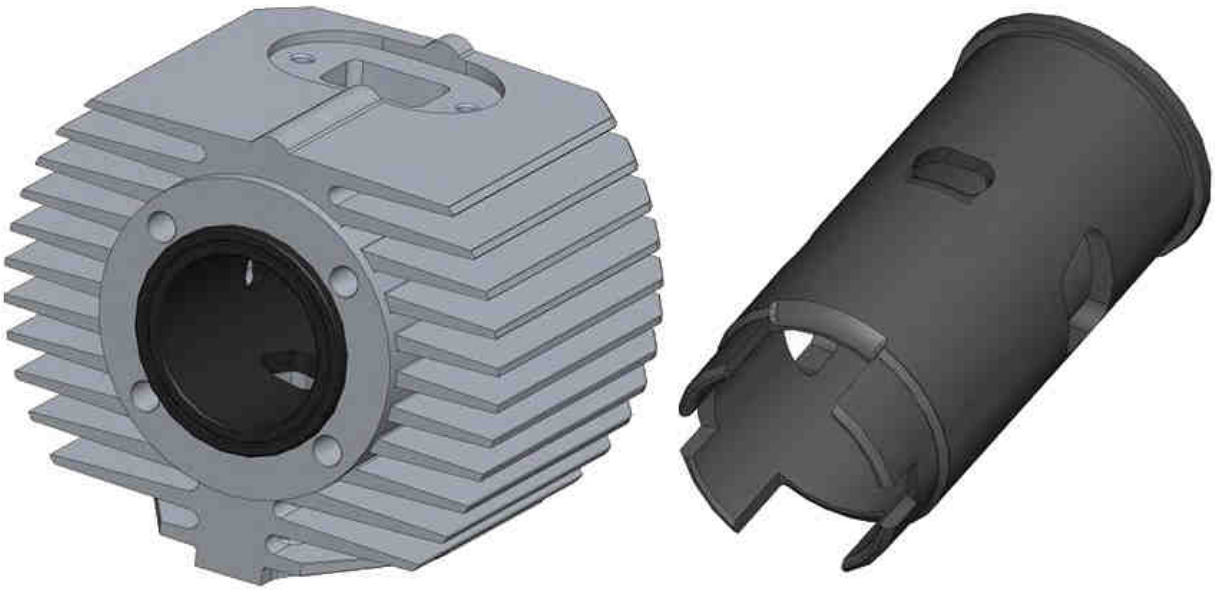
Z uvedeného vztahu je patrné, že ke zvyšování efektivního výkonu motoru dojde zvýšením jednotlivých činitelů. Při zachování předpokladu neměnné velikosti zdvihového objemu je výkon motoru přímo úměrný součinu středního efektivního tlaku a otáček. Částečně je možné zvyšovat efektivní výkon motoru snížením mechanických ztrát, ztrát při výplně náplně a snižováním příkonu příslušenství motoru. [11]

3.2 ÚPRAVA VÁLCE MOTORU

Válec dvoudobého motoru má zásadní vliv na jeho výkonové parametry. Tvarem a velikostí rozvodových oken kanálů na vnitřní ploše válce je možné měnit jejich dobu otevření, průřez a přizpůsobit je požadované charakteristice motoru. Systémem plnících kanálů ve válci je možné výrazně ovlivňovat průběh a kvalitu výměny náplně. Základní předpoklady a různá konstrukční řešení jsem uvedl v kapitole 1.

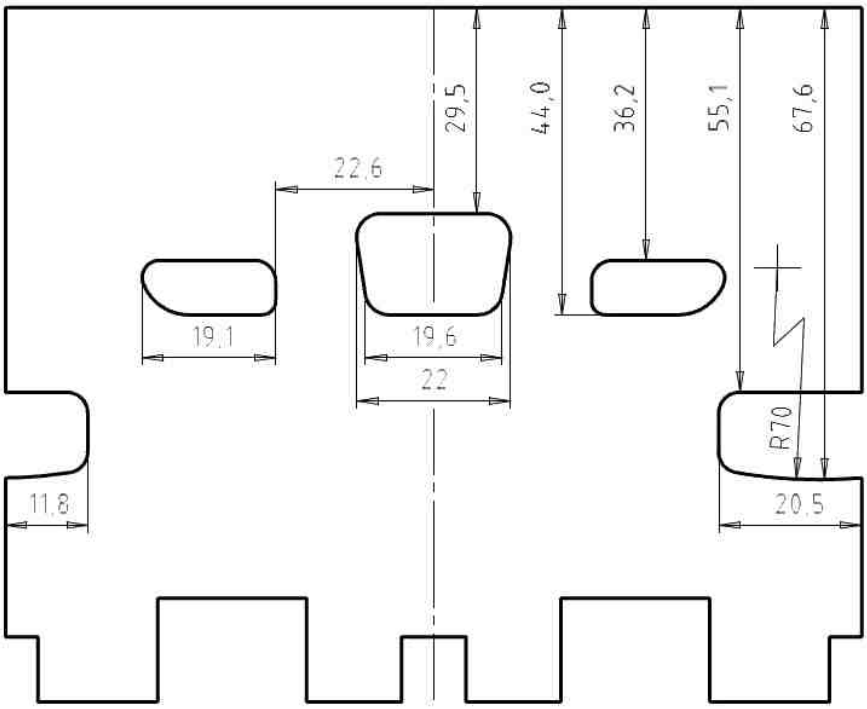
3.2.1 PARAMETRY VÁLCE SÉRIOVÉHO MOTORU

Litinová vložka válce motoru Jawa 50 je zalisována s přesahem do válce z hliníkové slitiny. Na Obr. 48 je model sestavy válce a samostatné vložky sériového motoru.



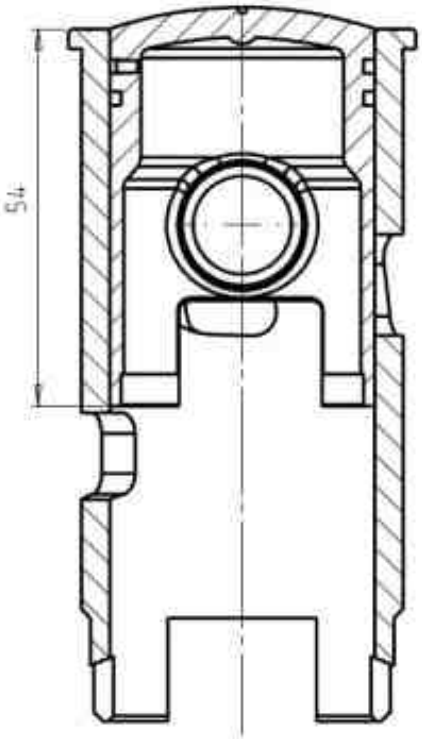
Obr. 48 Sestava válce a samostatná vložka sériového motoru

Prvním krokem úpravy válce bylo změření stávajících rozvodových oken a vytvoření rozvinutého tvaru vnitřní plochy vložky válce.



Obr. 49 Rozvinutý tvar vnitřní plochy válce sériového motoru

Rozvod sání je symetrický, řízený spodní hranou pístu. Z tohoto důvodu je pro určení úhlu otevření sacího kanálu nutné znát výšku pístu h_p. Předpokladem je doběh hrany dna pístu v horní úvrati do roviny dosedací plochy vložky válce, viz Obr. 50.



Obr. 50 Poloha pístu v horní úvrati

Výpočet úhlu otevření ze známých parametrů klikového mechanismu a rozměrů jednotlivých oken kanálů jsem provedl na základě úpravy vztahu pro dráhu pístu osového klikového ústrojí, platí tedy

$$x = r \cdot \left[1 - cos(\alpha) + \frac{1}{\lambda}\left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot sin^2(\alpha)}\right)\right], \tag{9}$$

kde x je dráha pístu, r poloměr kliky, α úhel natočení klikového hřídele od horní úvrati a λ poměr ramene kliky a délky ojnice. [12]

$$x_{p,v} = r \cdot \left[1 - cos\left(180 - \frac{\alpha_{p,v}}{2}\right) + \frac{1}{\lambda}\left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot sin^2\left(180 - \frac{\alpha_{p,v}}{2}\right)}\right)\right], \tag{10}$$

kde $x_{p,v}$ je vzdálenost horní hrany oken od horní úvrati (index p -přepouštění, v -výfuk), $\alpha_{p,v}$ je celkový úhel otevření. Z rovnice 9 vyjádřím úhel α

$$\alpha = arccos \cdot \left(\frac{2 \cdot \lambda \cdot r^2 + \lambda \cdot x_{p,v}^2 + 2 \cdot r^2 - 2 \cdot r \cdot x_{p,v} - 2 \cdot \lambda \cdot r \cdot x_{p,v}}{2 \cdot \lambda \cdot r^2 + 2 \cdot r^2 - 2 \cdot \lambda \cdot r \cdot x_{p,v}}\right), \tag{11}$$

Úpravou rovnice 11 pro výpočet celkového úhlu otevření přepouštění a výfuku získám vztah

$$\alpha_{p,v} = 2\left[180 - arccos \cdot \left(\frac{2 \cdot \lambda \cdot r^2 + \lambda \cdot x_{p,v}^2 + 2 \cdot r^2 - 2 \cdot r \cdot x_{p,v} - 2 \cdot \lambda \cdot r \cdot x_{p,v}}{2 \cdot \lambda \cdot r^2 + 2 \cdot r^2 - 2 \cdot \lambda \cdot r \cdot x_{p,v}}\right)\right], \tag{12}$$

Vzhledem k symetrickému úhlu otevření sání kolem horní úvrati vyjádřím vztah pro výšku okna kanálu a úhel otevření takto

$$x_s = r \cdot \left[1 - cos\left(\frac{\alpha_s}{2}\right) + \frac{1}{\lambda}\left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot sin^2\left(\frac{\alpha_s}{2}\right)}\right)\right], \tag{13}$$

$$\alpha_s = 2 \cdot arccos \cdot \left(\frac{2 \cdot \lambda \cdot r^2 + \lambda \cdot x_s^2 + 2 \cdot r^2 - 2 \cdot r \cdot x_s - 2 \cdot \lambda \cdot r \cdot x_s}{2 \cdot \lambda \cdot r^2 + 2 \cdot r^2 - 2 \cdot \lambda \cdot r \cdot x_s}\right), \tag{14}$$

$$x_s = h_s - h_p, \tag{15}$$

kde x_s je rozdíl mezi vzdáleností spodní hrany sacího kanálu od horní úvrati h_s a výšky pístu h_p, α_s je celkový úhel otevření sání.

Dosazením změřených rozměrů rozvodových oken z Obr. 49 do odvozených vztahů jsem vypočítal úhly otevření sériového válce. Potřebné parametry:

$r = 22mm$	poloměr kliky
$l_{oj} = 100mm$	rozteč ok ojnice
$\lambda = \frac{r}{l_{oj}} = \frac{22}{100} = 0{,}22$	klikový poměr
$x_s = h_s - h_p = 67{,}6 - 54 = 13{,}6mm$	dráha pístu během otevřeného sacího okna

$x_p = 36{,}2mm$ vzdálenost horní hrany přepouštěcích oken od horní úvrati

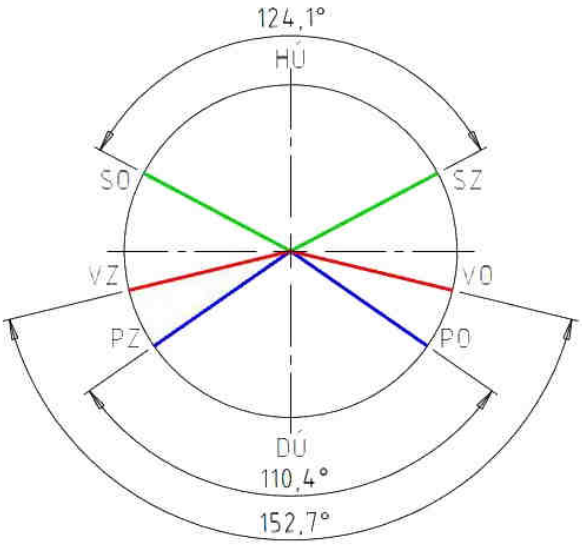
$x_v = 29{,}5mm$ vzdálenost horní hrany výfukového okna od horní úvrati

ČASOVÁNÍ ROZVODU SÉRIOVÉHO VÁLCE

sání: $\alpha_s = 124{,}1°$

přepouštění: $\alpha_p = 110{,}4°$

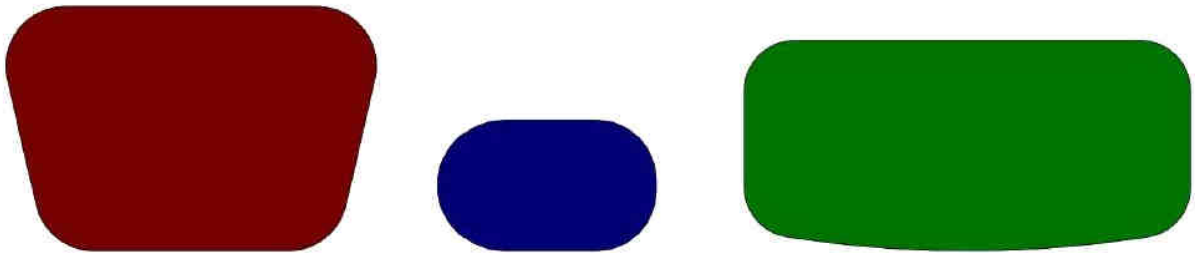
výfuk: $\alpha_v = 152{,}7°$



Obr. 51 Rozvodový diagram sériového motoru

PRŮTOČNÁ PLOCHA ROZVODOVÝCH KANÁLŮ

Důležitým parametrem rozvodu motoru jsou průtočné plochy jednotlivých kanálů. Z vypočteného časování a modelu vložky válce je možné zjistit potřebné parametry pro určení průtočných ploch. Je nutné uvážit rozdíl mezi velikostí oken v rozvinutém tvaru plochy vložky a skutečných průtočných průřezů. Jednotlivé plochy jsem určil a změřil v modelu.

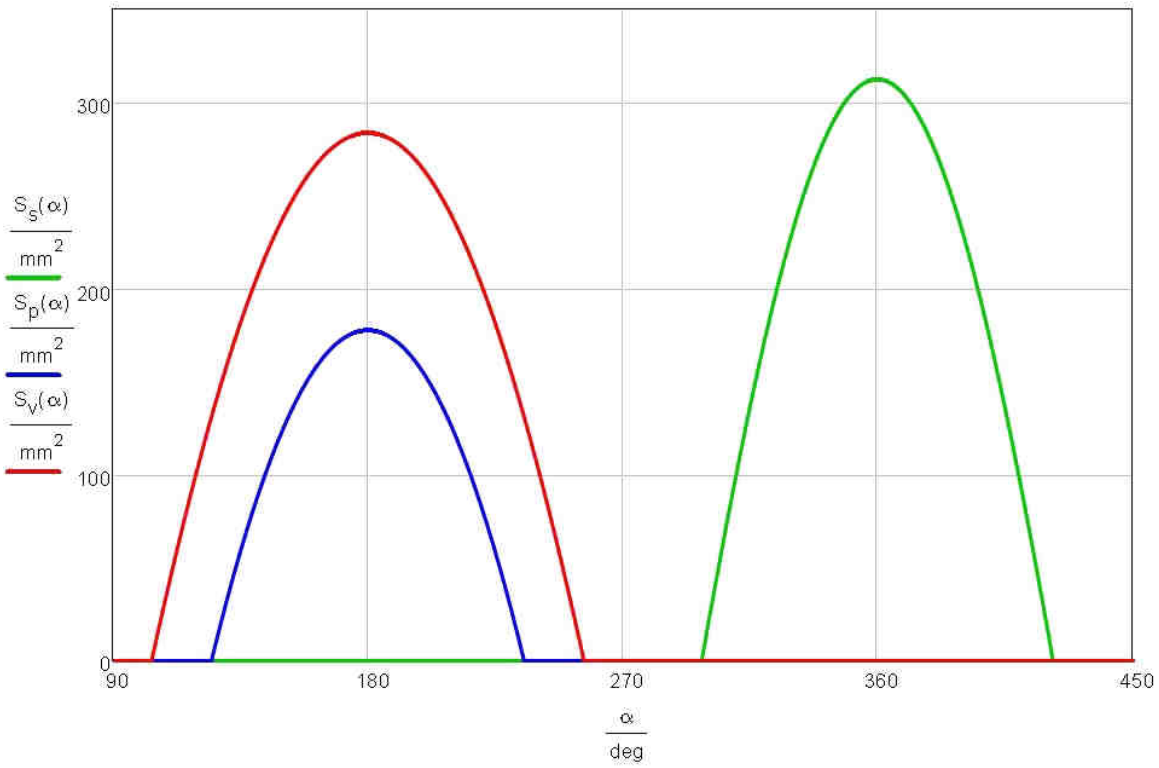


Obr. 52 Průřezy rozvodových oken sériového válce

Průřez sacího okna: $S_s=312{,}5mm^2$

Průřez přepouštěcích oken: $S_p=177{,}7mm^2$

Průřez výfukového okna: $S_v=283{,}7mm^2$



Obr. 53 Průtočná plocha rozvodových kanálů sériového válce v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele

3.2.2 NÁVRH ÚPRAVY VÁLCE

Na základě teoretických poznatků shrnutých v kapitole 1, výsledků celé řady měření různých úprav válce na dynamometru a požadavku dostupné úpravy sériového válce jsem navrhl změny tvaru a velikosti rozvodových oken. Zvětšením časování a průtočných průřezů dojde k přizpůsobení rozvodu pro vyšší dosahované otáčky motoru. Současně tříprvkové uspořádání vyplachovacího systému válce spolu s jiným tvarem šachet a vyústění oken kanálů zlepší jeho plnění čerstvou směsí. Tyto dvě základní podmínky splňují požadavek na zvýšení výkonu motoru zvýšením dosahovaných otáček a středního efektivního tlaku respektive točivého momentu.

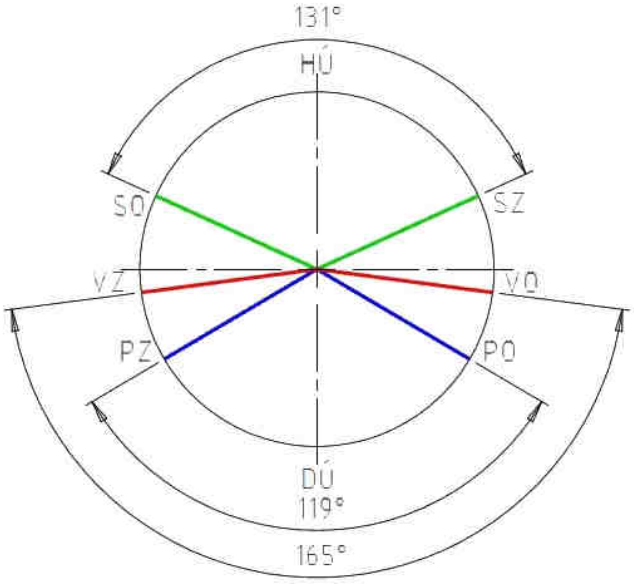
Poznámka: upravený motor má ve výpočtech index *1*.

ČASOVÁNÍ ROZVODU UPRAVENÉHO VÁLCE

sání: $\alpha_{s1}=131°$

přepouštění: $\alpha_{p1}=119°$

výfuk: $\alpha_{v1}=165°$



Obr. 54 Navržený rozvodový diagram upraveného motoru

PRŮTOČNÁ PLOCHA ROZVODOVÝCH KANÁLŮ PO ÚPRAVĚ

Obr. 55 Průřezy rozvodových oken upraveného válce

Průřez sacího okna: $S_{s1}=469{,}1mm^2$

Průřez přepouštěcích oken: $S_{p1}=351{,}4mm^2$

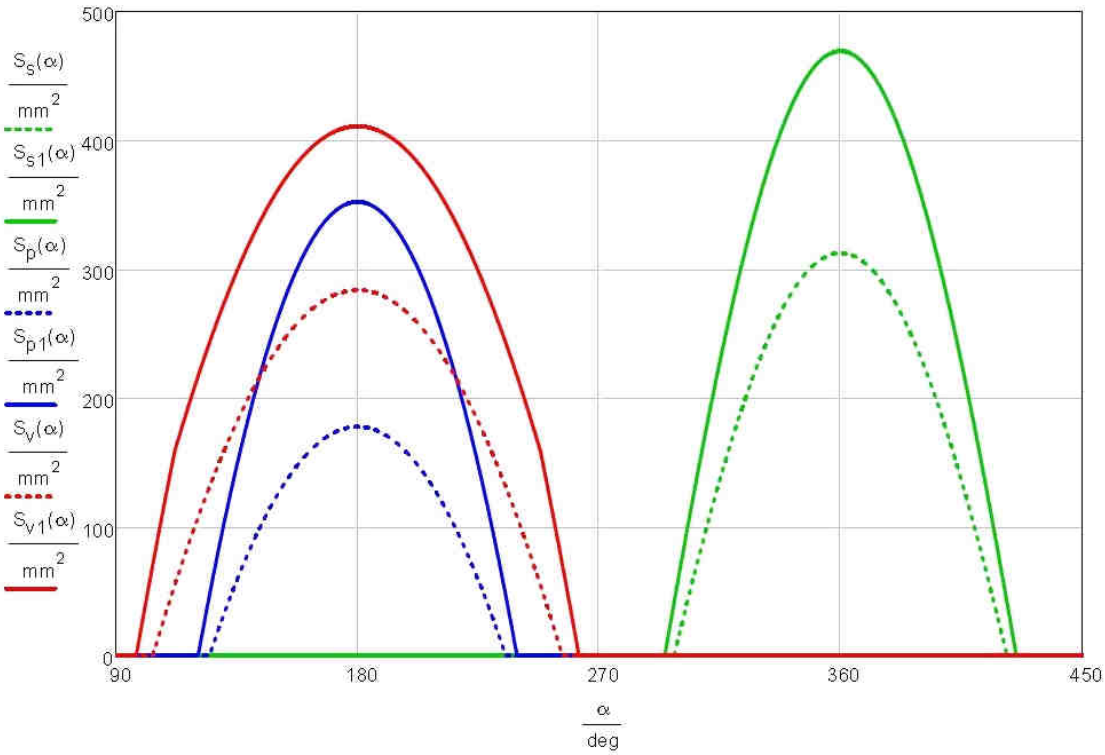
Průřez výfukových oken: $S_{v1}=410{,}2mm^2$

Poměrné zvýšení průřezu rozvodových oken:

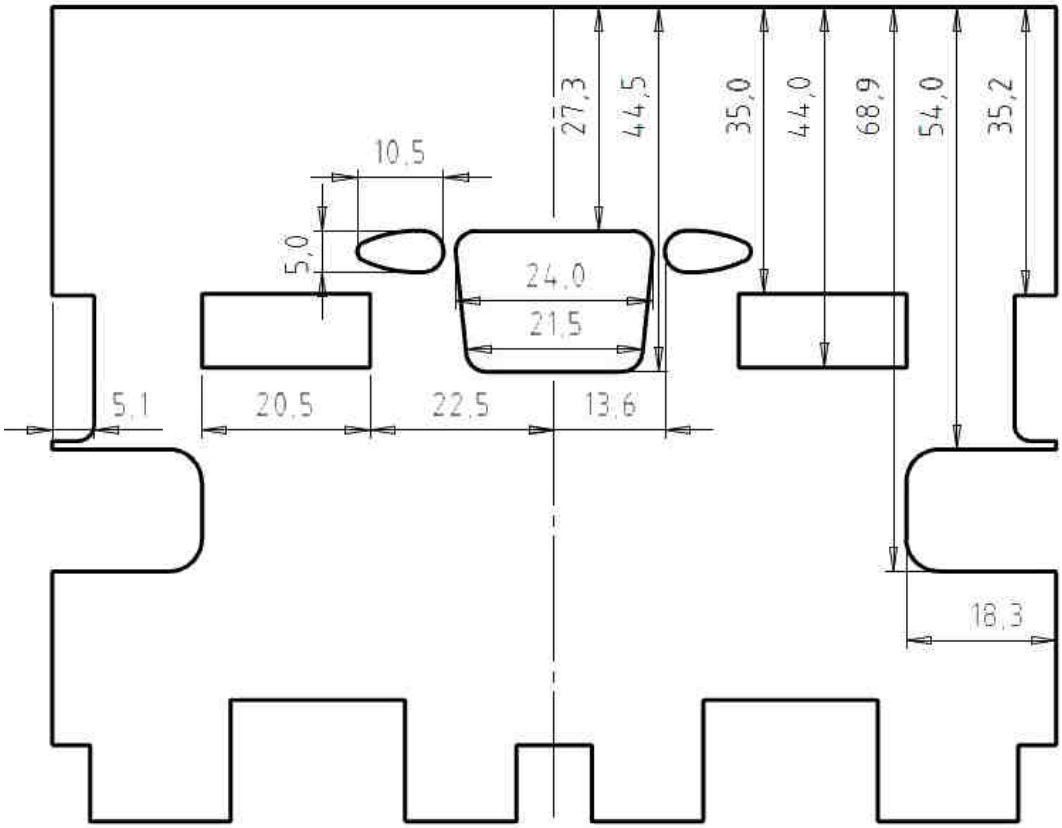
sání: $i_s = \frac{S_{s1}-S_s}{S_s} = \frac{469{,}1-312{,}5}{312{,}5} = 50{,}1\%$

přepouštění: $i_p = \frac{S_{p1}-S_p}{S_p} = \frac{351{,}4-177{,}7}{177{,}7} = 97{,}7\%$

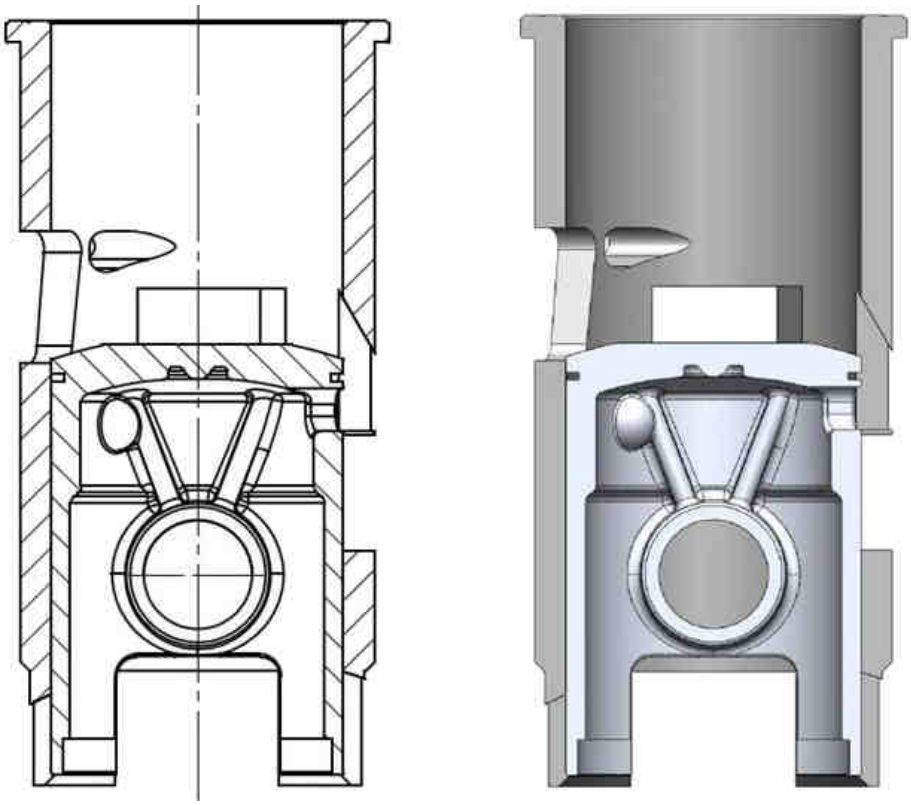
výfuk: $i_v = \frac{S_{v1}-S_v}{S_v} = \frac{410{,}2-283{,}7}{283{,}7} = 44{,}6\%$



Obr. 56 Srovnání průtočných ploch rozvodových kanálů sériového a upraveného válce (plná čára)



Obr. 57 Rozvinutý tvar vnitřní plochy upraveného válce

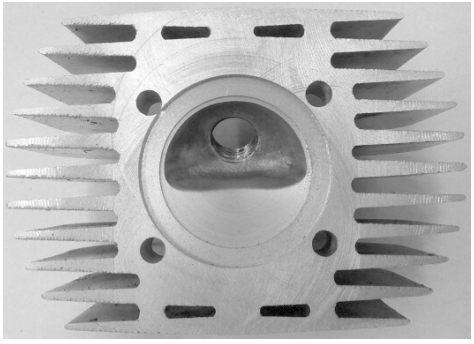


Obr. 58 Plnění zadního kanálu otvorem v horní části pláště pístu

3.3 ÚPRAVA HLAVY VÁLCE

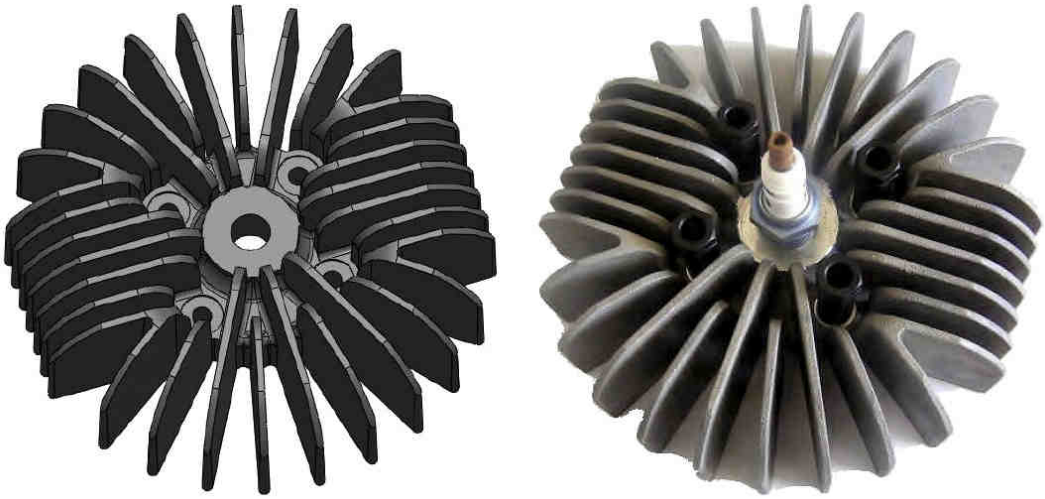
Hlava válce dvoudobého motoru zajišťuje vhodné umístění zapalovací svíčky a spolu se dnem pístu vytváří tvar spalovacího prostoru. U vzduchem chlazených motorů má vnější tvar žebrování významný vliv na odvod tepla a chlazení motoru. Hlava válce sériového motoru se zapalovací svíčkou skloněnou pod úhlem 30° od osy válce má obecný tvar spalovacího prostoru, viz Obr. 59. Poloha závitu svíčky a vnitřní tvar hlavy válce společně s malou plochou chladících žeber není vhodný pro výraznější zvyšování kompresního poměru upraveného motoru.

Moderní dvoudobé motory používají výlučně kompaktní symetrický tvar spalovacího prostoru. Jeho součástí je antidetonační plocha, která společně s částí dna pístu vytváří antidetonační štěrbinu zabraňující vzniku detonačního hoření. [2]



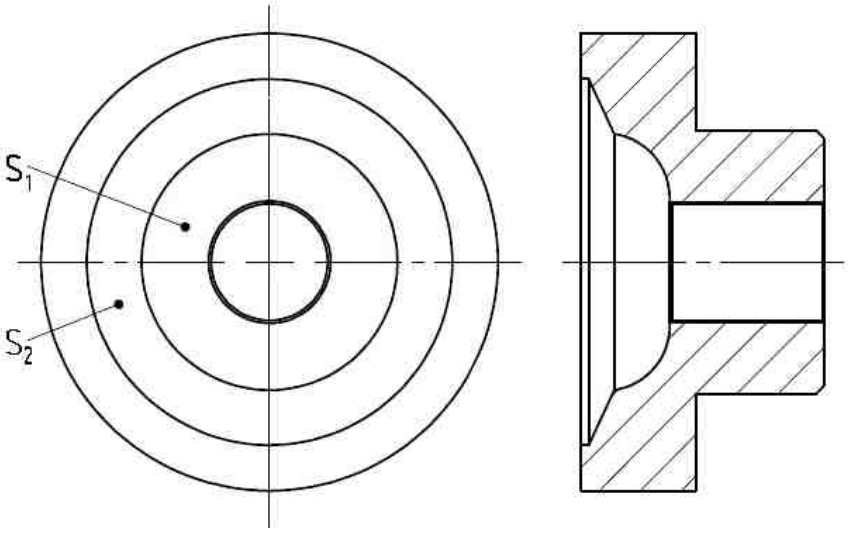
Obr. 59 Hlava válce sériového motoru

Odstranit výše uvedené nevýhody a nedostatky sériové hlavy jsem se snažil při vlastním návrhu nové hlavy válce, jejíž výroba byla následně realizována.



