

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

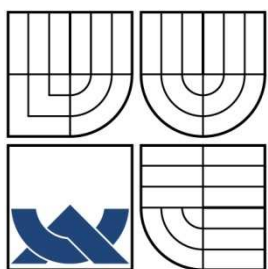
NÁVRH DVOUDOBÉHO MOTORU

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. TOMÁŠ KALENDA

BRNO 2009



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

NÁVRH DVOUDOBÉHO MOTORU

DESIGN OF TWO-STROKE COMBUSTION ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. TOMÁŠ KALENDA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ZDENĚK KAPLAN, CSc.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2008/09

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Kalenda Tomáš, Bc.

který/která studuje v **magisterském 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:

Návrh dvoudobého motoru

v anglickém jazyce:

Design of two-stroke Combustion Engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Obsahem práce je konstrukční návrh motocyklového dvoudobého zážehového motoru o zdvihovém objemu 50 ccm.

Cíle diplomové práce:

Vypracujte návrh konstrukce motocyklového dvoudobého zážehového motoru o zdvihovém objemu 50 ccm, maximálním výkonu 13,3 kW při 12 500 ot/min. při zachování hlavních dílů původního motoru o zdvihovém objemu 40 ccm. Vypracujte výkresovou dokumentaci včetně návrhu technologie výroby válce, proveďte pevnostní kontrolu vybraných částí motoru.

Seznam odborné literatury:

Jaroš, K.: Spalovací motory III, konstrukce
Dokumentace k motoru o zdvihovém objemu 40 ccm

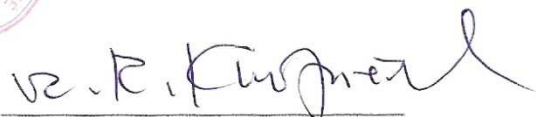
Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/09.

V Brně, dne 12.11.2008



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tomáš KALENDA

Návrh dvoudobého motoru

Tato práce je zaměřena na návrh a konstrukci motocyklového dvoudobého zážehového motoru. Tento jednoválcový motor o zdvihovém objemu 50 ccm vychází z geometrie skutečného motoru společnosti Blata o zdvihovém objemu 40 ccm. V nově zkonstruované pohonné jednotce jsou zachovány některé hlavní části původního motoru. Byl proveden rozbor sil klikového mechanismu a pevnostní kontrola pístu a ojnice. Práce také obsahuje návrh technologie výroby válce.

Klíčová slova: Dvoutaktní motor, klikový mechanismus, pevnostní kontrola, analýza sil

Annotation

Tomáš KALENDA

Design of two-stroke Combustion Engine

The Master's Thesis is focused on a design of motorcycle two-stroke combustion engine. This single cylinder engine of a stroke volume of 50 ccm is based on a geometry of an existing engine of Blata company that has a stroke volume of 40 ccm. The newly designed engine contains some parts that are used in 40 ccm engine as well. This thesis contains a proposal of production technology of a cylinder as well as an analysis of actuating forces on crankshaft mechanism and solidity control of a piston and piston-rod.

Keywords: Two-stroke combustion engine, crankshaft mechanism, solidity kontrol, analysis of forces

Bibliografická citace

KALENDA, T. Návrh dvoudobého motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 58 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana doc. Ing. Zdeňka Kaplana, CSc. a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne 29. května 2009

Tomáš KALENDA

Poděkování

Chtěl bych poděkovat doc. Ing. Zdeňku Kaplanovi, CSc. a Ing. Stanislavu Hanušovi za poskytnuté materiály, cenné konzultace a vedení celého diplomového projektu.

