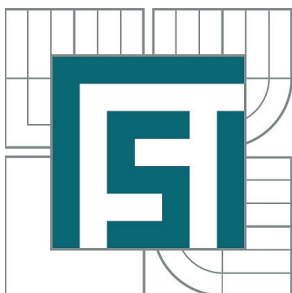


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÍST DVOUDOBÉHO MOTOCYKLOVÉHO SPALOVACÍHO MOTORU

PISTON FOR TWO STROKE MOTORCYCLE ENGINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

JIŘÍ KRÁL

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jiří Král

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

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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

Píst dvoudobého motocyklového spalovacího motoru

v anglickém jazyce:

Piston for Two Stroke Motorcycle Engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vypracujte návrh a konstrukční řešení pístu moderního dvoudobého zážehového motocyklového motoru.

Cíle bakalářské práce:

1. Proved'te rozbor konstrukčních řešení pístů soudobých dvoudobých motocyklových motorů.
2. Proved'te návrh základních rozměrů pístu.
3. Proved'te základní pevnostní kontrolu pístu.
4. Zhodnoťte navrženou konstrukci a navrhněte možné zlepšení.

Seznam odborné literatury:

- [1] Rauscher, J.: Ročníkový projekt. Brno, FS VUT 1996
- [2] Rauscher, J.: Vozidlové motory. Brno, FS VUT, Studijní opory
- [3] Kožoušek J.: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. Praha, SNTL 19

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 31.10.2011

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem a konstrukčním řešením pístu pro dvoudobý motocyklový motor. Zaměřuje se hlavně na návrh základních rozměrů, pevnostní kontrolu v nejvíce namáhaných místech pístu a v neposlední řadě také na možné konstrukční zlepšení. Součástí této práce je i stručný přehled vývoje pístů dvoutaktních motocyklových motorů.

KLÍČOVÁ SLOVA

dvoudobý motor, píst, pevnostní kontrola pístu, kinematika pístu

ABSTRACT

This bachelor work deals with a proposal and construction solution of a piston for two stroke motorcycle engine. The thesis is focused to basic dimension of piston, strength calculation of the main stressing places of piston and some possible construction enhances. Part of this work is also short summary of development for two stroke motorcycle pistons.

KEYWORDS

two stroke engine, piston, strength test, kinematics of piston



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KRÁL, J. Píst dvoudobého motocyklového spalovacího motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 54 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

.....

Jiří Král



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu Ing. Davidu Svídovi Ph.D. za odborné rady a čas věnovaný konzultacím, které vedly k vytvoření této práce. Dále bych chtěl poděkovat mým rodičům za finanční a psychickou podporu během studia a také mým přátelům, kteří mi s tvorbou dané práce pomáhali.



OBSAH

Úvod	11
1 Dvoutaktní motor	12
1.1 Princip dvoutaktního motoru	12
1.2 Vyplachování motoru	13
1.2.1 Vyplachování příčné	13
1.2.2 Vyplachování vratné	14
1.2.3 Vyplachování sou proudem	14
1.2.4 Vyplachování řízené membránou	15
1.3 Výfuk motoru	16
2 Pístní skupina	17
2.1 Píst	17
2.1.1 Píst s deflektorem	18
2.1.2 Píst s vypouklým dnem	18
2.1.3 Teplotní zatížení pístu	20
2.1.4 Výroba pístu	21
2.2 Pístní čep	22
2.3 Pístní kroužky	22
2.3.1 Zámky pístních kroužků	23
3 Návrh a výpočet pístu	24
3.1 Základní parametry motoru	24
3.2 Kinematický výpočet	24
3.2.1 Zdvih pístu v závislosti na úhlu natočení ojnice	24
3.2.2 Rychlost pístu v závislosti na úhlu natočení ojnice	26
3.2.3 Zrychlení pístu v závislosti na úhlu natočení ojnice	26
3.2.4 $p - V$ diagram motoru	27
3.2.5 Určení výkonu z $p - V$ diagramu	28
3.2.6 Redukce ojnice do hmotných bodů	28
3.2.7 Rozbor působících sil na pístní čep	32
3.3 Pevnostní výpočet pístu	35
3.3.1 Pevnostní výpočet dna pístu	35
3.3.2 Pevnostní výpočet pláště pístu – nejslabší místo pláště pístu	37
3.3.3 Pevnostní výpočet pláště pístu – určení měrného tlaku na plášti	39
3.3.4 Můstek mezi prvním a druhým těsnícím kroužkem	39
3.3.5 Kontrola měrného tlaku mezi pístním čepem a oky pístu	41



4	Zhodnocení výsledků a návrh úprav	44
4.1	Změna počtu pístních kroužků	44
4.2	Redukce hmotnosti	45
4.2.1	Výpočet minimální tloušťky dna pístu	45
4.2.2	Výpočet setrvačné síly	45
4.2.3	Redukce hmotnosti v můstku mezi prvním a druhým pístním kroužkem	46
4.2.4	Celková redukovaná hmotnost	47
4.3	Další možné úpravy	48
	Závěr	49
	Seznam použitých zkratk a symbolů	51
	Seznam příloh	55



ÚVOD

Lidstvo se už od nepaměti snažilo ulehčovat si svoji činnost. Postupem času se z původních nástrojů začaly stávat nástroje čím dál tím více dokonalejší a dokonalejší. Vrcholem v této oblasti se v 18. století stal první motor. Jednalo se o parní stroj, tj. motor, který nemá vnitřní spalování. Tento stroj však odstartoval revoluci v mechanizaci ať už v průmyslu nebo dopravě.

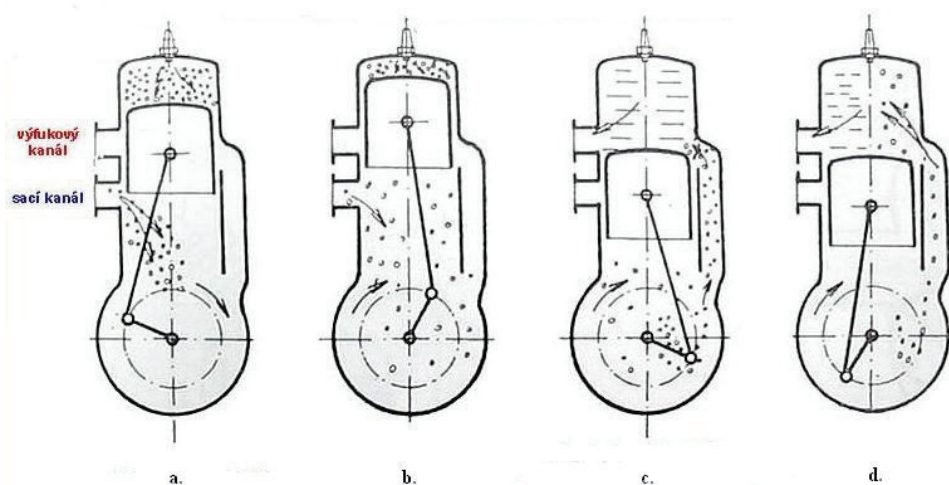
První motor s vnitřním spalováním, tj. spalováním, které probíhá přímo v pracovním prostoru motoru, vynalezl roku 1859 francouzský vynálezce Étienne Lenoir. Jednalo se však o velmi nedokonalý stroj, ale i přesto, základní idea byla na světě. S prvním tříkanálovým dvoudobým motorem přišel roku 1879 němec Karl Benz. Díky své jednoduché konstrukci se tyto motory používaly v hojně míře prakticky až do druhé světové války, kdy je už pomalu začaly nahrazovat motory čtyřdobé. Velkým mezníkem ve vývoji dvoudobých motorů byl rok 1932, kdy bylo vynalezeno první vratné vyplachování. I když se v dnešní době tento typ motorů v dopravě využívá stále méně, zejména kvůli horšímu plnění emisních norem, díky své kompaktnosti a nenáročnosti na údržbu bude pořád mít nezastupitelnou roli v malé mechanizaci, jako jsou například motorové pily nebo motorová zahradní technika.

1 DVOUTAKTNÍ MOTOR

Dvoutaktní motor je, co se týče konstrukce, jednoduché zařízení, které dokáže měnit energii translačního pohybu na pohyb rotační. I když jeho konstrukce není složitá, vyladit tento typ motoru na optimální výkon ovlivňuje celá řada faktorů, tudíž by se dalo říct, že je složitý i jednoduchý současně. Ke správnému navržení pístu, což je hlavní cíl této práce, je třeba pochopit, jak daný motor vůbec funguje.

1.1 PRINCIP DVOUTAKTNÍHO MOTORU

Nároky kladené na píst u dvoudobých motorů jsou větší než u motorů čtyřtákných, protože u dvoutaktu je na rozdíl do čtyřtaktu každá otáčka pracovní. To znamená, že v jednom pracovním cyklu musí být zajištěny čtyři základní fáze: Sání, komprese, expanze a výfuk. Základní princip je založen na tom, že při pohybu pístu nahoru směrem k horní úvrati dochází pod pístem ke vzniku podtlaku, což způsobuje nasátí směsi. Ta se nejdříve uloží v prostoru klikové skříně. Současně se sáním však probíhá i komprese (stlačování) směsi pístem, která byla nasána v předchozím cyklu. Těsně před tím, než se píst dostane do horní úvrati, následuje výbuch. V této fázi zažehne jiskra svíčky stlačenou směs, ta exploduje a expanze plynů donutí píst pohybovat se směrem k dolní úvrati. Současně dochází k otevření přepouštěcího kanálu, který dovolí přechod nově nasáté směsi z prostoru pod pístem směrem do spalovacího prostoru, což znamená, že v daném prostoru pod pístem musí vzniknout přetlak, jeho hodnoty se pohybují mezi 15-20kPa. Tato směs začne vytlačovat spaliny do výfukového kanálku, který se otvírá při pohybu pístu směrem k dolní úvrati.



Obr.1 Princip činnosti dvoudobého motoru: a – sání ze sacího kanálku do prostoru klikové skříně, b – komprese, c – expanze, d – výfuk staré směsi a současně nasátí nové směsi do spalovacího prostoru [3]

Takto pracující dvoudobý motor se vyznačuje hlavně svojí jednoduchostí konstrukce hlavy motoru. Odpadají tam totiž veškeré problémy s řešením použití ventilů, což výrazně snižuje celkovou hmotnost. Mezi další výhody oproti čtyřdobému motoru patří také vyšší výkon při stejném zdvihovém objemu. Ten by měl být dvojnásobný oproti čtyřdobé koncepci, protože výbuch směsi probíhá dvakrát častěji. Ve skutečnosti se ale vlivem ne zcela ideálního plnění motoru čerstvou směsí udává nárůst výkonu pouze asi jen 10%. S vyšším výkonem se také spojuje i vyváženější průběh krouticího momentu (opět způsobeno dvojnásobným počtem



otáček) a větší pružnost (tj. dosažení maximálního momentu při nižších otáčkách). V neposlední řadě bych ještě uvedl lepší spouštění v mrazech z důvodu menšího odporu, který na klikový mechanismus nekladou žádné ventilové rozvody a menší náchylnost na přetočení (nemůže tam dojít ke střetu pístní skupiny s ventily).

1.2 VYPLACHOVÁNÍ MOTORU

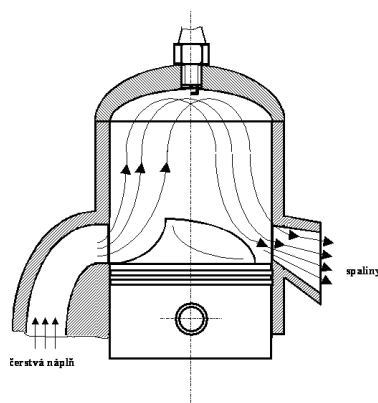
Hlavní rozdíly pístu dvoutaktních a čtyřtaktních motorů se nachází v samotné konstrukci. Písty u dvoutaktních motorů jsou tvořeny větším tělem. To je způsobeno, jak už jsem se zmínil v předchozí kapitole, hlavně samotnou funkcí pístu, protože daná konstrukce musí zajišťovat nejenom samotné stlačení, ale současně i nasátí směsi z prostoru klikové skříně. Další prvek, kterým se odlišují písty dvoutaktních motorů od čtyřtaktních, je vybrání v těle pístu. Těchto vybrání může být hned několik, v principu však jsou dvojího druhu. Jedno zajišťuje nasátí čerstvé směsi do válce a druhé slouží k výfuku spalin pryč ze spalovacího prostoru. Daná vybrání se liší podle různých typů konstrukce vyplachování motoru, a to na tři základní:

- Vyplachování příčné
- Vyplachování vratné
- Vyplachování souproudem
- Vyplachování řízené membránou

U standardního dvoudobého motoru se výměna plynů řídí téměř výlučně překrýváním kanálů ústících do stěny válce horní a dolní hranou pístu. Na rozdíl od čtyřdobých motorů, u nichž pracují ventily nezávisle na sobě, je u dvoudobých motorů časování rozvodu pevně dáno konstrukčním uspořádáním válce a pístu.

1.2.1 VYPLACHOVÁNÍ PŘÍČNÉ

Tento typ se už u moderních dvoutaktních motorů nepoužívá. Jedná se o zastaralou konstrukci, kde proud čerstvé směsi prochází napříč spalovacím motorem a je usměřován deflektorem, vytvořeným na dně pístu. Nevýhoda příčného vyplachování je částečný únik čerstvé směsi do výfukového kanálku.

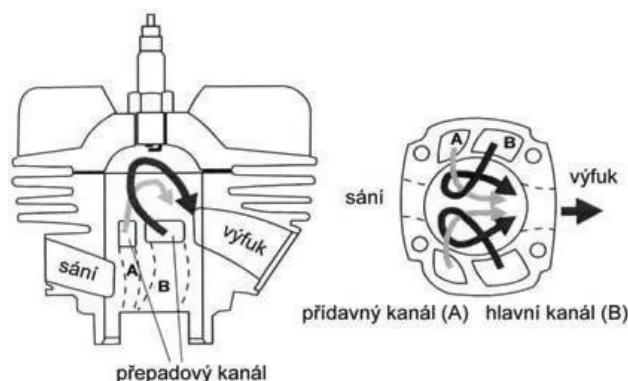


Obr. 2 Příčné vyplachování dvoudobého motoru [4]



1.2.2 VYPLACHOVÁNÍ VRATNÉ

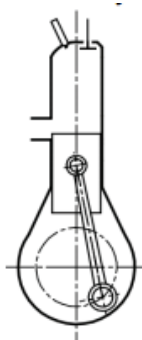
Podstata tohoto systému spočívá ve vhodném tvaru a rozmístění přepouštěcích kanálků. Základem vratného neboli protiproudého vyplachování bylo symetrické časování sání a výfuku. Proto, pokud se mělo časování rozvodu z jakéhokoli důvodu pozměnit, bylo nutné vyměnit celý píst, který už měl otvory pro sání a výfuk jinak konstrukčně navrhnutý. Ztráty, vzniklé únikem čerstvé náplně do výfukového kanálku, jsou podstatně nižší než u příčného vyplachování. Tento pevný rozvod se u moderních typů motorů už také moc nepoužívá, můžeme se s ním setkat u motorů staršího data konstrukce, právě z důvodu neschopnosti měnit časování rozvodu.