Obr. 60 Hlava válce upraveného motoru

Velikost antidetonační plochy vůči celkové ploše dané vrtáním válce je poloviční. Platí tedy S_1=S_2, viz Obr. 61. Změna kompresního objemu hlavy je provedena změnou hloubky spalovacího prostoru. [13]



Obr. 61 Tvar spalovacího prostoru v hlavě válce upraveného motoru

3.3.1 KOMPRESNÍ POMĚR

Geometrický kompresní poměr vypočtený z celého objemu sériového válce má hodnotu ε_g*=9,2:1*, platí tedy [2]

$$\varepsilon_g = \frac{V_z + V_k}{V_k}, \tag{16}$$

kde ε_g je geometrický kompresní poměr, V_z je zdvihový objem motoru a V_k je kompresní objem. Vyjádříme V_k

$$V_k = \frac{V_z}{\varepsilon_g - 1} \tag{17}$$

$$V_k = \frac{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z}{\varepsilon_g - 1} = \frac{\frac{\pi \cdot 38^2}{4} \cdot 44}{9{,}2 - 1} = 6085{,}5mm^3 \tag{18}$$

Skutečné poměry ve dvoudobém motoru přesněji vystihuje efektivní kompresní poměr vypočtený dle vztahu

$$\varepsilon_{ef} = \frac{V_z \cdot \left(1 - \frac{h_v}{Z}\right) + V_k}{V_k}, \tag{19}$$

kde ε_{ef} je efektivní kompresní poměr a h_v je výška výfukového otvoru.

$$\varepsilon_{ef} = \frac{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z \cdot \left[1 - \frac{(Z - x_v)}{Z}\right] + V_k}{V_k} = \frac{\frac{\pi \cdot 38^2}{4} \cdot 44 \cdot \left[1 - \frac{(44 - 29{,}5)}{44}\right] + 6085{,}5}{6085{,}5} \tag{20}$$

$$\varepsilon_{ef} = 6{,}5 : 1$$

Efektivní kompresní poměr upraveného motoru volím na základě výsledků dřívějších měření na válcovém dynamometru $\varepsilon_{ef1}=8:1$. Vrtání upraveného válce je vzhledem k dostupnosti ocelových pístních kroužků $D_1=39mm$, potom tedy

$$V_{k1} = \frac{V_{z1} \cdot \left(1 - \frac{h_{v1}}{Z}\right)}{\varepsilon_{ef1} - 1} = \frac{\frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot Z \cdot \left[1 - \frac{(Z - x_{v1})}{Z}\right]}{\varepsilon_{ef1} - 1} = \tag{21}$$

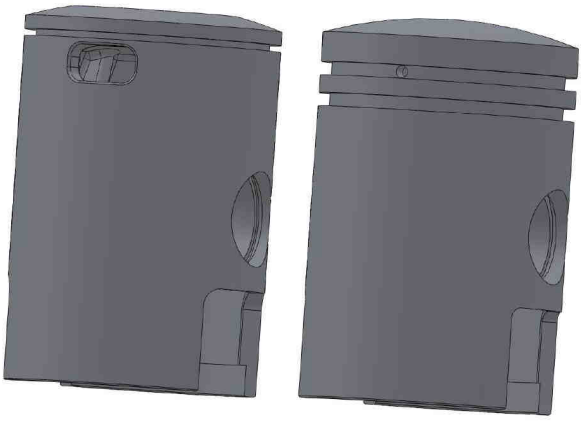
$$= \frac{\frac{\pi \cdot 39^2}{4} \cdot 44 \cdot \left[1 - \frac{(44 - 27{,}3)}{44}\right]}{8 - 1} = 4658{,}9mm^3$$

$$\varepsilon_{g1} = \frac{V_{z1} + V_{k1}}{V_{k1}} = \frac{\frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot Z + V_{k1}}{V_{k1}} = \frac{\frac{\pi \cdot 39^2}{4} \cdot 44 + 4658{,}9}{4658{,}9} = 12{,}28 : 1 \tag{22}$$

Kompresní objem upraveného motoru je tedy $V_{k1}=4{,}66cm^3$. Geometrický kompresní poměr ε_{g1}=12,28:1.

3.4 ÚPRAVA PÍSTU

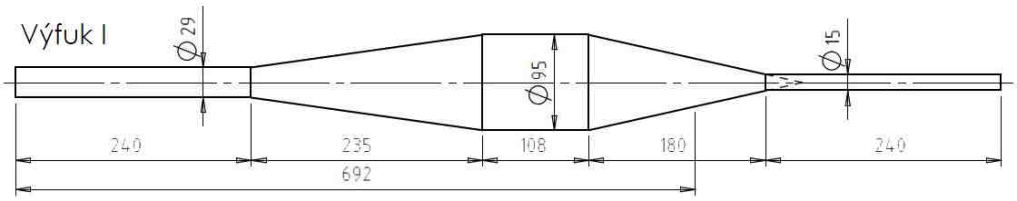
Píst sériového motoru je opatřen třemi, u novějších motorů dvěma pístními kroužky z tepelně nezpracované šedé litiny. Z důvodu snížení třecích ztrát při vyšších otáčkách jsem použil píst s jedním ocelovým pístním kroužkem. Výška kroužku je 1mm. Poloha zámku pístního kroužku je mezi okny hlavního a zadního přepouštěcího kanálu. V horní části pístu je vyfrézovaný otvor pro plnění zadního kanálu, Obr. 62. Dno pístu má polokulovitý tvar pouze v oblasti antidetonační plochy, ve střední části je ploché.



Obr. 62 Píst upraveného motoru a sériový píst

3.5 VÝFUKOVÝ A SACÍ SYSTÉM

Výfukový systém sériového motoru jsem nahradil nově vyrobeným výfukovým rezonátorem. Jeho tvar a rozměry jsou výsledkem mnoha dřívějších měření a pro základní zkoušky upraveného motoru na válcové brzdě splňují požadavek většího rozsahu využitelných otáček.



Obr. 63 Výfukový systém upraveného motoru

Původní sací potrubí bylo nahrazeno kratším o větším průřezu. Vzhledem k dosahovaným vyšším otáčkám motoru je vhodné použít menší délku sacího potrubí.

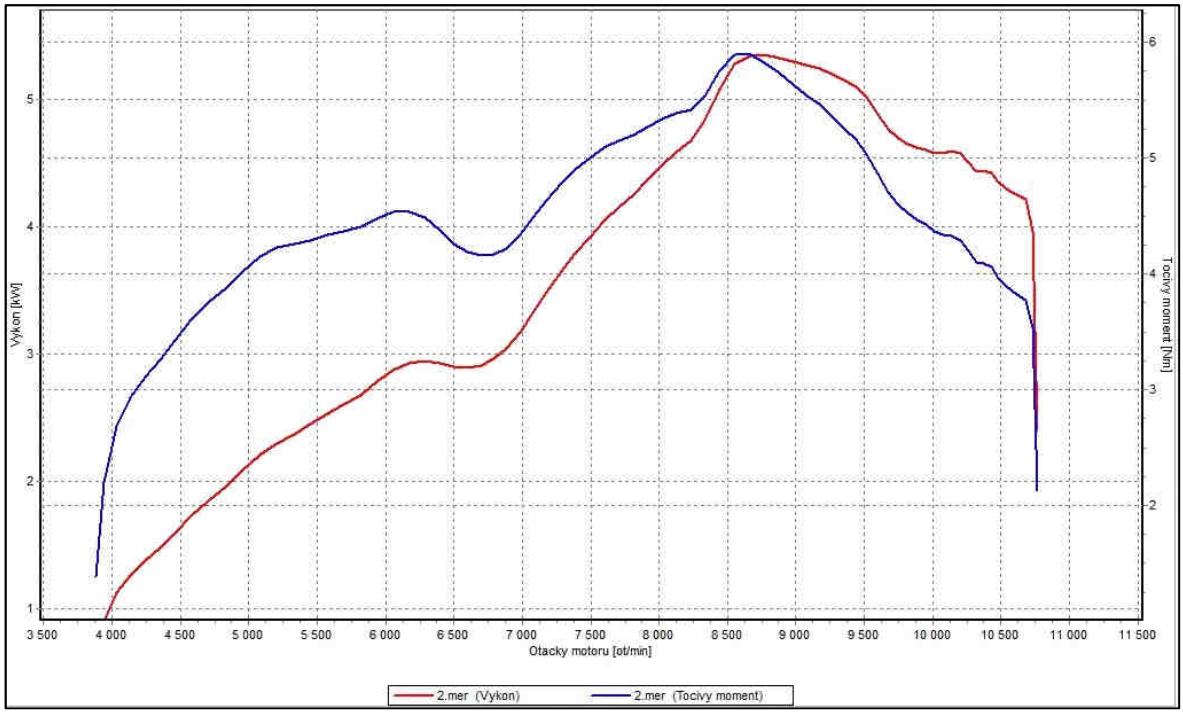
Obr. 64 Sací potrubí upraveného motoru

3.6 ZMĚŘENÍ VÝKONU UPRAVENÉHO MOTORU

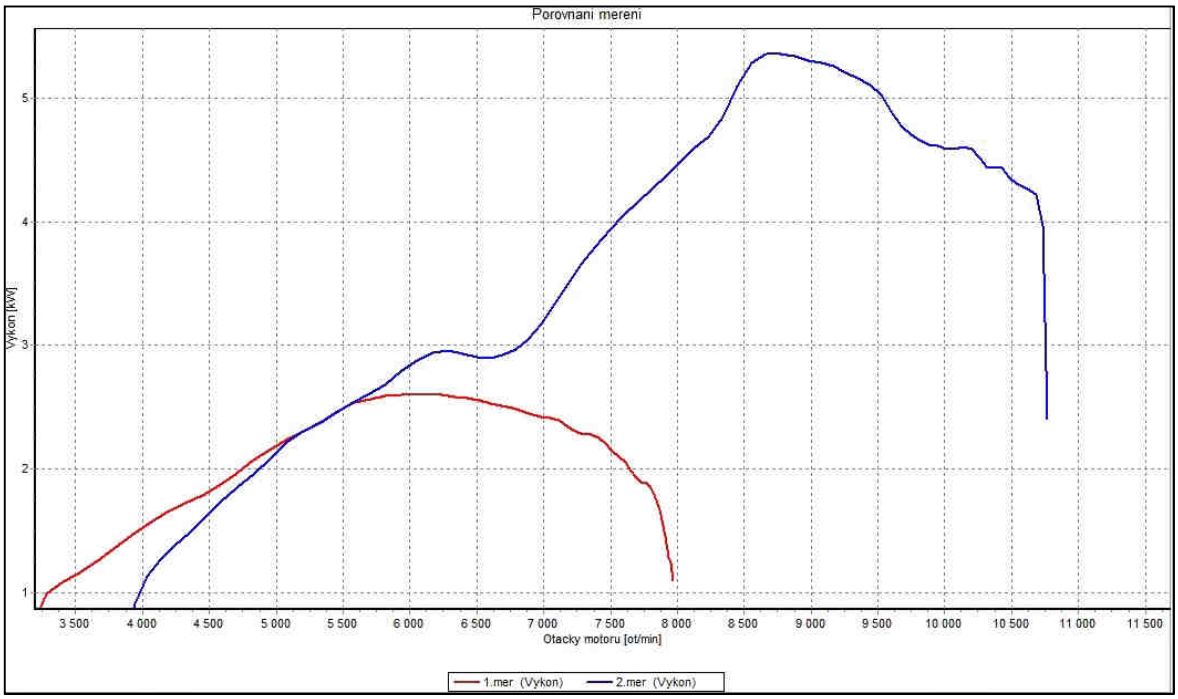
Všechny navržené úpravy jsem realizoval a připravil kompletní motor pro měření výkonu na válcovém dynamometru. Jako palivo jsem použil vysokooktanový benzin Verva 100. Vzhledem k náhradě originálního zapalování došlo také k použití jiného rotoru na klikovém hřídeli. Pro objektivní srovnání obou motorů jsem tuto změnu zohlednil v modelu setrvačných hmot a přepočítal redukovaný moment setrvačných hmot.

red. moment setrvačných hmot sériového motoru: $I_{az1}=2{,}3188x10^{-3}\ kg.m^2$

red. moment setrvačných hmot upraveného motoru: $I_{az2}=2{,}1363x10^{-3}\ kg.m^2$



Obr. 65 Průběh točivého momentu (modrá) a výkonu upraveného motoru (červená)
$M_{tmax}=5{,}92Nm/8519min^{-1}$, $P_{max}=5{,}3kW/8735min^{-1}$



Obr. 66 Srovnání průběhu výkonu sériového (červená) a upraveného motoru (modrá)

Z pohledu využití motoru jako pohonné jednotky motocyklu je nejdůležitějším parametrem využitelný rozsah otáček a maximální výkon. Současně se zvyšováním velikosti otáček, kdy motor dosahuje vysoké hodnoty výkonu, dochází ke zvětšování otáčkových rozsahů při řazení a požadavky na využitelný rozsah otáček motoru rostou.

Vnější otáčková charakteristika motoru s navrženými konstrukčními úpravami je na Obr. 65. Rozsah otáček motoru nad úrovní výkonu 5kW je 1120 min^{-1}, nad 4kW poté 3200 min^{-1}. Výrazný nárůst výkonu jako výsledek navržených úprav je zřejmý ze srovnání vůči sériovému motoru na Obr. 66.

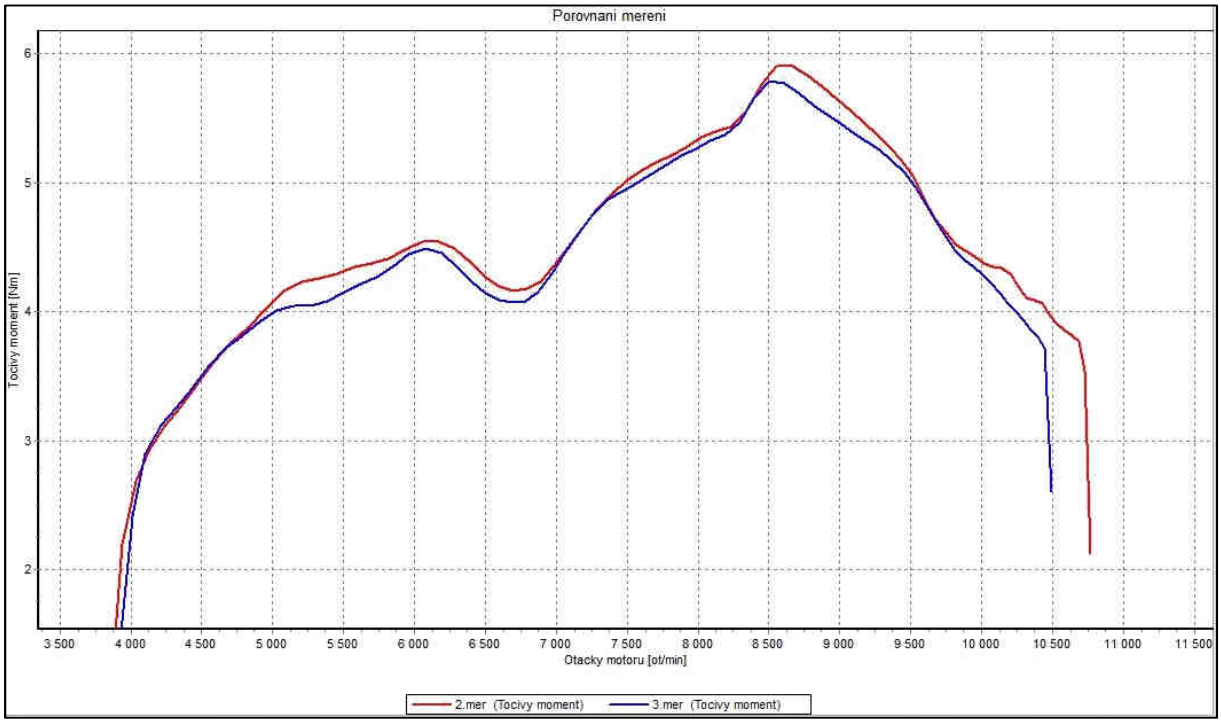
4 MODIFIKACE VÝKONOVÝCH ČÁSTÍ MOTORU

Důležitým přínosem je určení vlivu jednotlivých výkonových komponent, jejich dílčích částí a následná optimalizace. Referenčním prvkem je změřená charakteristika upraveného motoru podle konstrukčního návrhu. Hlavním požadavkem je zvýšení rozsahu otáček s vysokou hodnotou výkonu.

4.1 VLIV ZADNÍHO KANÁLU NA PLNĚNÍ VÁLCE

Navržený tříprvkový vyplachovací systém válce musí vzhledem k rozvodu sání pístem a tvaru sacího okna použít k plnění zadního kanálu otvoru v pístu. V souvislosti s vyšší hodnotou statického tlaku v zadní části válce klesá tlakový spád mezi klikovou skříní a vyústěním kanálu. Současně je průtokový průřez tohoto kanálu podstatně menší než u hlavních plnících kanálů, proto je i podíl na plnění válce malý. Přesto zadní kanál příznivě působí na rychlejší stabilizaci výplachu díky zkrácení vzdálenosti mezi plnícími proudy.

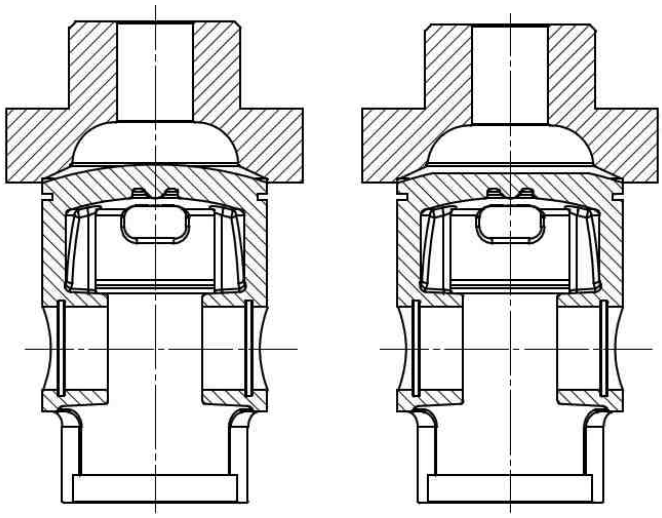
Vliv třetího plnícího kanálu na výkonovou charakteristiku motoru jsem ověřil dvěma měřeními. V prvním případě byl použit navržený píst s plnícím otvorem a ve druhém píst bez okna spojující zadní kanál s prostorem pod pístem. Srovnání a přínos třetího plnícího kanálu je patrný z Obr. 67 na rozdílu průběhů točivého momentu.



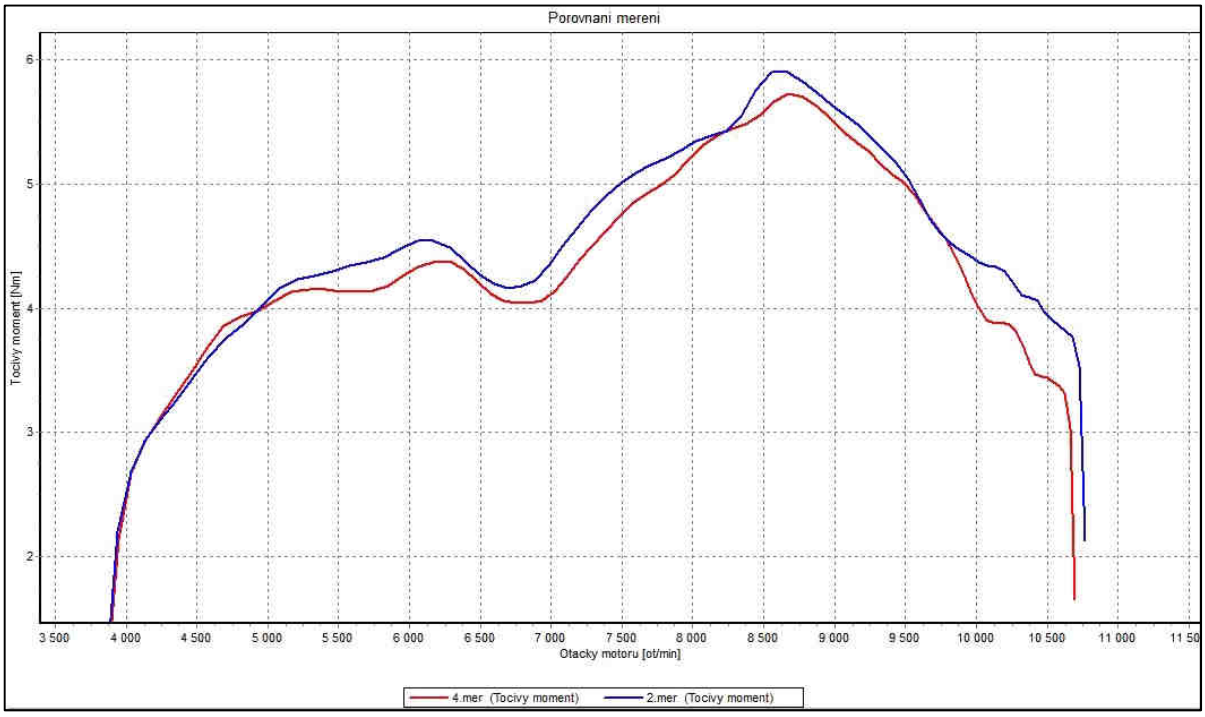
Obr. 67 Srovnání průběhu točivého momentu motoru se zadním plnícím kanálem ve válci (červená) a měření se zaslepeným kanálem (modrá)

4.2 VLIV ZMĚNY TVARU SPALOVACÍHO PROSTORU

Píst sériového motoru má polokulovité dno, které spolu s tvarem hlavy vytváří spalovací prostor. Na základě četných měření byl navržen jiný tvar spalovacího prostoru. Změny bylo docíleno použitím pístu s částečně plochým dnem v jeho střední části, Obr. 68. Cílem srovnávacího měření na Obr. 69 bylo zjistit změnu výkonových parametrů motoru. Šířka antidetonační štěrbiny byla u obou měření stejná. Vhodným zmenšením hloubky spalovacího prostoru v hlavě válce došlo ke korekci kompresního objemu. Tím byl splněn požadavek na stejný kompresní poměr i po úpravě dna pístu, která ovlivňuje velikost kompresního objemu.



Obr. 68 Píst s polokulovitým dnem (vlevo) a upravený píst



Obr. 69 Srovnání průběhu točivého momentu motoru s upraveným tvarem dna pístu (modrá) a polokulovitým dnem (červená)

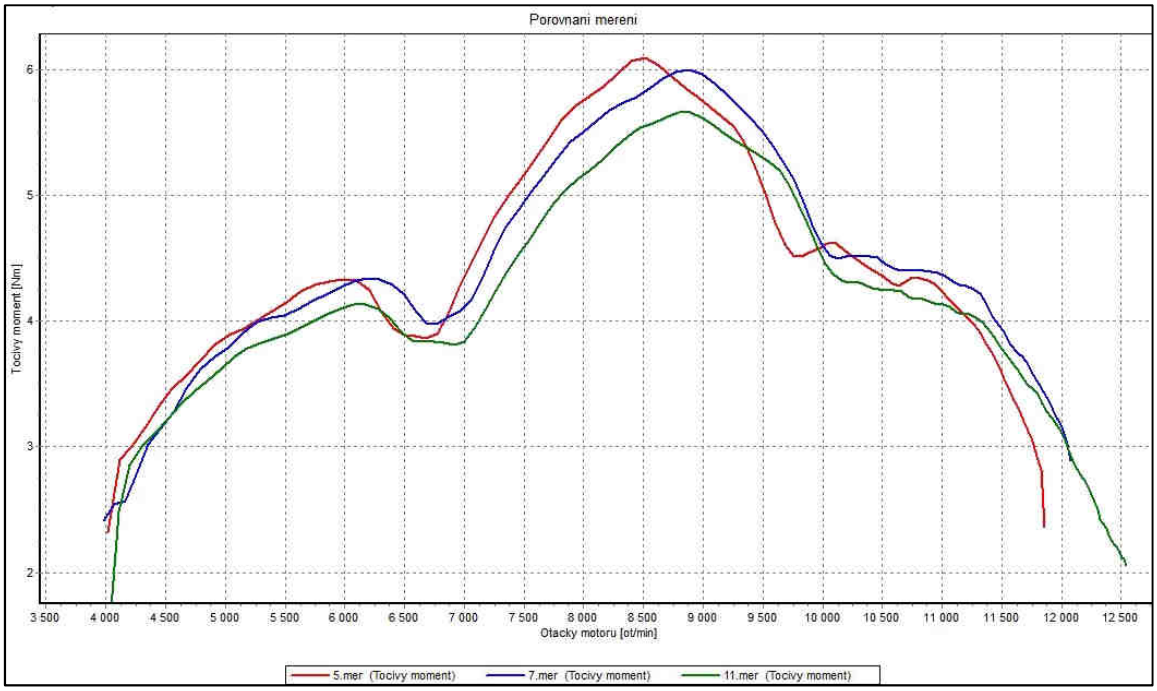
4.2.1 VLIV ZMĚNY KOMPRESNÍHO POMĚRU

Velikost kompresního poměru má významný vliv na účinnost spalovacího motoru. Dva rozdílné postupy výpočtu kompresního poměru u dvoudobého motoru jsem uvedl v kapitole věnující se návrhu nové hlavy válce. Připravil jsem sadu vložek hlavy s různými kompresními objemy pro určení vlivu změny kompresního poměru na výkonové parametry motoru. Tvar spalovacího prostoru byl zachován shodný.

Změna kompresního objemu mezi dvěma měřeními byla vždy 0,2cm^3, efektivní kompresní poměr se pohyboval v rozmezí od 7,3:1 do 9,2:1. Výsledky měření jsou shrnuty v Tab. 4, ze které je patrný nárůst maximální hodnoty točivého momentu se zvyšováním kompresního poměru. Současně klesají otáčky, při nichž je maxima dosahováno. Nejvyššího výkonu i největšího otáčkového rozsahu nad úrovní výkonu 5kW bylo naměřeno při velikosti efektivního kompresního poměru ε_{ef}*=8,41:1*. Měření jsem provedl na motoru s rozvodem sání rotačním šoupátkem (časování SO 155° před HÚ, SZ 43° po HÚ), změně rozvodu sání se budu věnovat v další části diplomové práce.

Tab. 4 Výsledky měření vlivu změny kompresního poměru na výkonové parametry motoru

V_k [cm^3]	ε_g [-]	ε_{ef} [-]	M_{tmax} [Nm/min^{-1}]	P_{max} [kW/min^{-1}]	n při M_t>5Nm	n při P>5kW
4,0	14,14	9,15	6,08/8515	5,4/8630	2150	1360
4,2	13,51	8,77	6,02/8630	5,5/8853	2140	1440
4,4	12,95	8,41	5,99/8882	5,6/8991	2270	1560
4,6	12,43	8,09	5,82/8798	5,4/9009	2050	1360
4,8	11,95	7,79	5,78/8641	5,3/9346	2050	1380
5,0	11,51	7,52	5,75/8738	5,3/9049	1980	1290
5,2	11,11	7,27	5,66/8785	5,2/8990	1950	1250



Obr. 70 Srovnání průběhu točivého momentu motoru s efektivním kompresním poměrem ε_{ef}=9,15:1 (červená), ε_{ef}=8,41:1 (modrá) a ε_{ef}=7,27:1 (zelená)

4.3 VLIV ROZVODU SÁNÍ A JEHO MODIFIKACE NA VÝKONOVÉ PARAMETRY

Teoretické a konstrukční otázce řešení rozvodu sání dvoudobého zážehového motoru jsem se věnoval ve stejnojmenné kapitole v úvodu práce. V následující části diplomového projektu jsem měřením ověřil vliv různého úhlu otevření sacího kanálu u symetrického rozvodu a realizací návrhu dvou nesymetrických rozvodů sání jejich ovlivnění výkonových parametrů motoru.

4.3.1 VLIV ZMĚNY ÚHLU OTEVŘENÍ SÁNÍ U SYMETRICKÉHO ROZVODU

U rozvodu sání spodní hranou pístu je parametrem ovlivňujícím celkový úhel otevření spodní hrana okna kanálu h_s a sací výška pístu h_p. Jednoduchou změnou výšky pístu je možné snadno měnit okamžik otevření a uzavření sacího kanálu. Zkrácením sací hrany pístu dochází k druhořadému snížení plnících ztrát vlivem zvětšení doby, kdy je sací kanál maximálně otevřen. Minimální výška pístu na straně výfuku nesmí být nižší, než vzdálenost spodní hrany výfukového kanálu od horní úvrati. Z tohoto důvodu je při vyšších hodnotách úhlu otevření sání výška pístu na obou stranách rozdílná.

Jednoduchou úpravou rovnic 13 a 15 získáme vztah závislosti sací výšky pístu h_p na požadovaném úhlu otevření sání α_s, platí tedy

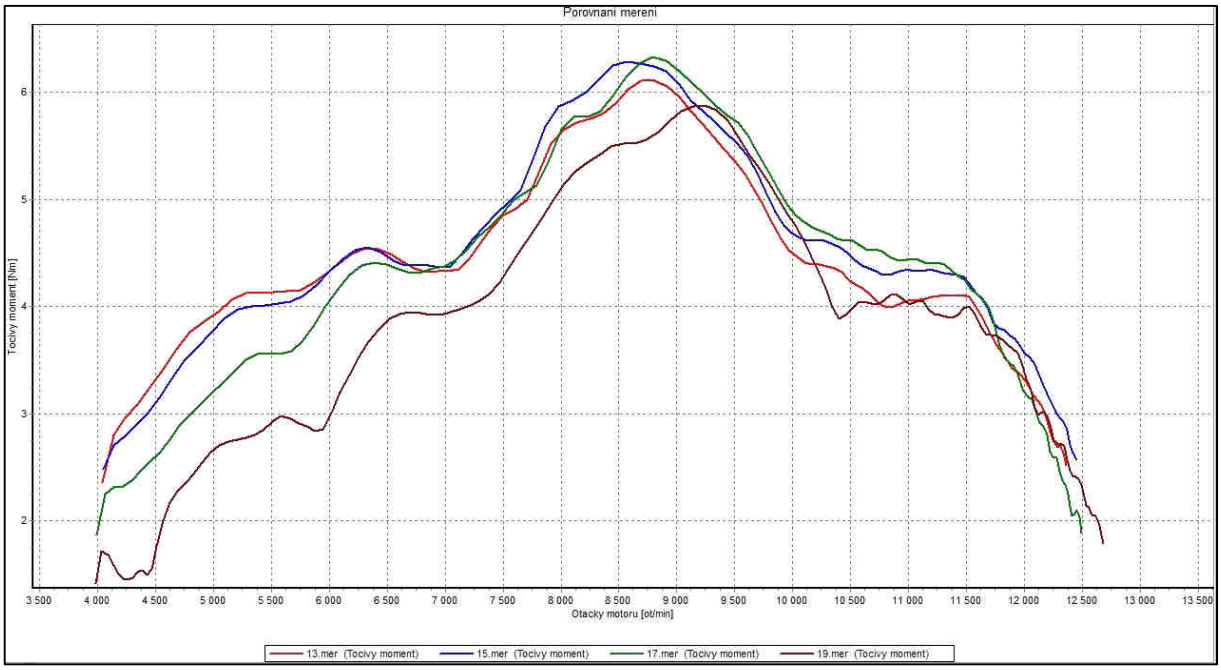
$$h_p = h_s - r \cdot \left[1 - cos\left(\frac{\alpha_s}{2}\right) + \frac{1}{\lambda}\left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot sin^2\left(\frac{\alpha_s}{2}\right)}\right)\right], \tag{23}$$

z uvedeného vztahu jsem vypočítal výšky pístu pro požadované úhly otevření sání a následným měřením zjistil změny ve výkonové charakteristice motoru.

Tab. 5 Výsledky měření vlivu změny úhlu otevření sání na výkonové parametry motoru

α_s [°]	h_p [mm]	M_{tmax} [Nm/min^{-1}]	P_{max} [kW/min^{-1}]	n při M_t>5Nm	n při P>5kW
131	54	5,95/8506	5,3/8725	2080	1280
140	52,26	6,10/8693	5,6/8913	2010	1500
150	50,31	6,18/8684	5,7/9015	2210	2020
160	48,35	6,28/8567	5,7/8909	2220	2420
170	46,39	6,29/8806	5,8/8920	2290	2740
180	44,45	6,33/8794	5,8/8909	2320	3340
190	42,55	6,16/8940	5,7/9049	2250	2360
200	40,71	5,87/9241	5,7/9341	1940	1380

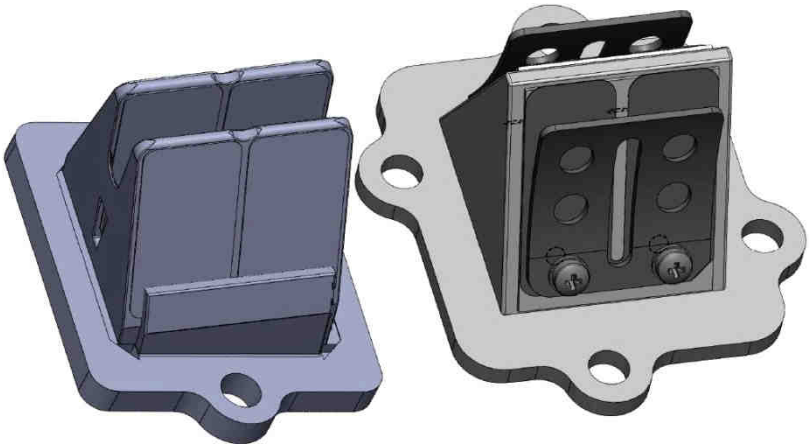
Z výsledků měření uvedených v Tab. 5 je patrný přínos zvětšení úhlu otevření sání k hranici α_s*=170÷180°* na výkonové parametry motoru. Maximální hodnota točivého momentu vzrostla o 0,38Nm. Zvýšení maximálního výkonu došlo o 0,5kW současně s posunem k vyšším otáčkám. K nejvýraznějšímu přínosu došlo u zvýšení využitelného rozsahu otáček motoru s výkonem nad hranicí 5kW o více jak 2000 min^{-1}. Dále došlo k očekávanému poklesu točivého momentu motoru do hranice 6900 min^{-1}. Je nutné připomenout, že tato oblast leží mimo využitelný rozsah otáček a motor v ní není běžně provozován. Porovnání měření je zobrazeno na Obr. 71.



Obr. 71 Srovnání průběhu točivého momentu motoru s úhlem otevření sání 140° (červená), 160° (modrá), 180° (zelená) a 200° (hnědá)

4.3.2 VLIV ZMĚNY POUŽITÝCH MEMBRÁN U ROZVODU SÁNÍ JAZÝČKOVÝM VENTILEM

Rozvod sání jazýčkovým ventilem je možné modifikovat změnou umístění ventilu v motoru, velikostí průtočného průřezu a výměnou planžet. Možné zvýšení průtočného průřezu ventilu změnou jeho konstrukce ukazuje řešení VForce3 na Obr. 72. Nejčastěji bývá membránový ventil umístěný v těsné blízkosti klikové skříně dvoudobého motoru. S ohledem na konstrukční problémy při tomto řešení na experimentálním motoru jsem ventil umístil nad sací kanál válce. Jde o koncepci sériového uspořádání jazýčkového ventilu vůči sacímu oknu řízenému pístem. Úhel otevření sání pístem jsem použil α_s=200°.