OBSAH

ÚVOD.....	9
1 PŘEHLED KONSTRUKCÍ DVOUDOBÝCH MOTORŮ.....	10
1.1 Pracovní cyklus moderního dvoudobého motoru.....	10
1.2 Rozdělení dvoudobých motorů.....	10
1.2.1 Rozdělení podle uspořádání.....	10
1.2.2 Rozdělení podle způsobu vyplachování.....	11
1.3 Výfukové potrubí dvoutaktních motorů.....	13
2 VÝPOČET A KONSTRUKCE MOTORU.....	14
2.1 Volba vrtání a zdvihu pístu.....	14
2.2 Výpočet hlavních parametrů.....	14
2.3 Návrh klikového mechanismu, volba pístu a ojnice.....	15
2.3.1 Měření hmotnosti reálných a virtuálních komponentů.....	16
2.4 Konstrukce válce.....	17
2.5 Kompresní poměr, úprava hlavy válce.....	19
2.6 Rozbor sil v mechanismu.....	20
2.6.1 Kinematika klikového mechanismu.....	20
2.6.2 P- V diagram.....	21
2.6.3 Průběh sil přenášených pístním čepem a ojnicí.....	22
2.6.3.1 Síly ve směru osy válce.....	22
2.6.3.1.1 Síly nezahrnující hmotnost ojnice.....	22
2.6.3.1.2 Síly nezahrnující ojnici a pístní čep.....	23
2.6.3.1.3 Síly zahrnující ojnici.....	23
2.6.3.2 Síly ve směru ojnice.....	24
2.6.3.3 Boční síla na píst.....	26
2.6.4 Síly a momenty jednoho zalomení.....	26
2.6.4.1 Radiální a tangenciální síly v ojnicím čepu.....	26
2.6.4.2 Kroutící moment na zalomení klikové hřídele.....	28
2.7 Konstrukce a vyvážení kliky.....	29
2.8 Sestavení virtuálního modelu motoru.....	31
2.8.1 Vyšetření průběhu cyklu a úprava karterů.....	32
3 PEVNOSTNÍ KONTROLA VYBRANÝCH ČÁSTÍ.....	33
3.1 Pevnostní kontrola pístu.....	33
3.1.1 Pevnostní kontrola dna pístu.....	33
3.1.2 Nejslabší místo pláště pístu.....	33
3.1.3 Měrný tlak na plášti pístu.....	34
3.2 Pevnostní kontrola pístního čepu.....	34
3.2.1 Měrný tlak mezi pístním čepem a ložiskem oka ojnice.....	34
3.2.2 Měrný tlak mezi pístním čepem a oky v pístu.....	34
3.2.3 Namáhání pístního čepu ohybem.....	35
3.2.4 Namáhání pístního čepu smykem.....	35
3.3 Pevnostní kontrola ojnice.....	35
3.3.1 Pevnostní kontrola horního oka ojnice.....	35
3.3.1.1 Namáhání tahem.....	36
3.3.1.2 Namáhání tlakem.....	36
3.3.1.3 Bezpečnost v průřezu.....	37
3.3.2 Pevnostní kontrola dřívku ojnice.....	38
3.3.2.1 Napětí v průřezu II-II.....	38

3.3.2.1.1	Bezpečnost v průřezu II-II [2] (30)	39
3.3.2.2	Napětí v průřezu III-III	39
3.3.2.2.1	Bezpečnost v průřezu III-III [2] (30)	40
3.3.2.3	Kontrola ojnice na vzpěr	40
3.3.3	Pevnostní kontrola spodního oka ojnice	40
3.3.3.1	Průřez A-A	40
3.3.3.1.1	Namáhání na tah	41
3.3.3.1.2	Bezpečnost v průřezu A-A	41
3.3.3.2	Průřez B-B	42
3.3.3.2.1	Namáhání tahem	42
3.3.3.2.2	Namáhání tlakem	44
3.3.3.2.3	Bezpečnost v průřezu B-B	45
4	NÁVRH TECHNOLOGIE VÝROBY VÁLCE	46
5	ZÁVĚR	49
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	51
	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	52
	SEZNAM PŘÍLOH	58

ÚVOD

Historie dvoutaktního motoru sahá až do roku 1859, kdy francouzský vynálezce a obchodník belgického původu Étienne Lenoir představil první plynový motor. Tento dvoudobý motor dosahoval výkonu 1,35 kW. Ještě na konci tohoto století byl postaven první dvoutaktní motor tříkanálový, významný především svou jednoduchostí. Po první světové válce se motor s dvěma zdvihy za jeden cyklus pracovního oběhu stále častěji, díky své jednoduché konstrukci, vyskytuje v malých motocyklech a později i v levných automobilech. Tím bylo motorové vozidlo zpřístupněno širším lidovým vrstvám. Dalšímu zdokonalování dvoudobého motoru velmi významně napomohl Dr. Schnürle, který roku 1932 vynalezl vratné vyplachování. V šedesátých letech minulého století našel dvoudobý motor své uplatnění i v nákladních automobilech a to v podobě naftových motorů.

Dvoudobý motor prošel dlouhým vývojem. Po nespočetné řadě úspěchů a omylů se provedení agregátu, který na jednu otáčku klikového hřídele dokončí celý spalovací cyklus, ustaluje do moderní podoby. Přestože v současnosti ze svého někdejšího širokého použití ustupuje, stále si zachovává své místo u některých typů menších nebo sportovních motocyklů a v zařízeních malé mechanizace. V některých případech je stále výhodnější použít ne zcela moderní prvky dvoudobého motoru, jako je například tříkanálový rozvod, který byl již také překonán.