Obr. 3 Vratné vyplachování dvoudobého motoru s několika kanály [5]

1.2.3 VYPLACHOVÁNÍ SOUPROUDEM

Základní princip tohoto způsobu vyplachování spočívá v tom, že směr proudu spalín a čerstvé směsi je shodný. Tento jev má za následek vypláchnutí válce v celé jeho délce, což znamená lepší průběh výkonu. Vyplachovací kanálky se nacházejí na jednom konci a výfukové kanálky na konci druhém, přičemž otevírání vyplachovacích kanálků je většinou řízeno horní hranou pístu. Výstup spalín už řídí posuvné šoupátko, ventil nebo druhý píst (u motorů s protiběžnými písty). Tyto motory jsou však konstrukčně složitější.



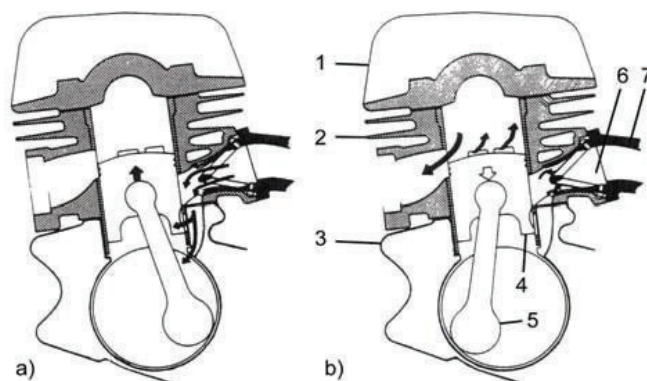
Obr. 4 Motor se souproutým vyplachováním pomocí ventilu [5]



1.2.4 VYPLACHOVÁNÍ ŘÍZENÉ MEMBRÁNOU

Sání řízené membránou, tj. rozvod pomocí jazýčkových ventilů v sání, je nejmodernější systém vyplachování dvoudobých motorů. Základem celé konstrukce je karbon-kevlarová membrána se dvěma až osmi jazýčky, které uzavírají sací kanálek při kompresi a současně se otevírají během sacího zdvihu pístu. Během stlačování směsi vzduchu a paliva ve válci se tato membrána vlivem působení tlaku na stěny válce uzavře a zabraňuje tak zpětnému proudění nasáté směsi. Důsledkem je potom zlepšení plnění válce. Současně toto řešení zajišťuje i vyrovnanější průběh krouticího momentu při nízkých a středních otáčkách.

I když je tento systém ze všech tří zde uvedených nejdokonalejší, každý z výrobců motorů si ho ještě nějakým způsobem dál upravuje. Změny se týkají buď přidání přepouštěcího kanálku k hlavní membráně, nebo membrány a tlakového rezervoáru za karburátor (toto řešení využívá firma YAMAHA), či přidání vedlejšího kanálku s membránou, který je rovnoběžný s hlavním kanálem v klikové skříni (takto upravené motory můžeme nalézt u firmy KTM a SUZUKI). Nevýhodou membránového systému jsou ztráty v proudění směsi při vysokých otáčkách vlivem turbulence a tření, které způsobuje membrána. Dalším problémem jsou vibrace kovových jazýčků membrány při vysokých otáčkách. Díky těmto vibracím membrána nedokáže zcela uzavřít sací kanál po naplnění válce čerstvou směsí, což má za následek částečný únik nově nasáté směsi a tím i pokles výkonu motoru. Na obr. 6 je znázorněno vyplachování pomocí karbon-kevlarové membrány v sacím kanálku.



Obr. 6 Vyplachování pomocí karbon-kevlarové membrány v sacím kanálku: 1 – hlava válce, 2 – válec, 3 – kliková skříň, 4 – píst, 5 – ojnice, 6 – membránový ventil, 7 – sací potrubí mezi karburátorem a válcem, a – sání, b – výfuk [5]

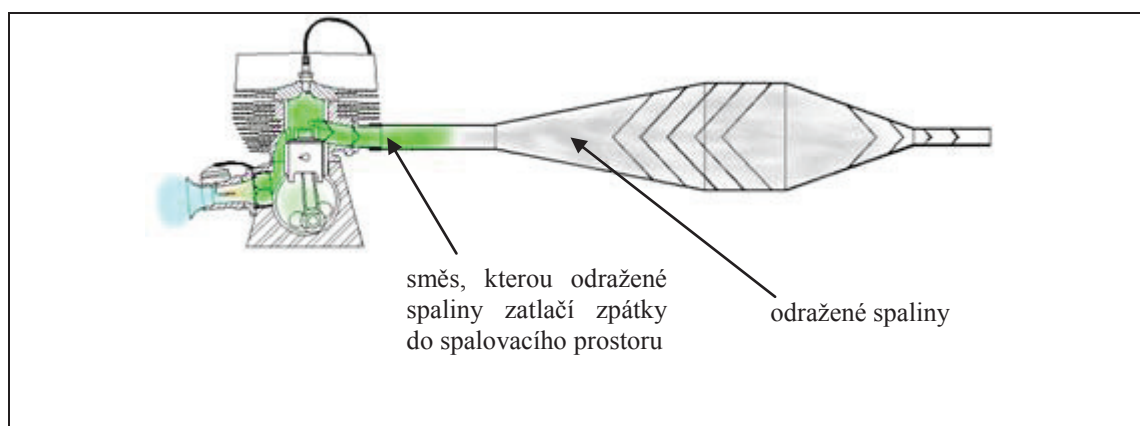


1.3 VÝFUK MOTORU

Výfukové systémy jsou podstatnou částí dvoutaktních motorů, pomocí kterých jde účinně zvyšovat výkon daného motoru. Lze je rozdělit do dvou základních druhů:

- Přepouštěcí systém s kanálky otevíranými a zavíranými horní a spodní hranou pístu.
- Rezonanční výfukový systém.

Přepouštěcí systém je z hlediska vývoje zastaralý, v dnešní době se ve většině případů používá rezonanční výfukový systém. Ten pracuje na základě částečného odrazu spaliny od rezonátoru ve výfukovém potrubí. Tyto odražené spaliny zatlačí ještě před uzavřením výfukového kanálku čerstvou směs, která se již dostala ven ze spalovací komory, zpátky do prostoru válce. Dalo by se říct, že tento systém má tendenci přeplňovat motor čerstvou směsí. Rezonanční výfuk je nepostradatelnou součástí dnešních motorů, tudíž se věnuje velká pozornost optimalizaci jeho parametrů, jež povedou ke zvýšení výkonu motoru.



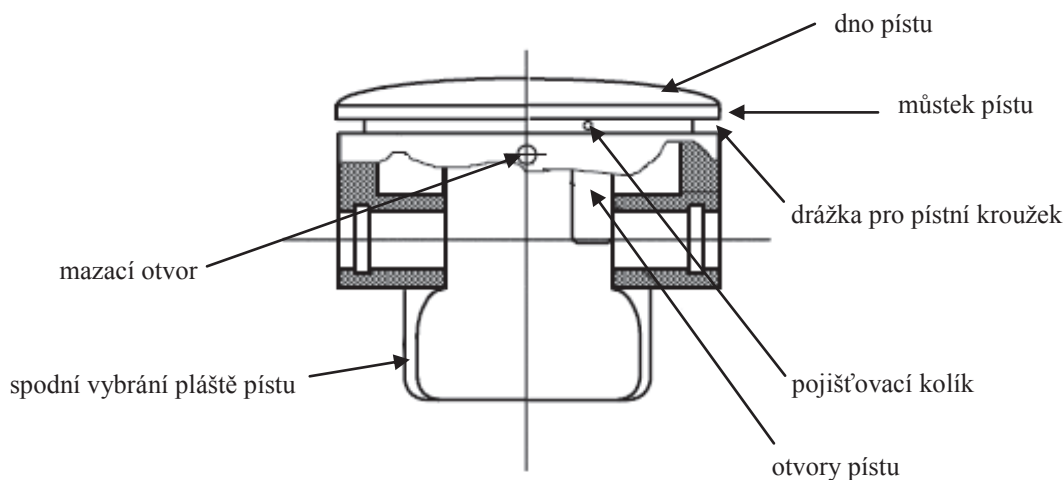
Obr. 7 Rezonanční systém výfuku [6]

2 PÍSTNÍ SKUPINA

Pístní skupina se skládá z pístu, pístních kroužků a pístního čepu se závlačkami. Tyto prvky zajišťují základní podmínky pro bezproblémový chod motoru. Musí zvládnout přenést sílu od tlaku plynů při výbuchu směsi. Současně s tím musí co nejdokonaleji utěsnit spalovací prostor, aby nedocházelo ke zbytečným ztrátám naakumulované energie, zajistit odvod tepla ze dna pístu, zachytit a eliminovat působení boční síly klikového mechanismu, která způsobuje vzpříčení pístu ve válci.

2.1 Píst

U dvoudobých motorů je píst hlavní součástí motoru, protože jednak musí přenést hlavní sílu od tlaku plynů na ojnici, ale také plní důležitou funkci při vyplachování motoru. Jak už jsem se zmínil v předchozí kapitole, vybrání v plášti pístu ovlivňují u některých typů dvoutaktních motorů výměnu čerstvé směsi a spalin v motoru. Při běhu motoru působí na samotný píst nejenom hlavní síla od tlaku plynů, ale i setrvačná síla, která vzniká vratným pohybem pístu. Současně je píst namáhán vysokou teplotou od vybuchlé směsi. Celkové namáhání na píst má rázový charakter v důsledku prudkých změn teplot a tlaků. Vzhledem k tomu, že toto rázové namáhání se periodicky opakuje, je píst náchylný na únavové porušení. Na obr. 8 je zobrazen popis pístu používaný zejména u hobby motorů, u kterých se o těsnost ve válci stará pouze jeden pístní kroužek.



Obr. 8 Schéma pístu dvoudobého motoru [1]



2.1.1 PÍST S DEFLEKTOREM

Hlavní rozdíly mezi písty u dvoudobých motorů plynou z použitého systému výplachu válce. Z hlediska vývoje se nejdříve používalo vyplachování příčné. Konstrukce prvních pístů spočívala v umístění deflektoru na dno pístu. Ten měl zajistit lepší plnění válce čerstvou směsí. Bohužel toto řešení v sobě neslo spoustu nevýhod. Píst s deflektorem byl moc těžký, současně deflektor zamezoval odvodu tepla z povrchu dna a vlivem nesymetricky rozdělené hmotnosti snižoval provozní otáčky motoru. Hlavně díky svoji konstrukci zamezoval zvýšení stupně komprese (deflektor vyžadoval větší prostor ve válci). Písty s deflektorem se používaly do druhé světové války, proto z dnešního pohledu jsou už zastaralé.



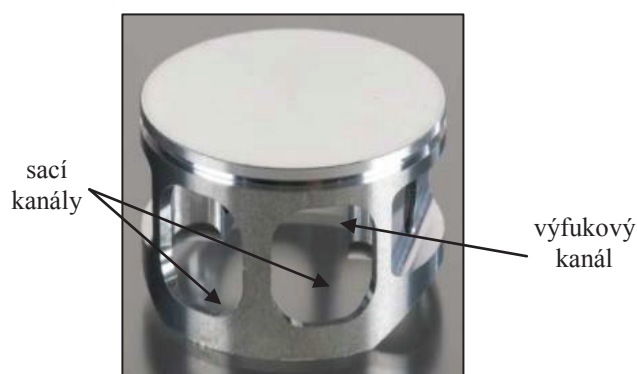
Obr. 9 Píst s deflektorem [4]

2.1.2 PÍST S VYPOUKLÝM DNEM

Jelikož píst s deflektorem měl více nevýhod než výhod, začala se upřednostňovat konstrukce pístu s mírně vypouklým dnem, které mělo zajistit usměrnění směsi místo deflektoru. Tyto typy se používají až do dnešní doby, liší se pouze ve zpracování samotného těla pístu, kde se pro různé systémy sání směsi mění celková geometrie pístu. Existují dva základní druhy, a to je sání pomocí vybrání na hraně straně pístu (obr. 10), anebo sání pomocí jazýčkových ventilů (obr. 11, obr. 12). Z hlediska četnosti výskytu se u moderních dvoudobých motocyklových motorů nejčastěji používá systém sání pomocí klapky (jazýčkového ventilu), která má za úkol uzavřít sací kanál, aby při pohybu pístu nahoru nemohla čerstvě nasátá směs uniknout zpět sacím kanálkem.



Obr. 10 Píst se sáním na spodní hraně [4]

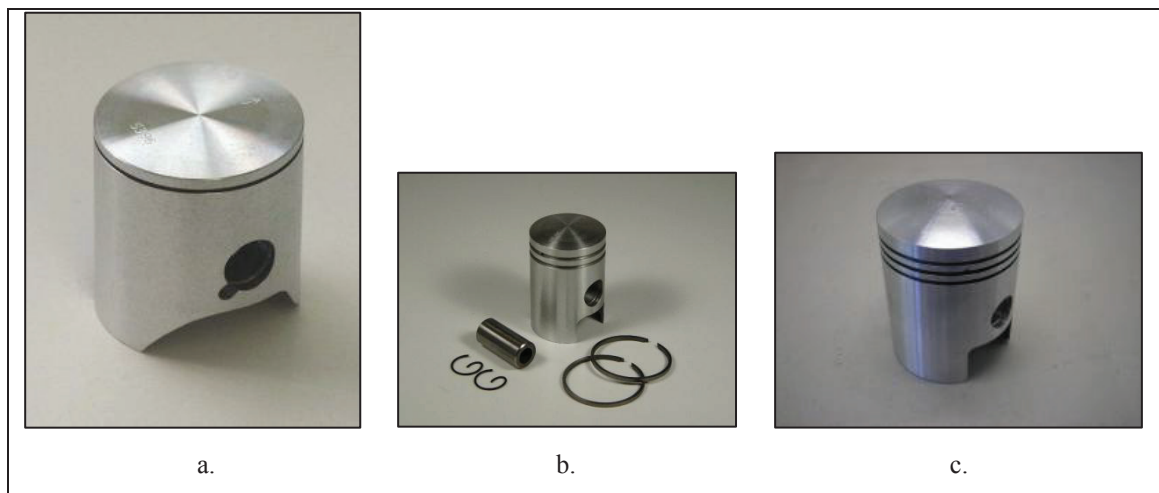


Obr. 11 Píst s jazyčkovými ventily [4]



Obr. 12 Jazyčkový ventil [7]

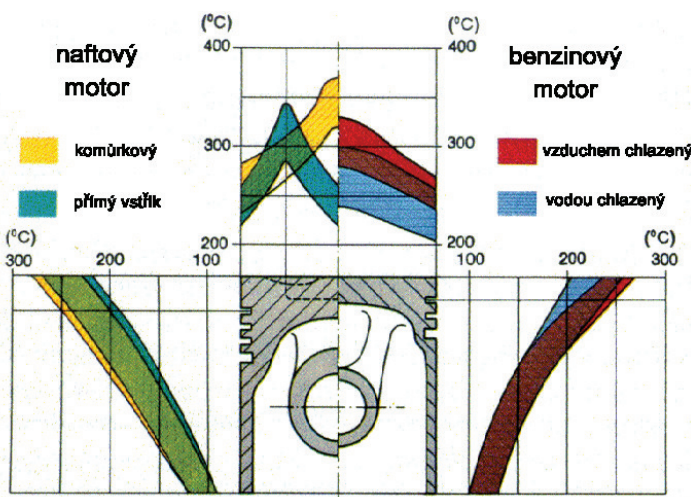
Další rozdíly v řešení tvaru pístu vyplývají v počtu použitých pístních kroužků. U starších typů motorů se standardně používaly tři pístní kroužky jako u pístů pro čtyřdobé motory. Dvoudobý motor však nepotřebuje stírací pístní kroužek, který je zase naopak nutný u čtyřdobých strojů. Postupem času se proto přešlo na konstrukci pístu se dvěma kroužky, dokonce motory malé mechanizace nebo některé závodní motory používají v současné době pouze jeden pístní kroužek. Obecně se dá říct, že čím méně pístních kroužků, tím méně se vlivem třecích sil válec zahřívá, tudíž dochází k jeho menší deformaci. Další výhodou pístů s jedním kroužkem je nárůst otáček, i když za cenu ztráty komprese. Proto některé malé motory závodních strojů používají písty pouze s jedním pístním kroužkem.