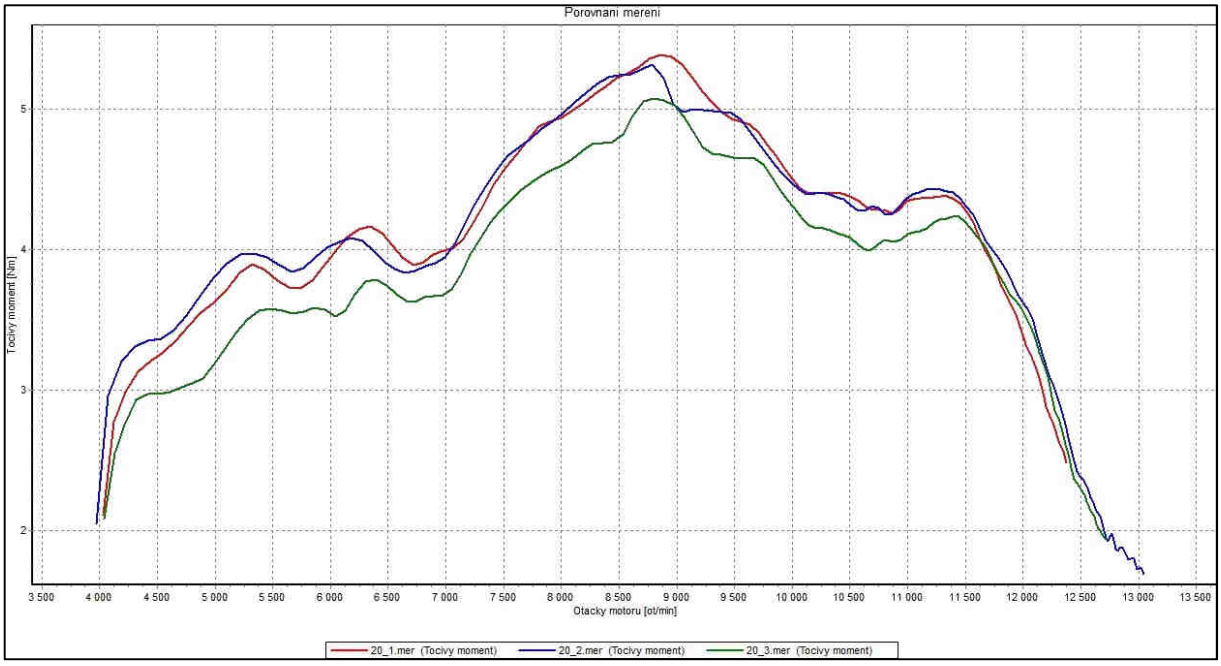


Obr. 72 Jazýčkové ventily, vlevo typ VForce3, vpravo běžný typ

Vzhledem k dostupnosti různých planžet jsem pro měření použil běžný typ jazýčkového ventilu s membránami vyrobenými z ocelového plechu o tloušťce 0,15mm. Pro porovnání změny parametrů ventilu jsem jeho základní kostru osadil karbonovými planžetami výrobce Poliny o tloušťce 0,35 a 0,40mm.

Tab. 6 Výsledky měření vlivu změny parametrů jazýčkového ventilu na výkonové parametry motoru

materiál	tl. [mm]	M_{tmax} [Nm/min^{-1}]	P_{max} [kW/min^{-1}]	n při M_t>5Nm	n při P>5kW
ocel	0,15	5,38/8860	5,2/11343	1250	890
karbon	0,35	5,32/8790	5,2/11397	1130	690
karbon	0,40	5,08/8799	5,0/11444	350	270



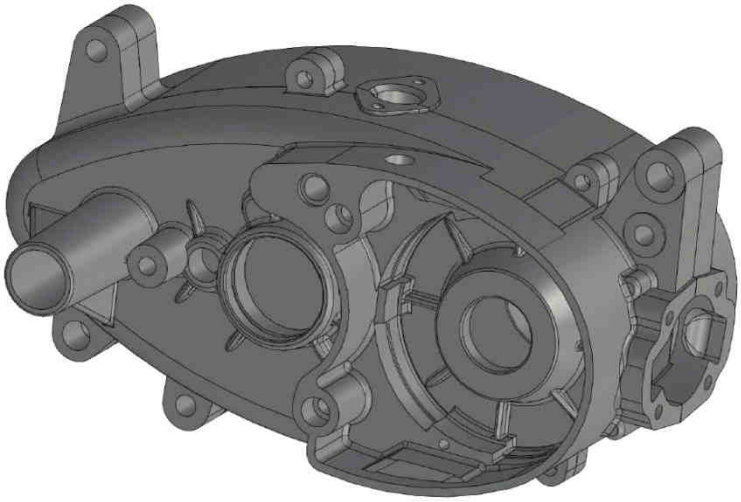
Obr. 73 Srovnání průběhu točivého momentu motoru s rozvodem sání jazýčkovým ventilem ocelové planžety 0,15mm (červená), karbonové 0,35mm (modrá), karbonové 0,40mm (zelená)

Ze srovnání naměřených výsledků na Obr. 73 je patrné, že použitím planžet z ocelového plechu tloušťky 0,15mm a karbonových tl. 0,35mm nedojde k výraznému ovlivnění výkonových parametrů motoru. Ke znatelnému zhoršení průběhu točivého momentu došlo při použití karbonových planžet s větší tloušťkou 0,40mm.

Při porovnání naměřených hodnot vzhledem k rozvodu sání pístem je zřejmé, že došlo k poklesu všech sledovaných parametrů. Průběh točivého momentu je rovnoměrnější bez výrazného maxima. Částečně je možné tyto změny vysvětlit omezením úhlu otevření časováním sání $\alpha_s=200°$ daným sací výškou pístu. Jazýčkový ventil se může otevřít nejdříve 100° před horní úvratí, při zpětném pohybu pístu dojde k uzavření vlivem změny tlakových poměrů před a za ventilem. Vytvořením sacích oken v plášti pístu je možné spojit sací kanál s klikovou skříní a úhel otevření sání ještě zvětšit. Současně nebylo možné umístit ventil v sání těsně k sacímu otvoru ve vložce válce. Celé sací potrubí má ve srovnání s uspořádáním použitým u symetrického rozvodu větší objem i délku.

4.3.3 VLIV ZMĚNY ÚHLU OTEVŘENÍ SÁNÍ U ROZVODU ROTAČNÍM ŠOUPÁTKEM

Jedná se o nesymetrický rozvod sání s možností přesného ovlivnění okamžiku otevření a uzavření sacího otvoru změnou tvaru řídícího šoupátka. Na rozdíl od výše uvedeného rozvodu sání pístem a jeho sériovou kombinaci s jazýčkovým ventilem probíhá plnění přímo do klikové skříně motoru. Původní sací kanál ve válci je zaslepen.

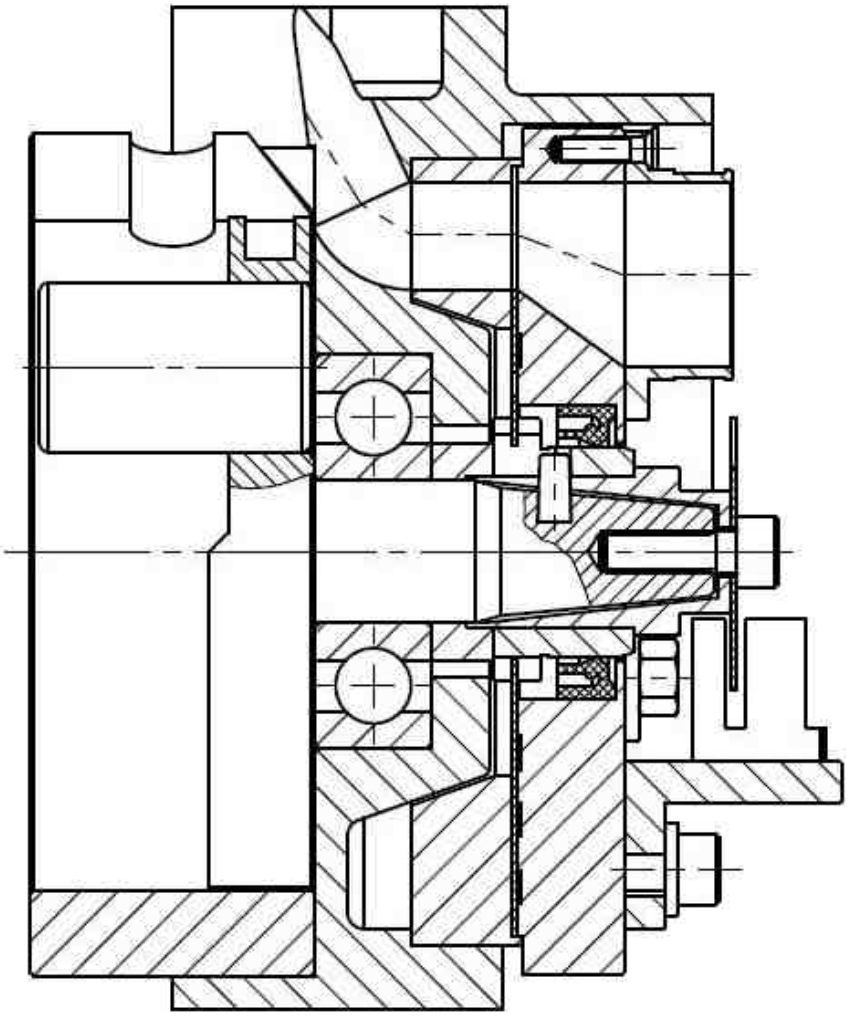


Obr. 74 Skříň sériového motoru

Ve srovnání s předešlými úpravami řízení sání jde o výraznější přestavbu motoru. Konstrukcí a uspořádáním celé sestavy rotačního šoupátka jsem musel vyhovět mnoha rozměrovým a funkčním omezením daným parametry sériového motoru na Obr. 74. Hlavním požadavkem byla snadná možnost výměny šoupátka, které bylo vypáleno z ocelového plechu tl. 0,6mm. Šoupátko je uloženo na drážkovaném náboji s možností malého axiálního posuvu a přesně vázáno vůči poloze klikového hřídele.

Obr. 75 Hlavní součásti sestavy a dvě různá šoupátka

Ve víku šoupátkové skříně jsou na vnitřní straně vyfrézovány drážky pro zlepšení mazání šoupátka a snížení styčné plochy. Utěsnění průchozího konce klikového hřídele je řešeno hřídelovým těsnícím kroužkem ve víku skříně. Podstatné prvky sestavy jsou zobrazeny na Obr. 75.

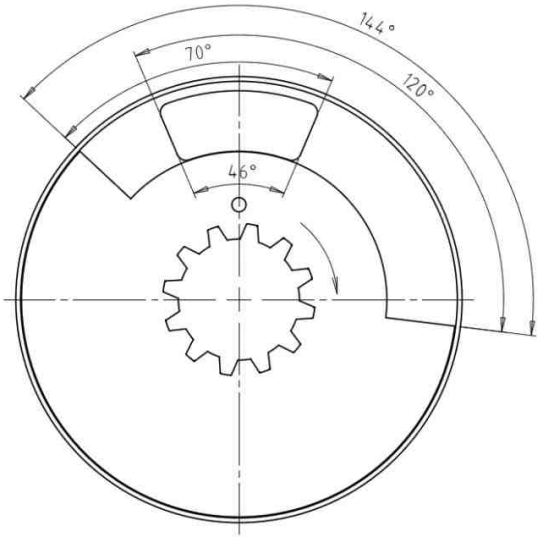


Obr. 76 Řez sestavou rotačního šoupátka

Vzhledem k omezení maximálního průměru šoupátkové skříně bylo nutné při zachování průtočného průřezu zvětšit úhel sacího otvoru. O tento úhel je následně zmenšen výřez v šoupátku pro požadované časování sání rozdělené na část před horní úvratí a za ní, Obr. 77.

Problematické umístění zapalování jsem vyřešil použitím samotného Hallova snímače na volném konci klikového hřídele. Částečně je možné jeho natáčení a změna polohy vůči natočení kliky.

Přestavbou motoru došlo k výraznému snížení setrvačných hmot, proto bylo nutné všechny změny zahrnout a určit odpovídající hodnotu redukovaného momentu setrvačných hmot $I_{az3}=1{,}2227x10^{-3}\ kg.m^2$.

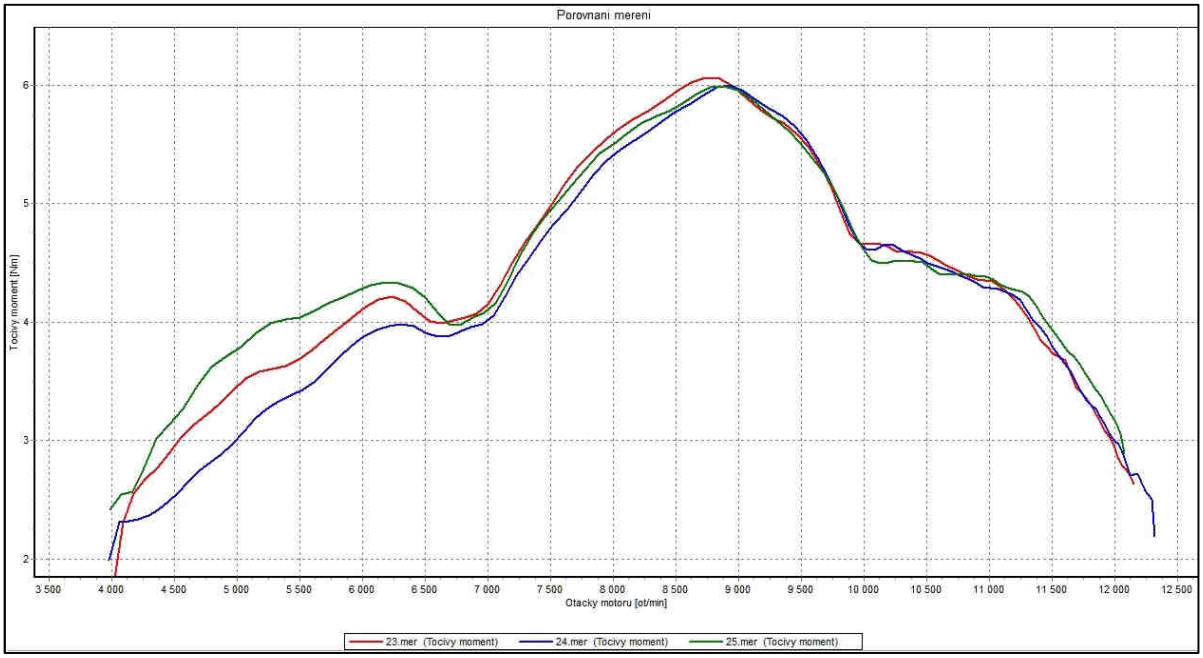


Obr. 77 Poloha šoupátka v HÚ (SO 120° před HÚ, SZ 70°za HÚ)

Hodnoty časování jsem použil z motokárových motorů uvedených v literatuře [13].

Tab. 7 Výsledky měření vlivu změny nesymetrického časování sání na výkonové parametry motoru

SO před HÚ [°]	SZ za HÚ [°]	M_{tmax} [Nm/min^{-1}]	P_{max} [kW/min^{-1}]	n při M_t>5Nm	n při P>5kW
115	60	6,03/8697	5,5/8919	2320	1850
120	55	5,99/8713	5,5/8932	2230	1600
120	70	6,06/8732	5,6/8954	2280	2280
140	80	5,99/8930	5,6/9038	2150	1470
155	43	5,99/8883	5,6/8991	2270	2050



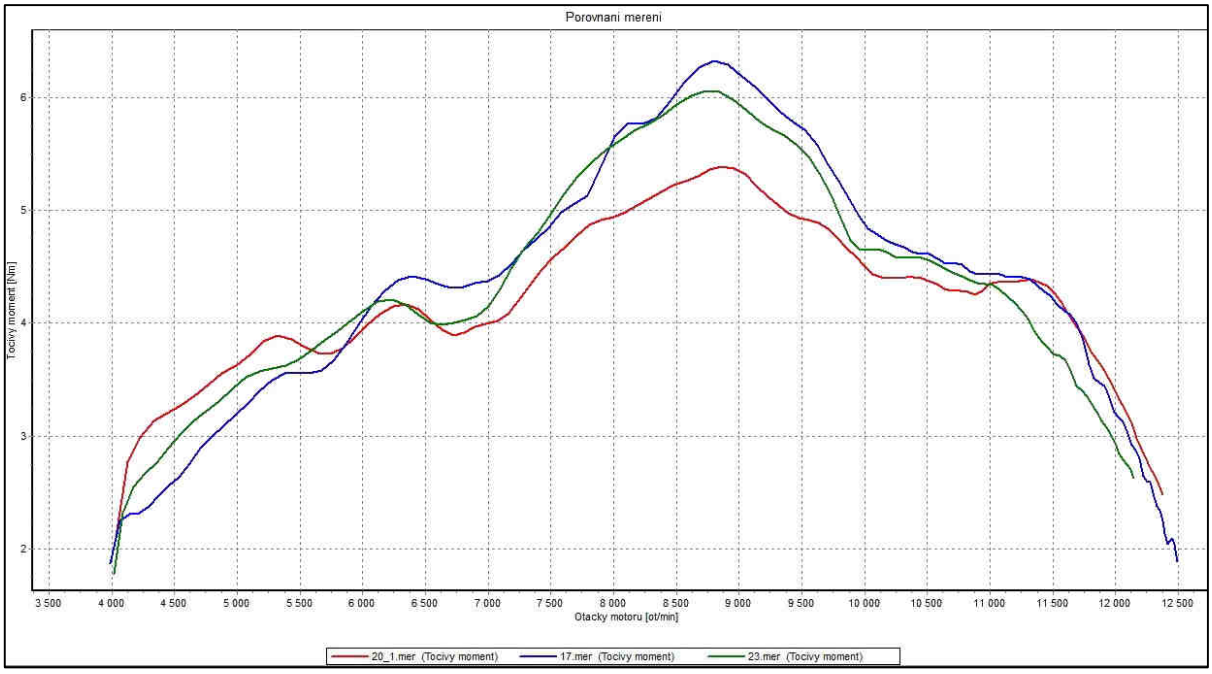
Obr. 78 Srovnání průběhu točivého momentu motoru s rozvodem sání rotačním šoupátkem SO 155° SZ 43° (zelená), SO 120° SZ 70° (červená), SO 140° SZ 80° (modrá)

Použitím časování používaným u motokárových motorů se projevilo na podobném průběhu točivého momentu v rozsahu 7000÷12000 min^{-1}, Obr. 78. Dřívější uzavření sacího otvoru (SZ) za horní úvratí zvyšuje výkonové parametry motoru v nižších otáčkách motoru.

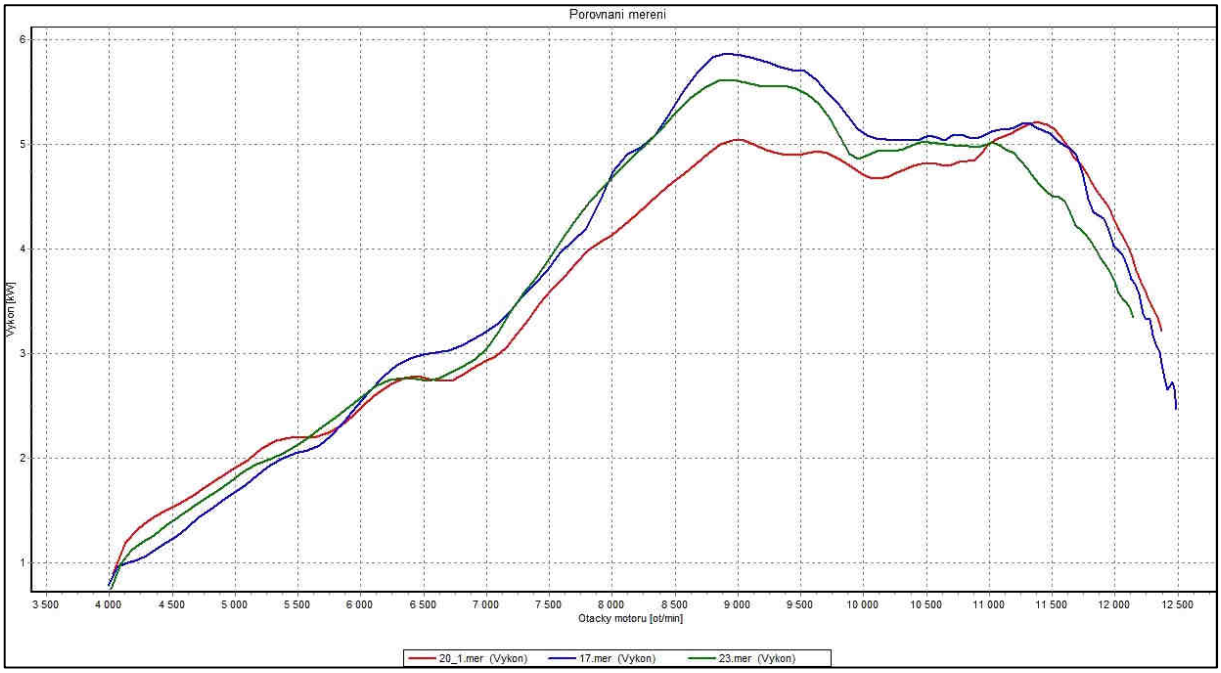
Obr. 79 Vnější pohled na motor s rozvodem sání rotačním šoupátkem

4.3.4 POROVNÁNÍ VLIVU ZMĚNY ROZVODU SÁNÍ

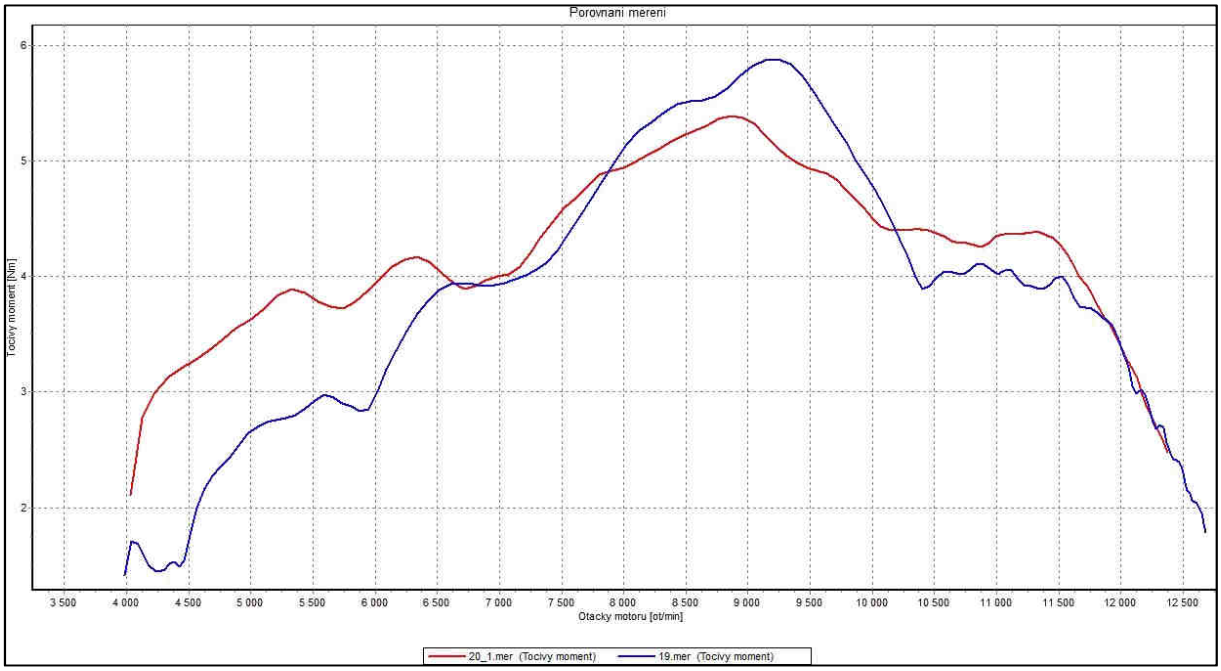
Ze všech tří různých typů rozvodu sání dvoudobého motoru jsem vybral nastavení s naměřeným nejvyšším rozsahem využitelných otáček a vzájemně porovnal průběhy točivého momentu a výkonu.



Obr. 80 Srovnání průběhu točivého momentu motoru s rozvodem sání pístem α_s=180° (modrá), rotačním šoupátkem SO 120° SZ 70°(zelená) a jazýčkovým ventilem planžety ocel 0,15mm (červená)



Obr. 81 Srovnání průběhu výkonu motoru s rozvodem sání pístem α_s=180° (modrá), rotačním šoupátkem SO 120° SZ 70°(zelená) a jazýčkovým ventilem planžety ocel 0,15mm (červená)



Obr. 82 Srovnání průběhu točivého momentu motoru s rozvodem sání pístem α_s=200° (modrá) a sériovou kombinací s jazýčkovým ventilem planžety ocel 0,15mm (červená)

Ze vzájemného srovnání na Obr. 81 je patrné dosažení nejlepších výkonových parametrů u rozvodu sání pístem při úhlu otevření α_s=180°. Rozsah otáček s naměřeným výkonem nad hranicí 5kW je 3340 min^{-1}.

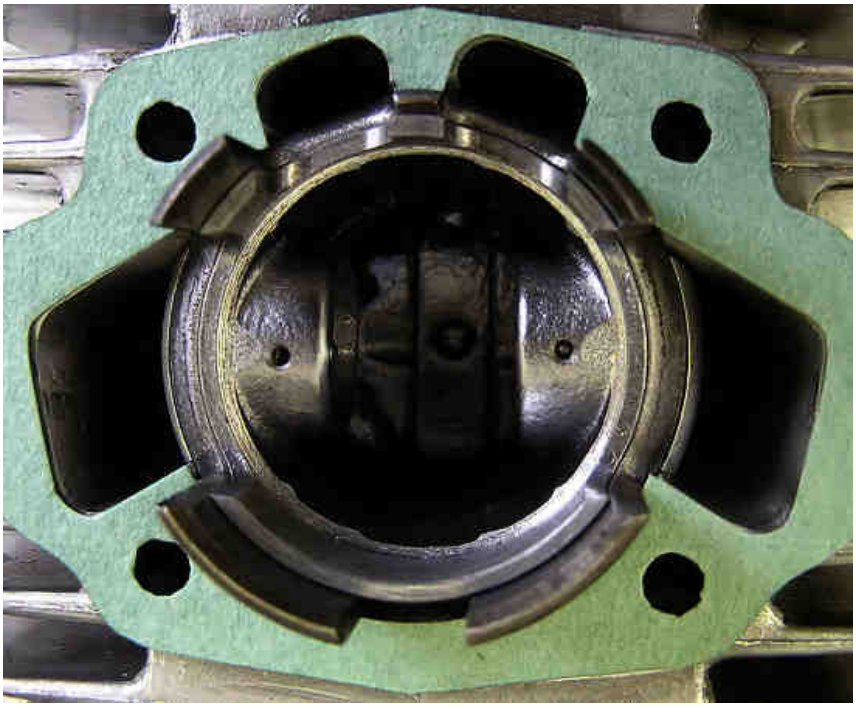
Upravený motor s rozvodem sání rotačním šoupátkem s časováním SO 120° před HÚ a SZ 70° za horní úvratí dosáhl na nižší výkonové parametry. Ve srovnání se symetrickým rozvodem došlo k poklesu maximálního výkonu o 0,2kW, točivého momentu o 0,27Nm a rozsahu otáček nad hranicí výkonu 5kW o 1060 min^{-1}.

Motor se sériovým uspořádáním rozvodu sání pístem a jazýčkovým ventilem ztratil v porovnání se dvěma předchozími typy sání výrazné maximum točivého momentu mezi 8000÷9500 min^{-1} Současně došlo k poklesu výkonu a jeho posunu k vyšším otáčkám motoru. Ve srovnání s rozvodem sání spodní hranou pístu došlo k poklesu maximálního výkonu o 0,6kW, točivého momentu o 0,95Nm a rozsahu otáček nad hranicí výkonu 5kW o 2450 min^{-1}. Na Obr. 82 je patrný vliv ventilu v sání na průběh točivého momentu při úhlu otevření sání $\alpha_s=200°$. Ze srovnání je patrné příznivé ovlivnění průběhu točivého momentu v nižších a částečně i vysokých otáčkách motoru.

4.3.5 MOŽNOSTI DALŠÍCH KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV V ZÁVISLOSTI NA ROZVODU SÁNÍ

Vzhledem k návrhu dostupné úpravy tohoto dvoudobého motoru jsem zvolil rozvod sání pístem. Symetrický rozvod ovšem významně omezuje návrh složitějšího vyplachovacího systému, který je nezbytný pro efektivní plnění válce a další zvyšování výkonových parametrů motoru. Z tohoto důvodu je navržený vyplachovací systém tříprvkový se zadním kanálem plněným skrz otvor v pístu.

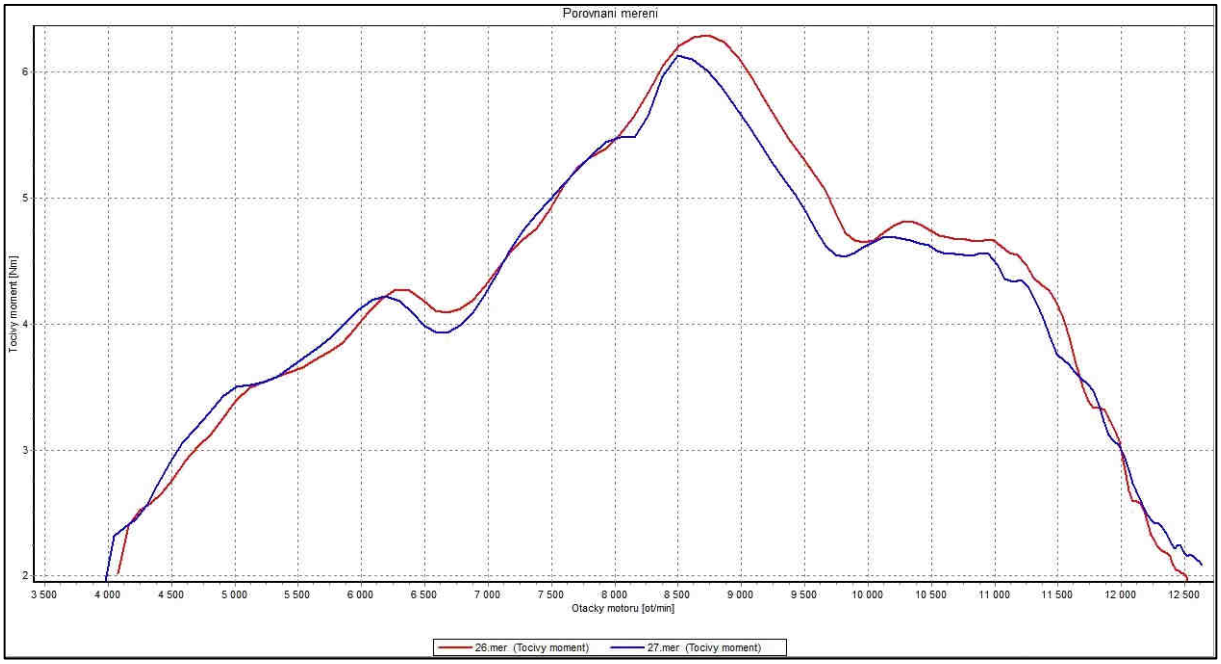
Ze vzájemného měření modifikace rozvodu sání je podstatné dosažení poměrně dobrých výsledků motoru s rozvodem sání rotačním šoupátkem. V tomto případě díky sání směsi přímo do skříně motoru nejsou jakkoli omezeny možnosti vyplachovacího systému mezi prostorem klikové skříně a válcem. Možné řešení čtyř plnících kanálů je na Obr. 83.



Obr. 83 Čtyřprvkový vyplachovací systém

4.4 VLIV ZMĚNY DÉLKY SACÍHO POTRUBÍ

Na motoru se symetrickým rozvodem sání pístem (α_S=170°) jsem při měření použil dvě různě dlouhá sací potrubí. Cílem bylo ověření vlivu délky sání na výkonové parametry motoru.



Obr. 84 Srovnání průběhu točivého momentu motoru s délkou sacího potrubí 45mm (červená) a 55mm (modrá)

Ze vzájemného srovnání na Obr. 84 je patrný příznivý vliv sacího potrubí menší délky na průběh točivého momentu ve vyšších otáčkách motoru. Současně došlo ke zmenšení poklesu točivého momentu mezi 6500÷7000 min^{-1}.

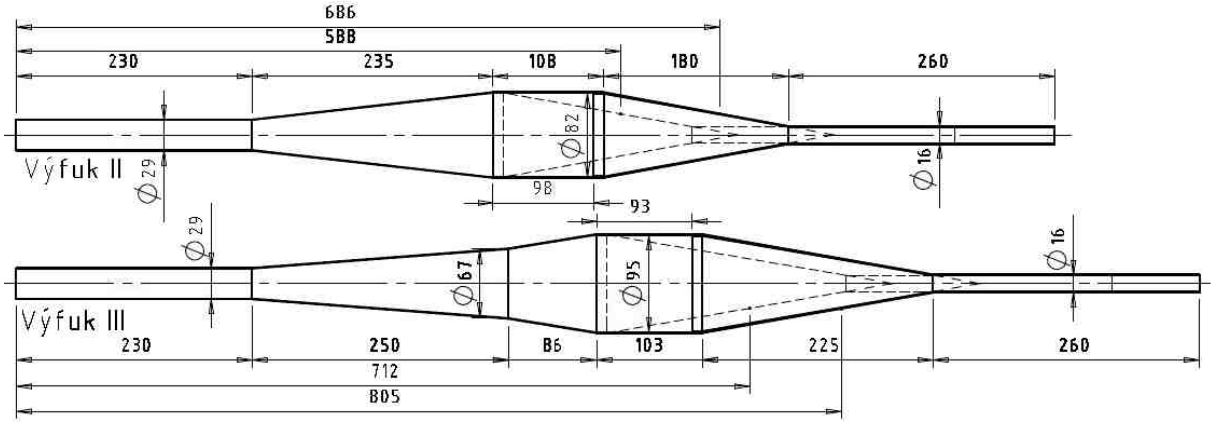
4.5 ANALÝZA VLIVU VÝFUKOVÉHO SYSTÉMU

Tvar a rozměry výfukového rezonátoru mají významný vliv na výkonové parametry dvoudobého motoru. Na základě teoretických poznatků a četných měření na válcovém dynamometru jsem navrhl dva základní typy výfuku. Otáčky maximálního točivého momentu se u prvního typu pohybují kolem 9000 min^{-1}, u druhého poté kolem 7500 min^{-1}, což vyhovuje rozdílným použitím upraveného motoru.

4.5.1 ZMĚNA POLOHY ZADNÍHO KUŽELE VÝFUKOVÉHO REZONÁTORU

Oba výfuky byly doplněny zadním posuvným kuželem, kterým bylo možné měnit objem výfukového rezonátoru a rezonanční délku výfuku. Koncová trubka byla pevně spojena s regulační pohyblivou částí výfuku a její rozměry byly konstantní.