Moderním dvoutaktním motorem v pravém slova smyslu se zabývá tento diplomový projekt. Motor byl nazván W50. Zpracování obsahuje popis konstrukce hlavních částí motoru malého sportovního motocyklu, tzv. „minibike“. Jedná se o vodou chlazený jednoválec s dvoukanálovým rozvodem, přičemž sání do skříně je realizováno přes jazýčkový ventil. V další kapitole je popsáno, že pojem dvoukanálový rozvod neznamena počet kanálů, protože těch je v tomto případě osm. Dále je použito vratné vyplachování pětiproudé a v neposlední řadě zakryté vyvážení kliky. Motor W50 bude mít některé společné součásti s jeho předchůdcem (motor o objemu 40 ccm – W40). Hlavní požadavek byl na použití stávajících karterů. To znamená, že nová klika bude mít větší poloměr, aby byl zachován zdvihový poměr, ale na druhou stranu musí být zachován průměr setrvačnicku. Tato skutečnost je značnou komplikací celého návrhu. K motoru W50 nebude stejně jako k jeho předchůdci připojena převodová skříň. Odstředivá spojka společná pro oba motory bude tedy spojit motor s koly pouze přes řetězový převod. Znamená to, že předpokládaná maximální rychlost vozidla 120 km/h, bude dosažena s použitím jednoho převodového stupně.

1 PŘEHLED KONSTRUKCÍ DVOUDOBÝCH MOTORŮ

Jak již bylo naznačeno úvodem, vývoj dvoudobého motoru v současnosti nejvíce směřuje k dvoukanálovému motoru s vratným vyplachováním a sáním do klikové skříně. Pracovním cyklem tohoto motoru, kterým je i W50 se zabývá následující kapitola. Dále je také uvedeno stručné rozdělení dvoudobých motorů, aby bylo zřejmé do které skupiny motor W50 zařadit.

1.1 Pracovní cyklus moderního dvoudobého motoru

Pracovní oběh dvoudobého motoru se stejně jako u motoru čtyřdobého skládá ze sání, komprese, expanze a výfuku. Tyto čtyři děje ovšem proběhnou pouze za jednu otáčku klikového hřídele. V porovnání se čtyřdobým motorem, který dokončí celý cyklus za dvě otáčky klikového hřídele, má dvoudobý motor při stejných parametrech teoreticky dvakrát větší výkon. O moderní koncepci dvoudobého motoru by se dalo říci, že při pohybu pístu ze spodní úvrati do horní proběhne sání (v tomto případě přepouštění) a komprese a při opačném pohybu pístu což je pracovní zdvih expanze a výfuk. Při prvním popsaném zdvihu zároveň probíhá sání čerstvé směsi do klikové skříně. Ve skutečnosti je cyklus o něco složitější. Přechod z pracovního zdvihu na následující zdvih začíná otevřením výfukového kanálu, načež prudce klesá tlak ve válci. Otevírá se přepouštěcí kanál, čerstvá směs vniká do válce a dále vytlačuje spaliny do výfukového kanálu. Po překlenutí spodní úvrati tento proces pokračuje, čerstvá směs se dostává i do výfukového kanálu a dále. Ve výfuku se šíří tlaková vlna, která se odrazí od rezonátoru a ještě před uzavřením výfukového kanálu vtlačí čerstvou směs, která se již dostala do výfukového kanálu, zpět do válce. Motor je tím přeplňován. Rezonanční výfuk je tudíž u moderního dvoudobého motoru zcela nepostradatelnou součástí.

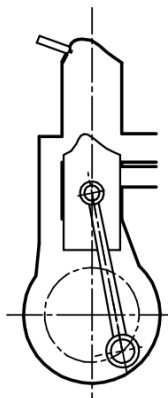
1.2 Rozdělení dvoudobých motorů

1.2.1 Rozdělení podle uspořádání

Dvoudobé motory je třeba v první řadě rozlišit podle počtu jednotlivých druhů kanálů. Jsou to kanály sací, vyplachovací (někdy též přepouštěcí) a výfukové.

a) tříkanálové motory

U tříkanálových motorů je sání čerstvé směsi sacím kanálem řízené spodní hranou pístu. Otevření či zavření vyplachovacího a výfukového kanálu řídí horní hrana pístu. Toto uspořádání je schematicky naznačeno na obrázku 1.