Obr. 13 Srovnání pístů: a. píst s jedním kroužkem, b. píst se dvěma pístními kroužky, c. píst se třemi pístními kroužky [4]

2.1.3 TEPLOTNÍ ZATÍŽENÍ PÍSTU

Z hlediska tepelného namáhání jsou nejvíce postihnuty ty části pístu, které jsou v přímém kontaktu s palivem a spaliny. Jedná se tak hlavně o dno pístu a přechodový můstek mezi dnem a prvním těsnícím pístním kroužkem. Většina tohoto tepla je u nechlazených pístů přenášena pístními kroužky do válce motoru (až 65%), který je chlazen podle konstrukce motoru buď pouze okolním vzduchem (odvod tepla pomocí žebrování na vnější straně válce a hlavy motoru), nebo kapalinou proudící v bloku motoru. Další část tepla je přenášena samotným tělem pístu, kde se jedná přibližně o 20 - 30% z celkového tepelného zatížení.



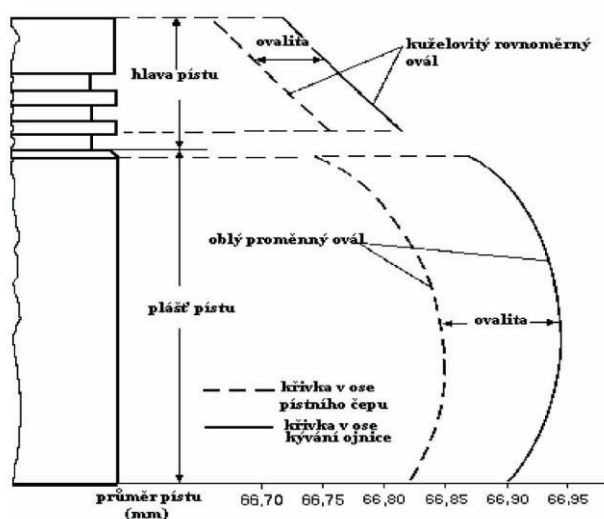
Obr. 14 Teplotní zatížení motoru [1]

Velmi podstatná část tepla vzniká třením pístu o stěnu válce. Tyto třecí ztráty tvoří až 65% celkových třecích ztrát motoru.

Je třeba si také uvědomit, že maximální teplota pro dna pístů z hliníkových slitin nesmí přesáhnout 320°C. Po překročení této teploty totiž dochází k výraznému poklesu pevnosti

těchto slitin. Je-li píst vyroben metodou kování v zápustce, je tento pokles sice menší, ale přesto zde nastane. Zároveň by také teplota v drážce prvního těsnícího kroužku neměla přesáhnout 220°C , což je teplota karbonizace minerálních olejů (u syntetických olejů se uvádí teplota až 260°C). Po překročení těchto limitních teplot se v prostoru pístních kroužků začne tvořit karbon, který zapříčiňuje tzv. zapečení pístních kroužků. To znamená, že pístní kroužek přestane těsnit, což může vést až k úplnému zadření motoru.

Vlivem rozdílu tepelné roztažnosti pístu a válce motoru je mezi nimi zajištěna vůle. Během práce motoru se píst zahřívá více než válec a dochází k jeho částečné změně tvaru. Proto je třeba píst navrhnout tak, aby při provozní teplotě bylo dosaženo požadovaného válcového tvaru. K tomu slouží boční křivka a ovalita pístu.



Obr. 15 Ovalita pístu a boční křivka [1]

2.1.4 VÝROBA PÍSTU

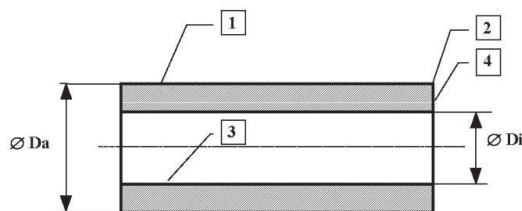
Na dnešní písty jsou kladeny vysoké nároky na spolehlivost, při co nejmenších výrobních nákladech. Z tohoto pohledu se dnešní písty vyrábějí třemi základními metodami.

- Výroba odléváním do kokil. Tato metoda je nejpoužívanější pro sériovou výrobu pístů. Výhoda tohoto způsobu je vysoká produkce a současně nízká zmetkovitost. Takto vyráběné písty se používají v motorech do měrného výkonu 60kW/dm^3 .
- Lití do pískových forem. Tento způsob výroby se v dnešní době používá pouze pro malosériovou nebo kusovou výrobu (např. písty pro historická vozidla nebo pro lodní motory).
- Výroba zápustkovým kováním. Jedná se o nejmodernější postup výroby pístů. Nevýhodou této metody jsou hlavně vysoké náklady a nutnost dodatečného obrobení. Takto vyrobené písty se většinou používají do závodních motorů, kde jsou kladeny vysoké požadavky na pevnost celé konstrukce pístu.



2.2 PÍSTNÍ ČEP

Pístní čep zajišťuje přenos sil z pístu na ojnici. V důsledku cyklického působení těchto sil je největším problémem namáhání únavového charakteru. Vyrábí se z cementačních ocelí a jsou uloženy v nálitcích pístu. Můžeme je rozdělit do dvou základních kategorií.



- 1 Vnější válcová plocha
- 2 Přejít
- 3 Vnitřní válcová plocha
- 4 Boční plocha (u plovoucích pístních čepů broušena)

Obr. 16 Schéma pístního čepu [1]

- Plovoucí pístní čep
- Uložení pístního čepu napevno

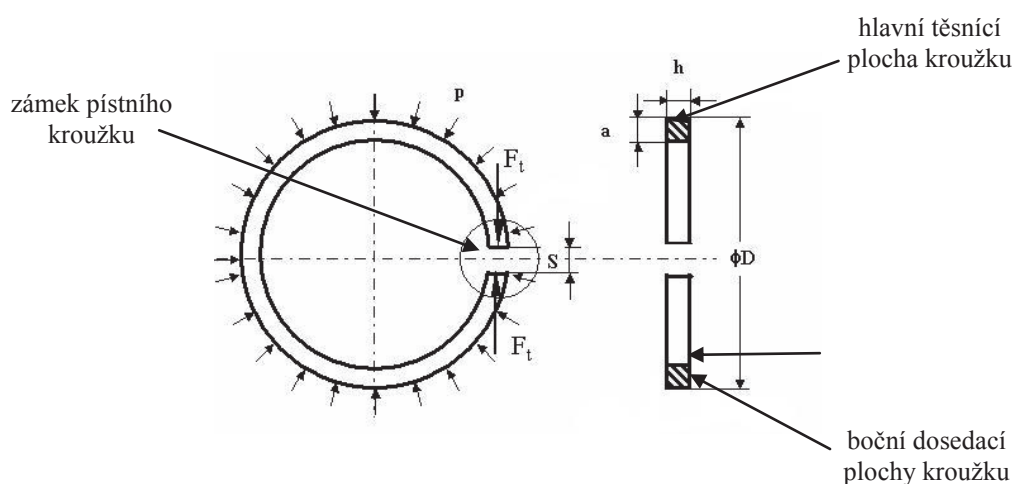
Nejvíce používaný je plovoucí pístní čep. Tento typ je volně uložen v nálitcích pístu a proti axiálnímu posuvu je zajištěn pomocí dvou drátových pojistek po stranách. Výhodou tohoto řešení je lehká demontovatelnost a vyměnitelnost pístního čepu, naopak nevýhoda spočívá ve větší hlučnosti při nezahřátém motoru, kdy vůle v uložení pístního čepu v pístu způsobuje klepání a v ovalizaci pístního čepu vlivem silového namáhání. Po zahřátí motoru na provozní teplotu (cca. 110 °C) jemné vibrace a hlučnost zmizí.

Druhý způsob se nazývá uložení pístního čepu na pevně. V podstatě se jedná o nalisování čepu do pístu za tepla. Toto řešení umožňuje navrhnutí menšího průměru pístního čepu, protože zde dochází pouze k částečné ovalizaci. Současně s tím odpadají i drátové pojistky, zabráňující axiálnímu posuvu a hluku při startu motoru. Ovšem výměna takto uloženého čepu je mnohem náročnější.

U některých dvoutaktních motorů se používají uzavřené pístní čepy pro snížení ztrát při výměně obsahu směsi ve válci.

2.3 PÍSTNÍ KROUŽKY

Pístní kroužky jsou velmi křehkou, ale současně i velmi důležitou součástí v celé pístní skupině. U dvoutaktních motorů se používají pouze těsnící pístní kroužky. Ty zabezpečují hlavně těsnost celého mechanismu, dále pak zabráňují ztrátě komprese, zajišťují odvod tepla z pístu do válce a v neposlední řadě určují i tloušťku mazacího filmu na povrchu válce. Během chodu motoru jsou pístní kroužky namáhány setrvačnými silami, silami od tlaku plynů i třecími silami, které vznikají mezi kroužky a stěnou válce a teplotou od hoření směsi. Z těchto důvodů se pístní kroužky vyrábějí z vysoce legovaných ocelí, které sice zajišťují velkou pevnost, ovšem na úkor pružnosti. Proto jsou pístní kroužky velmi křehké a při jejich montáži je třeba dbát velké opatrnosti.

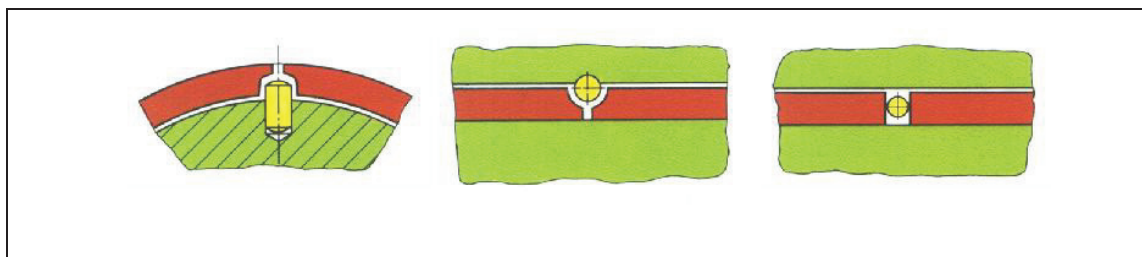


Obr. 17 Těsnící pístní kroužek [1]

h	<i>tloušťka kroužku</i>
a	<i>šířka kroužku</i>
s	<i>vůle v zámku volného kroužku</i>
p	<i>měrný tlak vyvolaný zamontováním kroužku</i>
F_t	<i>tangenciální síla</i>

2.3.1 ZÁMKY PÍSTNÍCH KROUŽKŮ

Z důvodu nasazování nemůže být pístní kroužek spojitý po celém svém obvodu, ale musí být v určitém místě přerušen. Tomuto místu se říká zámek pístního kroužku. Tato vůle musí být zvolena tak, aby i při maximálním ohřevu nedošlo ke kontaktu mezi oběma konci pístního kroužku, což by vedlo k prasknutí kroužku. U dvoudobých motorů je poloha zámků pístů zajištěna pomocí usazovacího kolíčku. Díky tomuto se pístní kroužky nemohou volně otáčet po obvodu drážky pístu. Usazovací kolíčky mají různé možnosti volby polohy v drážce, což je znázorněno na obr.18.



Obr. 18 Různé polohy zámků a usazovacího kolíčku [4]



3 NÁVRH A VÝPOČET PÍSTU

Jelikož vlastním motocykl Jawa 350/639 rok výroby 1991, zvolil jsem si pro tuto práci návrh a možné vylepšení pístu do tohoto motoru.

3.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY MOTORU

Jedná se o parametry udávané přímo výrobcem. Tyto parametry jsem žádným způsobem neupravoval, i když daný typ motoru je už docela zastaralý (motocykl je sice vyroben v roce 1991, ale základní konstrukce motoru pochází z poloviny 80.ých let 20. Století).

Tab. 1 Základní parametry motoru

Vrtání:	$D = 58,4 \text{ mm}$
Zdvih:	$Z = 65 \text{ mm}$
Počet válců:	$n_{\text{vál}} = 2$
Celkový zdvihový objem:	$V_{Z2} = 343,5 \text{ cm}^3$
Zdvihový objem jednoho válce:	$V_{Z1} = 171,5 \text{ cm}^3$
Objem kompresního prostoru:	$V_{\text{komp}} = 20,9 \text{ cm}^3$
Maximální krouticí moment:	$M_{K\text{max}} = 32 \text{ N.m}$
Kompresní poměr:	$\epsilon_{\text{kp}} = 9,8$
Maximální otáčky:	$n_{\text{max}} = 5750 \text{ min}^{-1}$
Otáčky motoru při maximálním výkonu:	$n_{\text{max vykon}} = 5250 \text{ min}^{-1}$
Maximální výkon:	$P_{\text{max}} = 17 \text{ kW}$

3.2 KINEMATICKÝ VÝPOČET

Pro určení pevnostních charakteristik je nutné si nejdřív určit kinematický výpočet pístní skupiny. Hlavním cílem této kapitoly je určení silových výslednic, které daný píst zatěžují. Hodnoty potřebné pro kinematický výpočet jsou uvedeny v Tab. 2.