Cílem měření bylo analyzovat vliv uvedených změn na výkonovou charakteristiku a oba výfukové systémy mezi sebou porovnat.



Obr. 85 Výfukové rezonátory s regulační částí

Výfuk II, maximální posuv zadního kužele $_{\Delta}l_{II}$=98mm.

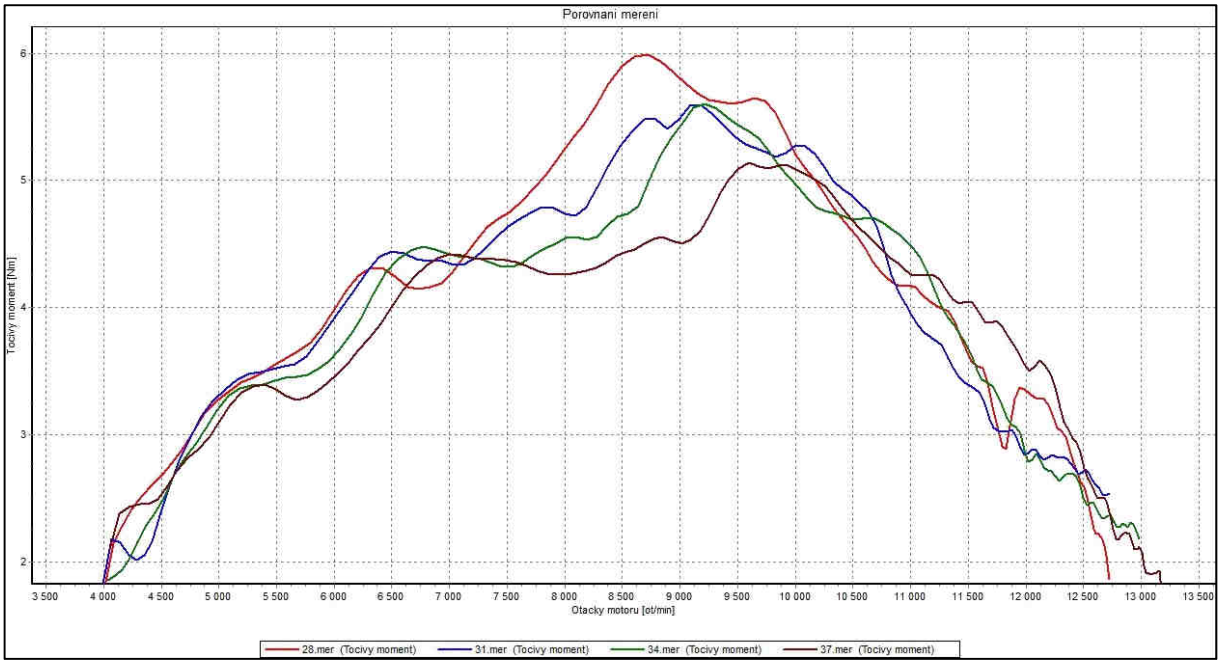
Tab. 8 Výsledky měření vlivu změny polohy zadního kužele výfuku II na výkonové parametry motoru

$_{\Delta}l_{II}$ [mm]	M_{tmax} [Nm/min^{-1}]	P_{max} [kW/min^{-1}]	n při M_t>5Nm	n při P>5kW
0	5,98/8721	5,7/9737	2370	2210
10	5,91/8554	5,7/9772	2150	2210
20	5,79/8803	5,6/9945	1950	2020
30	5,59/9088	5,5/10086	2000	2080
40	5,76/8932	5,4/10285	1840	2240
50	5,72/8971	5,4/9376	1450	2310
60	5,6/9214	5,4/9313	1240	2204
70	5,27/9285	5,3/9732	920	1860
80	5,38/9547	5,4/9639	1020	1400
90	5,14/9597	5,3/10181	770	1320

Výfuk III, maximální posuv zadního kužele $_{\Delta}l_{III}$=93mm.

Tab. 9 Výsledky měření vlivu změny polohy zadního kužele výfuku III na výkonové parametry motoru

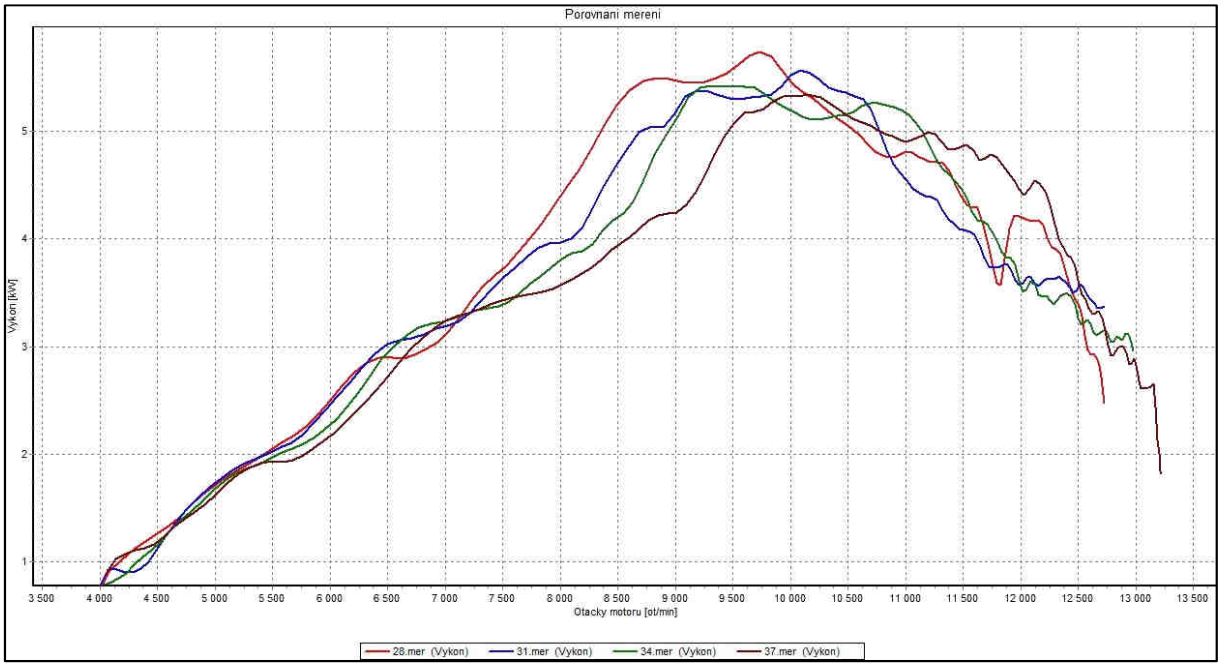
$_{\Delta}l_{III}$ [mm]	M_{tmax} [Nm/min^{-1}]	P_{max} [kW/min^{-1}]	n při M_t>5Nm	n při P>5kW
0	6,61/7557	5,2/7701	2950	1140
10	6,52/7593	5,1/7593	2720	500
20	6,55/7804	5,3/7804	2690	680
30	6,46/7555	5,1/7696	2740	380
40	6,36/7595	5,0/7595	2760	180
50	6,21/7414	4,9/8046	2660	0
60	6,24/7605	4,9/7605	2630	0
70	6,08/7689	5,0/8289	2460	70
80	6,08/8175	5,2/8175	2240	550
90	5,99/7739	5,1/8335	2690	620



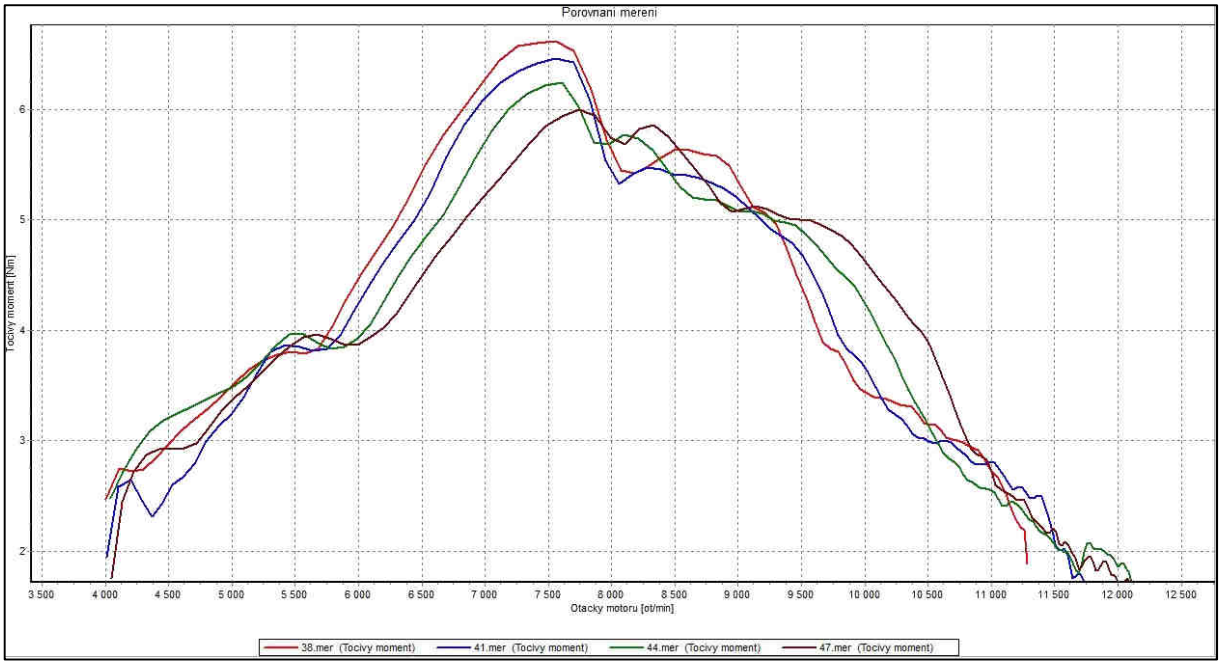
Obr. 86 Srovnání průběhu točivého momentu motoru s výfukem II,
Δl_{II}=0mm (červená), Δl_{II}=30mm (modrá), Δl_{II}=60mm (zelená) a Δl_{II}=90mm (hnědá)

Z dosažených výsledků měření je patrné, že vlivem snižování délky výfukového rezonátoru a zmenšování jeho objemu dochází k přesunu maximálních hodnot točivého momentu a výkonu motoru do vyšších otáček.

Aktivní změnou polohy zadního kužele v závislosti na otáčkách motoru je možné zvýšit využitelný rozsah otáček přeladěním výfukového systému dvoudobého motoru.

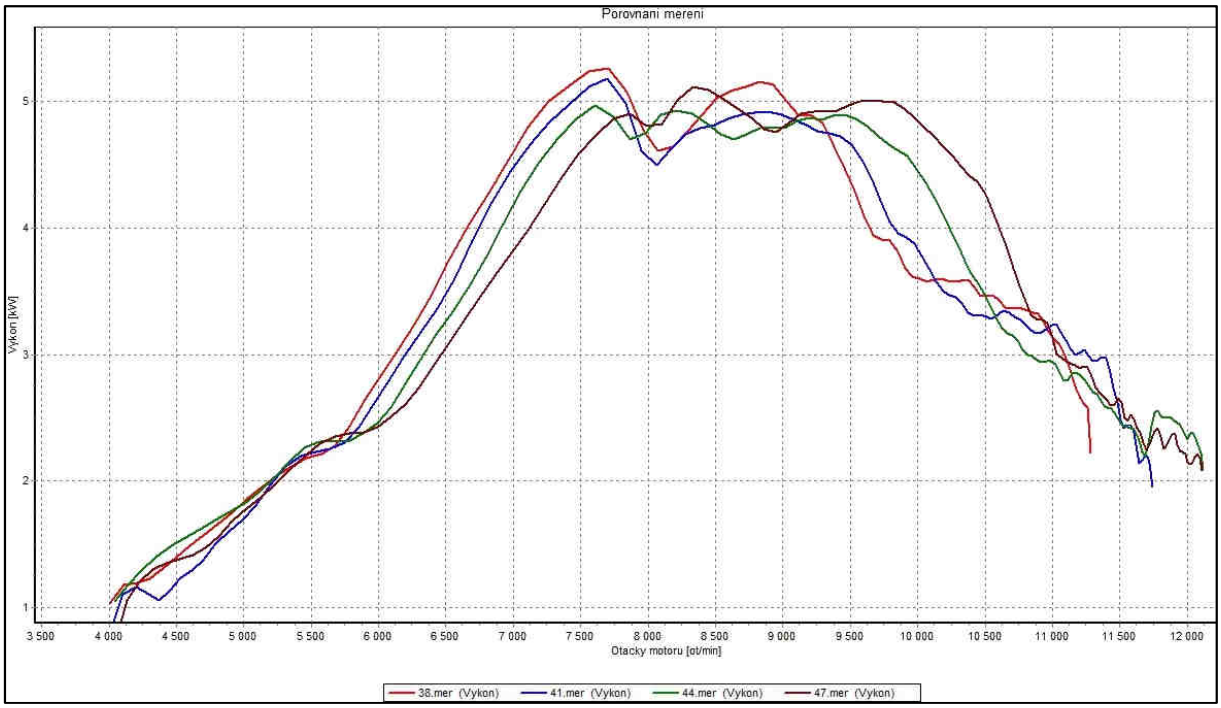


Obr. 87 Srovnání průběhu výkonu motoru s výfukem II,
Δl_{II}=0mm (červená), Δl_{II}=30mm (modrá), Δl_{II}=60mm (zelená) a Δl_{II}=90mm (hnědá)



Obr. 88 Srovnání průběhu točivého momentu motoru s výfukem III,
$_{\Delta}l_{II}$=0mm (červená), $_{\Delta}l_{II}$=30mm (modrá), $_{\Delta}l_{II}$=60mm (zelená) a $_{\Delta}l_{II}$=90mm (hnědá)

Motor s navrženým výfukem III dosahuje výrazného maxima točivého momentu kolem 7500min^{-1} a postupným zkracováním střední části výfukového rezonátoru dochází k jeho poklesu. Současně roste točivý moment motoru ve vyšších otáčkách a průběh výkonu se postupně mění v plochou charakteristiku.

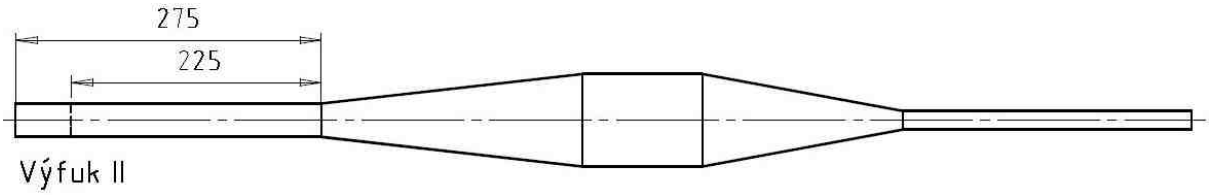


Obr. 89 Srovnání průběhu výkonu motoru s výfukem III,
$_{\Delta}l_{II}$=0mm (červená), $_{\Delta}l_{II}$=30mm (modrá), $_{\Delta}l_{II}$=60mm (zelená) a $_{\Delta}l_{II}$=90mm (hnědá)

Obr. 90 Výfukový rezonátor s možností změny polohy zadního kužele

4.5.2 ZMĚNA DÉLKY VÝFUKOVÉ TRUBKY

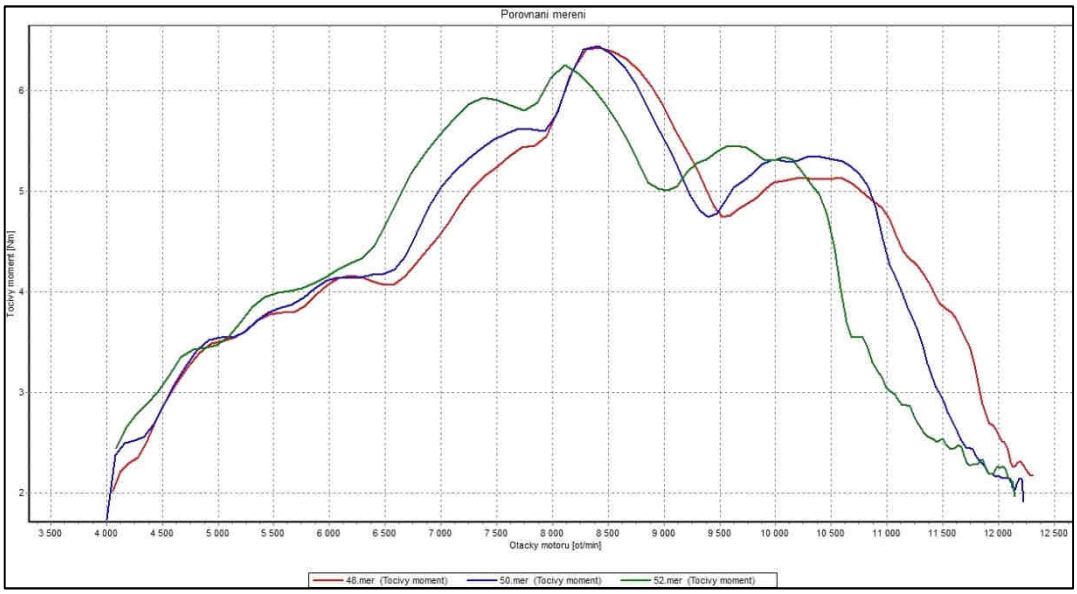
Současně jsem u druhého výfukového rezonátoru II s nepohyblivým zadním kuželem měnil délku výfukové trubky a měřením zjišťoval vliv na výkonové parametry motoru.



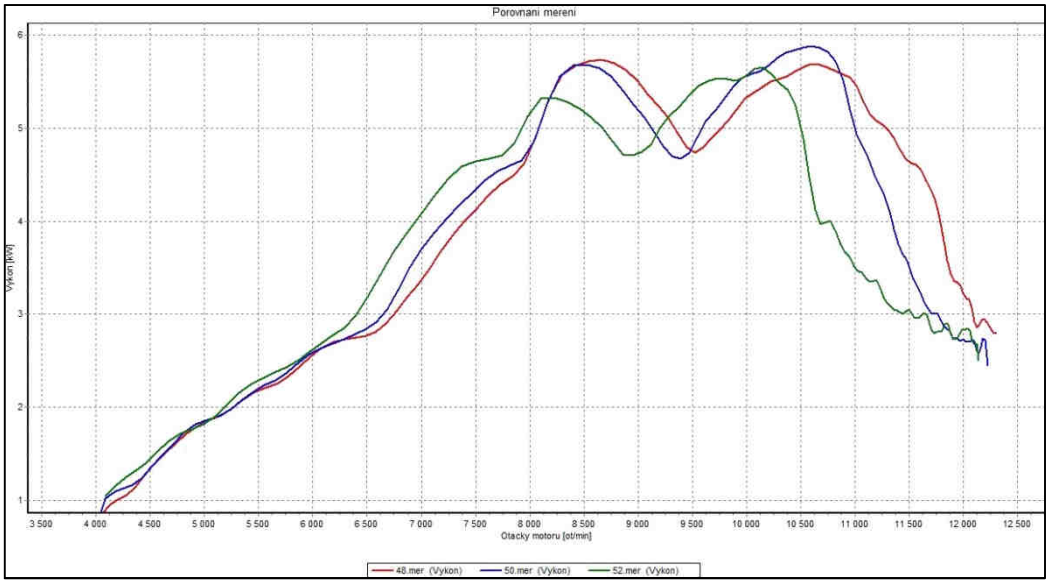
Obr. 91 Výfukový rezonátor II s různou délkou výfukové trubky

Tab. 10 Výsledky měření vlivu změny délky výfukové trubky na výkonové parametry motoru

l_{TR} [mm]	M_{tmax} [Nm/min^{-1}]	P_{max} [kW/min^{-1}]	n při M_t>5Nm	n při P>5kW
225	6,43/8424	5,7/8664	2990	2780
235	6,24/8485	5,8/10648	3410	2560
245	6,45/8405	5,8/10600	3480	2470
255	6,46/8155	5,8/10212	3560	2330
265	6,25/8108	5,6/10154	3720	2040
275	6,69/7840	5,5/7977	3400	2140



Obr. 92 Srovnání průběhu točivého momentu motoru s výfukem II,
délka výfukové trubky 225mm (červená), 245mm (modrá) a 265mm (zelená)



Obr. 93 Srovnání průběhu výkonu motoru s výfukem II,
délka výfukové trubky 225mm (červená), 245mm (modrá) a 265mm (zelená)

Na základě výsledků měření je patrné, že postupným prodlužováním délky výfukové trubky dochází k rozšíření otáček motoru s hodnotou točivého momentu vyšší než 5Nm. Z hlediska výkonu je trend opačný.

Z provedených měření je zřejmé potvrzení výrazného vlivu výfukového rezonátoru na výkonové parametry dvoudobého motoru. Dosažení vyšších hodnot točivého momentu je možné přibližně v jedné třetině celého otáčkového rozsahu. Proto je cílem většiny nastavení vhodný kompromis mezi maximálními hodnotami výkonu a jeho průběhu v závislosti na otáčkách motoru.

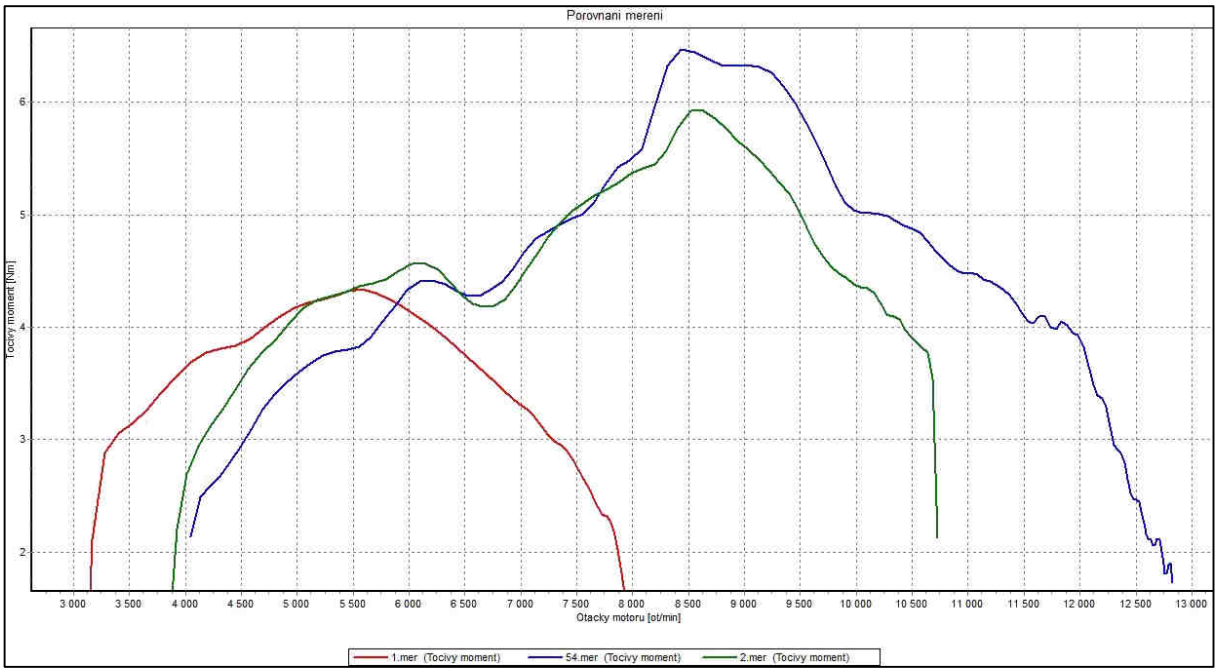
4.6 CELKOVÝ VÝKONOVÝ PŘÍNOS ZÍSKANÝ NA ZÁKLADĚ MODIFIKACE ČÁSTÍ MOTORU

Cílem této kapitoly bylo určit vliv dílčích úprav výkonových částí motoru a současně najít možnosti zvýšení výstupních parametrů upraveného motoru. Hlavním požadavkem bylo zvýšení maximálního výkonu a využitelného rozsahu otáček. Došlo úpravě kompresního poměru, úhlu otevření sání a parametrů výfukového rezonátoru. Podstatné výsledky jsou shrnuty v Tab. 11, ze které je patrné výrazné zvýšení rozsahu otáček s hodnotou výkonu vyšší než 5kW. Maximální hodnota točivého momentu vzrostla o 0,54Nm a výkonu o 0,7kW.

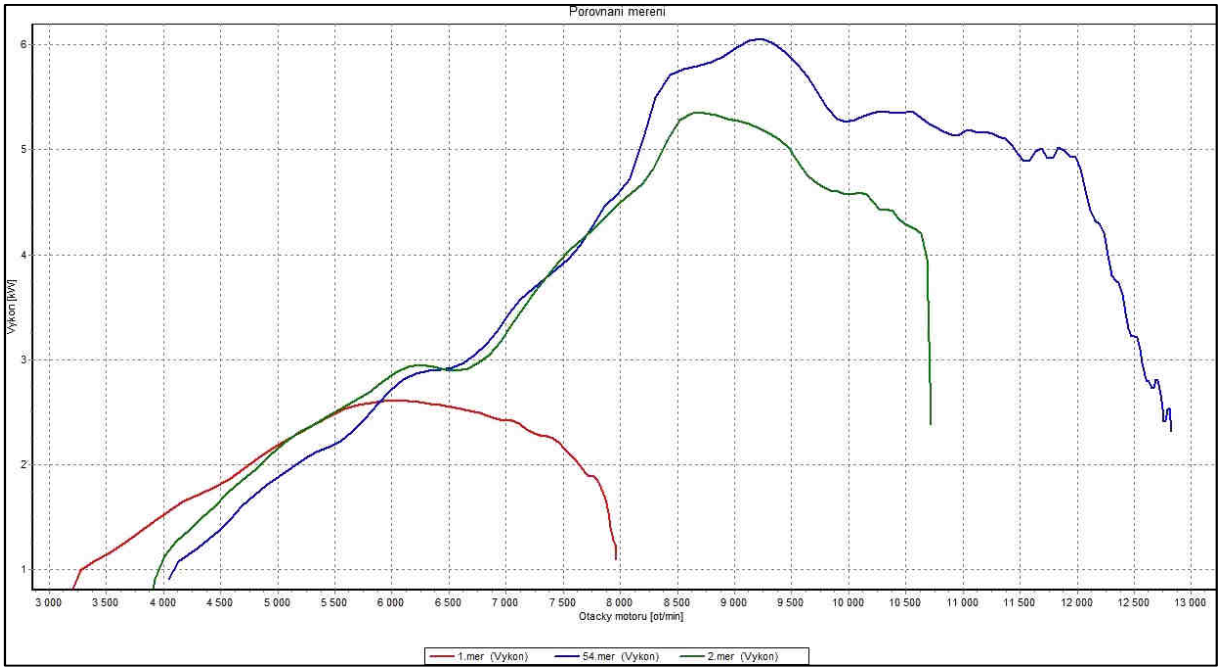
Ve srovnání se sériovým motorem bylo dosaženo poměrného zvýšení velikosti točivého momentu o 50% a výkonu o 130%. Průběh výkonových parametrů je zřejmý z Obr. 95.

Tab. 11 Výsledky měření sériového motoru ve srovnání s realizovanými úpravami

motor	M_{tmax} [Nm/min^{-1}]	P_{max} [kW/min^{-1}]	n při M_t>5Nm	n při P>5kW
sériový	4,33/5584	2,6/6037	0	0
návrh úprav	5,92/8519	5,3/8735	2070	1120
modifikace úprav	6,46/8435	6,0/9239	2690	3430



Obr. 94 Srovnání průběhu točivého momentu sériového motoru (červená), motoru s navrženými úpravami (zelená) a motoru s modifikovanými výkonovými částmi (modrá)



Obr. 95 Srovnání průběhu výkonu sériového motoru (červená), motoru s navrženými úpravami (zelená) a motoru s modifikovanými výkonovými částmi (modrá)

Ze změřených výkonových parametrů můžeme stanovit další významný parametr spalovacích motorů, střední efektivní tlak p_e. Jde o fiktivní veličinu, kterou je možné objektivně porovnávat technickou úroveň různých motorů. Úpravou rovnice 8 vyjádřím střední efektivní tlak na základě zjištěných parametrů motoru. [11]

$$p_e = \frac{60 \cdot P_e}{V_z \cdot n_{Pmax}} = \frac{60 \cdot P_e}{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z \cdot n_{Pmax}} = \frac{60 \cdot 2600}{\frac{\pi \cdot 3{,}8^2}{4} \cdot 4{,}4 \cdot 6037} = 0{,}518 MPa \tag{24}$$

$$p_{e1} = \frac{60 \cdot P_{e1}}{V_{z1} \cdot n_{Pmax1}} = \frac{60 \cdot P_{e1}}{\frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot Z \cdot n_{Pmax1}} = \frac{60 \cdot 6000}{\frac{\pi \cdot 3{,}9^2}{4} \cdot 4{,}4 \cdot 9239} = 0{,}741 MPa \tag{25}$$

Výpočet středního efektivního tlaku nezkresluje dílčí nárůst výkonu zvětšením vrtání motoru z $D=38mm$ na $D_1=39mm$, kterým došlo k navýšení zdvihového objemu o 5%. Vlivem konstrukčních úprav motoru byl střední efektivní tlak zvýšen o 43% na hodnotu $p_{e1}=0{,}741MPa$.

Výpočet a srovnání měrného (litrového) výkonu motorů.

$$P_M = \frac{P_e}{V_z} = \frac{P_e}{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z} = \frac{2{,}6}{\frac{\pi \cdot 0{,}38^2}{4} \cdot 0{,}44} = 52{,}1 kW.dm^{-3} \tag{26}$$

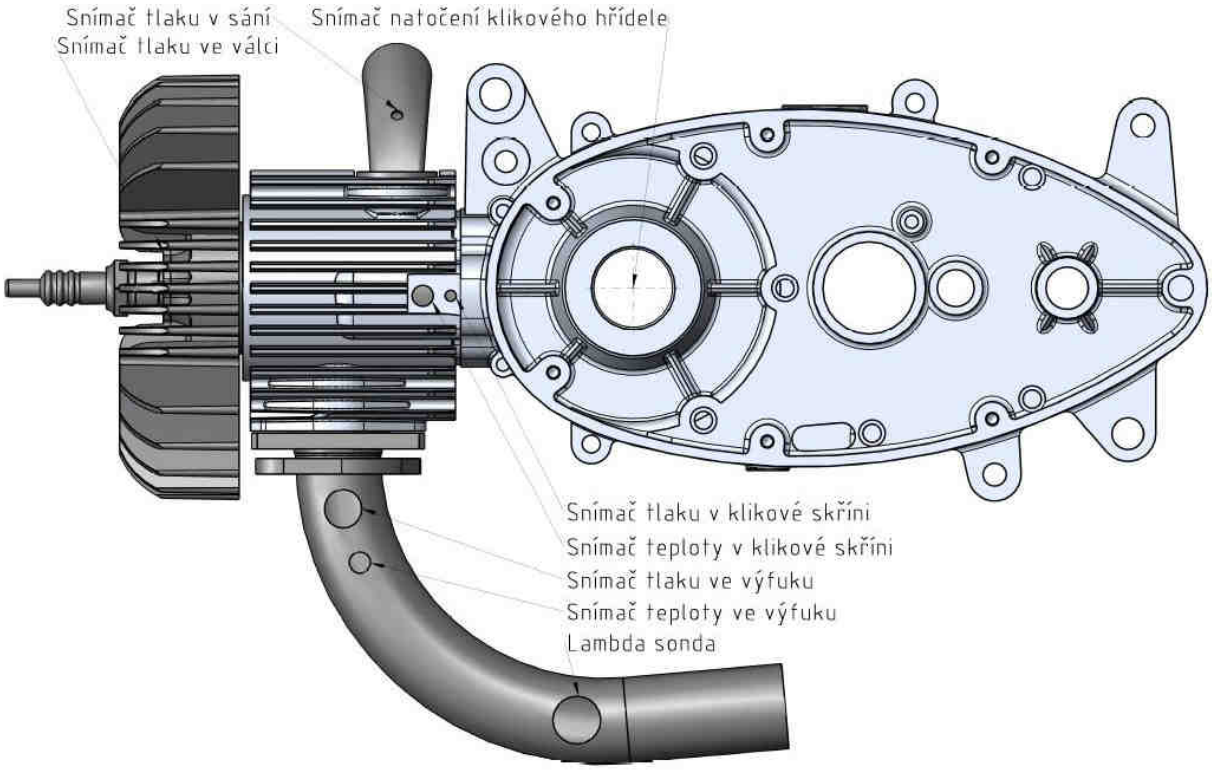
$$P_{M1} = \frac{P_{e1}}{V_{z1}} = \frac{P_{e1}}{\frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot Z} = \frac{6{,}0}{\frac{\pi \cdot 0{,}39^2}{4} \cdot 0{,}44} = 114{,}2 kW.dm^{-3} \tag{27}$$

Měrný výkon $P_M=52{,}1kW.dm^{-3}$ sériového motoru byl zvýšen na hodnotu $P_{M1}=114{,}2kW.dm^{-3}$.

5 INDIKACE TLAKU VE DVOUDOBÉM MOTORU

Pro přesné určení primárních sil v klikovém mechanismu je nutné znát průběh tlaku ve válci v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele. U dvoudobých motorů je nutné zjistit i průběh tlaku v klikové skříni motoru, který působí na spodní stranu pístu. Velikost a průběh tohoto tlaku závisí na účinnosti karterového dmychadla a vzájemném časování rozvodových oken.

Odpovídající indikátorový diagram je možné stanovit pouze experimentálním měřením na konkrétním motoru. Indikace tlaku ve válci a klikové skříni motoru byla spojena s měřením průběhu tlaků a teplot v sání, klikovém prostoru a výfuku pro experimentální zjištění dat využitelných pro srovnání s výsledky simulací např. v programu Lotus Engine Simulation. Umístění nízkotlakých snímačů odpovídá prostorovým možnostem a je patrné z Obr. 96.



Obr. 96 Umístění snímačů při měření na upraveném motoru Jawa 50 typ 223.200

5.1 POUŽITÝ MĚŘICÍ ŘETĚZEC

Měření bylo provedeno na experimentálním motoru Jawa 50 typ 223.200 ve zkušebně s válcovým dynamometrem. Aplikované snímače a ostatní části měřicího řetězce jsou běžně používány na pracovišti Ústavu automobilního a dopravního inženýrství VUT v Brně.