Tab. 2 Hodnoty pro kinematický výpočet

Délka ojnice:	$l_{\text{ojnice}} = 133,8 \text{ mm}$
Hmotnost pístní skupiny:	$m_{\text{pist skup}} = 0,282 \text{ kg}$
Hmotnost ojnice:	$m_{\text{ojnice}} = 0,325 \text{ kg}$

3.2.1 ZDVIH PÍSTU V ZÁVISLOSTI NA ÚHLU NATOČENÍ OJNICE

Celkové posunutí:

$$S(\alpha) = r_k \left[1 + \frac{\lambda}{4} - \left(\cos(2\alpha) \frac{\lambda}{4} \right) - \cos(\alpha) \right] \quad (1)$$

r_k	rameno kliky (polovina zdvihu)
λ	ojniční poměr
α	hodnoty úhlu natočení ojnice (viz. příloha P1)



Celkový zdvih lze rozdělit do tzv. *harmonických složek* posunutí. Ty nám vyjadřují specifikaci pohybu v jednotlivých složkách.

Harmonické složky posunutí v závislosti na úhlu natočení ojnice:

$$S_1(\alpha) = r_k(1 - \cos(\alpha)) \quad (2)$$

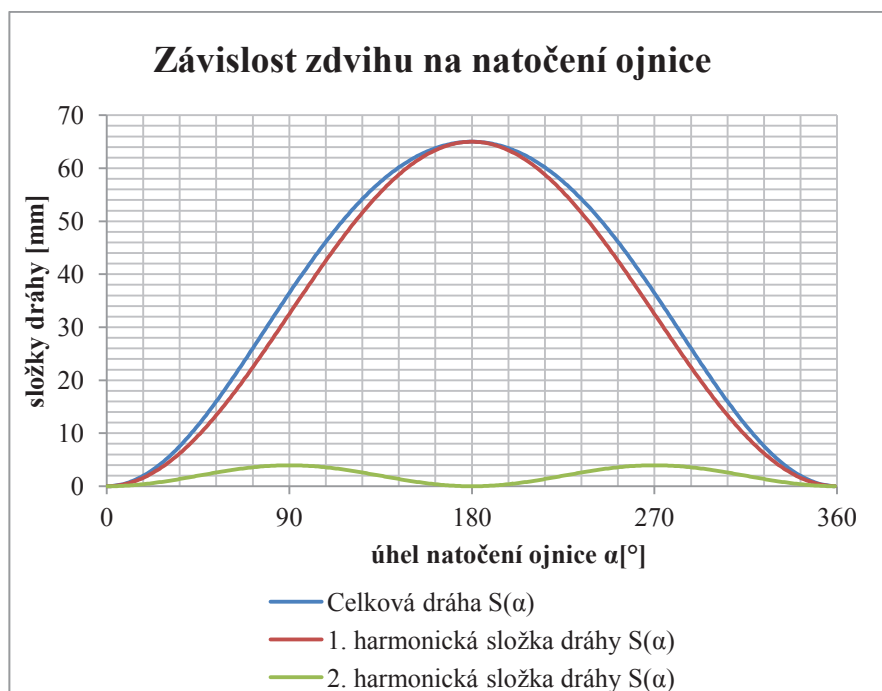
$$S_2(\alpha) = r_k \frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2\alpha)) \quad (3)$$

Rameno kliky:

$$r_k = \frac{1}{2}Z = \frac{1}{2} \cdot 65 = 32,5 \text{ mm} \quad (4)$$

Ojniční poměr:

$$\lambda = \frac{r_k}{l_{ojnice}} = \frac{32,5}{133,8} = 0,243 \quad (5)$$



Obr. 19 Závislost zdvihu pístu na natočení ojnice



3.2.2 RYCHLOST PÍSTU V ZÁVISLOSTI NA ÚHLU NATOČENÍ OJNICE

Derivací dráhy podle α dostaneme složky rychlosti.

Celková rychlost:

$$v(\alpha) = r_k \omega \left(\sin(\alpha) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\alpha) \right) \quad (6)$$

ω úhlová rychlost při maximálním výkonu

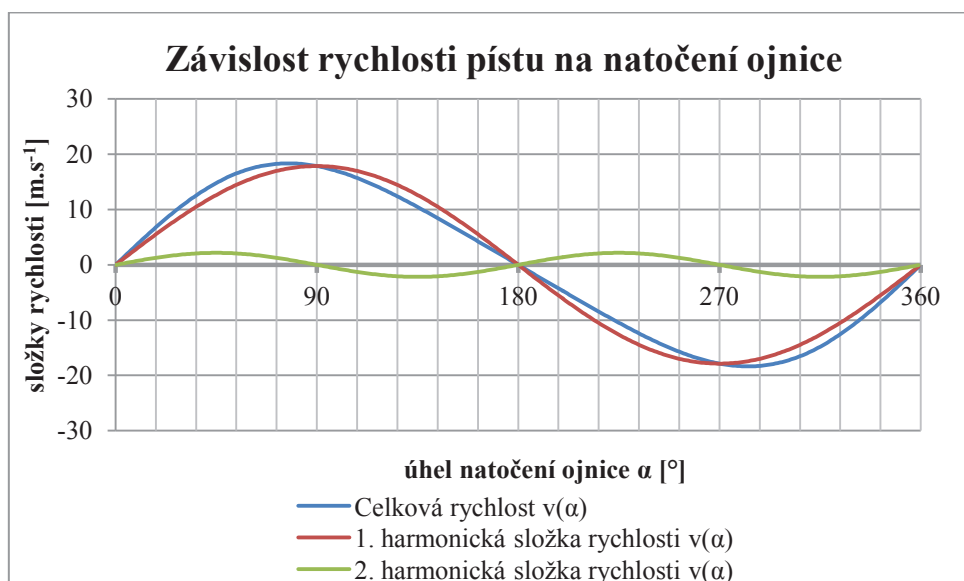
Harmonické složky rychlosti v závislosti na úhlu natočení ojnice:

$$v_1(\alpha) = r_k \omega \sin(\alpha) \quad (7)$$

$$v_2(\alpha) = \frac{1}{2} r_k \omega \lambda \sin(2\alpha) \quad (8)$$

Úhlová rychlost při maximálním výkonu:

$$\omega = 2\pi n_{\max_vykon} = 2 \cdot \pi \cdot 5250 = 549,779 \text{ s}^{-1} \quad (9)$$



Obr. 20 Závislost rychlosti pístu na natočení ojnice

3.2.3 ZRYCHLENÍ PÍSTU V ZÁVISLOSTI NA ÚHLU NATOČENÍ OJNICE

Derivací rychlosti podle α dostaneme složky zrychlení pístu.

Celkové zrychlení:

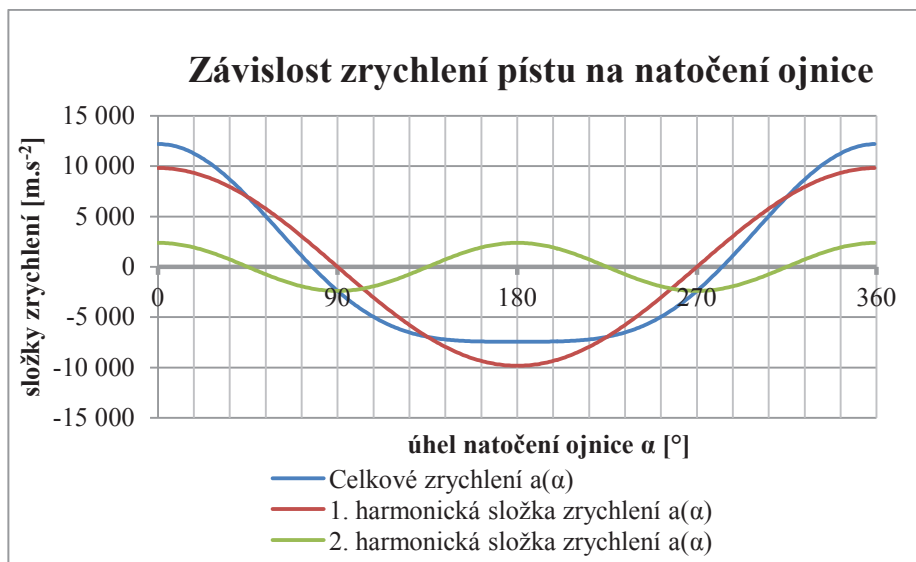
$$a(\alpha) = r_k \omega^2 (\cos(\alpha) + \lambda \cos(2\alpha)) \quad (10)$$



Harmonické složky zrychlení v závislosti na úhlu natočení ojnice:

$$a_1(\alpha) = r_k \omega^2 \cos(\alpha) \quad (11)$$

$$a_2(\alpha) = \frac{1}{2} r_k \omega^2 \lambda \cos(2\alpha) \quad (12)$$



Obr. 21 Závislost zrychlení pístu na natočení ojnice

3.2.4 P – V DIAGRAM MOTORU

Pro určení indikátorového diagramu je potřeba si nejdříve určit hodnoty objemu, které náležejí jednotlivým tlakům při práci motoru. Tyto hodnoty určíme pomocí celkové dráhy vypočítané ve vztahu (1).

p_{tlak} naměřené hodnoty tlaků (viz. příloha P1)

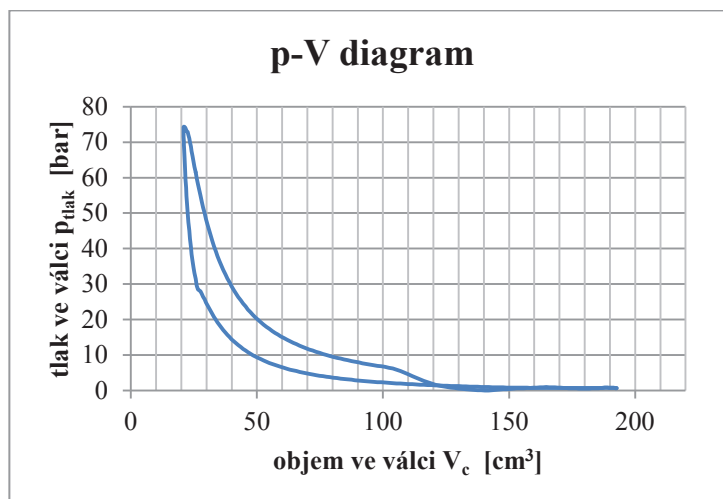
Hodnoty tlaků přímo pro můj konkrétní motor jsem bohužel neměl k dispozici, proto jsem musel použít naměřené hodnoty jiného dvoudobého motoru, který měl stejný výkon i podobnou konstrukci.

Hodnoty objemů připadající na hodnoty tlaků:

$$V_{c(i)} = S_p \left(Z - S(\alpha_{(i)}) \right) + V_{komp} \quad (13)$$

S_p plocha pístu

$$S_p = \pi \frac{D^2}{4} = \pi \cdot \frac{58,4^2}{4} = 26,786 \text{ cm}^2 \quad (14)$$



Obr. 22 P-V diagram motoru

3.2.5 URČENÍ VÝKONU MOTORU Z P – V DIAGRAMU

Výkon motoru nejpřesněji určíme z p – V diagramu tak, že spočítáme celkovou práci, kterou vynásobíme maximálními otáčkami motoru.

Práce pro každý bod grafu:

$$W_{(i)} = p_{tlak}(V_{c(i+1)} - V_{c(i)}) \quad (15)$$

$V_{c(i+1)}$ objem pro hodnoty úhlu $\alpha_{(i+1)}$

$$V_{c(i+1)} = S_p (Z - S(\alpha_{(i+1)})) + V_{Z3} \quad (16)$$

Celková práce motoru:

$$W_c = \sum W_{(i)} = 99,702 \text{ J} \quad (17)$$

Celkový výkon motoru:

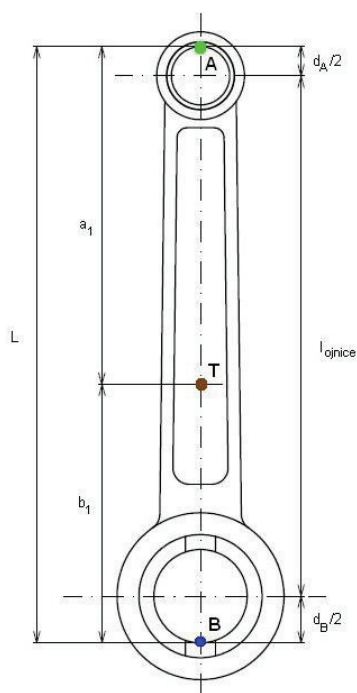
$$P_c = n_{vál} W_c n_{\max_vykon} = 2.99,702.5250 = 17,448 \text{ kW} \quad (18)$$

Můj motor má v sériovém stavu dosahovat výkonu 17 kW. Moje vypočítaná hodnota výkonu se od tabulkové hodnoty liší zhruba o 0,5 kW, což je ještě přijatelná odchylka, proto mohu pokračovat ve výpočtu s danými naměřenými hodnotami tlaků.

3.2.6 REDUKCE OJNICE DO HMOTNÝCH BODŮ

Abychom mohli spočítat celkové silové působení na píst, musíme nejdřív určit, jak velká hmota ojnice nám bude ovlivňovat setrvačnou sílu působící na pístní čep. Rozložení celkové hmoty ojnice zjistíme pomocí metody fyzikálního kyvadla. Ta spočívá v tom, že jedno oko ojnice (je jedno jestli horní nebo spodní) nasadíme na jehlu nebo nějaký hrot, druhý volný konec ojnice jemně vychýlíme ze stabilizované polohy a zjistíme, za jakou dobu nám ojnice vykoná určitý počet kmitů. Potom konce vyměníme a měření provedeme ještě jednou.

Pro můj výpočet jsem zvolil počet kmitů roven 20. Z důvodu minimalizování chyby jsem toto měření opakoval čtyřikrát pro každé oko zvlášť. Naměřené hodnoty jsou zapsány v Tab. 3.