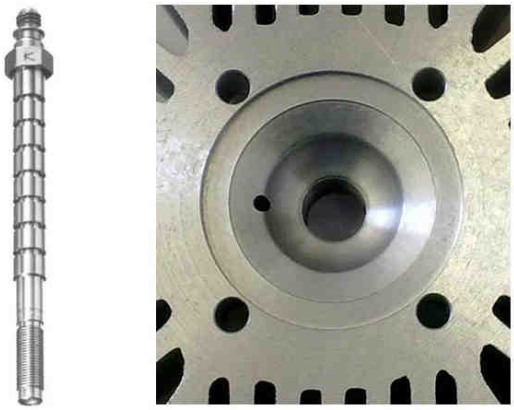
5.1.1 SNÍMAČE TLAKU

Použité snímače tlaku můžeme rozdělit na dva typy.

PIEZOELEKTRICKÉ SNÍMAČE TLAKU

Pro vysokotlakou indikaci spalovacího tlaku byl použit piezoelektrický snímač firmy Kistler typ 6053CC. Jedná se o nechlazený snímač odolný vysokým teplotám a tlakům do velikosti

25MPa. S ohledem na možné umístění v hlavě válce jsou výhodou jeho malé připojovací rozměry v podobě závitu M5x0,5.



Obr. 97 Piezoelektrický snímač 6053CC firmy Kistler a jeho umístění v hlavě válce [14]

PIEZOREZISTIVNÍ SNÍMAČE TLAKU

Pro měření průběhu tlaku ve výfukovém potrubí byl použit vodou chlazený snímač Kistler typ 4049A. Teplotní rozsah snímače je 0÷120°C. Vzdálenost osy snímače od výfukového otvoru ve vložce válce je 60mm.

Obr. 98 Piezorezistivní snímač tlaku Kistler 4049A [15]

Pro snímání průběhu tlaku v sání a klikové skříni byl použit piezorezistivní snímač Kistler typ BA4007BA. Největší výhodou tohoto typu snímačů ve srovnání s piezoelektrickými snímači je možnost měření absolutní hodnoty tlaku. Omezení snímače je pracovní rozsah teplot do 200°C.

Obr. 99 Piezorezistivní snímač tlaku Kistler BA4007BA [16]

Snímač pro měření tlaku v klikové skříni byl namontován v blízkosti vyústění šachty hlavního plnícího kanálu do klikové skříně. Druhý piezorezistivní snímač byl umístěn 30mm od sacího okna ve vložce válce.

5.1.2 SNÍMAČE TEPLOTY

Pro měření teploty byly použity termoelektrické senzory teploty, konkrétní typ termočlánku K NiCr-NiAl. Teplotní snímače byly umístěny ve výfuku pro měření teploty výfukových plynů a v šachtě hlavního plnícího kanálu za účelem měření teploty proudící směsi. Třetím snímačem byla měřena teplota nasávaného vzduchu.

5.1.3 LAMBDA SONDA

Měření součinitele přebytku vzduchu bylo realizováno umístěním širokopásmové lambda sondy BOSCH LSU 4.2 ve výfukovém potrubí.

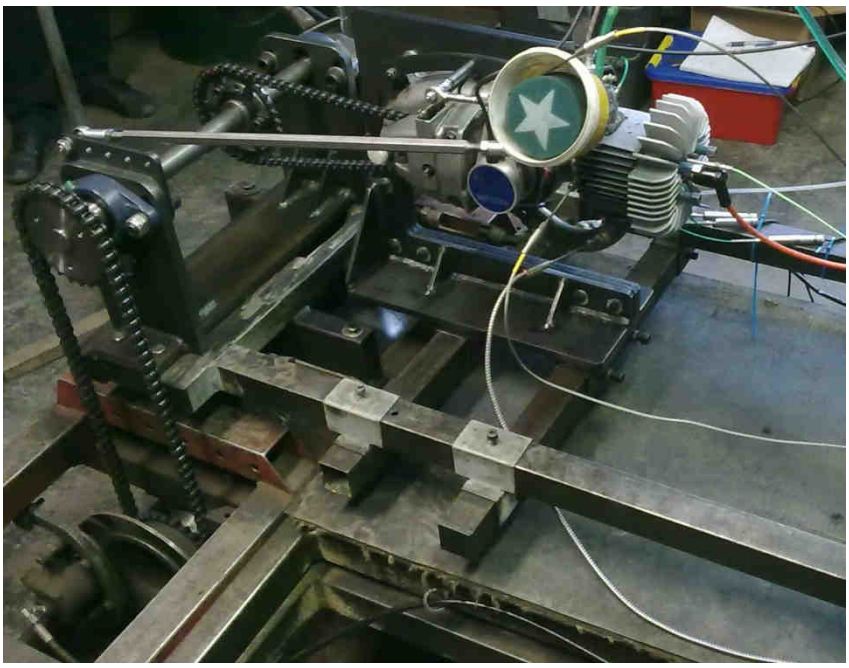
Obr. 100 Lambda sonda Bosch LSU 4.2 [18]

5.1.4 SNÍMAČ NATOČENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

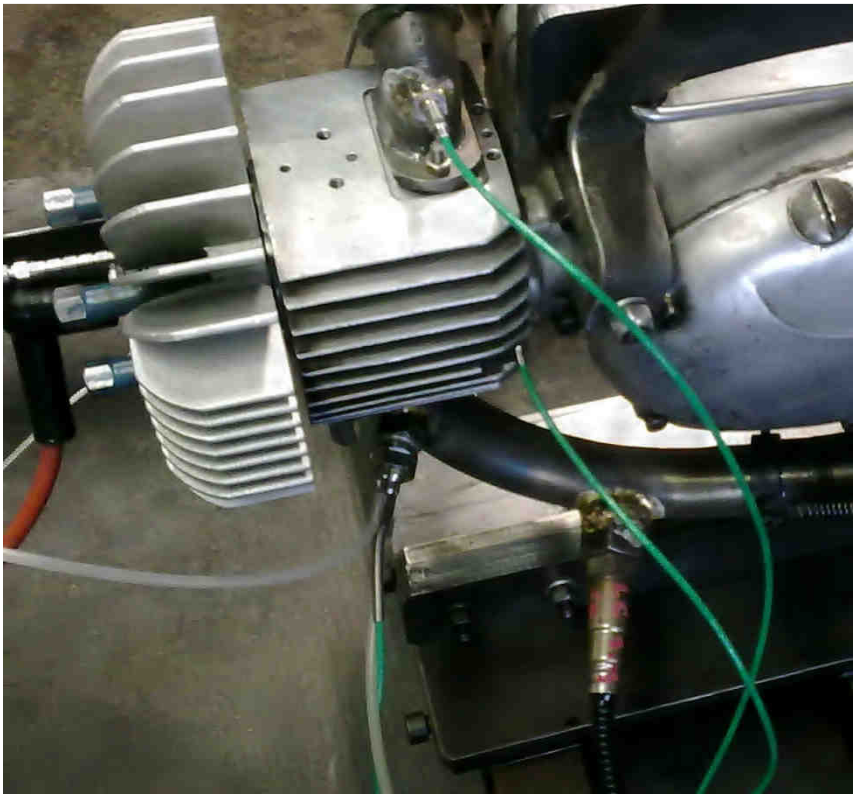
Pro přesné snímání polohy klikového hřídele byl použit inkrementální snímač firmy Kistler typ 2613B. Snímač umožňuje měřit natočení klikového hřídele s rozlišovací schopností až 0,1°.

Obr. 101 Snímač natočení klikového hřídele Kistler 2613B [17]

Připojení otočné části snímače s klikovým hřídelem jsem vyřešil výrobou duralové příruby, která byla našroubována k rotoru zapalování.



Obr. 102 Celkový pohled na motor osazený snímači



Obr. 103 Umístění snímačů tlaku

5.1.5 ZAŘÍZENÍ PRO VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH DAT

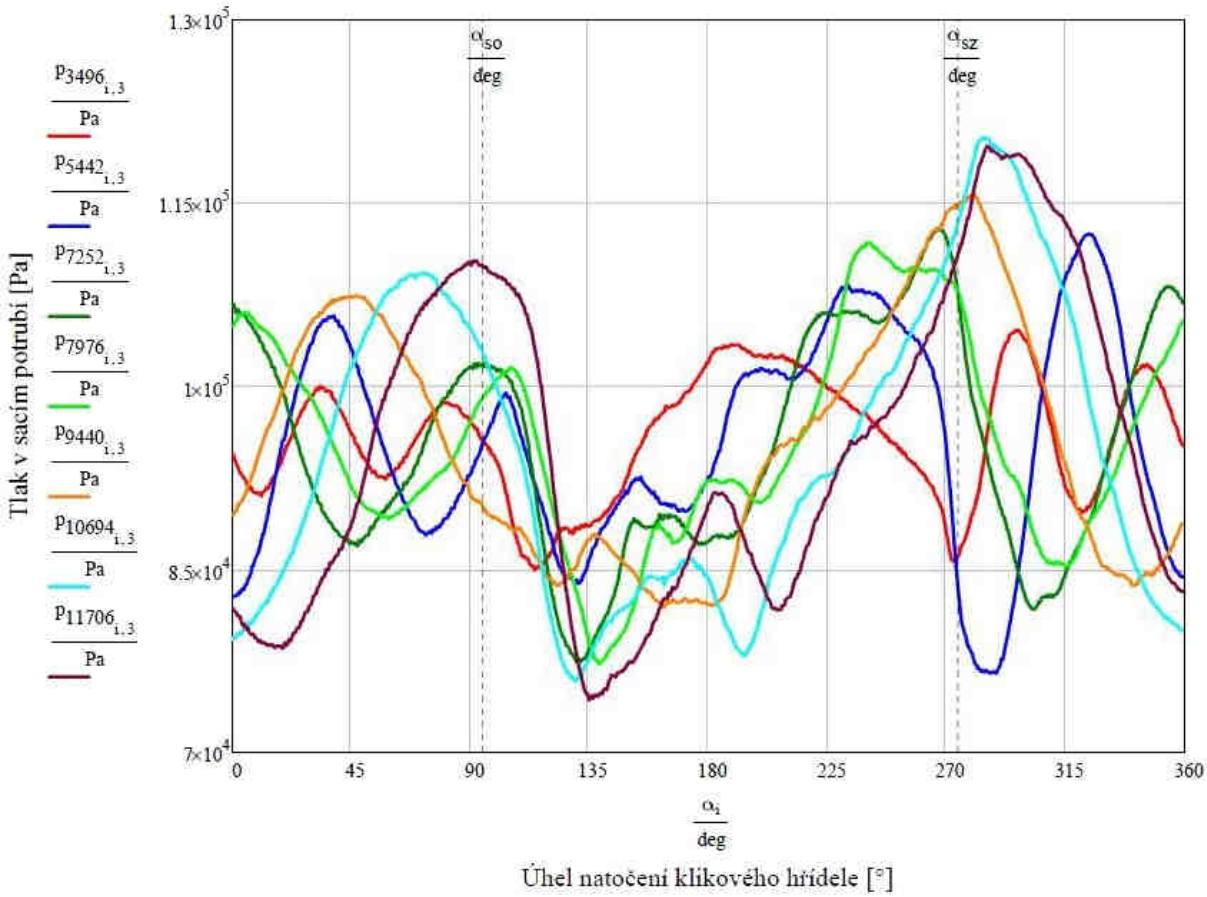
Pro zpracování signálů z jednotlivých snímačů byl použit indimetr COMBI od výrobce SMETec s vyhodnocovacím softwarem.

5.2 VÝSLEDKY NÍZKOTLAKÉ INDIKACE

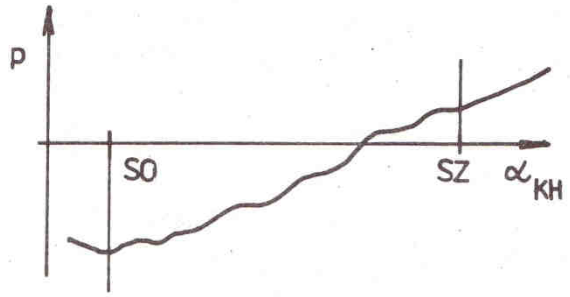
Naměřené hodnoty tlaků při různých otáčkách a plném zatížení motoru jsem zobrazil v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele. Vzhledem k použití piezorezistivních snímačů s teplotní korekcí jde o absolutní hodnoty tlaku během jednoho cyklu dvoudobého motoru.

5.2.1 PRŮBĚH TLAKU V SACÍM POTRUBÍ

Průběh tlaku v sacím potrubí v závislosti na pootočení klikového hřídele je znázorněn na Obr. 104. Otáčkový rozsah naměřených dat je od 3496min^{-1} do 11706min^{-1} (uvedeno v popisu svislé osy). Během měření na zkušebně byla hodnota atmosférického tlaku $p_{atm}=1x10^5 Pa$. Z naměřených hodnot jsou patrné dynamické děje v průběhu tlaku během jedné otáčky klikového hřídele. Celkový úhel otevření sání $\alpha_s=170°$, okamžiky otevření a uzavření sacího otvoru jsou označeny přerušovanou čarou α_{so} a α_{sz}. Nejvyšší amplitudy byly naměřeny při maximálních otáčkách motoru. Změřené průběhy odpovídají poloze tlakového snímače v sacím potrubí. Horní úvrať reprezentuje natočení klikového hřídele $\alpha_i=180°$.



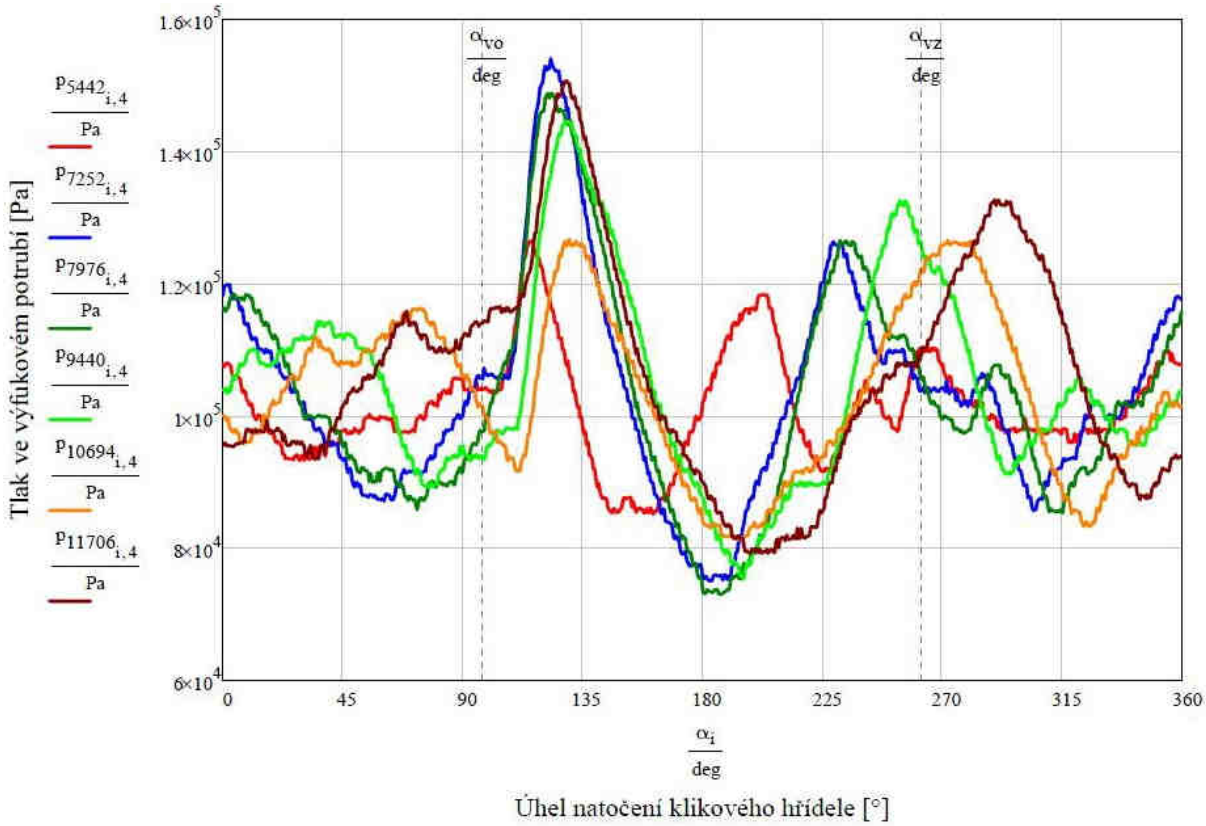
Obr. 104 Průběh tlaku v sacím potrubí v závislosti na natočení klikového hřídele



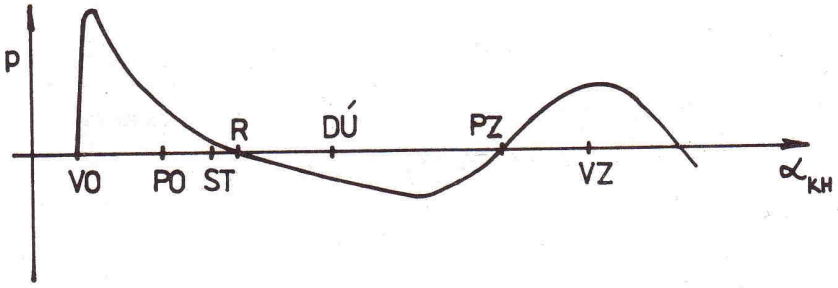
Obr. 105 Průběh tlaku v sacím otvoru při rezonančních otáčkách [2]

5.2.2 PRŮBĚH TLAKU VE VÝFUKOVÉM REZONÁTORU

Průběh tlakových pulzací ve výfuku významně ovlivňuje parametry dvoudobého motoru. Ideální průběh tlaku ve výfukovém otvoru při otáčkách maximálního točivého momentu znázorňuje Obr. 107. Změřené průběhy tlaku jsou vůči výfukovému otvoru mírně posunuty vlivem jeho vzdálenosti od snímače (~12° natočení KH). Okamžik otevření a uzavření výfukového okna je označen přerušovanou čarou α_{vo} a α_{vz}. Horní úvrať odpovídá natočení klikového hřídele $\alpha_i=0°$.



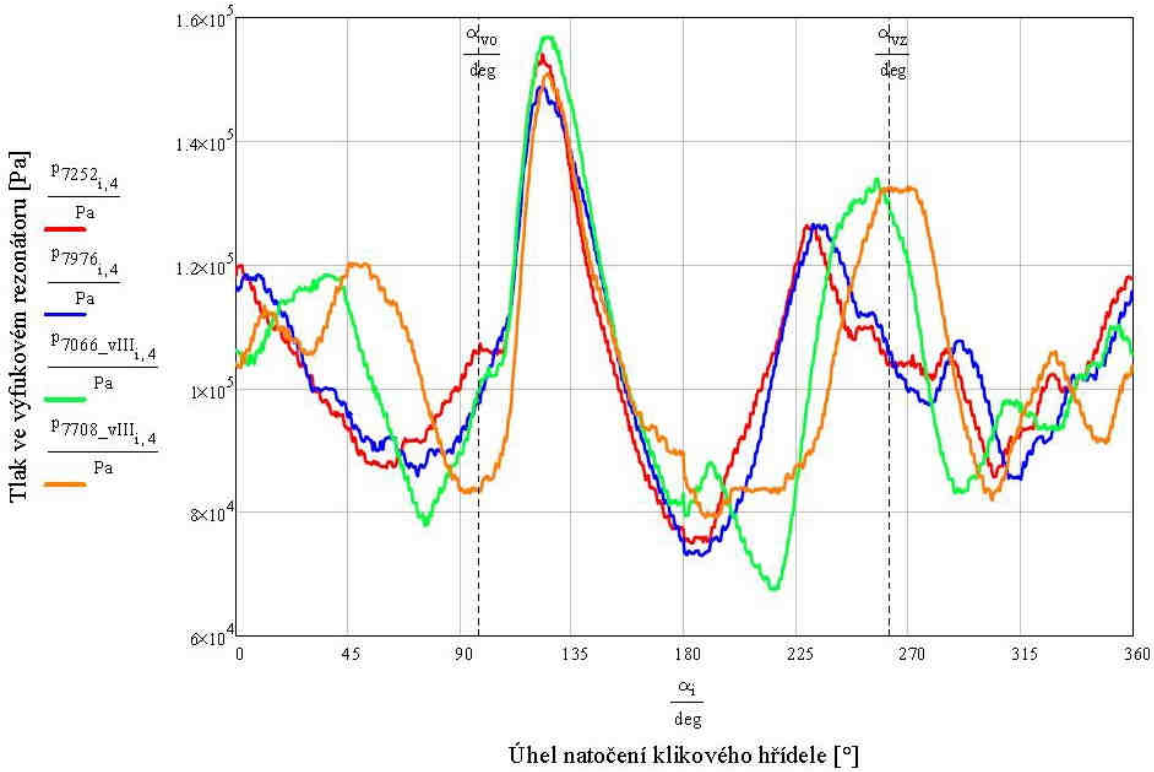
Obr. 106 Průběh tlaku ve výfukovém rezonátoru (snímač 60mm od výfukového okna)



Obr. 107 Průběh tlaku ve výfukovém otvoru při rezonančních otáčkách [2]

Ze znázorněných průběhů tlaku je zřejmá přetlaková vlna, která se začíná šířit rychlostí zvuku v okamžiku otevření výfukového otvoru. Po dosažení tlakového minima v oblasti kolem dolní úvrati dochází ke zvyšování tlaku, kdy maximální hodnoty by mělo být dosaženo během uzavření výfukového okna. V závislosti na otáčkách motoru se mění jak amplitudy tlaku, tak i jeho hodnota v okamžiku uzavírání výfukového otvoru. Současně je možné sledovat závislost mezi okamžikem dosažení tlakového maxima a otáčkami motoru. Při 5500min^{-1} dojde k dosažení přetlakové vlny 72° před uzavřením výfukového otvoru a naopak při 11700min^{-1} 20° po jeho uzavření. Oba uvedené krajní případy mají za následek nevhodný průběh tlaku během uzavírání výfukového otvoru a zhoršení činnosti motoru.

Z výsledků měření vnější otáčkové charakteristiky motoru s výfukem III je patrný výrazný nárůst točivého momentu v oblasti kolem 7500min^{-1}, viz Obr. 88. Z tohoto důvodu jsem provedl v požadovaných otáčkách měření i s tímto výfukovým rezonátorem a výsledky porovnal.

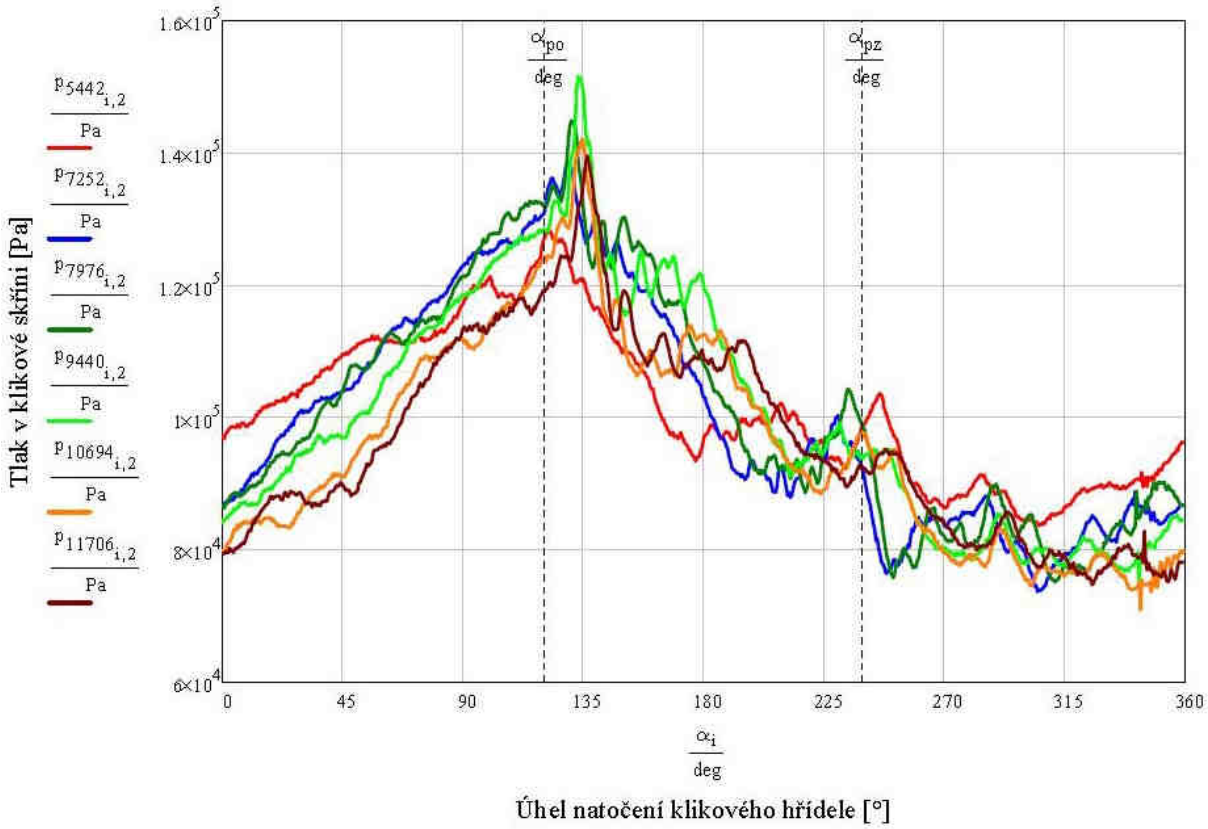


Obr. 108 Srovnání průběhu tlaku ve dvou různých výfukových rezonátorech výfuk II (červená a modrá), výfuk III (zelená a oranžová)

Vzájemné srovnání je na Obr. 108, ze kterého je zřejmý nárůst tlaku během uzavírání výfukového otvoru a s tím spojené zvýšení točivého momentu motoru. Rozdíl tlaku dosahuje hodnoty 0,3x10^{5}Pa.

5.2.3 PRŮBĚH TLAKU V KLIKOVÉ SKŘÍNI

Průběh tlaku v klikové skříni dvoudobého motoru zobrazuje Obr. 109. Okamžik otevření a uzavření přepouštěcích kanálů je označen přerušovanou čarou α_{po} a α_{pz}. Horní úvrať odpovídá natočení klikového hřídele $\alpha_i=0°$.

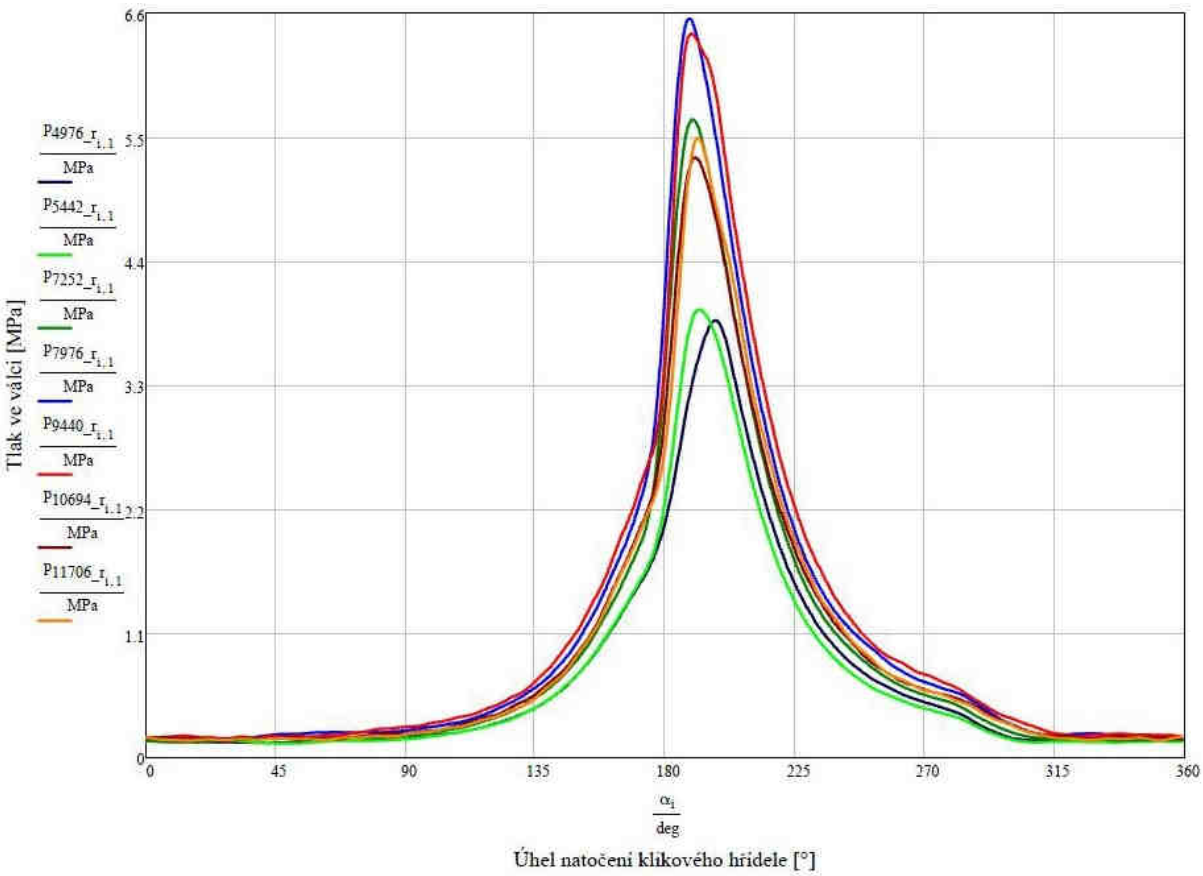


Obr. 109 Průběh tlaku v klikové skříni

Z naměřených hodnot je patrné zvyšování tlaku v klikové skříni při zpětném pohybu pístu až do okamžiku otevření plnících kanálů ve válci. Těsně po jejich otevření dojde k výraznějšímu zvýšení tlaku vlivem vyšší hodnoty tlaku ve válci. Následně dochází k poklesu tlaku a plnění válce čerstvou směsí, které končí okamžikem uzavření oken plnících kanálů. Pohybem pístu směrem k horní úvrati dochází k dalšímu zvětšování objemu v uzavřené klikové skříni a poklesu tlaku, po otevření sacího otvoru $\alpha_i=275°$ je průběh tlaku konstantní.

5.3 VÝSLEDKY VYSOKOTLAKÉ INDIKACE

Během měření indikace dvoudobého motoru při plném zatížení byla na válcovém dynamometru využita kotoučová brzda pro přiblížení ke konstantním otáčkám. Následným zpracováním dat byly odfiltrovány vysokofrekvenční kmity. Průběhy relativního tlaku ve válci při otáčkách motoru od 5000min^{-1} do 11700min^{-1} jsou zobrazeny na Obr. 110. Horní úvrať reprezentuje natočení klikového hřídele $\alpha_i=180°$.



Obr. 110 Průběh relativního tlaku ve válci při různých otáčkách motoru

Nejvyšších hodnot spalovacích tlaků je dosahováno v rozsahu otáček mezi 8000÷9500min^{-1}, což odpovídá charakteristice točivého momentu motoru.

5.3.1 POLYTROPICKÁ KOREKCE TLAKU

Z důvodu použití vysokotlakého piezoelektrického snímače tlaku ve válci motoru jsou naměřené hodnoty tlaku relativní. Pro další využití indikátorového diagramu je nutné stanovit absolutní hodnoty spalovacích tlaků.

Předpokladem polytropické korekce je konstantní přestup tepla během komprese do stěn válce. Předpokládám tedy konstantní polytropický exponent. Hodnota exponentu *n* se pohybuje u zážehových motorů při natočení klikového hřídele 100÷60°před horní úvratí v rozmezí 1,32÷1,33. Platí tedy [19]

$$\frac{p_{2rel} + \Delta p_{kor}}{p_{1rel} + \Delta p_{kor}} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n = C, \tag{28}$$

kde p_{1rel} a p_{2rel} jsou relativní naměřené hodnoty tlaku, Δp_{kor} je korekční hodnota tlaku, V_1 a V_2 jsou okamžité objemy válce nad pístem.