- A* místo zavěšení na hrot v horním oku ojnice
B místo zavěšení na hrot v dolním oku ojnice
T těžiště ojnice
a₁ vzdálenost mezi bodem A a těžištěm
b₁ vzdálenost mezi bodem B a těžištěm
L vzdálenost mezi body A, B

Obr. 23 Rozdělení ojnice na hmotné body

Tab. 3 Základní rozměry ojnice

Průměr horního oka ojnice:	$d_A = 18 \text{ mm}$
Průměr dolního oka ojnice:	$d_B = 28,8 \text{ mm}$
Vzdálenost mezi body A, B:	$L = 157,2 \text{ mm}$
Gravitační zrychlení:	$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$

Tab. 4 Naměřené hodnoty časů

	Horní oko	Dolní oko
Počet kmitů:	$n_A = 20$	$n_B = 20$
Počet provedených měření:	$n_{Acyk} = 4$	$n_{Bcyk} = 4$
Naměřené časy:	$t_{A1} = 14,9 \text{ s}$	$t_{B1} = 14 \text{ s}$
	$t_{A2} = 15 \text{ s}$	$t_{B2} = 14,4 \text{ s}$
	$t_{A3} = 14,8 \text{ s}$	$t_{B3} = 14,2 \text{ s}$
	$t_{A4} = 14,8 \text{ s}$	$t_{B4} = 14,1 \text{ s}$

Průměrný čas doby kmitu ojnice zavěšené v bodě A:

$$T_A = \frac{t_{A1} + t_{A2} + t_{A3} + t_{A4}}{n_A n_{Acyk}} = \frac{14,9 + 15 + 14,8 + 14,8}{20 \cdot 4} = 0,744 \text{ s} \quad (19)$$



Průměrný čas doby kmitu ojnice zavěšené v bodě B:

$$T_B = \frac{t_{B1} + t_{B2} + t_{B3} + t_{B4}}{n_B n_{Bcyk}} = \frac{14 + 14,4 + 14,2 + 14,1}{20,4} = 0,709 \text{ s} \quad (20)$$

Vzdálenost těžiště od bodu B:

$$b_1 = \frac{(T_A^2 g) - (4\pi^2 L)}{(T_B^2 g) + (T_A^2 g) - (8\pi^2 L)} L \quad (21)$$

$$b_1 = \frac{(0,744^2 \cdot 9,81) - (4 \cdot \pi^2 \cdot 157,2)}{(0,709^2 \cdot 9,81) + (0,744^2 \cdot 9,81) - (8 \cdot \pi^2 \cdot 157,2)} \cdot 157,2 = 59,589 \text{ mm}$$

Vzdálenost těžiště od bodu A:

$$a_1 = L - b_1 = 157,2 - 59,589 = 97,611 \text{ mm} \quad (22)$$

Vzdálenost středu čepu A od těžiště:

$$L_A = a_1 - \frac{d_A}{2} = 97,611 - \frac{18}{2} = 88,611 \text{ mm} \quad (23)$$

Vzdálenost středu čepu B od těžiště:

$$L_B = b_1 - \frac{d_B}{2} = 59,589 - \frac{28,8}{2} = 45,189 \text{ mm} \quad (24)$$

Moment setrvačnosti k bodu A:

$$I_{TA} = \left(\frac{T_A}{2\pi}\right)^2 m_{ojnice} g a_1 = \left(\frac{0,744}{2 \cdot \pi}\right)^2 \cdot 0,325 \cdot 9,81 \cdot 97,611 = 4359 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad (25)$$

Moment setrvačnosti k bodu B:

$$I_{TB} = \left(\frac{T_B}{2\pi}\right)^2 m_{ojnice} g b_1 = \left(\frac{0,709}{2 \cdot \pi}\right)^2 \cdot 0,325 \cdot 9,81 \cdot 59,589 = 2417 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad (26)$$

Moment setrvačnosti k těžišti:

$$I_T = I_{TB} - m_{ojnice} b_1^2 = 2417 - 0,325 \cdot 59,589^2 = 1263 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad (27)$$

Redukce ojnice do tří hmotných bodů:

Rovnice pro výpočet hmotnosti v bodě T (těžišti):

$$m_{T3} = \frac{m_{ojnice} L_A L_B - I_T}{L_A L_B} = \frac{0,325 \cdot 88,611 \cdot 45,189 - 1263}{88,611 \cdot 45,189} = 0,01 \text{ kg} \quad (28)$$

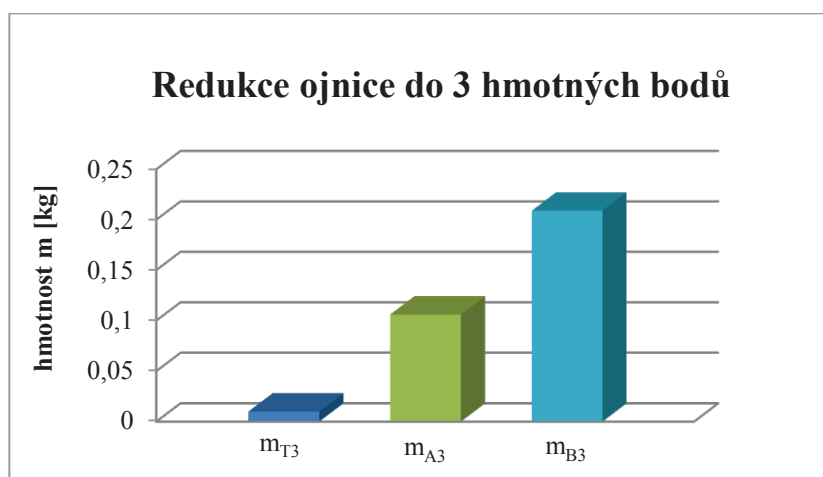


Rovnice pro výpočet hmotnosti v bodě B (dolní oko ojnice):

$$m_{B3} = \frac{(m_{ojnice} - m_T)L_A}{L_A + L_B} = \frac{(0,325 - 0,01) \cdot 88,611}{88,611 + 45,189} = 0,209 \text{ kg} \quad (29)$$

Rovnice pro výpočet hmotnosti v bodě A (horní oko ojnice):

$$m_{A3} = m_{ojnice} - m_T - m_B = 0,325 - 0,01 - 0,209 = 0,106 \text{ kg} \quad (30)$$



Obr. 24 Redukce ojnice do tří hmotných bodů

Redukce ojnice do dvou hmotných bodů:

V důsledku velmi malé hmoty soustředěné v těžišti můžeme tuto hmotnost zanedbat a redukovat ojnice pouze do dvou hmotných bodů. Další důvod, proč můžeme bod T zanedbat, je ten, že sledujeme hmotnost pouze v místech, kde je přechod z jedné součásti na druhou. Proto je hmotnost v těžišti zanedbatelná, i když bychom ji z početního hlediska měli uvažovat.

Rovnice pro výpočet hmotnosti v bodě A (horní oko ojnice):

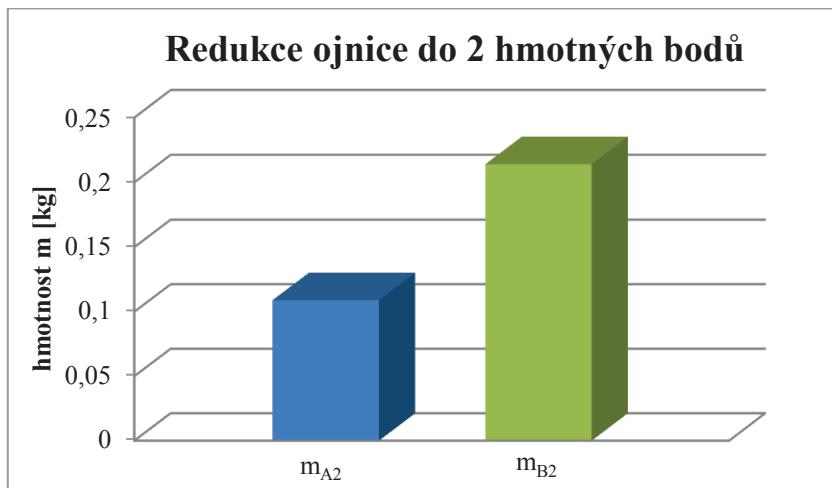
$$m_{A2} = m_{T3} \frac{L_B}{L} + m_{A3} = 0,01 \cdot \frac{45,189}{157,2} + 0,106 = 0,109 \text{ kg} \quad (31)$$

Rovnice pro výpočet hmotnosti v bodě B (dolní oko ojnice):

$$m_{B2} = m_{T3} \frac{L_A}{L} + m_{B3} = 0,01 \cdot \frac{88,611}{157,2} + 0,209 = 0,214 \text{ kg} \quad (32)$$

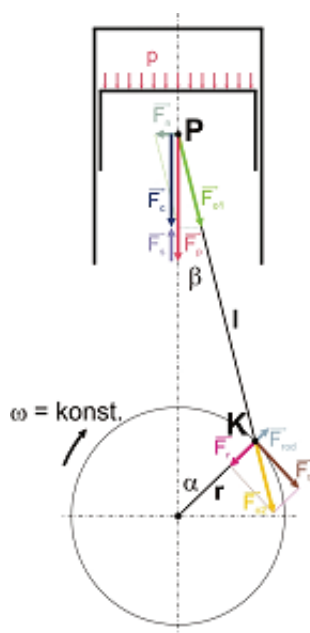
Hmotnost v těžišti:

$$m_{T2} = 0 \text{ kg} \quad (33)$$



Obr. 25 Redukce ojnice do dvou hmotných bodů

3.2.7 ROZBOR PŮSOBÍCÍCH SIL NA PÍSTNÍ ČEP



- p tlak od plynů
 F_s setrvačná síla
 F_c celková síla na pístní čep
 F_N normálová síla na píst
 F_O síla na píst ve směru ojnice

Obr. 26 Silové působení na píst a ojnici [8]

Síla od tlaku plynů na píst:

$$F_p = S_p(p_{tlak} - 0,2) \quad (34)$$

Daný tlak musí být snížen o hodnotu menší, než je 1 atmosféra, protože se jedná o dvoudobý motor, který má v klikové skříni přetlak z důvodu nasátí nové palivové směsi do válce. Proto od všech hodnot tlaku odečítám tlak 0,2 [bar].



Extrémní hodnoty:

Maximum: $\max(F_p) = 18,421 \text{ kN}$

Minimum: $\min(F_p) = -50,765 \text{ N}$

Setrvačná síla působící na pístní čep:

$$F_s = -(m_{pístskup} + m_{A2})a(\alpha) \quad (35)$$

Extrémní hodnoty:

Maximum: $\max(F_s) = 2,91 \text{ kN}$

Minimum: $\min(F_s) = -4,777 \text{ kN}$

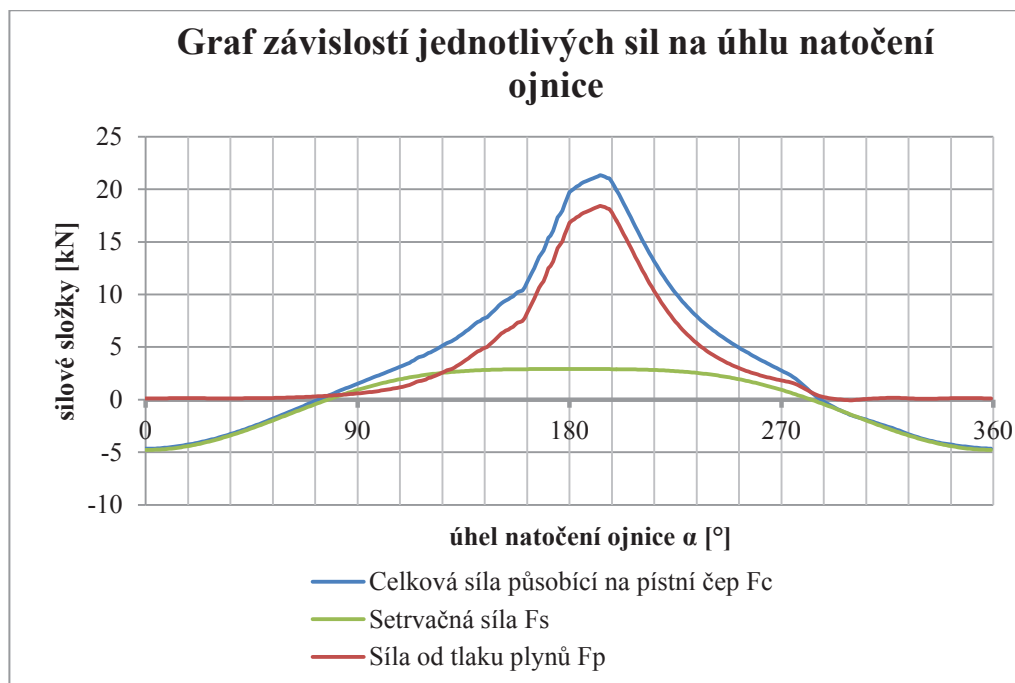
Celková síla působící na pístní čep:

$$F_c = F_p + F_s \quad (36)$$

Extrémní hodnoty:

Maximum: $\max(F_c) = 21,327 \text{ kN}$

Minimum: $\min(F_c) = -4,659 \text{ kN}$



Obr. 27 Působení sil na píst



Normálová síla působící na píst:

$$F_N = F_c \tan(\beta) \quad (37)$$

β přepočítaný úhel odklonu ojnice

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin(\alpha)) \quad (38)$$

Extrémní hodnoty:

Maximum: $\max(F_N) = 1,143 \text{ kN}$

Minimum: $\min(F_N) = -1,911 \text{ kN}$

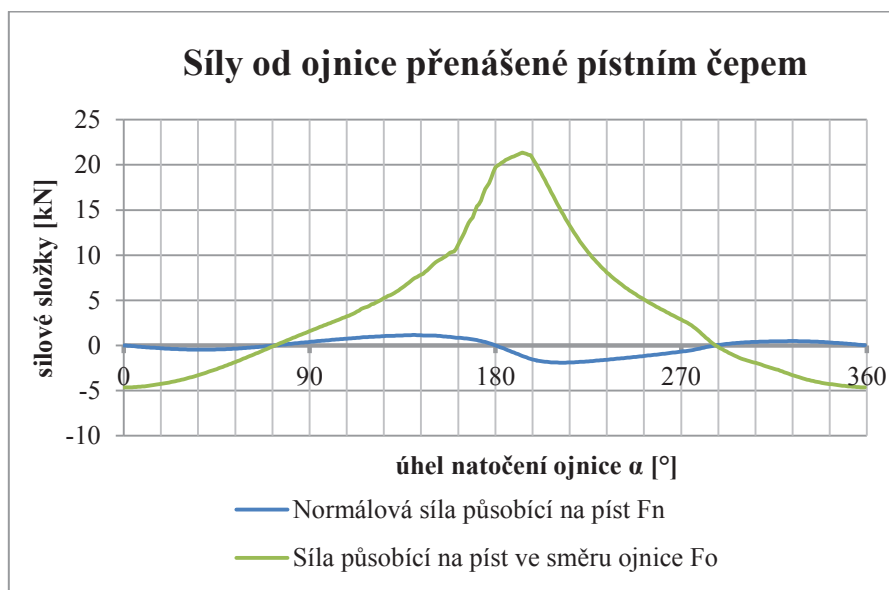
Síla působící na píst ve směru ojnice:

$$F_o = \frac{F_c}{\cos(\beta)} \quad (39)$$

Extrémní hodnoty:

Maximum: $\max(F_o) = 21,359 \text{ kN}$

Minimum: $\min(F_o) = -4,659 \text{ kN}$



Obr. 28 Síly přenášené pístním čepem od ojnice



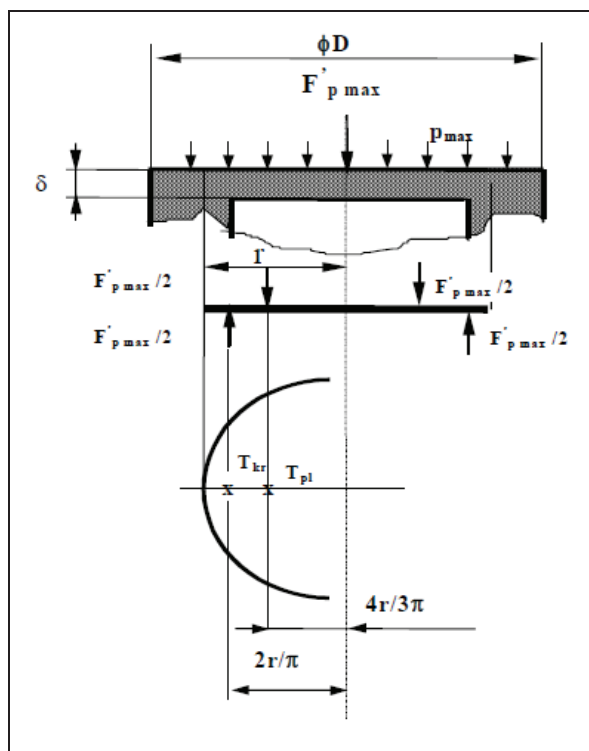
3.3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET PÍSTU



Obr. 29 Píst pro motocykl Jawa 350

3.3.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET DNA PÍSTU

Základní silové namáhání na dno pístu od tlaku plynů způsobuje ohyb. Zjednodušením konstrukce pístu dostaneme výpočtový model, jehož základ tvoří kruhová deska, buď vetknutá, nebo podepřená po obvodě, na kterou rovnoměrně působí tlak od spalín. Tento tlak vyvolá i působení odstředivých sil, které však můžeme pro jednoduchost zanedbat. Zjednodušené schéma zatížení pístu je zobrazeno na Obr. 30.



ϕD
 r
 $F'_{p max}$
 δ
 p_{max}

vrtání
 poloměr podepření desky
 maximální síla od tlaku plynů
 tloušťka dna pístu
 maximální tlak plynů ve válci

Obr. 30 Výpočtový model pístu [2]



Maximální síla od tlaku plynů:

$$F'_{pmax} = \pi r^2 p_{max} = \pi \cdot 20,05^2 \cdot 6,992 = 8831 \text{ kN} \quad (40)$$

r poloměr podepření desky

$$r = 20,05 \text{ mm}$$

p_{max} maximální tlak plynů ve válci

$$p_{max} = 6,992 \text{ MPa}$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{omax} = \frac{r^3}{3} p_{max} = \frac{0,02^3}{3} \cdot 6992000 = 18,786 \text{ N.m} \quad (41)$$

Moment odporu v ohybu:

$$w_{o1} = \frac{1}{3} r (\delta)^2 = \frac{1}{3} \cdot 20,05 \cdot (7)^2 = 327,483 \text{ mm}^3 \quad (42)$$

δ tloušťka dna pístu

$$\delta = 7 \text{ mm}$$

Maximální ohybové napětí:

$$\sigma_{omax1} = p_{max} \left(\frac{r}{\delta} \right)^2 = 6,992 \cdot \left(\frac{20,05}{7} \right)^2 = 57,364 \text{ MPa} \quad (43)$$

Hodnota napětí ze vztahu (43) odpovídá pouze lineárnímu modelu kruhové desky. Pro náš případ však musíme uvažovat vetknutí nebo podepření desky (dno pístu) po obvodě ve válci. Dna pístů zážehových motorů se považují za desky vetknuté, tudíž pro výpočet maximálního ohybového napětí použijeme vztah (44):

$$\sigma_{omax} = \frac{1}{4} p_{max} \left(\frac{r}{\delta} \right)^2 = \frac{1}{4} \cdot 6,992 \cdot \left(\frac{20,05}{7} \right)^2 = 14,341 \text{ MPa} \quad (44)$$

Pro náš případ (jedná se o dno bez žebířů) se maximální dovolená hodnota ohybového napětí pohybuje v intervalu:

$$\sigma_{dov} \in (20,25) \text{ MPa}$$

Z toho vyplývá, že moje hodnota splňuje daný požadavek, protože je ještě menší než ta, kterou omezuje interval σ_{dov} .



3.3.2 PEVNOSTNÍ VÝPOČET PLÁŠTĚ PÍSTU – NEJSLABŠÍ MÍSTO PLÁŠTĚ PÍSTU

U pístů pro čtyřtákní motory se nejslabší místo na plášti nachází v drážce pro stírací kroužek. To je dáno hlavně konstrukcí samotné drážky pro tento kroužek, protože ta je v daném místě nejširší a hned za ní je přechod na nejtenčí stěnu pístu. Tudíž v tomto místě vzniká největší nebezpečí vzniku trhliny, či případného lomu.

V případě mého pístu pro dvoutákní motor je tato drážka stejně široká jako drážka pro první těsnící a druhý těsnící pístní kroužek a navíc stěna pístu hned za drážkou není skokově zeslabena. Proto bych očekával, že i když by toto místo mělo být nejslabší, nebude pro daný píst kritické, a tudíž by zde nemělo dojít k žádnému poškození.

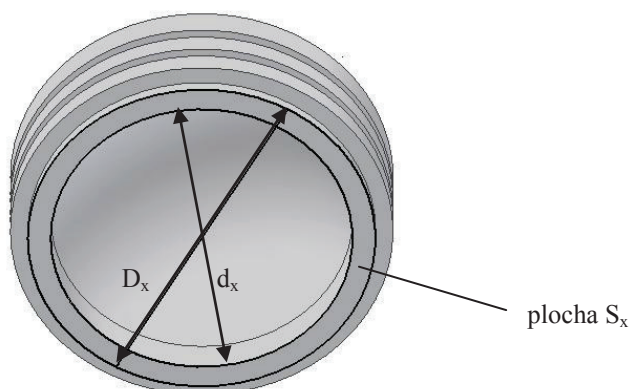
Maximální síla od tlaku plynů na píst:

$$F_{pmax} = \frac{\pi D^2}{4} p_{max} = \frac{\pi \cdot 58^2}{4} \cdot 6,992 = 18,474 \text{ kN} \quad (45)$$

Hodnota napětí pro maximální spalovací tlak:

$$\sigma_{tlmax} = \frac{F_{pmax}}{S_x} \quad (46)$$

S_{x00}, S_{x01} příčné průřezy v místě drážky pro pístní kroužek



Obr. 31 Určení průřezu S_x

Výpočet průměru a plochy pro vnější část pístu:

$$D_x = D - 2l_1 = 58,4 - 2 \cdot 2,65 = 53,1 \text{ mm} \quad (47)$$

l_1 hloubka drážky: $l_1 = 2,65 \text{ mm}$

$$S_{x00} = \pi \frac{(D_x)^2}{4} = \pi \cdot \frac{(53,1)^2}{4} = 2,173 \cdot 10^3 \text{ mm}^2 \quad (48)$$



Výpočet průměru a plochy pro vnitřní část pístu:

$$d_x = 46,1 \text{ mm}$$

$$S_{x01} = \pi \frac{(d_x)^2}{4} = \pi \cdot \frac{(46,1)^2}{4} = 1,669 \cdot 10^3 \text{ mm}^2 \quad (49)$$

Hodnota napětí po dosazení do vztahu (46):

$$\sigma_{tlmax} = \frac{F_{pmax}}{S_{x00} - S_{x01}} = \frac{18,474 \cdot 10^3}{2,173 \cdot 10^{-3} - 1,669 \cdot 10^3} = 32,501 \text{ MPa}$$

Maximální dovolená hodnota napětí σ_{tldov} se pro hliníkové slitiny pohybuje v intervalu:

$$\sigma_{tldov} \in (30; 40) \text{ MPa}$$

Moje vypočítaná hodnota splňuje daný interval, proto by namáhání tlakem nemělo mít na píst v místě sledované drážky výrazný deformační účinek.

Výpočet setrvačné síly:

$$F_{sp} = \max(m_x a(\alpha)) = 1,111 \text{ kN} \quad (50)$$

m_x hmotnost koruny pístu nad řezem nejslabšího místa (byla zjištěna pomocí namodelování a zadání parametrů do programu Autodesk Inventor Professional 2009):

$$m_x = 0,091 \text{ kg}$$

Tahové napětí ve vyšetřovaném průřezu:

$$\sigma_t = \frac{F_{sp}}{S_{x00} - S_{x01}} = \frac{1111}{2,173 \cdot 10^3 - 1,699 \cdot 10^3} = 2,34 \text{ MPa} \quad (51)$$

Maximální dovolená hodnota tahového napětí σ_{tdov} se pro hliníkové slitiny pohybuje v intervalu:

$$\sigma_{tdov} \in (4; 10) \text{ MPa}$$

Moje vypočítaná hodnota je menší než definuje daný interval, proto namáhání tahem nebude mít na píst v místě sledované drážky výrazný deformační účinek.

3.3.3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET PLÁŠTĚ PÍSTU – URČENÍ MĚRNÉHO TLAKU NA PLÁŠTI

Měrný tlak na plášti pístu:

$$P_{p1} = \frac{F_{nmax}}{DL_{p1}} \quad (52)$$

L_{p1} nosná délka pláště pístu (určena odměřením z modelu v programu Autodesk Inventor Professional 2009)

$$L_{p1} = 45,44 \text{ mm}$$

F_{nmax} maximální velikost normálové síly (vypočítaná ze vztahu...)

$$F_{nmax} = 1,911 \text{ kN}$$

Po dosazení:

$$P_{p1} = \frac{F_{nmax}}{DL_{p1}} = \frac{1911}{58.45,44} = 0,725 \text{ MPa}$$

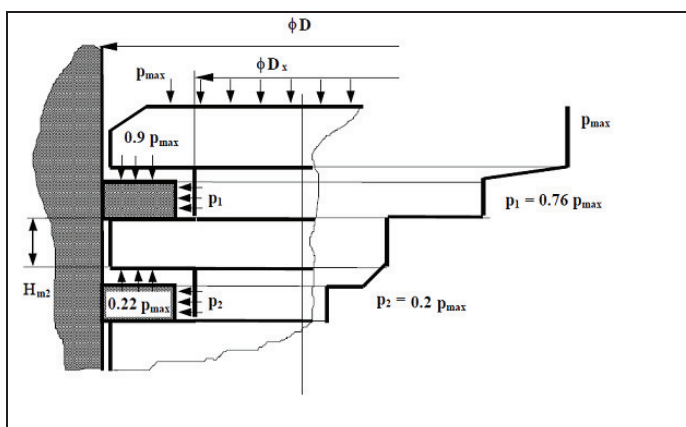
Maximální dovolená hodnota měrného tlaku P_{pdov} se pro hliníkové slitiny pohybuje v intervalu:

$$P_{pdov} \in (0,6; 1,4) \text{ MPa}$$

Moje vypočítaná hodnota náleží do daného intervalu, tudíž nebezpečí v podobě vzpříčení pístu ve válci by nemělo nastat.

3.3.4 MŮSTEK MEZI PRVNÍM A DRUHÝM TĚSNÍCÍM KROUŽKEM

Jedná se o další problémové místo na pístu. Můstek musí odolávat nejenom značným tlakům, ale i vysoké teplotě, která vzniká při spalovacím procesu.



- p_1 tlak působící na první těsnící kroužek
- p_2 tlak působící na druhý těsnící kroužek
- p_{max} maximální hodnota tlaku
- H_{m2} výška můstku
- D_x hodnota průměru (viz. Obr.31)
- D vrtání

Obr. 32 Určení tlaků na můstku mezi prvním a druhým těsnícím kroužkem [2]



Výsledná síla působící na můstek od tlaku plynů:

$$F_m = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_x^2) (0,68 p_{max}) = \frac{\pi}{4} \cdot (58,4^2 - 53,1^2) \cdot (0,68 \cdot 6,992) = 2,206 \text{ kN} \quad (53)$$

D_x určeno ze vztahu (47)

Ohybový moment ve vetknutém můstku:

$$M_{om} = F_m \frac{D - D_x}{4} = 2206 \cdot \frac{0,058 - 0,0531}{4} = 2,702 \text{ N.m} \quad (54)$$

Modul odporu v ohybu:

$$w_{o2} = \frac{1}{6} \pi (D_x - d_{x1}) (H_{m2})^2 = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot (53,1 - 35,66) (3,5)^2 = 111,86 \text{ mm}^3 \quad (55)$$

H_{m2} výška můstku

$$H_{m2} = 3,5 \text{ mm}$$

d_{x1} vnitřní průměr v místě počítání můstku

$$d_{x1} = 35,66 \text{ mm}$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_{om}}{w_{o2}} = \frac{2,702}{111,86 \cdot 10^{-9}} = 24,154 \text{ MPa} \quad (56)$$

Smykové napětí:

$$\tau_m = \frac{F_m}{S_{x2}} \quad (57)$$

S_{x2} průřez v místě vetknutí

$$S_{x2} = \pi H_m (D_x - d_{x1}) = \pi \cdot 3,5 (53,1 - 35,66) = 191,76 \text{ mm}^2 \quad (58)$$

Po dosazení do vztahu (56):

$$\tau_m = \frac{F_m}{S_{x2}} = \frac{2206}{76,96} = 11,5 \text{ MPa}$$



Výsledné redukované napětí:

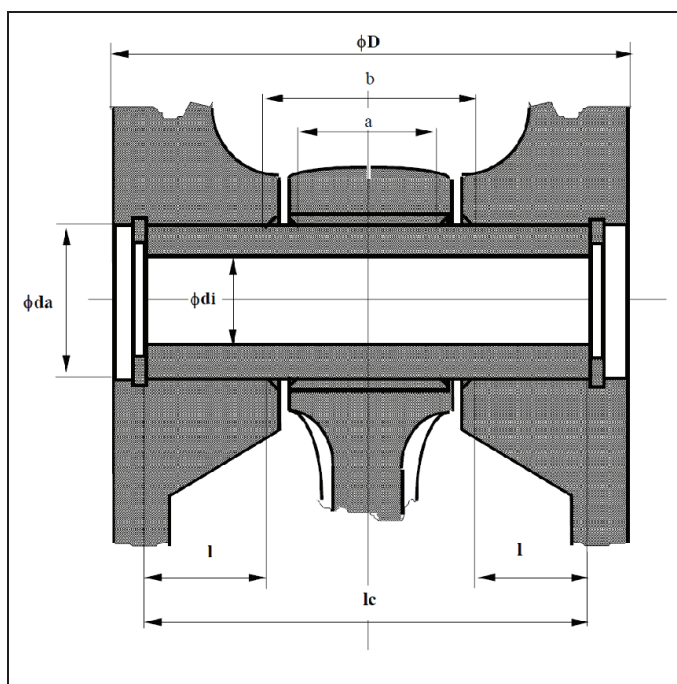
$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_{om}^2 + 3\tau_m^2)} = \sqrt{(24,154^2 + 3 \cdot 11,5^2)} = 31,305 \text{ MPa} \quad (59)$$