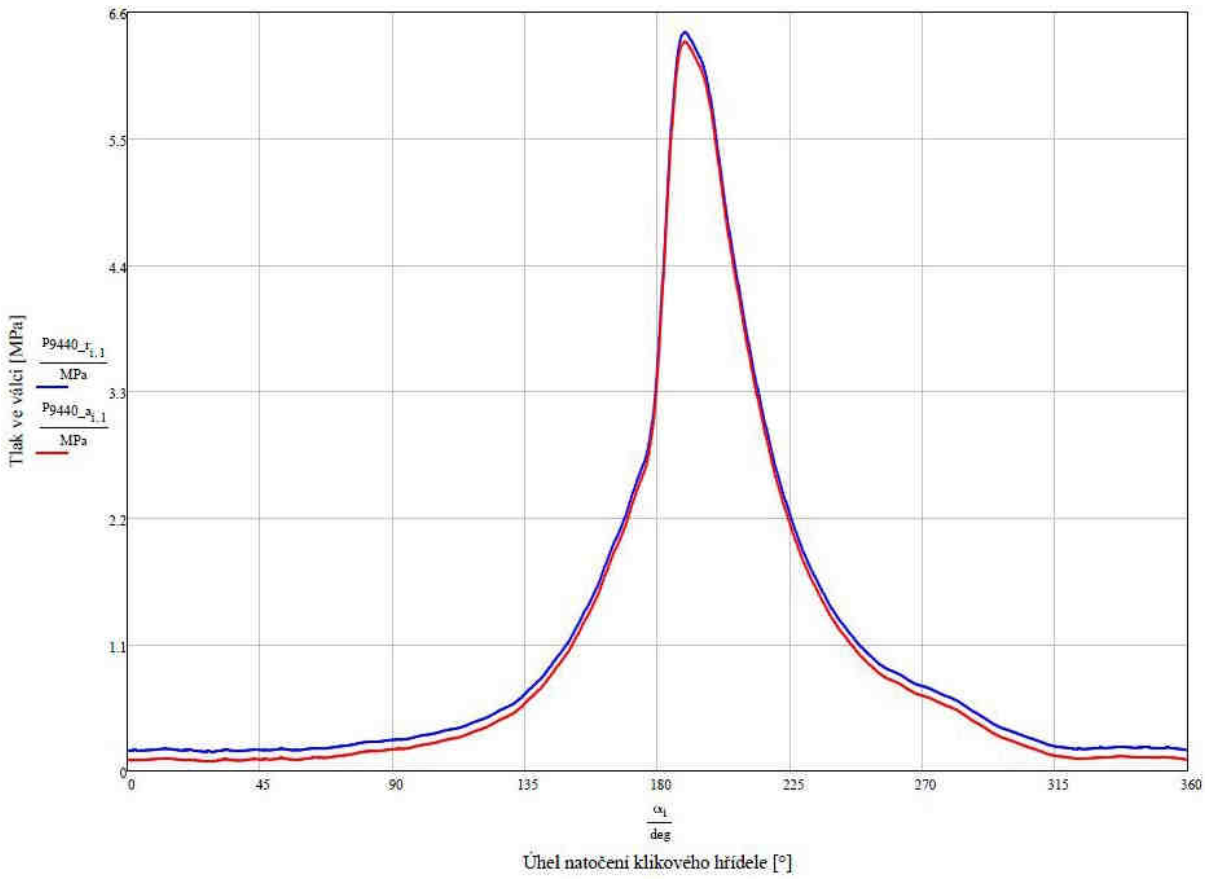
Vyjádříme korekční hodnotu tlaku Δp_{kor}

$$\Delta p_{kor} = \frac{C \cdot p_{1rel} - p_{2rel}}{1 - C} \tag{29}$$

Absolutní tlak poté vypočteme

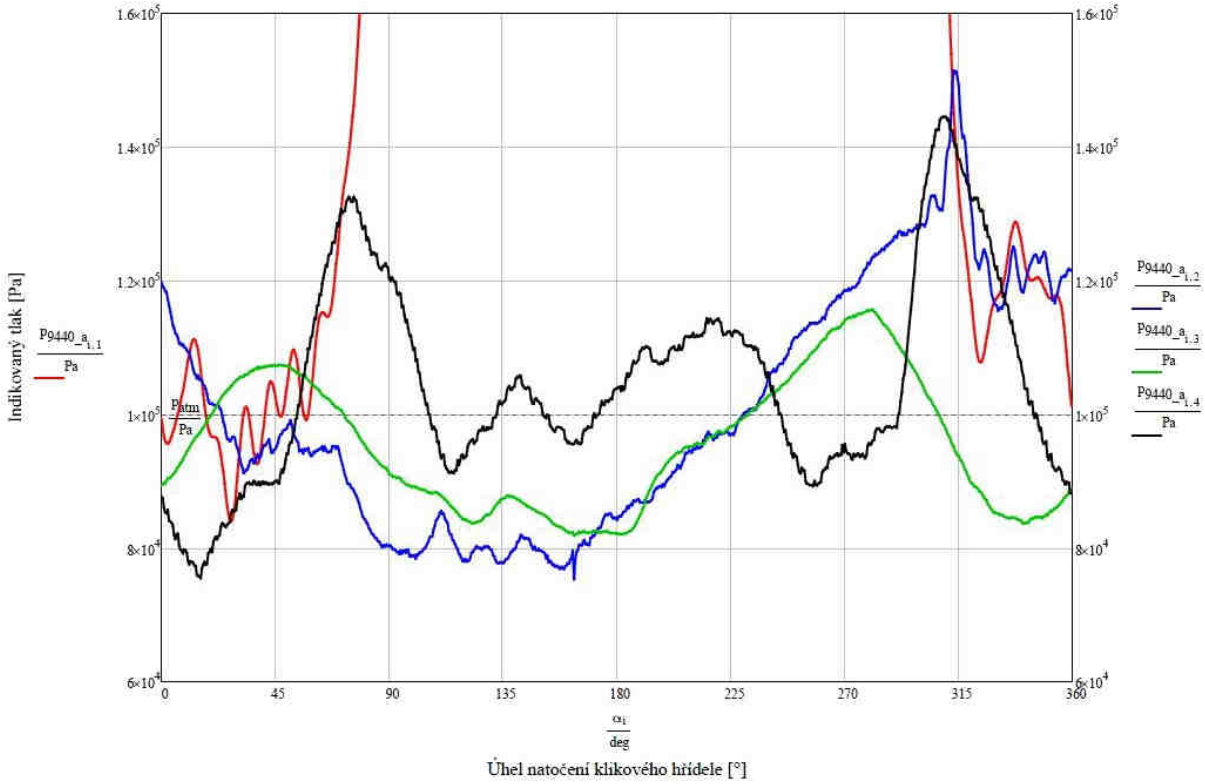
$$p = p_{rel+}\Delta p_{kor} \tag{30}$$

Pro určení korekční hodnoty tlaku jsem vybral úsek kompresního zdvihu mezi 70÷60°před horní úvratí. Potom je při 9440min^{-1} pro n=1,33 Δp_{kor}=-0,82x10^{5}Pa.



Obr. 111 Průběh absolutního tlaku (červená) a relativního tlaku ve válci při otáčkách 9440min^{-1}

Absolutní hodnoty tlaku ve válci získané korekcí naměřených výsledků je možné porovnat s průběhy tlaků v klikové skříni, sání a výfuku. Konkrétní příklad srovnání v nízkotlaké části p-α diagramu dvoudobého motoru je zobrazen na Obr. 112.



Obr. 112 Srovnání průběhu tlaku ve válci (červená), výfuku (černá), klikové skříni (modrá) a sání(zelená) při otáčkách motoru 9440min^{-1}

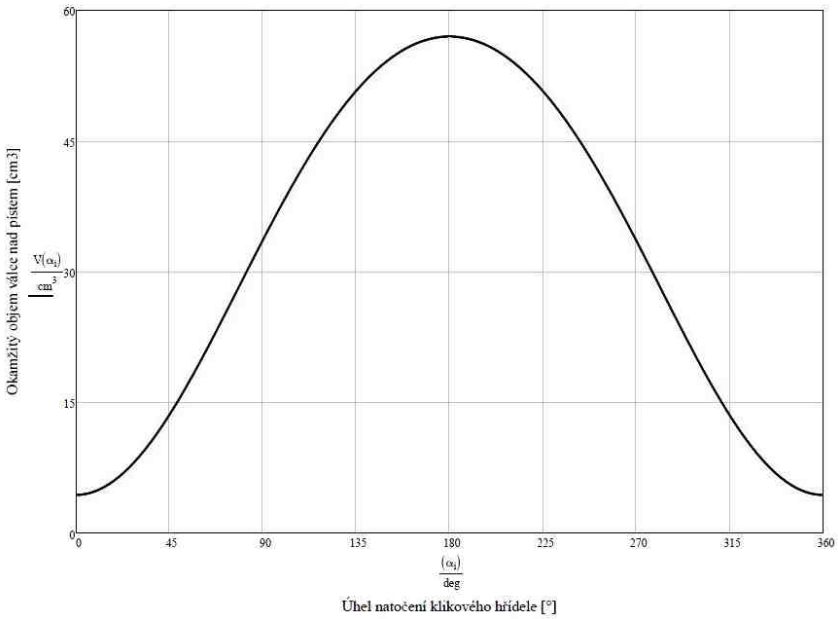
5.4 P-V DIAGRAM

Experimentálně změřený p-α diagram je možné stanovením velikosti okamžitého objemu válce nad pístem převést na p-V diagram. Využitím rovnice 9 popisující dráhu pístu v závislosti na natočení klikového hřídele a známém kompresním objemu V_k=4,4cm^3 mohu napsat

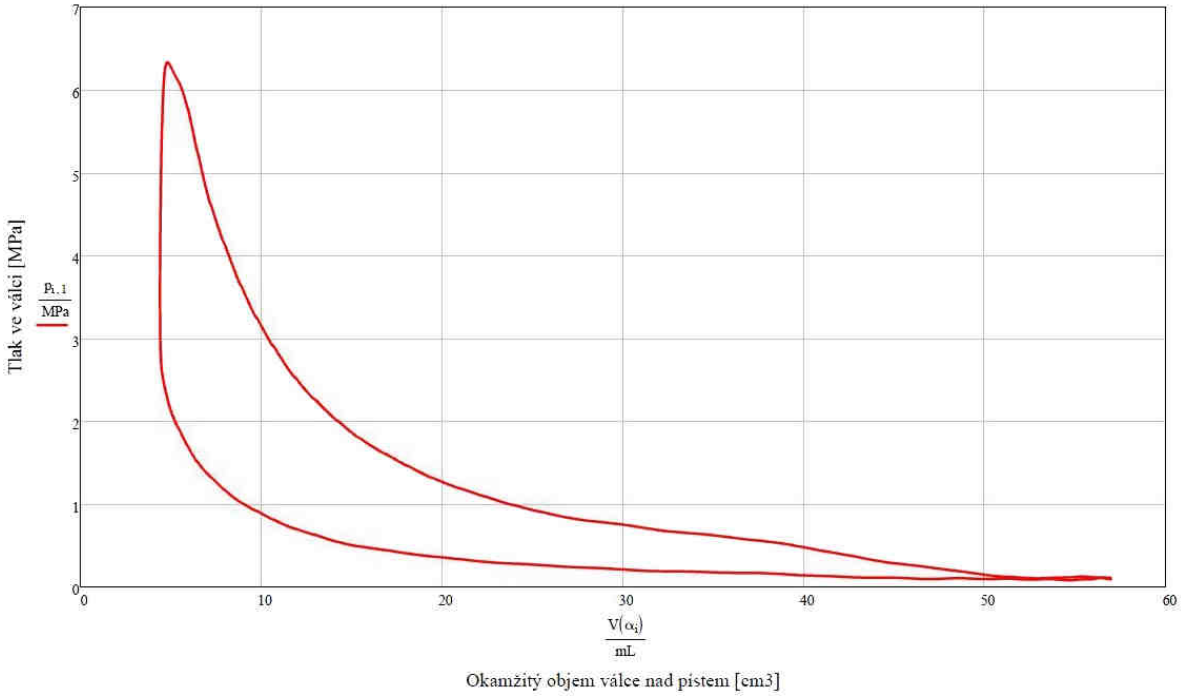
$$V(\alpha) = \pi \frac{D_1^2}{4} \cdot x(\alpha) + V_k \tag{31}$$

Vzájemnou závislost popisuje Obr. 113.

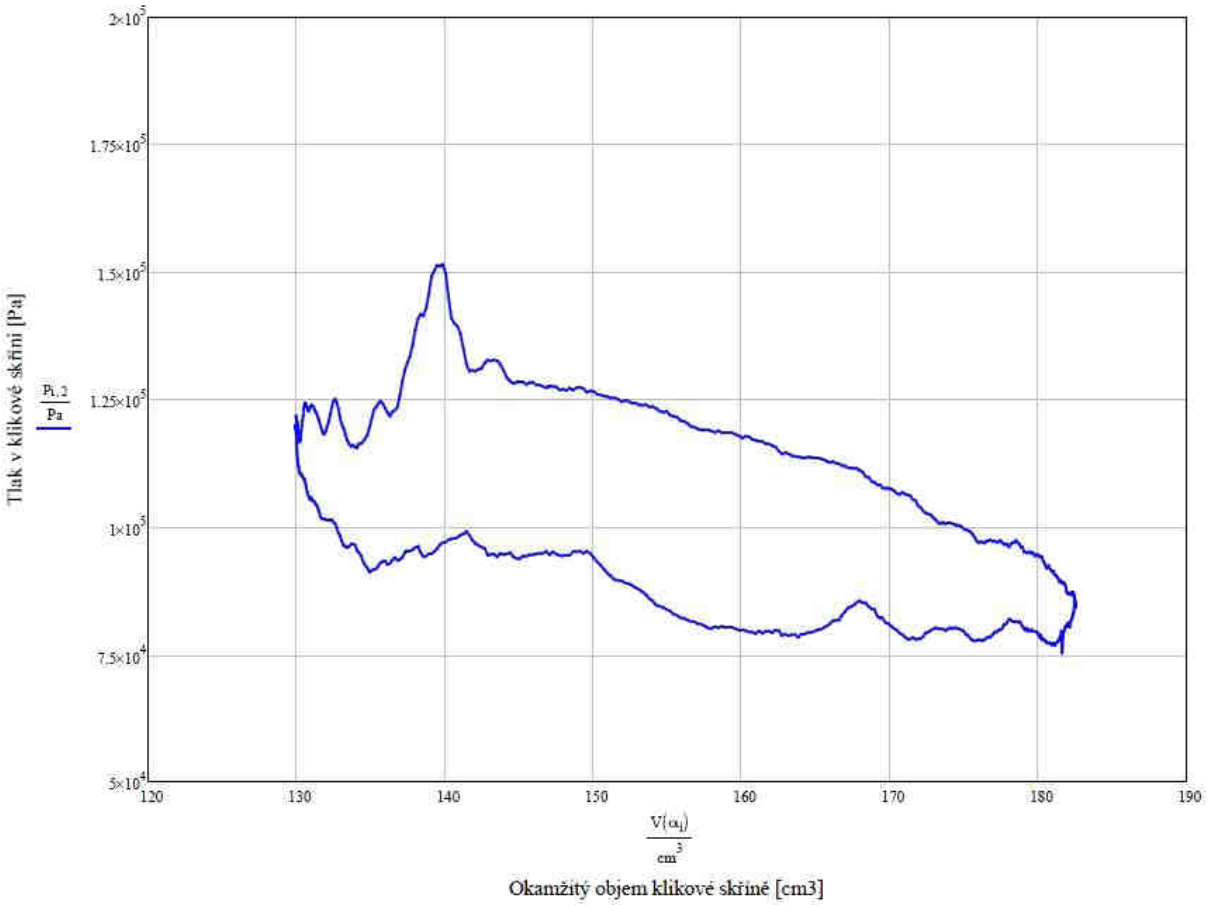
p-α diagram s korigovanými hodnotami tlaku je nutné upravit, tak aby horní úvrati odpovídal úhel natočení klikového hřídele 0°. Obdobně je možné převést p-α diagram klikové skříně, velikost minimálního objemu při natočení klikového hřídele v dolní úvrati na základě měření uvažuji 130cm^3. Průběhy tlaku ve válci a klikové skříni v závislosti na okamžitém objemu prostoru nad a pod pístem zobrazují Obr. 114 a Obr. 115.



Obr. 113 Průběh okamžitého objemu nad pístem v závislosti na natočení klikového hřídele



Obr. 114 p-V diagram válce při otáčkách motoru 9440min^{-1}



Obr. 115 p-V diagram klikové skříně při otáčkách motoru 9440min^{-1}

6 ZÁKLADNÍ DEFORMAČNĚ NAPJATOSTNÍ ANALÝZA PÍSTU

Dynamickou deformačně napjatostní analýzu jsem provedl v softwaru Ansys Workbench. Metoda konečných prvků MKP se v dnešní době používá v celé řadě inženýrských výpočtů.

Napjatostní analýza má za cíl zohlednit provedené konstrukční úpravy pístu motoru vzhledem k jeho namáhání a určit redukovaná napětí. Současně bude v této části práce věnována pozornost nárůstu zatížení pístu díky značnému zvýšení výkonových parametrů a otáček upraveného motoru.

Tab. 12 Parametry motorů

Typ motoru	sériový	modifikované výkonové části
Vrtání	D=38mm	D_1=39mm
Zdvih	Z=44mm	Z=44mm
Zdvihový objem	V_z=49,90cm^3	V_{z1}=52,56cm^3
Rozteč ok ojnice	l_{oj}=100mm	l_{oj}=100mm
Maximální výkon	P_{max}=2,6kW/6037min^{-1}	P_{max1}=6,0kW/9239min^{-1}
Maximální točivý moment	M_{tmax}=4,33Nm	M_{tmax1}=6,46Nm
Maximální otáčky	n_{max}=7500min^{-1}	n_{max1}=11800min^{-1}
Výkon při n_{max}	P_{nmax}=2,1kW	P_{nmax1}=4,8kW
Točivý moment při n_{max}	M_{tnmax}=2,8Nm	M_{tnmax1}=3,9Nm

Maximální otáčky motoru n_{max} jsem určil na základě využitelného průběhu výkonu, kdy platí předpoklad $P_{nmax}/P_{max}=80\%$.

6.1 ROZBOR SIL PŮSOBÍCÍCH V KLIKOVÉM MECHANISMU

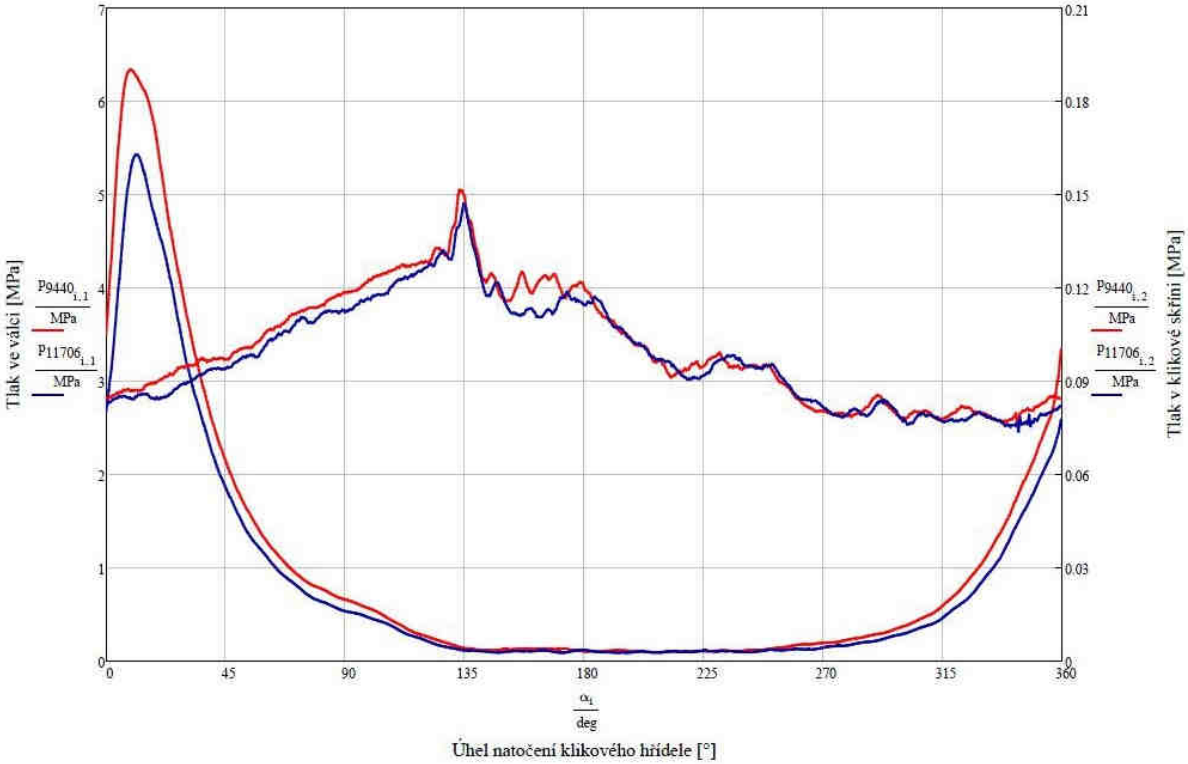
Přeměna energie spalin ve válci na mechanickou práci se děje pomocí klikového mechanismu. Dle podstaty vzniku silových účinků rozlišujeme dva typy působících sil. Primární síly způsobené tlakem plynů na píst a sekundární silové účinky vyvolané pohybem setrvačných hmot v klikovém mechanismu. Stanovením tohoto silového působení je možné určit průběh točivého momentu během jedné otáčky klikového hřídele.

Na základě vnější otáčkové charakteristiky motoru s nejvyššími dosaženými výkonovými parametry (Obr. 95) určím zatížení působící na píst při otáčkách maximálního výkonu n_{Pmax1} a v maximálních otáčkách motoru n_{max1}.

6.1.1 VÝPOČET PRIMÁRNÍCH SIL

K určení průběhu primárních sil působících v klikovém mechanismu upraveného motoru využiji výsledky indikace uvedené v kapitole 5 této práce. Z Tab. 12 je zřejmé, že se jedná o indikátorové diagramy při otáčkách motoru kolem n_{pmax1}=9250min^{-1} a n_{max1}=11800min^{-1}. Z vlastního měření mám k dispozici p-α diagramy při otáčkách 9440min^{-1} a 11706min^{-1}, což s dostatečnou přesností vyhovuje.

Průběhy tlaku a následující výpočty uvažují polohu horní úvrati odpovídající úhlu natočení klikového hřídele 0°. Silovým účinkům při otáčkách maximálního výkonu n_{pmax1} přiřadím index *1*, index *2* odpovídá maximálním otáčkám motoru n_{max1}.



Obr. 116 Průběh tlaku ve válci a klikové skříni při 9440min^{-1} (červená) a 11706min^{-1}

Síly od tlaku plynů vyjádřím

$$F_{p1}(\alpha) = \pi \frac{D_1^2}{4} \cdot [p_{v1}(\alpha) - p_{ks1}(\alpha)] \tag{32}$$

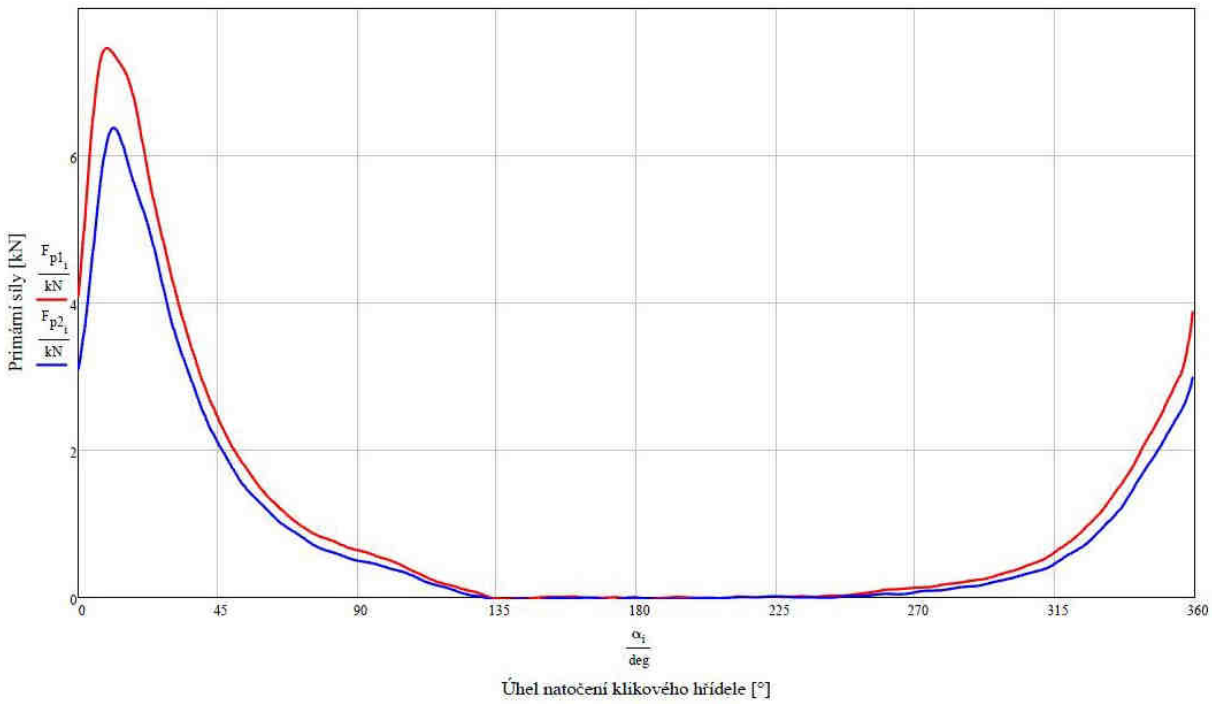
$$F_{p2}(\alpha) = \pi \frac{D_1^2}{4} \cdot [p_{v2}(\alpha) - p_{ks2}(\alpha)], \tag{33}$$

kde F_{p1} a F_{p2} jsou síly od tlaku plynů, p_{v1} a p_{v2} je tlak ve válci a p_{ks1} a p_{ks2} je tlak v klikové skříni.

Tab. 13 Zatížení silami od tlaku plynů

Otáčky	p_{v_max} [MPa]	p_v-p_{ks} [MPa]	F_p [kN]	α [°]
n_{pmax}	6,326	6,239	7,453	10
n_{max}	5,449	5,364	6,408	10,5

Nejvyšší hodnoty tlaků a primárních sil jsou uvedeny v Tab. 13. Maximálních hodnot je dosahování při natočení klikového hřídele 10° za horní úvratí respektive 10,5° při maximálních otáčkách motoru.



Obr. 117 Průběh primárních sil při otáčkách 9440min^{-1} (červená) a 11706min^{-1}

6.1.2 VÝPOČET SEKUNDÁRNÍCH SIL

Sekundární síly vyvolané účinky setrvačných hmot v klikovém mechanismu můžeme rozdělit na setrvačné síly rotujících hmot a částí s pohybem posuvným. Působení setrvačných sil na píst určím na základě průběhu zrychlení pístní skupiny.

$$a_1(\alpha) = r \cdot \omega_1^2 \cdot [\lambda \cdot cos(2\alpha) + cos(\alpha)] \tag{34}$$

$$a_2(\alpha) = r \cdot \omega_2^2 \cdot [\lambda \cdot cos(2\alpha) + cos(\alpha)] \tag{35}$$

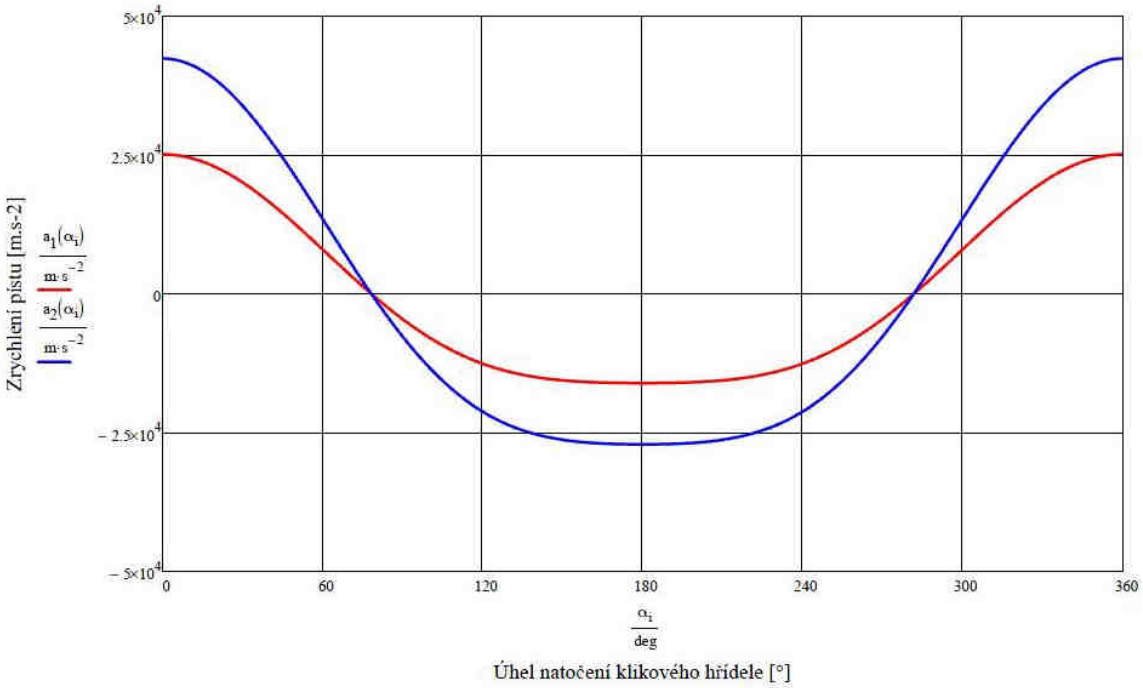
$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{60} \tag{36}$$

$$\omega_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2}{60}, \tag{37}$$

kde a_1 a a_2 je zrychlení pístní skupiny, ω_1 a ω_2 jsou úhlové rychlosti klikového hřídele při otáčkách maximálního výkonu n_1 a maximálních otáčkách motoru n_2. Průběh zrychlení je na Obr. 118.

Nejvyšších hodnot zrychlení je dosahováno v horní úvrati. Při otáčkách n_1 jsou velikosti zrychlení v úvratích $a_1(0°)$=25180m.s^{-2} a $a_1(180°)$=-16100m.s^{-2}. Při maximálních otáčkách n_2 jsou velikosti zrychlení v úvratích $a_2(0°)$=40980m.s^{-2} a $a_2(180°)$=-26200m.s^{-2}.

Hmotnost upraveného pístu s jedním pístním kroužkem a dvěma pojistnými kroužky m_p=62,4g jsem určil z CAD modelu.



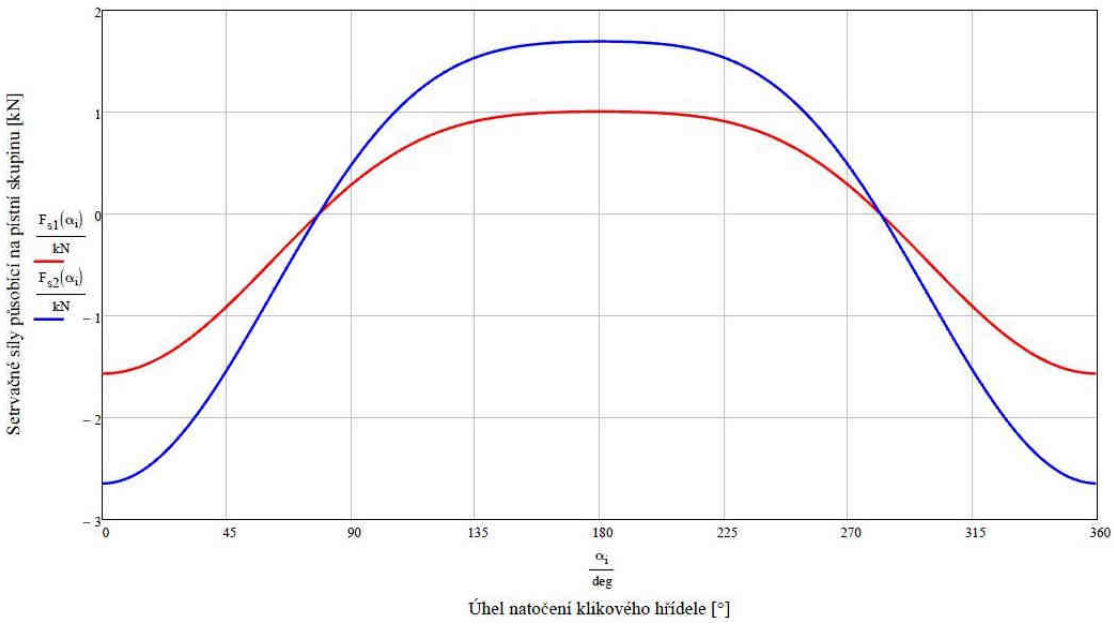
Obr. 118 Průběh zrychlení hmot s pohybem posuvným

Setrvačnou sílu působící proti směru pohybu pístní skupiny vyjádřím

$$F_{S1}(\alpha) = -m_p \cdot a_1(\alpha) \tag{38}$$

$$F_{S2}(\alpha) = -m_p \cdot a_2(\alpha), \tag{39}$$

kde F_{s1} a F_{s2} jsou setrvačné síly působící na pístní skupinu a m_p hmotnost pístu s pístním kroužkem a pojistnými kroužky.



Obr. 119 Průběh setrvačných sil působících na pístní skupinu

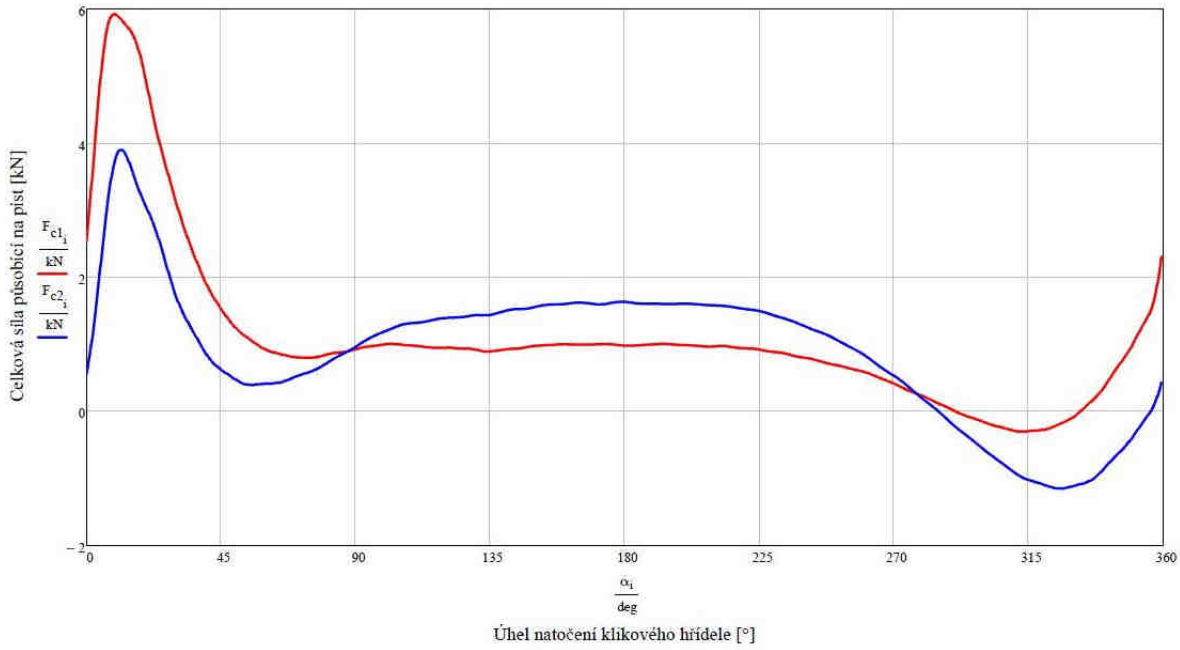
6.1.3 VÝSLEDNÉ SILOVÉ PŮSOBENÍ

Výsledné silové působení na píst stanovím jako součet primárních a sekundárních sil.

$$F_{c1}(\alpha) = F_{p1}(\alpha) + F_{S1}(\alpha) \tag{40}$$

$$F_{c2}(\alpha) = F_{p2}(\alpha) + F_{S2}(\alpha), \tag{41}$$

kde F_{c1} a F_{c2} jsou celkové síly působící na píst.