Maximální dovolená hodnota redukovaného napětí σ_{reddov} by neměla přesáhnout 60MPa až 80MPa. Z tohoto důvodu by v mém případě ani k ohybu ani ke střihu můstku nemělo dojít.

$$\sigma_{reddov} \in \max(60; 80) \text{ MPa}$$

3.3.5 KONTROLA MĚRNÉHO TLAKU MEZI PÍSTNÍM ČEPEM A OKY PÍSTU

Měrný tlak mezi oky pístu a pístním čepem je velmi důležitý. V průběhu zatěžování pístu při práci motoru dochází totiž k částečné ovalizaci pístního čepu, tudíž hrozí nebezpečí otlacení takto zdeformovaného čepu do ok pístu, ve kterých je usazen. Důležitou roli při tomto působení také hraje chlazení pístu. Schéma usazení pístního čepu v pístu je na Obr. 33.



d_a	<i>vnější průměr pístního čepu</i>
d_i	<i>vnitřní průměr pístního čepu</i>
l	<i>šířka nálitky oka pro pístní čep</i>
l_c	<i>délka pístního čepu</i>
D	<i>vrtání</i>
b	<i>vzdálenost mezi nálitky v pístu pro pístní čep</i>
a	<i>šířka ojnicního oka</i>

Obr. 33 Schéma uložení pístního čepu [2]

Setrvačná síla hmot pístní skupiny bez pístního čepu:

$$F''_{sp} = m''_p r_k \omega_{max}^2 (1 + \lambda) \quad (60)$$

m''_p hmotnost pístní skupiny bez pístního čepu
 ω_{max} úhlová rychlost při maximálních otáčkách motoru

$$m''_p = m_{pist_skup} - m_{pist_cep} = 0,282 - 0,041 = 0,241 \text{ kg} \quad (61)$$



m_{pist_cep} hmotnost pístního čepu

$$m_{pist_cep} = 0,041 \text{ kg}$$

$$\omega_{max} = 2\pi n_{max} = 2 \cdot \pi \cdot 5750 = 602,139 \text{ s}^{-1} \quad (62)$$

Po dosazení do vztahu (59):

$$F''_{sp} = m''_p r_k \omega_{max}^2 (1 + \lambda) = 0,241 \cdot 0,0325 \cdot 602,139^2 \cdot (1 + 0,243) = 3,53 \text{ kN}$$

Zatěžující síla:

$$F' = F_{pmax} - F''_{sp} = 18,474 - 3,53 = 14,944 \text{ kN} \quad (63)$$

F_{pmax} určeno z rovnice (45)

Měrný tlak mezi pístním čepem a oky pístu:

$$p_p = \frac{F'}{2d_a l} \quad (64)$$

d_a vnější průměr pístního čepu

$$d_a = 15,9 \text{ mm}$$

l šířka nálitky oka pro pístní čep

$$l = \frac{l_c - b}{2} = \frac{55 - 22}{2} = 16,5 \text{ mm} \quad (65)$$

l_c délka pístního čepu (určena odměřením z modelu v programu Autodesk Inventor Professional 2009)

$$l_c = 55 \text{ mm}$$

b vzdálenost mezi nálitky v pístu pro pístní čep

$$b = 22 \text{ mm}$$

Po dosazení do vztahu (63):

$$p_p = \frac{F'}{2d_a l} = \frac{14,944}{2 \cdot 15,9 \cdot 16,5} = 28,481 \text{ MPa}$$



Maximální dovolená hodnota měrného tlaku mezi pístním čepem a pístem P_{p2dov} se pro nepřepřítňované motory pohybuje v intervalu:

$$P_{p2dov} \in (15; 34) \text{ MPa}$$

Moje vypočítaná hodnota náleží do daného intervalu, tudíž nebezpečí v podobě otláčení ok pístu od pístního čepu by nemělo nastat.



4 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ A NÁVRH ÚPRAV

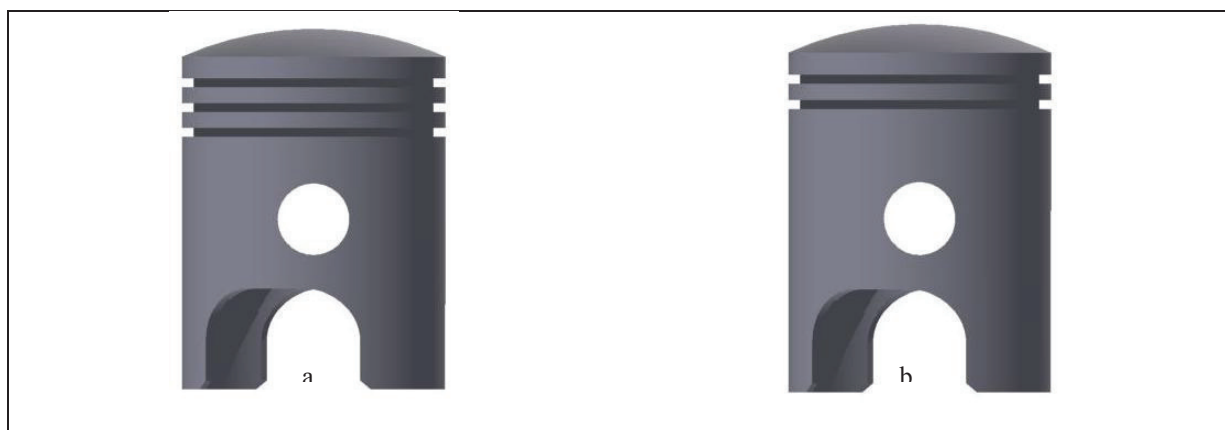
Původní záměr při výběru tématu této práce spočíval v nalezení optimálních parametrů pístu pro daný motocykl Jawa 350/639. Čím více jsem se však tímto problémem zabýval, přicházel jsem na to, že by samotná úprava pístu nestačila, musela by se změnit také konstrukce celého motoru. To by spočívalo hlavně ve změně způsobu vyplachování celého systému, což by znamenalo umístit jazýčkové ventily do prostoru sání, upravit a spočítat vhodné geometrické tvary přepouštěcích kanálků na pístu a v neposlední řadě upravit i rezonanční plochy výfukového systému. Tyto úpravy jsou velmi náročné jednak na samotný výpočet, ale takovéto změny nelze provést bez simulací pomocí speciálních softwarů.

Proto jsem se v mé práci zaměřil na úpravy již odzkoušené konstrukce pístu tohoto motoru. Ty spočívají hlavně ve snížení počtu pístních kroužků ze tří na pouhé dva a v redukci hmotnosti. Všechny tyto změny vycházejí z pevnostního výpočtu stávající konstrukce, kde některé parametry pístu jsou až zbytečně moc předimenzované.

4.1 ZMĚNA POČTU PÍSTNÍCH KROUŽKŮ

Tato úprava se v pevnostním výpočtu nezahrnuje, vychází pouze z poznatku, že čím méně těsnících pístních kroužků tím méně se vlivem třecích sil zahřívá válec. Další výhodou je i částečný nárůst oblasti použitelných otáček motoru. Změna počtu těsnících pístních kroužků ale nese i jednu nevýhodu, a to je riziko ztráty komprese. Tento jev by však u mé úpravy neměl nastat, protože jednak přecházím ze tří těsnících kroužků na dva, takže dostatečná těsnost spalovací komory by měla být pořád zajištěna. Navíc vycházím i ze současného stavu poznání, kde se standardně u pístů pro dvoutaktní motory používají pouze dva pístní kroužky, ve výjimečných případech dokonce i jenom jeden.

Redukci na jeden pístní kroužek jsem zamítnul ze dvou hlavních důvodů, a to je jednak částečná ztráta komprese, ale hlavně horší odvod tepla z pístu na válec. Pístní kroužky mají totiž jako druhotnou funkci zajištění chlazení pístu. A protože můj motor není žádný závodní speciál a ani neslouží pro malou mechanizaci, použití této úpravy se mi jeví zbytečné. Navíc použití pouze jednoho pístního kroužku vede k jeho obrovskému namáhání, a proto by se musel zkrátit i jeho kontrolní interval.



Obr. 34 Srovnání pístů: a. původní konstrukce, b. upravená konstrukce



4.2 REDUKCE HMOTNOSTI

Snížení hmotnosti pístu dosáhneme změnou tloušťky pístu ve sledovaných, méně zatížených, průřezích. Ve výsledku musí být píst stále schopen odolávat provoznímu zatížení, vznikajícímu během spalovacího procesu, aniž by se na něm projevil nějaké závažné deformace. Pro určení kritických průřezů zvolím obrácený postup výpočtu. To znamená počítat s minimálními rozměry pro maximální dovolené zatížení.

4.2.1 VÝPOČET MINIMÁLNÍ TLOUŠTKY DŇA PÍSTU

Z kapitoly 3.3.1 leží maximální dovolená hodnota ohybového napětí pro dno pístu v intervalu:

$$\sigma_{dov} \in (20,25) \text{ MPa}$$

Mnou vypočítaná maximální hodnota napětí ze vztahu (44) byla:

$$\sigma_{omax} = 14,341 \text{ MPa}$$

Daná hodnota je menší než minimální dovolená hodnota ohybového napětí, proto v tomto místě mohu provést redukci hmoty. Abych zajistil, že k poškození a následné deformaci nedojde, budu počítat s dolní limitní hodnotou $\sigma_{dov} = 20 \text{ MPa}$. Tuto hodnotu dosadím do vztahu (44) za σ_{omax} a vyjádřím hodnotu δ , což je tloušťka dna pístu.

$$\sigma_{dov} = \frac{1}{4} p_{max} \left(\frac{r}{\delta} \right)^2$$

po vyjádření tloušťky minimální tloušťky dna pístu:

$$\delta_{min} = \sqrt{\frac{P_{max} r^2}{4 \sigma_{dov}}} = \sqrt{\frac{6,992 \cdot 20,05^2}{4 \cdot 20}} = 5,92 \text{ mm} \quad (66)$$

Pro můj návrh budu uvažovat tloušťku dna pístu $\delta_I = 6 \text{ mm}$ namísto původních 7 mm.

4.2.2 VÝPOČET SETRVAČNÉ SÍLY

Tím, že změním hodnotu tloušťky dna pístu a počet pístních kroužků, musí se mi změnit i výsledná setrvačná síla. Ta závisí na hmotnosti koruny pístu nad řezem nejslabšího místa. Před úpravou bylo toto místo v drážce pro třetí pístní kroužek, ale v důsledku změny počtu pístních kroužků se původní sledované místo posunulo do drážky pro druhý pístní kroužek. Současně se změnila i tloušťka dna pístu, která hmotnost koruny také částečně ovlivňuje.



Obr. 35 Dno pístu po úpravě



Upravená hmotnost koruny pístu nad řezem nejslabšího místa je teď $m_{xupr} = 0,074 \text{ kg}$ oproti původní hmotnosti, která byla $m_x = 0,091 \text{ kg}$. Vyjádřením v procentech se touto úpravou hmotnost koruny zmenšila o 18,6 %.

Pro tuto novou hmotnost je setrvačná síla vypočítaná ze vztahu (50) rovna:

$$F_{spupr} = \max(m_x a(\alpha)) = 903 \text{ N}$$

Potom tahové napětí (51) ve vyšetřovaném průřezu je rovno:

$$\sigma_{tupr} = \frac{F_{spupr}}{S_{x00} - S_{x01}} = \frac{903}{2,173 \cdot 10^3 - 1,699 \cdot 10^3} = 1,91 \text{ MPa}$$

Napětí má ještě menší hodnotu než původní navržené ($\sigma_t = 2,34 \text{ MPa}$), tudíž i po úpravě nebude mít toto namáhání na píst žádný vliv. Dalo by se dokonce říct, že by zde mohlo dojít i k úpravě průřezů S_{x00} a S_{x01} . Bohužel tato změna není možná, protože na daných veličinách závisí i hodnota tlakového napětí v nejslabším místě pístu, která se už v omezujícím intervalu pohybuje.

4.2.3 REDUKCE HMOTNOSTI V MŮSTKU MEZI PRVNÍM A DRUHÝM PÍSTNÍM KROUŽKEM

Posední místo na pístu, kde by se ještě dala ušetřit hmotnost, je můstek mezi prvním a druhým pístním kroužkem. Hodnota vypočítaná ze vztahu (59) je totiž značně menší než dovoluje interval:

$$\sigma_{reddov} \in \max(60; 80) \text{ MPa}$$

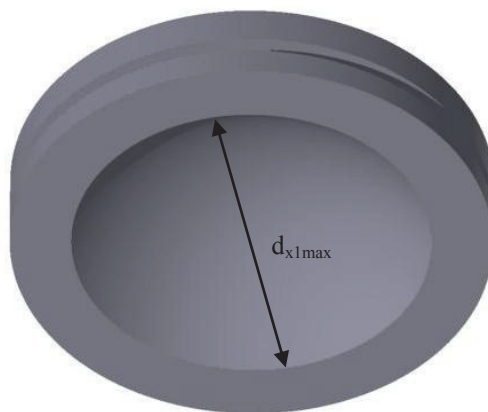
Jediné, co by se dalo změnit, je velikost průřezu pístu v daném místě. Pro následující výpočet budu vycházet ze vztahu (59), odkud si vyjádřím hodnotu vnitřního průměru průřezu d_{x1} . Pro určení maximálního vnitřního průměru d_{x1max} potom dosadím za σ_{red} dovolenou hodnotu $\sigma_{reddov} = 60 \text{ MPa}$

$$d_{x1} = -\sqrt{\frac{1}{(\sigma_{red})^2} \left(\left(\frac{6M_{om}}{\pi H_{m2}^2} \right)^2 + 3 \left(\frac{F_m}{\pi H_{m2}} \right)^2 \right)} + D_x \quad (67)$$

Po úpravě:

$$d_{x1max} = -\sqrt{\frac{1}{(\sigma_{reddov})^2} \left(\left(\frac{6M_{om}}{\pi H_{m2}^2} \right)^2 + 3 \left(\frac{F_m}{\pi H_{m2}} \right)^2 \right)} + D_x$$

$$d_{x1max} = -\sqrt{\frac{1}{(60 \cdot 10^6)^2} \left(\left(\frac{6,2702}{\pi 0,0035^2} \right)^2 + 3 \left(\frac{2206}{\pi \cdot 0,0035} \right)^2 \right)} + 0,0531 = 40,6 \text{ mm}$$



Obr. 36 Určení maximálního průměru d_{x1max}

Poslední možná redukce hmotnosti by se dala provést zmenšením šířky a tloušťky ok v pístu pro pístní čep. Zde mi však hodnota měrného tlaku vychází v daném omezujícím intervalu, proto v daném místě ponechám stávající konstrukci pístu.

4.2.4 CELKOVÁ REDUKOVANÁ HMOTNOST

Po všech úpravách se mi povedlo snížit celkovou hmotnost pístu na hodnotu:

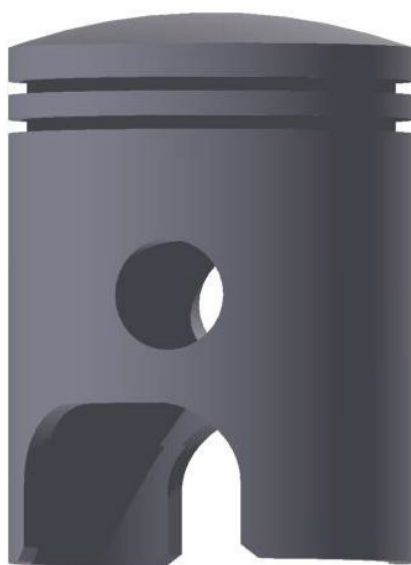
$$m_{píst_upr} = 0,175 \text{ kg}$$

z původní hmotnosti $m_{píst} = 0,215 \text{ kg}$. Procentuální vyjádření celkové redukce (68):

$$m_{celk\%} = \frac{m_{píst} - m_{píst_upr}}{m_{píst}} 100 = \frac{0,215 - 0,175}{0,215} \cdot 100 = 18,6\% \quad (68)$$

Podle vztahu (68) se mi povedlo redukovat hmotnost pístu o 18,6%, což je relativně vysoká hodnota. Tato studie ovšem nezohledňuje tepelné zatížení, které na píst působí při spalování směsi ve válci, pouze vychází ze silového působení.

Veškeré hodnoty hmotností byly určeny z modelu pístu v programu Autodesk Inventor Proffesional 2010.



Obr. 36 Píst po celkové redukci hmotnosti a změně počtu pístních kroužků

4.3 DALŠÍ MOŽNÉ ÚPRAVY

Do této kapitoly bych zařadil změnu metody výroby pístu a drsnost povrchu jeho dna. Daný píst se vyrábí metodou odlévání do kokil. Tato metoda však – co se týče pevnosti pístu a hlavně odolnosti pístu vůči teplotám – patří mezi méně kvalitní. Zlepšení výrobku by pomohla sice dražší, zato ale kvalitnější metoda kování v zápustce. Takto vyrobené písty vydrží větší zatížení, ale vzhledem k tomu, že daný motocykl patří do méně výkonné kategorie strojů, je tato metoda výroby příliš nákladná, a proto se nevyplatí.

Leštění dna pístu je také velice nákladná operace, která má smysl pouze u vysokootáčkových motorů. Provádí se ze dvou důvodů. Jednak proti usazování karbonu na dně pístu a jednak proti vzniku kavitace ve spalovacím prostoru. Kavítace vzniká z důvodu prudké změny tlaku, kdy se rychle mění vysoký tlak na značný podtlak. Tehdy dochází k tvorbě plynových dutin, které se rychle zaplňují kapalinou. Kavítace má za následek odlupování zrn materiálu pístu, tím narušuje jeho strukturu a zapříčiňuje vznik deformací.



ZÁVĚR

Úkolem této bakalářské práce bylo zpracovat návrh pístu pro dvoudobý motocyklový motor a jeho pevnostní kontrolu. Jelikož jsem sám vlastníkem motocyklu Jawa 350/639, zaměřil jsem svoji pozornost právě na píst pro tento motor. Práce obsahuje detailní rozbor již stávající konstrukce, ale hlavně také možnosti dalšího vylepšení pro zvýšení účinnosti motoru. Úpravami rozměrů pístu se mi povedlo snížit hmotnost o 18,6 % oproti původní koncepci. Uvedený postup návrhu zlepšení obsahuje pouze vlivy deformace vznikající ze silového namáhání pístu. Pro kompletní návrh je potřeba ještě zohlednit mnoho dalších faktorů. Jedním z nich je analýza teplotního zatížení pístu, která značnou měrou zasahuje do celkového tvaru a způsobu chlazení pístu. Tato zatížení by bylo nutné vypočítat pomocí metody konečných prvků (MKP). Předpokládám, že po definování veškerých parametrů pístu do programu řešící MKP, by bylo možné píst ještě odlehčit.

Požadavky práce byly splněny v plném rozsahu zadání.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] RAUSCHER, J. *Spalovací motory*, Studijní opory VUT v Brně, 2005.
- [2] RAUSCHER, J. *Ročníkový projekt*, Studijní opory VUT v Brně.
- [3] Činnost dvoudobého motoru, Technika motocyklu část 6 – motor [cit. 2012-05-03]. Dostupné z: <<http://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/technika-motocyklu-6.-cast-motor-3354.html>>
- [4] SVÍDA, D. prezentace: *Píst_2D*, Studijní opory VUT v Brně.
- [5] VLK, F. *Rozvody motocyklových motorů*, Soudní inženýrství, 2005 [cit. 2012-05-03]. Dostupné z: <<http://www.sinz.cz/archiv/docs/si-2005-06-331-343.pdf>>
- [6] Dvoudobý spalovací motor, Pracovní fáze dvoudobého zážehového motoru [cit. 2012-08-03]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Dvoudobý_spalovací_motor>
- [7] Klapkové sání, Sání pomocí jazýčkových ventilů [cit. 2012-08-03]. Dostupné z: <<http://www.jawa-50.cz/clanek/tuning-upravy-klapkov-jazyckove-sani-treti-prepousteci-kanal.html>>
- [8] Podklady do cvičení, Působící síly, Studijní opory VUT v Brně [cit. 2012-15-03]. Dostupné z: <<https://www.vutbr.cz/elearning/file.php/113475/cviceni/sily.jpg>>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a(\alpha)$	[m.s ⁻²]	celkové zrychlení v závislosti na úhlu α
a_1	[mm]	vzdálenost těžiště od bodu A
$a_1(\alpha)$	[m.s ⁻²]	první harmonická složka zrychlení v závislosti na úhlu α
$a_2(\alpha)$	[m.s ⁻²]	druhá harmonická složka zrychlení v závislosti na úhlu α
b	[mm]	vzdálenost mezi nálitky v pístu pro písní čep
b_1	[mm]	vzdálenost těžiště od bodu B
D	[mm]	vrtání
d_A	[mm]	průměr horního oka ojnice
d_a	[mm]	vnější průměr písního čepu
d_B	[mm]	průměr dolního oka ojnice
D_x	[mm]	průměr pístu v řezu pro písní kroužek
d_x	[mm]	vnitřní průměr průřezu v místě drážky pro třetí těsnicí kroužek
d_{x1}	[mm]	vnitřní průměr průřezu v místě můstku
d_{x1max}	[mm]	maximální vnitřní průměr průřezu v místě můstku
F''	[kN]	zatěžující síla na písní čep
F''_{sp}	[kN]	setrvačná síla hmot písní skupiny bez písního čepu
F'_{pmax}	[kN]	maximální síla od tlaku plynů na podepřené dno pístu
F_c	[kN]	celková síla působící na písní čep
F_m	[kN]	výsledná síla od tlaku plynů působící na můstek
F_N	[kN]	normálová síla působící na píst
F_o	[kN]	síla působící na píst ve směru ojnice
F_p	[kN]	síla od tlaku plynů na píst
F_{pmax}	[kN]	maximální síla od tlaku plynů na píst
F_s	[kN]	setrvačná síla působící na písní čep
F_{sp}	[kN]	setrvačná síla pro nejslabší místo na pístu
F_{supr}	[N]	setrvačná síla pro upravenou hmotnost koruny pístu
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
H_{m2}	[mm]	výška můstku
I_T	[kg.mm ²]	moment setrvačnosti k těžišti
I_{TA}	[kg.mm ²]	moment setrvačnosti k bodu A
I_{TB}	[kg.mm ²]	moment setrvačnosti k bodu B
L	[mm]	vzdálenost mezi body A, B



l	[mm]	šířka nálitku oka
l_1	[mm]	hloubka drážky pro pístní kroužek
L_A	[mm]	vzdálenost středu čepu A od těžiště
L_B	[mm]	vzdálenost středu čepu B od těžiště
l_c	[mm]	délka pístního čepu
l_{ojnice}	[mm]	délka ojnice
L_{p1}	[mm]	nosná délka pláště pístu
$m'_{p'}$	[kg]	hmotnost pístní skupiny bez pístního čepu
m_{A2}	[kg]	hmotnost v bodě A při redukci ojnice do 2 hmotných bodů
m_{A3}	[kg]	hmotnost v bodě A při redukci ojnice do 3 hmotných bodů
m_{B2}	[kg]	hmotnost v bodě B při redukci ojnice do 2 hmotných bodů
m_{B3}	[kg]	hmotnost v bodě B při redukci ojnice do 3 hmotných bodů
$m_{celk\%}$	[%]	procentuelní vyjádření celkové redukce hmotnosti
M_{Kmax}	[N.m]	maximální krouticí moment
m_{ojnice}	[kg]	hmotnost ojnice
M_{om}	[N.m]	ohybový moment ve vetknutém můstku
M_{omax}	[N.m]	maximální ohybový moment na dno pístu
m_{pist_cep}	[kg]	hmotnost pístního čepu
m_{pist_skup}	[kg]	hmotnost pístní skupiny
m_{pist_upr}	[kg]	hmotnost pístu po redukci
m_{T2}	[kg]	hmotnost v těžišti při redukci ojnice do 2 hmotných bodů
m_{T3}	[kg]	hmotnost v těžišti při redukci ojnice do 3 hmotných bodů
m_x	[kg]	hmotnost koruny pístu nad řezem nejslabšího místa
n_A	[-]	počet kmitů ojnice okolo horního oka ojnice
n_{Acyk}	[-]	počet provedených měření kmitů okolo horního oka ojnice
n_B	[-]	počet kmitů ojnice okolo dolního oka ojnice
n_{Bcyk}	[-]	počet provedených měření kmitů okolo dolního oka ojnice
n_{max}	$[\text{min}^{-1}]$	maximální otáčky
n_{max_vykon}	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky motoru při maximálním výkonu
$n_{vál}$	[-]	počet válců
P_c	[kW]	vypočítaný celkový výkon motoru
P_{max}	[kW]	maximální výkon motoru (tabulková hodnota)
p_{max}	[MPa]	maximální tlak plynů ve válci



p_p	[MPa]	měrný tlak mezi pístním čepem a oky pístu
P_{p1}	[MPa]	měrný tlak na plášti pístu
P_{pdov}	[MPa]	maximální dovolená hodnota měrného tlaku
p_{tlak}	[bar]	naměřené hodnoty tlaků (viz. příloha)
r	[mm]	poloměr podepření desky
r_k	[mm]	rameno kliky
$S(\alpha)$	[mm]	celkové posunutí v závislosti na úhlu α
$S_1(\alpha)$	[mm]	první harmonická složka posunutí v závislosti na úhlu α
$S_2(\alpha)$	[mm]	druhá harmonická složka posunutí v závislosti na úhlu α
S_p	[cm ²]	plocha pístu
S_{x00}	[mm ²]	minimální vnější příčný průřez drážky pro pístní kroužek
S_{x01}	[mm ²]	minimální vnitřní příčný průřez drážky pro pístní kroužek
S_{x2}	[cm ³]	průřez v místě vetknutí můstku
T_A	[s]	průměrná doba kmitu ojnice zavěšené v bodě A
t_{A1}	[s]	čas prvního měření kmitů okolo horního oka ojnice
t_{A2}	[s]	čas druhého měření kmitů okolo horního oka ojnice
t_{A3}	[s]	čas třetího měření kmitů okolo horního oka ojnice
t_{A4}	[s]	čas čtvrtého měření kmitů okolo horního oka ojnice
T_B	[s]	průměrná doba kmitu ojnice zavěšené v bodě B
t_{B1}	[s]	čas prvního měření kmitů okolo dolního oka ojnice
t_{B2}	[s]	čas druhého měření kmitů okolo dolního oka ojnice
t_{B3}	[s]	čas třetího měření kmitů okolo dolního oka ojnice
t_{B4}	[s]	čas čtvrtého měření kmitů okolo dolního oka ojnice
$v(\alpha)$	[m.s ⁻¹]	celková rychlost v závislosti na úhlu α
$v_1(\alpha)$	[m.s ⁻¹]	první harmonická složka rychlosti v závislosti na úhlu α
$v_2(\alpha)$	[m.s ⁻¹]	druhá harmonická složka rychlosti v závislosti na úhlu α
$V_{c(i)}$	[cm ³]	hodnoty objemů, připadající na hodnoty tlaků
$V_{c(i+1)}$	[cm ³]	hodnoty objemů pro hodnoty úhlu $\alpha_{(i+1)}$
V_{komp}	[cm ³]	objem kompresního prostoru
V_{Z1}	[cm ³]	zdvihový objem jednoho válce
V_{Z2}	[cm ³]	celkový zdvihový objem
$W_{(i)}$	[J]	práce pístu pro jednotlivé hodnoty objemů a tlaků
W_c	[J]	celková práce motoru



w_{01}	[mm ³]	moment odporu v ohybu pro dno pístu
w_{02}	[MPa]	modul odporu v ohybu
Z	[mm]	zdvih
α	[°]	úhel natočení ojnice
β	[°]	přepočítaný úhel odklonu ojnice
δ	[mm]	tloušťka dna pístu
$\delta_{\min}$	[mm]	minimální tloušťka dna
ε_{kp}	[s ⁻¹]	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele
λ	[-]	ojniční poměr
σ_{dov}	[MPa]	maximální dovolená hodnota ohybového napětí
σ_o	[MPa]	ohybové napětí v můstku
σ_{omax}	[MPa]	maximální ohybové napětí pro vetknutou desku
σ_{omax1}	[MPa]	maximální ohybové napětí
σ_{red}	[MPa]	výsledné redukované napětí
σ_{reddov}	[MPa]	maximální dovolená hodnota redukovaného napětí
σ_t	[MPa]	tahové napětí pro nejslabší místo
σ_{t2dov}	[MPa]	maximální dovolená hodnota měrného tlaku mezi píst. čepem a pístem
σ_{tdov}	[MPa]	maximální dovolená hodnota napětí pro nejslabší místo pístu
σ_{tldov}	[MPa]	maximální dovolená hodnota napětí
σ_{tlmax}	[MPa]	hodnota napětí pro maximální spalovací tlak
σ_{tupr}	[MPa]	tahové napětí pro redukovanou hmotnost koruny pístu
τ_m	[MPa]	smykové napětí v můstku
ω	[s ⁻¹]	úhlová rychlost při maximálním výkonu
ω_{max}	[s ⁻¹]	úhlová rychlost při maximálních otáčkách motoru



SEZNAM PŘÍLOH

P1 Naměřené hodnoty tlaků ve spalovacím prostoru