Obr. 120 Průběh celkových sil působících na pístní skupinu

Tab. 14 Maximální a minimální hodnoty celkové síly působící na píst

otáčky	F_{cmax} [kN]	α_{Fcmax} [°]	F_{cmin} [kN]	α_{Fcmin} [°]
n_1	5,92	10	-0,32	315
n_2	3,83	10,5	-1,22	327,5

S využitím funkce *Trace* v programu Mathcad jsem určil z průběhu celkových sil mezní hodnoty včetně odpovídajících úhlů natočení klikového hřídele.

6.1.4 ZÁTĚŽNÉ STAVY PÍSTNÍ SKUPINY

Výsledky celkového silového působení na píst jsem použil ke stanovení zátěžných stavů, které budou dále analyzovány v softwaru Ansys Workbench.

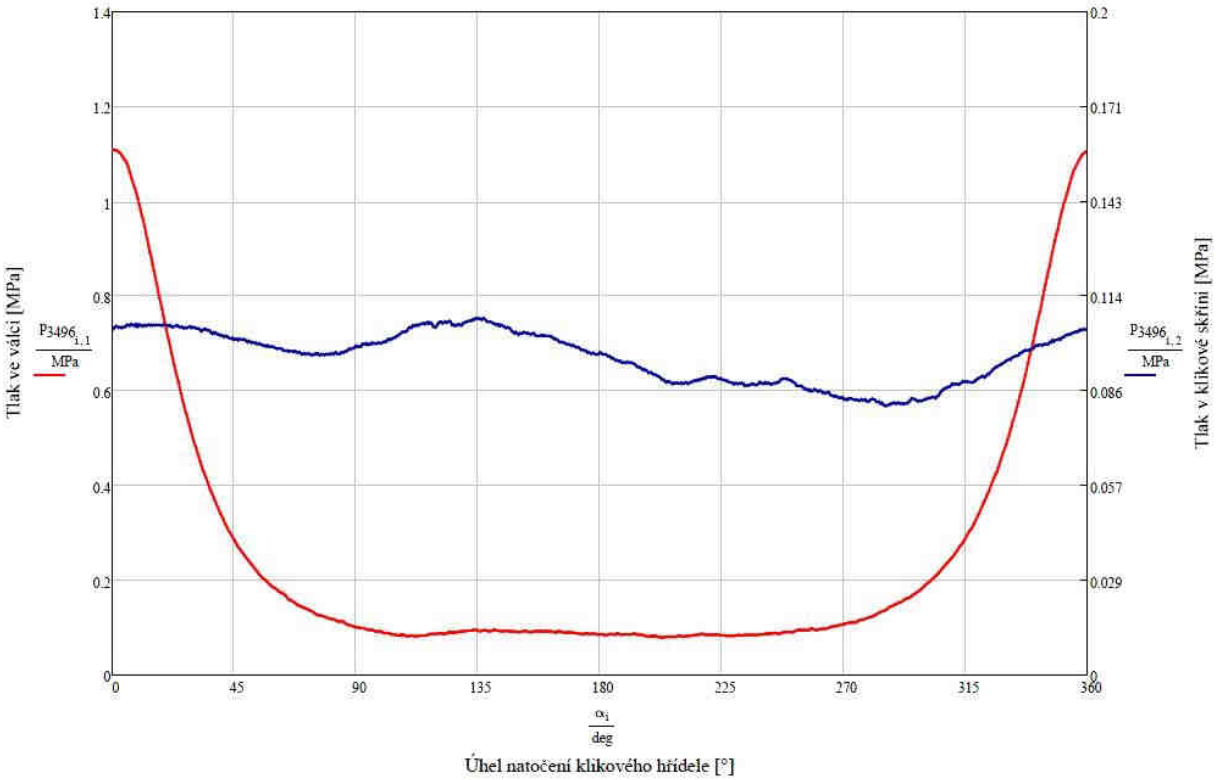
Celková síla působící na pístní skupinu během jedné otáčky klikového hřídele má při otáčkách nejvyššího výkonu maximum 10° za horní úvratí. Tím dochází k výraznému namáhání tlakem části pístu mezi dnem a nálitky pro pístní čep.

Opačné mezní hodnoty je dosaženo při maximálních otáčkách motoru a úhlu natočení klikového hřídele α=327,5°. V tomto okamžiku je výsledná síla působící na pístní skupinu záporná vlivem převládajícího působení setrvačných sil a dochází k namáhání spodní strany nálitku pro pístní čep.

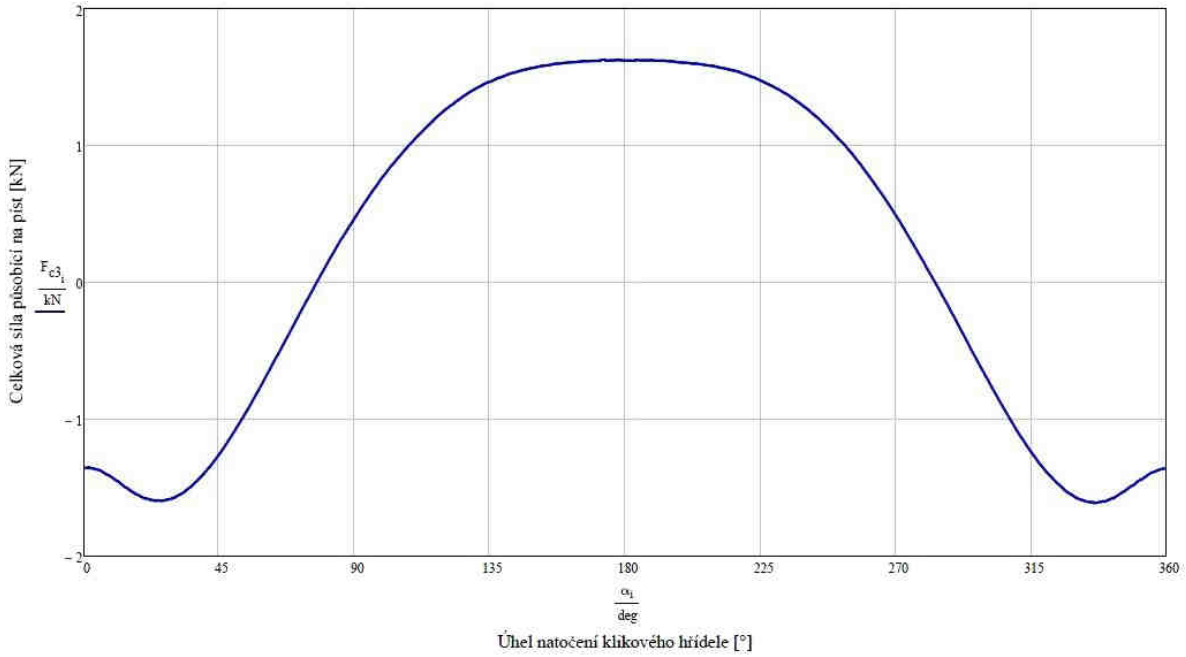
Při správného chodu motoru vyjadřují oba uvedené zátěžné stavy mezní hodnoty zatížení pístu. Během provozu může ovšem dojít k otáčce, kdy z různých důvodů nedojde k zážehu. Indikátorový diagram zobrazující tento případ je na Obr. 121. U dvoudobého zážehového motoru je tento problém častější, což se ukázalo i během vysokotlaké indikace a následného srovnání po sobě jdoucích cyklů.

Primární síly od tlaku plynů působící na píst výrazně klesnou a vzroste podíl setrvačných sil zejména při vyšších otáčkách motoru. Z tohoto důvodu se tento chybný režim chodu motoru nejvýznamněji projeví při maximálních otáčkách motoru.

Průběh celkové síly působící na pístní skupinu při maximálních otáčkách motoru a vynechaném zážehu jsem stanovil na základě změřeného průběhu tlaku ve válci a klikové skříni s odpojeným zapalováním. Jde o typický okamžik, který nastane při použití elektronického zapalování s nastavenými maximálními otáčkami, po kterých dojde k vypnutí zapalování.



Obr. 121 Průběh tlaku ve válci a klikové skříni během otáčky bez zážehu

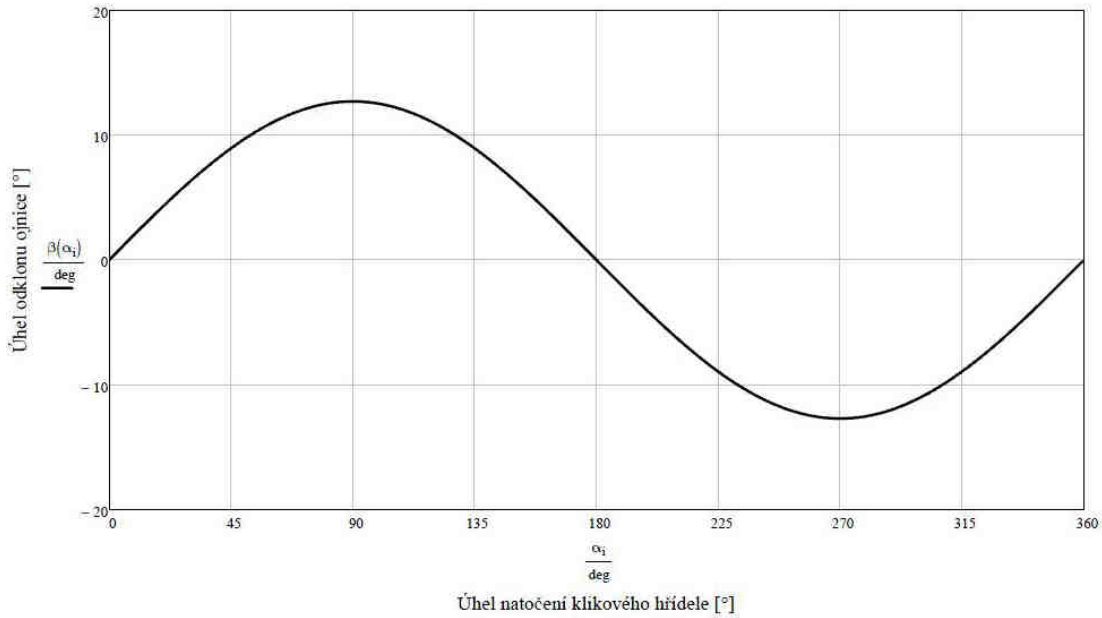


Obr. 122 Průběh celkové síly působící na píst při maximálních otáčkách bez zážehu

Pro určení polohy klikového mechanismu v zátěžných stavech je nutné stanovit závislost mezi odklonem ojnice a úhlem natočení klikového hřídele

$$\beta(\alpha) = arcsin[\lambda \cdot sin(\alpha)], \tag{42}$$

kde β je úhel odklonu ojnice, β_{max}=±12,71°.



Obr. 123 Průběh odklonu ojnice v závislosti na natočení klikového hřídele

Vypočtené tři zátěžné stavy a konkrétní hodnoty základních veličin shrnuji v následující tabulce.

Tab. 15 Zátěžné stavy pístní skupiny

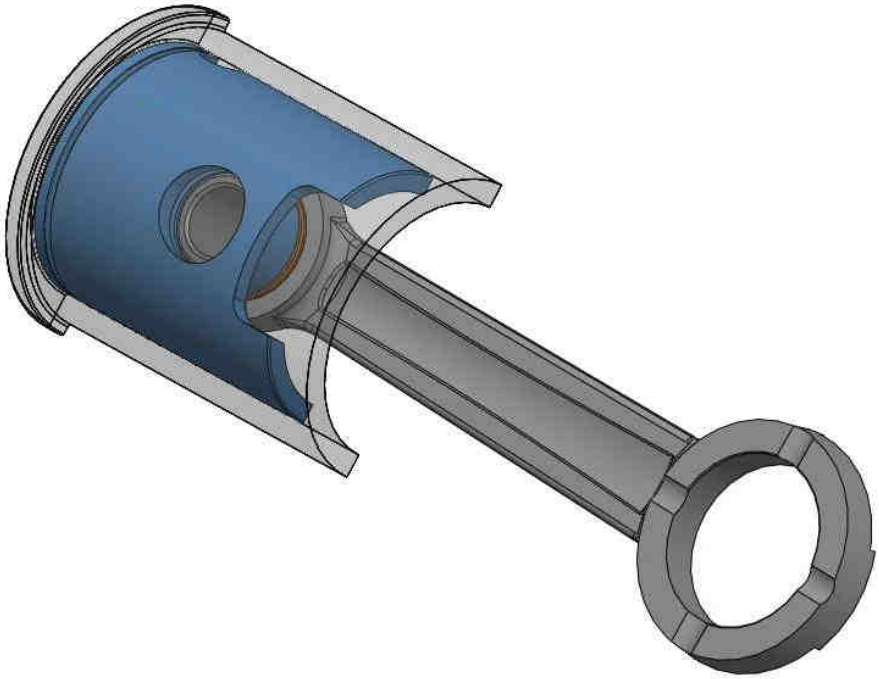
Zátěžný stav	F_c [kN]	n [min^{-1}]	α [°]	β [°]	x [mm]	a [$m.s^{-2}$]	p_v-p_{ks} [MPa]
1.	5,92	9250	10	2,19	0,407	24600	6,239
2.	-1,22	11800	327,5	-6,79	4,144	31460	0,675
3.	-1,61	11800	26	5,53	2,692	34740	0,477

kde p_v-p_{ks} je rozdíl tlaku ve válci a klikové skříni, vzhledem ke kladné hodnotě bude ve všech případech zatížena tlakem horní strana pístu.

6.2 VYTVOŘENÍ GEOMETRIE PÍSTNÍ SKUPINY PRO MKP ANALÝZU

Pro analýzu v softwaru Ansys Workbench bylo nutné vytvořit modely pístní skupiny, ojnice a vložky válce. Vzhledem k vypočteným zátěžným stavům a zjištěným polohám klikového mechanismu jsem vytvořil tři sestavy, které se liší polohou pístu ve vložce válce a odklonem ojnice od svislé osy. Díky rovině symetrie, která prochází středem pístního čepu, bylo možné sestavy upravit tak, že představují pouze polovinu všech částí. Analýzou poloviny modelu po nastavení symetrie v softwaru Workbench dojde ke snížení počtu prvků i času výpočtu bez ovlivnění výsledků.

Obr. 124 Model pístu upraveného motoru



Obr. 125 Model sestavy při zátěžném stavu 1

Mezi jednotlivými součástmi jsou odpovídající vůle, mezi pístem a vložkou válce 0,05mm. Samotná vložka v modelu definuje možný pohyb pístu, proto mohla být zjednodušena a zkrácena.

6.2.1 IMPORT GEOMETRIE

Jednotlivé sestavy byly importovány ve formátu sestavy dílů CAD systému Solidworks, ve kterém byly vytvořeny. Načtená sestava se skládala z pěti dílů, kterým byly automaticky přiřazeny kontaktní plochy a materiál konstrukční ocel. Materiálové vlastnosti i parametry vzájemných kontaktů bylo nutné následně upravit.

6.3 MKP ANALÝZA PÍSTU MOTORU S VÝKONEM 6KW

Výpočtem zátěžných účinků a vytvořením odpovídajících modelů se zabývají předchozí kapitoly, čímž byly vyřešeny požadované vstupy pro MKP analýzu. Samotný výpočet byl proveden jako statická deformačně-napjatostní analýza, nastavení tedy *Static Structural*.

6.3.1 PŘIŘAZENÍ MATERIÁLŮ

Všem částem sestavy bylo nutné přiřadit odpovídající materiálové vlastnosti. V části *Engineering Data* byla změněna hustota materiálu šedá litina na nulovou hodnotu tak, aby vložka válce nebyla zatížena setrvačnými účinky vyvolanými zadaným zrychlením pístní skupiny. Materiálem pístu je hliníková slitina AlSi20Cu2NiMgMn dle ČSN 42 4386, vysoký obsah křemíku zajišťuje nízkou hodnotu součinitele délkové roztažnosti a lepší mechanické vlastnosti při namáhání za vyšších teplot. Norma neuvádí nejnižší hodnoty smluvní meze kluzu R_p 0,2, pouze nejnižší pevnost v tahu R_m=150MPa. Kluzné pouzdro ložiska pístního čepu je ze slitiny mědi. Ojnice spolu s pístním čepem je definována materiálovými vlastnostmi konstrukční oceli. [21]

6.3.2 VYUŽITÍ SYMETRIE

Vytvořený model sestavy zahrnuje pouze polovinu součástí díky rovině symetrie. Tuto skutečnost bylo nutné také zohlednit v softwaru Ansys Workbench. V nabídce *Symmetry* je definována rovina symetrie pomocí *Symmetry Region*.

Obr. 126 Použití symetrie v prostředí Ansys Workbench

6.3.3 ÚPRAVA KONTAKTŮ

Automaticky přiřazené kontaktní plochy spolu s jejich typem *Contact* nebo *Target* bylo nutné upravit. Kontaktu vnější plochy pístu (*Contact*) s vývrtem vložky válce (*Target*) byl přiřazen typ *Frictional*, součinitel tření f=0,04. Stejné parametry má i kontakt mezi pístním čepem uloženým v pístu. Mezi pístním čepem a kluzným pouzdrem ojnice je zvolen stejný typ kontaktu, součinitel tření f=0,01. Kontaktu mezi vnější plochou bronzového pouzdra a okem ojnice byl ponechán typ *Bonded*, který definuje pevné spojení.

Obr. 127 Kontaktní plocha mezi pístním čepem a pístem

6.3.4 VYTVOŘENÍ SÍTĚ KONEČNÝCH PRVKŮ

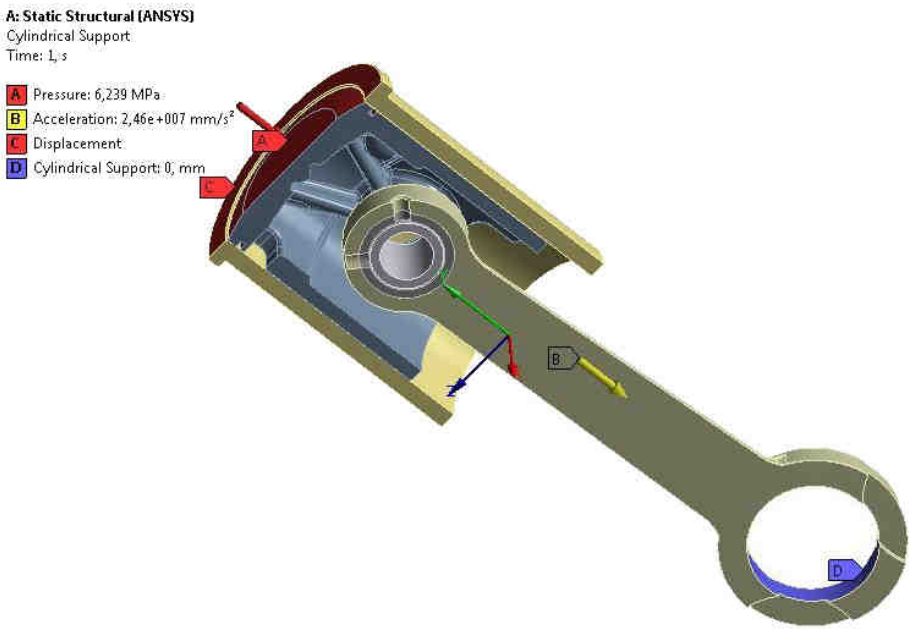
Přesnost výsledků v místě tvarových přechodů a doba výpočtu závisí na počtu elementů sítě. Hrubá síť použitá na modelu sestavy byla v požadovaných místech zjemněna. Velikost prvků při síťování pístu byla nastavena pomocí funkce *Body Sizing* na 1mm. V místě kontaktu pístního čepu s pístem je síť vzhledem k předpokládaným koncentracím napětí zjemněna použitím *Contact Sizing* na velikost elementu 0,5mm. Počet prvků v celé sestavě se pohybuje kolem 160 tisíc.

Obr. 128 Konečně-prvková síť

6.3.5 DEFINOVÁNÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Celou sestavu bylo nutné nejdříve uložit tak, aby vzájemné vlastnosti vazeb odpovídaly skutečnosti. Zabráněním posuvů ve všech osách pomocí funkce *Displacement* na horní ploše vložky válce byla definována její poloha. Vnitřní plocha spodního oka ojnice byla uchycena pomocí *Cylindrical Support* s možností tangenciálního natočení, což odpovídá uložení na ojničním čepu.

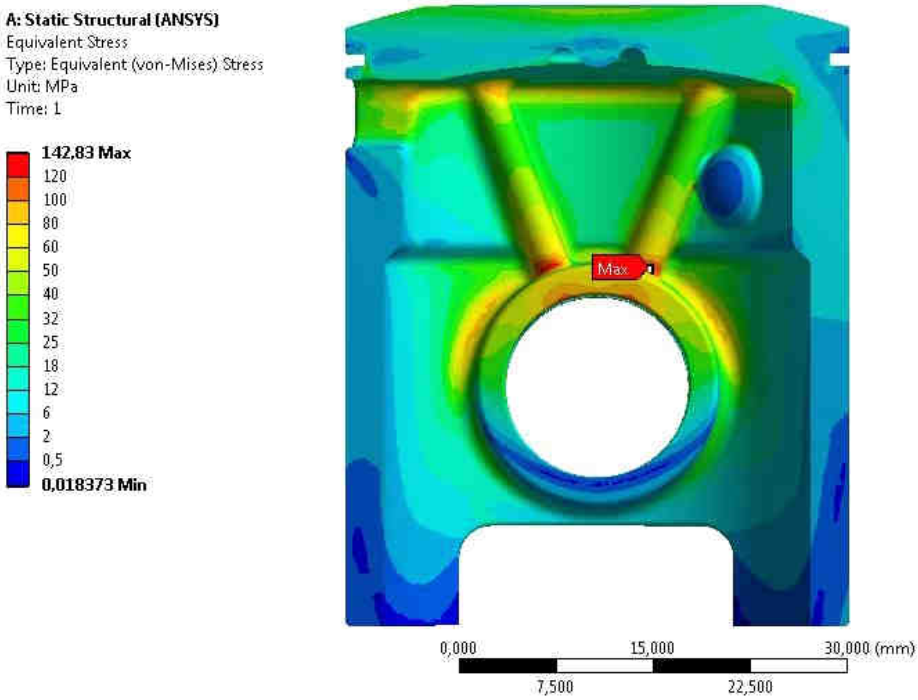
Zatížení pístní skupiny se skládá z vypočteného zrychlení posuvných částí a tlaku působícího na dno pístu. Konkrétní hodnoty byly určeny v kapitole 6.1.4 a v jednotlivých zátěžných stavech se na rozdíl od vazeb liší. Účinky setrvačných sil působících na píst jsou definovány jeho hustotou a velikostí zrychlení pomocí *Acceleration* v jeho ose. Působení spalovacího tlaku sníženého o tlak v klikové skříni je určeno plochami pístu, mimo dna jde o první můstek včetně drážky pro pístní kroužek. Výběr ploch a velikost tlaku byla zvolena pomocí funkce *Pressure*.



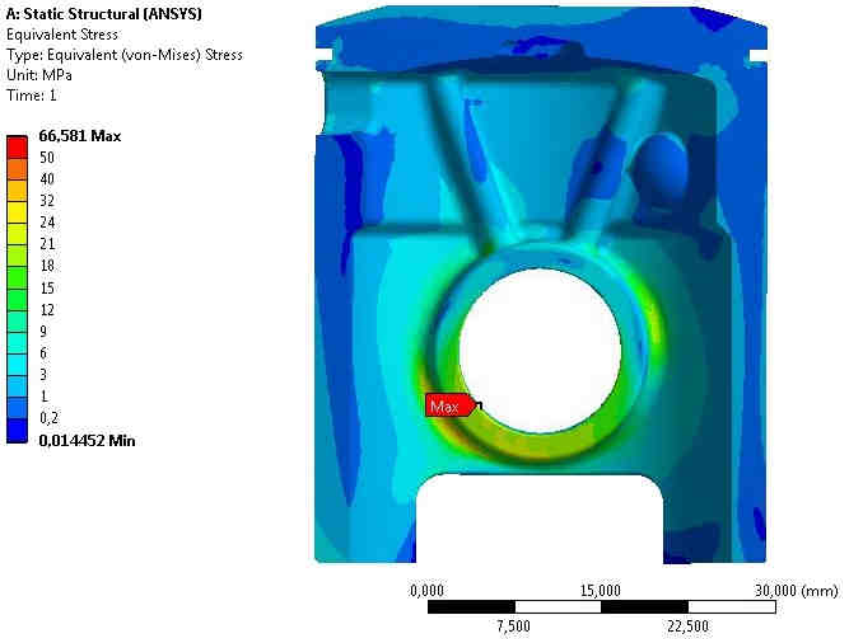
Obr. 129 Definice okrajových podmínek

6.3.6 VÝSLEDKY A JEJICH ZHODNOCENÍ

Výsledkem MKP analýzy pístu použitého v motoru s výkonem 6kW je rozložení redukovaného napětí podle podmínky HMH v pístu během tří zátěžných stavů.



Obr. 130 Výpočet redukovaného napětí, zátěžný stav 1

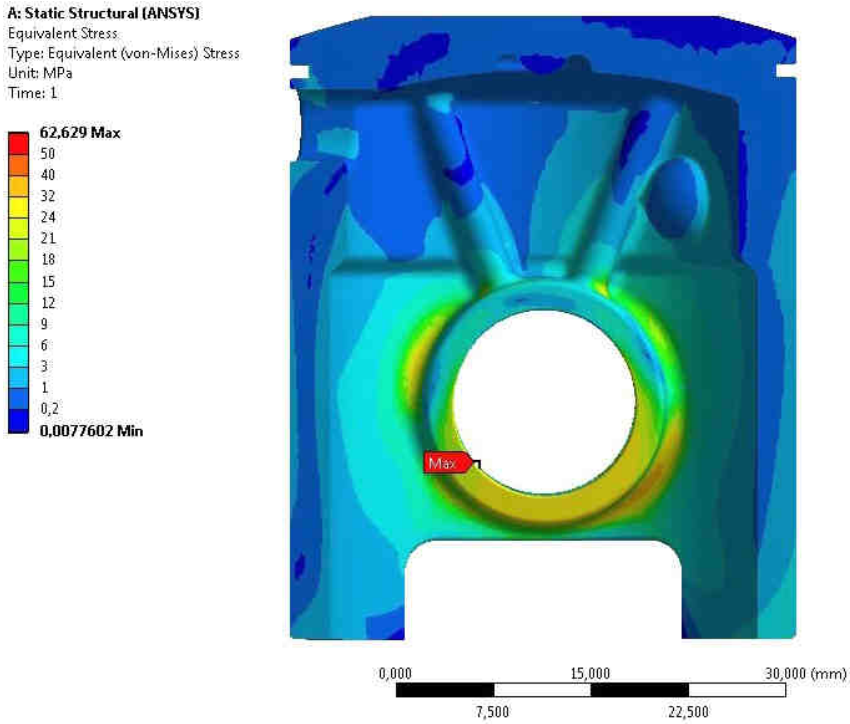


Obr. 131 Výpočet redukovaného napětí, zátěžný stav 2

Hypotézu HMH (Hencky, von Mises, Huber) jako podmínku plasticity na základě hlavních napětí vyjadřuje vztah

$$\sigma_{red} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}, \tag{43}$$

kde σ_{red} je redukované napětí, σ_1, σ_2 a σ_3 jsou hlavní napětí. [20]



Obr. 132 Výpočet redukovaného napětí, zátěžný stav 3

Rozložení napjatosti v pístu je patrné z Obr. 130, Obr. 131 a Obr. 132. Podmínky kontaktu mezi pístním čepem a pístem nevyjadřují přesně reálné uložení plovoucího čepu. Vzájemný styk obou kontaktních ploch u skutečného motoru ovlivňuje tenká mazací vrstva, která v modelu nebyla uvažována. Z tohoto důvodu jsou vypočtené hodnoty napětí v těsném okolí kontaktní plochy nepřesné a vyskytují se zde vysoké napěťové špičky. V následujících srovnání rozložení napjatosti nebudou uvažovány maximální hodnoty napětí v ploše kontaktu.

Velikost redukovaného napětí je nejvyšší při zátěžném stavu 1. Píst je výrazně namáhán silami od tlaku plynů a nejvyšších hodnot redukovaného napětí je dosaženo v oblasti přechodu žeber pláště k nálitkům pro pístní čep. Maximální hodnota redukovaného napětí je 143MPa.

Při zátěžném stavu 2 převažuje namáhání setrvačnými silami, nejvyšších hodnot redukovaného napětí 29MPa je dosaženo ve spodní straně nálitku pro pístní čep.

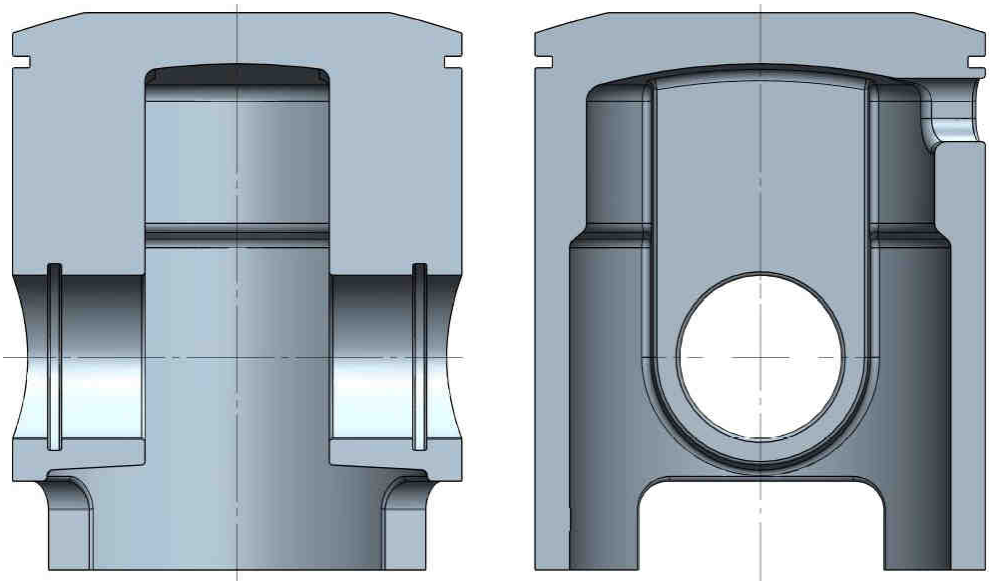
Shodný způsob namáhání setrvačnými silami působí na píst i při zátěžném stavu 3. Vypočtené hodnoty redukovaného napětí dosahují 41MPa v místě spodní strany nálitku pro pístní čep. Ve srovnání s prvním zátěžným stavem jsou redukovaná napětí několikrát nižší.

6.4 MODIFIKACE TVARU PÍSTU

Vypočtené nejvyšší hodnoty napětí při zátěžném stavu 1 v místě přechodu žeber pláště k nálitku pro pístní čep jsou v porovnání s materiálovými vlastnostmi vysoké. Z tohoto důvodu bylo dalším cílem práce modifikovat tvar běžně dostupného odlitku pístu s požadavkem příznivějšího rozložení napjatosti.

6.4.1 ÚPRAVA GEOMETRIE PÍSTU

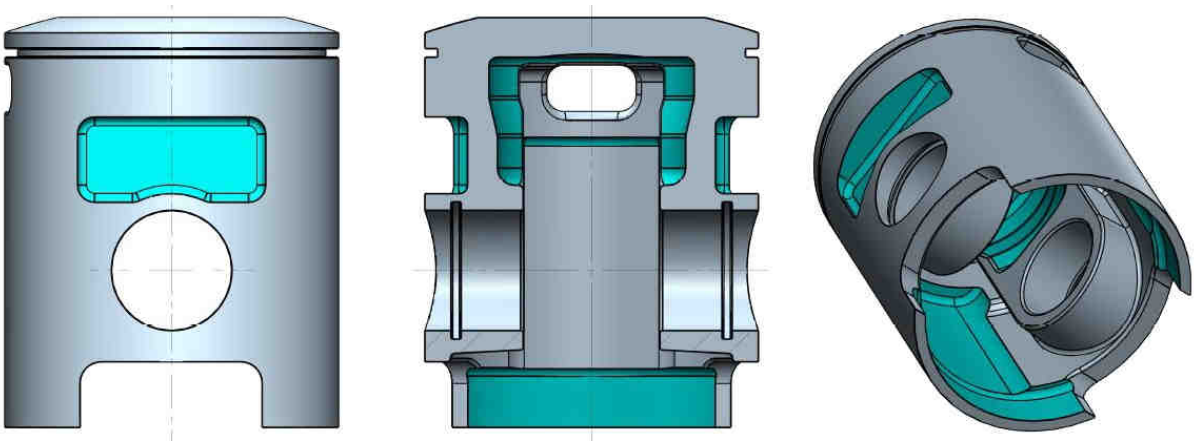
Odlitek pístu s plným nálitkem nad pístním čepem od firmy Almet, a.s. je vyroben ze stejného materiálu jako výše uvedené první provedení s žebry.



Obr. 133 Upravené části pístu dle funkčních požadovků

Na základě požadavků získaných v části práce věnující se zvýšení výkonových parametrů bylo nutné v modelu upravit dno pístu, zmenšit celkovou výšku pístu a vyfrézovat otvor pro plnění zadního kanálu. Takto upravený píst je zobrazen na Obr. 133, celková hmotnost 69,1g je téměř o 10g vyšší než u předchozího pístu s žebry.

Jednotlivé další změny tvaru pístu byly posuzovány s ohledem na rozložení napjatosti a výslednou hmotnost. Při návrhu úpravy geometrie pístu bylo nutné uvažovat možnosti běžných technologií obrábění a upnutí pístu. Odlehčení nad i pod nálitky pro pístní čep je možné realizovat soustružením. Odebrat materiál na vnitřní straně pláště pístu v rovině kolmé na osu čepu lze frézováním, stejně jako vytvořit odlehčení mezi čepem a pístním kroužkem. Výsledné řešení je patrné z Obr. 134, hmotnost odlehčeného pístu je 57g.



Obr. 134 Barevně zvýrazněná změna geometrie pístu

6.4.2 PŘEHLED A SROVNÁNÍ DOSAŽENÝCH VÝSLEDKŮ

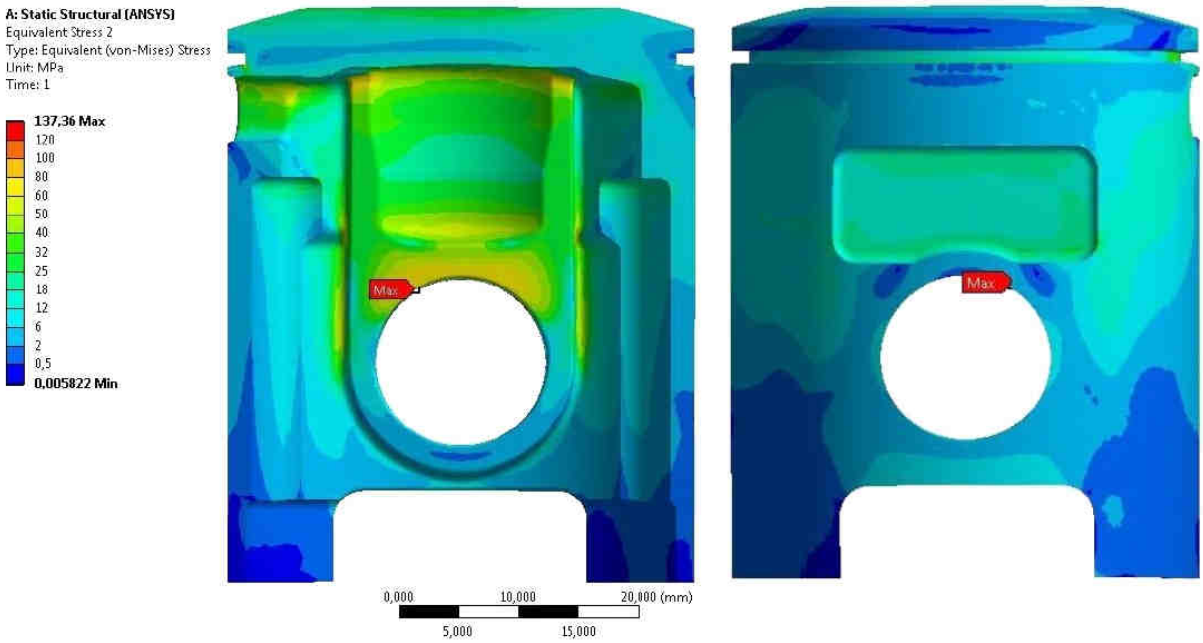
Změnou geometrie se podařilo snížit výrazné koncentrace napětí a celkově docílit rovnoměrnějšího rozložení napjatosti. Nejvyšší hodnoty redukovaného napětí v pístu mimo kontaktní plochu pístního čepu dosahují v okamžiku maximální velikosti spalovacího tlaku 90MPa. Ve srovnání s původní geometrií jde o snížení o 53MPa.

Při výpočtech zátěžných stavů 2 a 3 bylo dosaženo podobných hodnot redukovaných napětí jako u původního provedení pístu. Geometrie spodní strany nálitku pro pístní čep je u obou variant pístu obdobná. Současně je výsledkem úpravy tvaru i pokles hmotnosti na hodnotu odpovídající pístu s žebry.

Při všech provedených analýzách nebylo uvažováno teplotní zatížení pístu. Podstatné výsledky jsou shrnuty v následující tabulce.

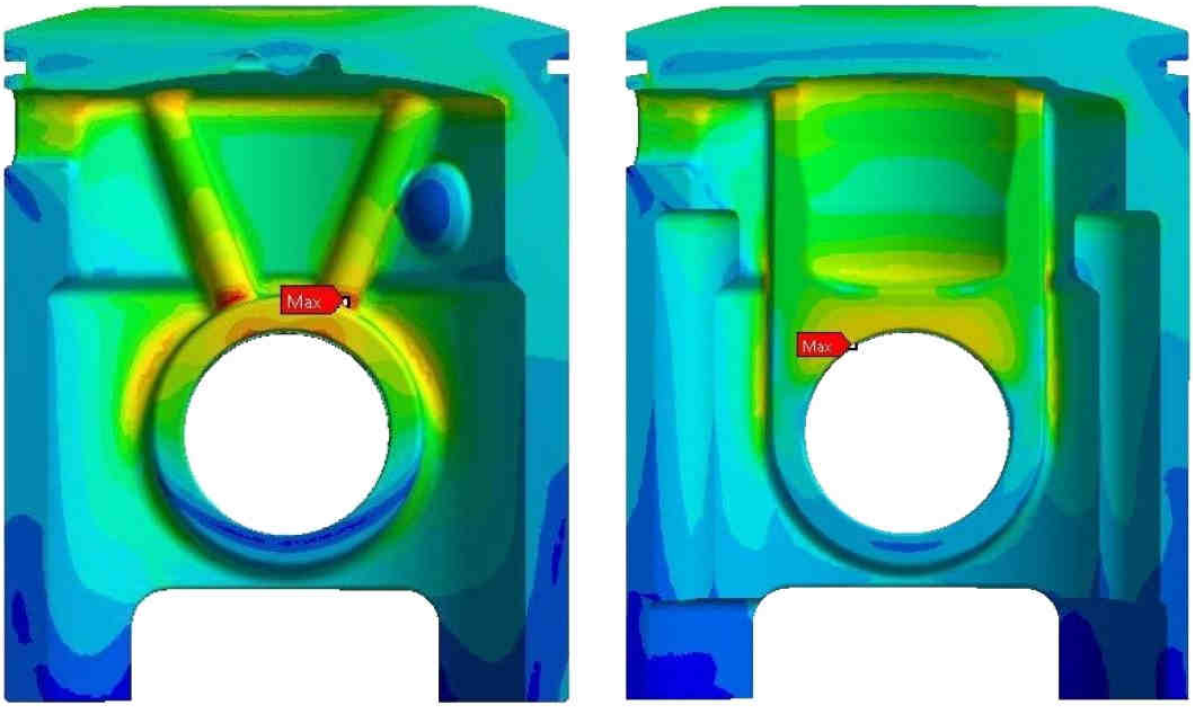
Tab. 16 Srovnání parametrů původního a modifikovaného provedení pístu

	Hmotnost [g]	σ_{red} [MPa] zát. s. 1	σ_{red} [MPa] zát. s. 2	σ_{red} [MPa] zát. s. 3
Pův. tvar.	60	143	30	42
Mod. tvar	57	90	32	39



Obr. 135 Výpočet redukovaného napětí upraveného pístu, zátěžný stav 1

Vzájemné srovnání rozložení napjatosti v zátěžném stavu 1 je patrné z Obr. 136.

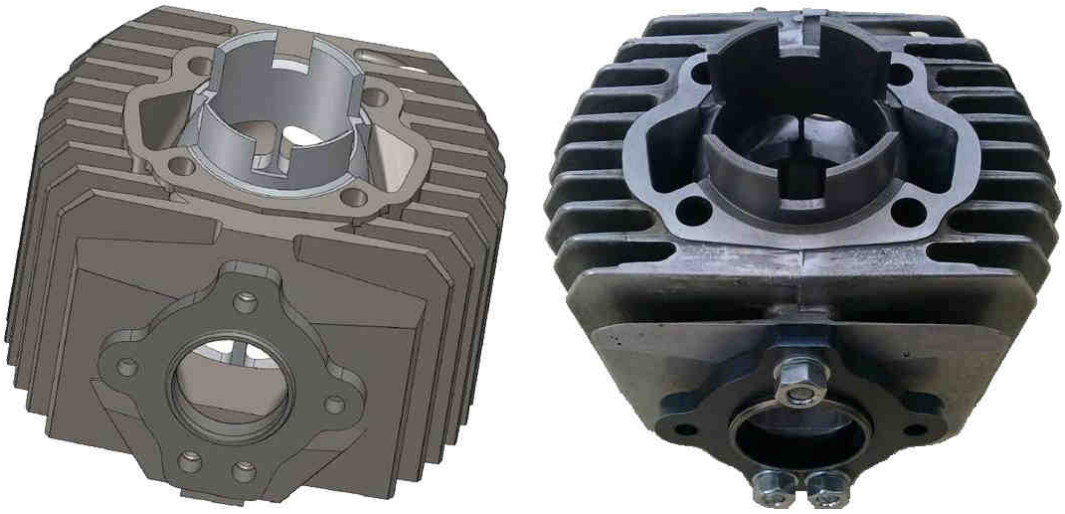


Obr. 136 Srovnání redukovaného napětí, zátěžný stav 1

7 ZHODNOCENÍ NAVRŽENÝCH KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV

Jednotlivé části dvoudobého motoru mají významný vliv na jeho výkonové parametry a snahou dílčích konstrukčních úprav bylo zabezpečit zlepšení výstupních parametrů motoru. Nejvýraznější význam všech navržených úprav spočívá v komplexním řešení většiny výkonových částí motoru a využití výsledků jejich následné modifikace.

Na výkonové vlastnosti motoru má největší vliv válec dvoudobého motoru. Úhlové parametry rozvodu společně se systémem plnících kanálů určují rozsah využitelných otáček a velikost točivého momentu. Navržené úpravy válce ve srovnání s parametry sériové válcové jednotky výrazně zvyšují výstupní parametry motoru. Další zvyšování výkonu je možné současným zvyšováním otáček a optimalizací vnitřní aerodynamiky motoru. Vhodnými úpravami tvaru přefukových kanálů a jejich rozmístění ve válci je možné významně zlepšit plnění válce čerstvou směsí a zamezit její expanzi do výfukového kanálu. Výsledky měření proudění uvnitř válce na anemometrickém testeru firmy JAROŠ jsem využil k úpravě stávajícího tříprvkového vyplachovacího systému. Současně došlo ke konstrukčním úpravám sacího a výfukového kanálu, zvýšení úhlu otevření s požadavkem posunutí maximálních hodnot výkonu do vyšších otáček. Model upraveného válce a výsledná realizace je na Obr. 137.



Obr. 137 Modifikovaný válec s tříprvkovým vyplachovacím systémem

Navrženými změnami, jejich přesným a pečlivým zpracováním je možné dosáhnout dalších zlepšení výkonových parametrů motoru. Detailnější rozbor vlivu změn ve vyplachovacím systému, tvaru kanálů a časování rozvodu přesahuje rozsah této diplomové práce.

Konstrukce a výroba nové hlavy válce příznivě ovlivnila otázku chlazení upraveného motoru a umožnila zvýšení kompresního poměru. Současně návrh symetrického spalovacího prostoru společně s úpravou dna pístu přinesl zlepšení průběhu točivého momentu.

Význam výfukového rezonátoru úzce souvisí s kvalitou vyplachovacího systému motoru. Provedená systematická měření různých změn jednotlivých částí výfuku vedla k jeho úpravě na základě požadavku široké rozsahu využitelných otáček. Důležitým předpokladem měření bylo zajištění přesné výroby všech částí rezonátoru, kdy byly použity laserové výpalky, stáčení kuželů a svařování metodou TIG.

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout konstrukční úpravy zvoleného dvoudobého motoru za účelem zvýšení jeho výkonových parametrů. Při použití motoru jako pohonné jednotky motocyklu bylo nutné zohlednit požadavky na maximální výkon a současně na využitelný rozsah otáček motoru.

První část práce se věnuje měření výkonových parametrů motoru na válcovém dynamometru. Pozornost byla soustředěna na problematiku měření, přenos výkonu z motoru na setrvačník dynamometru a možné chyby měření. Řešení většiny nedostatků přinesl návrh a realizace nového uložení motoru s přenosem výkonu řetězovými převody. Výsledkem bylo snížení pasivních ztrát v soustrojí vyjádřené poklesem brzdného momentu o 70%. Pro zohlednění změn setrvačných hmot motoru a jejich přesné vyjádření byly vytvořeny kompletní CAD modely rotačních hmot. Výpočtové modely řeší redukci momentů setrvačnosti mezi jednotlivými osami rotace.

Další část práce se zabývá návrhem konstrukčních úprav dvoudobého motoru. Návrh změny parametrů rozvodu a vyplachovacího systému byl proveden s požadavkem na zvýšení dosahovaných otáček a středního efektivního tlaku. Hlava válce byla navržena s odlišným tvarem a větší plochou žeber, centrálně umístěnou zapalovací svíčkou a symetrickým spalovacím prostorem. Současně byl navržen nový sací a výfukový systém na základě výsledků provedených měření. Všechny konstrukční úpravy byly realizovány a ve srovnání s výkonovými parametry sériového motoru došlo ke zvýšení maximální hodnoty točivého momentu o 36% a výkonu o 104%, vzájemné srovnání je uvedeno na Obr. 66.

Podstatným přínosem při zvyšování parametrů motoru je určení vlivu jednotlivých výkonových komponent, jejich dílčích částí a následná optimalizace. Součástí kapitoly 4 je určení vlivu změny doby otevření u rozvodu sání pístem a srovnání symetrického rozvodu s možnostmi použití rotačního šoupátka nebo jazýčkového ventilu. Další měření se zabývá změnou kompresního poměru, tvaru spalovacího prostoru a vlivu modifikace jednotlivých částí výfukového rezonátoru. Syntézou dosažených výsledků je celkové navýšení točivého momentu o 50% a výkonu o 130% ve srovnání se sériovým motorem, viz Obr. 94 a Obr. 95.

Pro požadovanou deformačně napjatostní analýzu upraveného pístu motoru a stanovení zátěžných účinků bylo nutné provést měření tlaků působících na pístní skupinu. Na experimentálním motoru byla realizována kompletní indikace tlaků. Jednalo se o měření spalovacích tlaků, dále tlaku v klikové skříni a tlaku v blízkosti sacího a výfukového otvoru. Součástí indikace bylo i měření teplot v sání, klikové skříni a výfuku. Provedená měření nejsou u dvoudobých motorů častá, proto je možné získaná data využít ke zpracování dalších diplomových prací.

Změřené průběhy tlaku společně s vytvořenými CAD modely a známými parametry klikového mechanismu byly použity při výpočtu celkové síly působící na píst. První zátěžný stav se nachází v oblasti maximální hodnoty spalovacího tlaku při otáčkách maximálního výkonu motoru. Dále byl vyhodnocen okamžik největšího namáhání pístu účinky setrvačných sil při maximálních otáčkách motoru. Třetí kritický okamžik zatížení pístu byl určen při nejvyšších otáčkách motoru a otáčce, při které nedojde k zážehu.

Jednotlivé zátěžné stavy byly doplněny CAD modely sestavy pístní skupiny, vložky válce a ojnice v odpovídajících polohách klikového mechanismu. Díky symetrii úlohy se jedná pouze o polovinu sestavy.

MKP analýza pístu je řešena v softwaru Ansys Workbench jako kontaktní úloha. Materiály dílů sestavy stejně jako jednotlivé vazby a parametry kontaktů byly upraveny s ohledem na podmínky ve skutečném motoru. Výsledkem deformačně napjatostní analýzy je rozložení redukovaného napětí podle hypotézy HMH v jednotlivých zátěžných stavech.

Vzhledem k vysoké koncentraci napětí v přechodu žeber k nálitku pro pístní čep v okamžiku zatížení maximálním spalovacím tlakem se následující část práce zabývá změnou geometrie pístu. Úpravou odlitku pístu jiného výrobce běžnými technologiemi obrábění bylo dosaženo snížení maximálních hodnot redukovaného napětí o 53MPa. Hmotnost pístu odpovídá původnímu provedení. Konkrétní hodnoty dovoleného napětí použité hliníkové slitiny se nepodařilo zjistit, dále nebylo uvažováno teplotní zatížení pístu, proto lze brát dosažené výsledky jako orientační a slouží pouze pro porovnání vlivu změny geometrie pístu na rozložení napjatosti.

Závěrečné zhodnocení provedených konstrukčních úprav zdůrazňuje význam komplexního řešení všech výkonových částí dvoudobého motoru ve snaze zvyšování výstupních parametrů motoru. Současně ukazuje další možnosti ke zvyšování výkonových parametrů motoru.

Všechny cíle stanovené zadáním diplomové práce byly splněny. Dosažené výsledky je možné využít k úpravě motorů určeným pro závody a současně systematickým přístupem pokračovat v dalším zvyšování výkonu motoru.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory*: Studijní opory. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2005. 235 s.

[2] JAROŠ, Karel. *Spalovací motory II: Konstrukce spalovacích motorů: Určeno pro posluchače fakulty strojní.* 1. vyd. Praha: Mezinárodní organizace novinářů, 1990, 204 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0131-1.

[3] DIXON, John C. *The high-performance two-stroke engine.* Calif.: Haynes North America, 2005, 290 s. ISBN 18-442-5045-8.

[4] V2.club2t.org: Archivo de imagenes público. *http://v2.club2t.org: club2t.org* [online]. 2006 [cit. 2012-02-16]. Dostupné z: http://v2.club2t.org/club2tpub/Archivo%20de%20imagenes%20pblico/Forms/DispForm.aspx?ID=72

[5] BLAIR, Gordon P. *Design and simulation of two-stroke engines*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1996, 623 s. ISBN 15-609-1685-0.

[6] VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc., 2004, 661 s. ISBN 80-239-1601-7.

[7] KAMEŠ, Josef. *Speciální motorová vozidla*. Vyd. 1. V Praze: Česká zemědělská univerzita, Technická fakulta, 2002, 109 s. ISBN 80-213-0895-8.

[8] JENNINGS, Gordon. *Two-stroke tuner's handbook*. Tucson, AZ: HP Books, 1986c1973, 156 s. ISBN 09-126-5641-7.

[9] POVÁŽSKÉ STROJÁRNY N. P. *Návod na obsluhu Jawa 50*. 9. vydání. Považská Bystrica, 1979.

[10] STODOLA, Jiří. *Diagnostika motorových vozidel*: Studijní opory. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 274 s.

[11] BEROUN, Stanislav. *Vozidlové motory*: Studijní opory. Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, 108 s.

[12] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1983, 483 s.

[13] BELL, A a A BELL. *Two-stroke performance tuning*. 2nd ed. Newbury Park, Calif., USA: Haynes North America, 1999, 271 s. ISBN 18-596-0619-9.

[14] Kistler: Pressure sensors. [online]. [cit. 2012-04-12]. Dostupné z: http://www.kistler.com/cz_cz/134_Productfinder_Pressure/P1200.6053CC60/Miniature-measuring-probe-non-cooled-M5-thread-length-60-mm.html

[15] Kistler: Pressure sensors. [online]. [cit. 2012-04-12]. Dostupné z: http://www.kistler.com/cz_cz-cz/13_Productfinder/App.4049A_BP/Product-Finder.html

[16] Kistler: Pressure sensors. [online]. [cit. 2012-04-12]. Dostupné z: http://www.kistler.com/cz_cz/134_Productfinder_Pressure/P1100.4007BA_BP/Product-Finder-Pressure.html

[17] Kistler: Data sheet. [online]. [cit. 2012-04-12]. Dostupné z: http://www.kistler.com/mediaaccess/2613B__000-366e-06.05.pdf

[18] Bosch Motorsport: Lambda senzors. [online]. [cit. 2012-04-12]. Dostupné z: http://www.bosch-motorsport.de/pdf/sensors/lambda/LSU42.pdf

[19] AVL. Engine indicating: User handbook [online]. Graz: AVL, 2002 [cit. 2012-04-18]. Dostupné z: http://www.unipa.it/emiliano.pipitone/_reserved/engine%20pressure%20indicating%20 handbook.pdf

[20] JANÍČEK, Přemysl, Emanuel ONDRÁČEK a Jan VRBKA. Pružnost a pevnost I. Brno: VUT Brno, 1992.

[21] ČSN 42 4386. Slitina hliníku na odlitky. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1987.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_1, a_2	[m.s^{-2}]	zrychlení pístní skupiny
C	[-]	konstanta
CAD		computer aided design
CDI		capacitor discharge ignition
c_v	[m.s^{-1}]	střední rychlost zvuku spalin ve výfukovém potrubí
D	[mm]	vrtání válce
D_1	[mm]	vrtání upraveného válce
D_k	[mm]	průměr difuzoru karburátoru
DÚ		dolní úvrať
f	[-]	součinitel tření
F_b	[N]	síla na rameni brzdy
F_{c1}, F_{c2}	[N]	celková síla působící na píst
F_{cmax}	[N]	maximální velikost F_c
F_{cmin}	[N]	minimální velikost F_c
F_{p1}, F_{p2}	[N]	síly od tlaku plynů
F_{s1}, F_{s2}	[N]	setrvačná síla
h_p	[mm]	výška pístu
h_s	[mm]	vzdálenost spodní hrany sacího okna od horní úvrati
HÚ		horní úvrať
h_v	[mm]	výška výfukového okna
I	[kg.m^2]	moment setrvačnosti
I_{18z}	[kg.m^2]	moment setrvačnosti kola 18z
I_{23z}	[kg.m^2]	moment setrvačnosti sestavy kola 23z
I_{az1}	[kg.m^2]	red. moment setrvačnosti sériového motoru k ose klikového hřídele
I_{az2}	[kg.m^2]	red. moment setrvačnosti upraveného motoru k ose klik. hřídele
I_{az3}	[kg.m^2]	red. moment setrvačnosti motoru s rotačním šoupátkem k ose KH
I_{dz}	[kg.m^2]	redukovaný moment setrvačnosti k ose válce u doběhové zkoušky
I_{hp}	[kg.m^2]	moment setrvačnosti hřídele předlohy
I_{kh}	[kg.m^2]	moment setrvačnosti sestavy klikového hřídele
i_p	[%]	poměrné zvýšení průřezu přepouštěcích oken
I_{pos}	[kg.m^2]	moment setrvačnosti částí s pohybem posuvným
I_{red}	[kg.m^2]	redukovaný moment setrvačnosti

I_{red_a}	[kg.m^2]	redukovaný moment setrvačnosti rotujících částí při akceleraci
I_{red_d}	[kg.m^2]	redukovaný moment setrvačnosti rotujících částí při deceleraci
i_s	[%]	poměrné zvýšení průřezu sacího okna
I_{sh}	[kg.m^2]	moment setrvačnosti sestavy pomocného hřídele
I_{ss}	[kg.m^2]	moment setrvačnosti sestavy spojky a hlavního hřídele
I_{sv}	[kg.m^2]	moment setrvačnosti sestavy válce dynamometru
i_v	[%]	poměrné zvýšení průřezu výfukových oken
I_{ve1}	[kg.m^2]	moment setrvačnosti val. elementů ložisek výstupního hřídele
I_{ve2}	[kg.m^2]	moment setrvačnosti val. elementů ložisek 6303
I_{ve3}	[kg.m^2]	moment setrvačnosti val. elementů ložisek 6202
I_{vh}	[kg.m^2]	moment setrvačnosti sestavy výstupního hřídele
KH		klikový hřídel
l_{oj}	[mm]	rozteč ok ojnice
l_{rez}	[m]	osová délka výfukového potrubí mezi pístem a reflexní částí potrubí
l_{TR}	[mm]	délka výfukové trubky
m_{A2}	[kg]	redukovaná hmotnost ojnice ve středu malého oka
m_{B2}	[kg]	redukovaná hmotnost ojnice ve středu velkého oka
MKP		metoda konečných prvků
m_{oj}	[kg]	hmotnost ojnice
m_p	[kg]	hmotnost pístu s kroužkem a pojistkami
m_{ph}	[kg]	celková hmotnost částí s pohybem posuvným
m_{ps}	[kg]	hmotnost pístní skupiny
M_t	[Nm]	točivý moment motoru
M_{tmax}	[Nm]	maximální točivý moment motoru
M_{tmax1}	[Nm]	maximální točivý moment upraveného motoru
M_{tnmax}	[Nm]	točivý moment motoru při maximálních otáčkách
M_{tnmax1}	[Nm]	točivý moment upraveného motoru při maximálních otáčkách
n	[min^{-1}]	otáčky
n	[-]	polytropický exponent
n_{max}	[min^{-1}]	maximální otáčky motoru
n_{max1}	[min^{-1}]	maximální otáčky upraveného motoru
n_{Pmax}	[min^{-1}]	otáčky maximálního výkonu
n_{Pmax1}	[min^{-1}]	otáčky maximálního výkonu upraveného motoru

n_{red}	[min^{-1}]	otáčky, vůči kterým se redukují ostatní části sestavy
n_{rez}	[s^{-1}]	rezonanční otáčky maximálního točivého momentu motoru
p_{atm}	[Pa]	atmosférický tlak
P_e	[kW]	efektivní výkon motoru
p_e	[MPa]	střední efektivní tlak
p_{e1}	[MPa]	střední efektivní tlak upraveného motoru
p_{ks}	[Pa]	tlak v klikové skříni
P_M	[$kW.dm^{-3}$]	měrný výkon motoru
P_{M1}	[$kW.dm^{-3}$]	měrný výkon upraveného motoru
P_{max}	[kW]	maximální výkon motoru
P_{max1}	[kW]	maximální výkon upraveného motoru
P_{nmax}	[kW]	výkon motoru při maximálních otáčkách
P_{nmax1}	[kW]	výkon upraveného motoru při maximálních otáčkách
PO		okamžik otevření přepouštěcích oken
p_{rel}	[Pa]	relativní tlak
p_v	[MPa]	tlak ve válci
PZ		okamžik zavření přepouštěcích oken
r	[mm]	poloměr kliky
r_b	[m]	délka výkyvného ramene brzdy
R_m	[MPa]	mez pevnosti v tahu
R_p 0,2	[MPa]	smluvní mez kluzu
S_1	[mm^2]	průmět plochy spalovacího prostoru do roviny kolmé k ose válce
S_2	[mm^2]	průmět antidetonační plochy do roviny kolmé k ose válce
SO		okamžik otevření sacího otvoru
S_p	[mm^2]	průřez přepouštěcích oken
S_{p1}	[mm^2]	průřez přepouštěcích oken upraveného motoru
S_s	[mm^2]	průřez sacího okna
S_{s1}	[mm^2]	průřez sacího okna upraveného motoru
S_v	[mm^2]	průřez výfukového okna
S_{v1}	[mm^2]	průřez výfukových oken upraveného motoru
SZ		okamžik zavření sacího otvoru
V_1, V_2	[cm^3]	okamžitý objem válce nad pístem
V_k	[cm^3]	kompresní objem

V_{k1}	[cm^3]	kompresní objem upraveného motoru
V_M	[cm^3]	zdvihový objem motoru
VO		okamžik otevření výfukového okna
V_z	[cm^3]	zdvihový objem motoru
VZ		okamžik zavření výfukového okna
V_Z	[cm^3]	zdvihový objem motoru
V_{Z1}	[cm^3]	zdvihový objem upraveného motoru
x	[mm]	dráha pístu
x_p	[mm]	vzdálenost horní hrany přepouštěcích oken od horní úvrati
x_s	[mm]	dráha pístu během otevřeného sacího okna
x_v	[mm]	vzdálenost horní hrany výfukového okna od horní úvrati
x_{v1}	[mm]	vzdálenost horní hrany výfukového okna od HÚ upraveného válce
Z	[mm]	zdvih pístu
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele od horní úvrati
α_{Fcmax}	[°]	úhel natočení klikového hřídele při F_{cmax}
α_{Fcmin}	[°]	úhel natočení klikového hřídele při F_{cmin}
α_i	[°]	úhel natočení klikového hřídele
α_p	[°]	úhel otevření přepouštění
α_{p1}	[°]	úhel přepouštění upraveného motoru
α_s	[°]	úhel otevření sání
α_{s1}	[°]	úhel otevření sání upraveného motoru
α_v	[°]	úhel otevření výfuku
α_{v1}	[°]	úhel otevření výfuku upraveného motoru
β	[°]	úhel odklonu ojnice
β_{max}	[°]	maximální úhel odklonu ojnice
$_{\Delta}l_{II}$	[mm]	posuv zadního kužele výfukového rezonátoru II
$_{\Delta}l_{III}$	[mm]	posuv zadního kužele výfukového rezonátoru III
Δp_{kor}	[Pa]	korekční hodnota tlaku
ε	[rad.s^{-2}]	úhlové zrychlení
ε_a	[rad.s^{-2}]	úhlové zrychlení při akceleraci
ε_d	[rad.s^{-2}]	úhlové zrychlení při deceleraci
ε_{ef}	[-]	efektivní kompresní poměr
ε_g	[-]	geometrický kompresní poměr

λ	[-]	klikový poměr
σ_1, σ_2, σ_3	[MPa]	hlavní napětí
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
ω	[rad.s^{-1}]	úhlová rychlost klikového hřídele

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Výpočtový model setrvačných hmot doběhové zkoušky

Příloha 2: Redukce ojnice do hmotných bodů a moment setrv. částí s pohybem posuvným

Příloha 3: Výpočtový model setrvačných hmot akcelerační zkoušky

Příloha 1: Výpočtový model setrvačných hmot doběhové zkoušky:

mom. setr. válce: $I_v = 3750000000 gm \cdot mm^2$ $I_v = 3.75\, m^2 \cdot kg$

mom. setr. sestavy válce: $I_{sv} = 3778963014.8 gm \cdot mm^2$ $I_{sv} = 3.779\, m^2 \cdot kg$

mom. s. sest. pom. hřídele.: $I_{sh} = 16581121.4 gm \cdot mm^2$ $I_{sh} = 16.5811 \times 10^{-3}\, m^2 \cdot kg$

mom. setr. hř. předlohy: $I_{hp} = 4618.63 gm \cdot mm^2$ $I_{hp} = 4.6186 \times 10^{-6}\, m^2 \cdot kg$

mom. s. sestav. výst. hř.: $I_{vh} = 52733.53 gm \cdot mm^2$ $I_{vh} = 5.2734 \times 10^{-5}\, m^2 \cdot kg$

mom. setr. val. el. výst. hř.: $I_{ve1} = 6432.9 gm \cdot mm^2$ $I_{ve1} = 6.4329 \times 10^{-6}\, m^2 \cdot kg$

přev. poměr pom. hřídel - válec: $i_1 = \frac{30}{25}$ $i_1 = 1.2$

přev. poměr pastorek mot. - pom. hř.: $i_2 = \frac{33}{13}$ $i_2 = 2.538$

přev. poměr hř. předlohy - pastorek: $i_3 = \frac{23}{14}$ $i_3 = 1.643$

přev. poměr val. el. - pastorek: $i_4 = \frac{1}{2}$ $i_4 = 0.5$

Redukovaný moment setrvačnosti k ose válce, doběhová zkouška:

$$I_{dz} = I_{sv} + I_{sh} \cdot i_1^2 + I_{vh} \cdot (i_1 \cdot i_2)^2 + I_{hp} \cdot (i_1 \cdot i_2 \cdot i_3)^2 + I_{ve1} \cdot (i_1 \cdot i_2 \cdot i_4)^2 \qquad I_{dz} = 3.8035\, m^2 \cdot kg$$

Příloha 2: Redukce ojnice do hmotných bodů:

rozteč ok ojnice: $l_{oj} = 100mm$

vzdál. těžiště od h. oka: $l_a = 58.88mm$

moment setrvačnosti I_{Tz}: $I_{Tz} = 1.772 \times 10^5\ mm^2 \cdot gm$

hmotnost ojnice: $m_{oj} = 0.102kg$

vzdálenost těžiště od d. oka $l_b = l_{oj} - l_a$ $l_b = 0.0411\,m$

Tříbodová redukce:

red. hmot. oj. v bodě B $m_B = \frac{I_{Tz}}{l_b \cdot (l_a + l_b)}$ $m_B = 0.043\,kg$

red. hmot. oj. v bodě A $m_A = m_B \cdot \frac{l_b}{l_a}$ $m_A = 0.03\,kg$

red. hmot. oj. v bodě T $m_T = m_{oj} - m_A - m_B$ $m_T = 0.029\,kg$

Dvoubodová redukce:

red. hmot. oj. v bodě A (horní oko) $m_{A2} = m_A + \frac{l_b}{l_{oj}} \cdot m_T$ $m_{A2} = 0.0419\,kg$

red. hmot. oj. v bodě B (dolní oko) $m_{B2} = m_B + \frac{l_a}{l_{oj}} \cdot m_T$ $m_{B2} = 0.0601\,kg$

Moment setrvačnosti částí s pohybem posuvným:

poloměr zalomení KH: $r_{kh} = 22mm$

red. hmot. ojnice v bodě A: $m_{A2} = 41.9 \cdot gm$

hmot. pístní skupiny: $m_{ps} = 74 \cdot gm$

moment setr. posuv. částí: $I_{pos} = \frac{r_{kh}^2}{2} \cdot (m_{A2} + m_{ps})$ $I_{pos} = 2.806 \times 10^{-5}\ m^2 \cdot kg$

Příloha 3: Výpočtový model setrvačných hmot akcelerační zkoušky:

mom. setr. sestavy KH: $I_{kh} = 2096933.054 gm \cdot mm^2$ $I_{kh} = 2.0969 \times 10^{-3} m^2 \cdot kg$

mom. setr. spojky: $I_s = 1081133.09 gm \cdot mm^2$ $I_s = 1.0811 \times 10^{-3} m^2 \cdot kg$

mom. setr. hl. hřídele: $I_{hh} = 20941.56 gm \cdot mm^2$ $I_{hh} = 2.0942 \times 10^{-5} m^2 \cdot kg$

mom. setr. kola 18z: $I_{18z} = 8498.522 gm \cdot mm^2$ $I_{18z} = 8.4985 \times 10^{-6} m^2 \cdot kg$

mom. setr. sest. kola 23z: $I_{23z} = 17052.64 gm \cdot mm^2$ $I_{23z} = 1.7053 \times 10^{-5} m^2 \cdot kg$

moment setr. posuv. částí: $I_{pos} = 2.783 \times 10^{-5} m^2 \cdot kg$

mom. setr. el. lož. 6303: $I_{ve2} = 8484.54 gm \cdot mm^2$ $I_{ve2} = 8.4845 \times 10^{-6} m^2 \cdot kg$

mom. setr. el. lož. 6202: $I_{ve3} = 1895.09 gm \cdot mm^2$ $I_{ve3} = 1.8951 \times 10^{-6} m^2 \cdot kg$

přev. poměr osa spojky - klik. hřídel: $i_5 = \frac{14}{34}$ $i_5 = 0.412$

přev. poměr osa spojky - kolo 18z: $i_6 = \frac{20}{18}$ $i_6 = 1.111$

přev. poměr osa spojky - kolo 23z: $i_7 = \frac{14}{23}$ $i_7 = 0.609$

přev. poměr valivých el.: $i_8 = \frac{1}{2}$ $i_8 = 0.5$

Redukovaný moment setrvačnosti k ose KH, akcelerační zkouška:

$$I_{az1} = I_{kh} + I_{pos} + (I_s + I_{hh}) \cdot i_5^2 + I_{18z} \cdot (i_5 \cdot i_6)^2 + I_{23z} \cdot (i_5 \cdot i_7)^2 + (2 I_{ve2}) \cdot (i_8)^2 + I_{ve3} \cdot (i_5 \cdot i_8)^2$$

$$I_{az1} = 2.3188 \times 10^{-3} m^2 \cdot kg$$