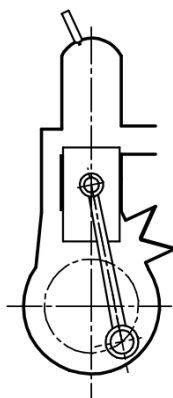
Obrázek 1 Tříkanálový dvoudobý motor

b) dvoukanálové motory

Tyto motory nemají ve válci sací kanál a můžeme je dále dělit podle toho, kde je umístěno vyplachovací dmyhadlo.

To může být stejně jako u tříkanálových motorů tvořeno klikovou skříň. V tomto případě hovoříme o tzv. karterovém dmyhadle. Sání do klikové skříň je řízeno sacím šoupátkem nebo jazýčkovým ventilem. V dnešní době použití jazýčkového ventilu zaujímá dominantní postavení v konstrukci dvoudobého motoru.

Vyplachovací dmyhadlo může být také umístěno mimo klikovou skříň. Pístová nebo rotační dmyhadla se uplatňují zejména v případech, ve kterých je účinnost karterového dmyhadla nedostatečná.



Obrázek 2 Dvoukanálový dvoudobý motor

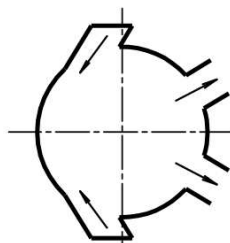
1.2.2 Rozdělení podle způsobu vyplachování

a) Motory s vyplachováním příčným

Na obrázku 1 je schematicky naznačen princip příčného vyplachování. Přepouštěcí a výfukový kanál jsou ve válci umístěny na protilehlé straně. Přímému vstupu čerstvé směsi do výfukového kanálu je zabráněno tzv. deflektorem, u kterého je pro správnou funkci nezbytné, aby byl větší než výška výfukového kanálu. Takové písty s sebou nesou celou řadu nevýhod o kterých pojednává literatura [2].

b) Motory s vyplachováním vratným

Většina konfigurací vratného vyplachování se od původního patentu Dr. Schnúrleho poněkud liší, ale princip zůstává vesměs stejný. Přepouštěcí kanály jsou nasměrovány tak, aby se vyplachovací proudy měly snahu co nejdříve spojit v jeden proud a ten byl nasměrován jiným směrem, než je výfukový kanál. A to stejně jako u příčného vyplachování vzhůru po stěně válce, protilehlé k výfukovému kanálu. Tím odpadá použití pístu s deflektorem. Nutno podotknout, že písty tohoto uspořádání mívají mírně vypouklé dno, aby celému procesu napomáhaly.

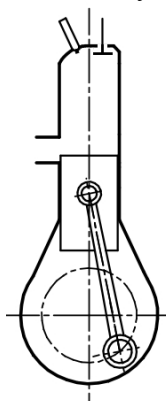


Obrázek 3 Princip vratného vyplachování

Podle počtu vyplachovacích kanálů je možno rozlišit dvouproudé až pětiproudé vratné vyplachování. U lichého počtu přepouštěcích kanálů bývá kanál na protilehlé straně výfuku nasměrován, na rozdíl od bočních kanálů, šikmo vzhůru a tím usměrňuje sjednocený proud vzhůru. Podobnou techniku používá i motor, který je předmětem tohoto diplomového projektu.

c) Motory s vyplachováním souproudem

Vyplachování souproudem je velice dokonalé, protože vyplachuje válec v celé délce. To vyplývá ze skutečnosti, že vyplachovací kanály jsou na jednom konci válce a výfukové na druhém konci. Otevírání či zavírání vyplachovacích kanálů obvykle řídí horní hrana pístu. Kdežto vstup spalin do výfukového kanálu je řízen posuvným šoupátkem, ventilem či druhým pístem u motorů s protiběžnými písty. Motory s vyplachováním souproudem jsou konstrukčně složitější a svoje uplatnění našly převážně u naftových motorů.



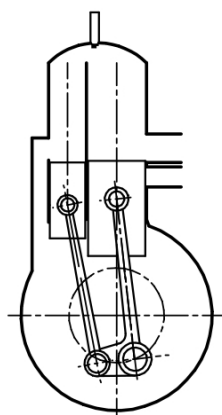
Obrázek 4 Motor s vyplachováním souproudem

d) Dvoupístové motory s podvojnými válci

Tyto motory jsou poměrně zvláštní tím, že mají dva písty, ale jeden spalovací prostor. Stěna mezi válci zaujímá funkci deflektoru. Vyplachování je opět dokonalejší než případy a) a b). Schéma dvoupístového motoru s podvojnými válci je zobrazeno na obrázku 5. Válce mohou být uspořádány vedle sebe v rovině procházející osou otáčení klikového hřídele nebo v rovině kolmé na osu otáčení klikového hřídele.

V prvním případě mohou mít písty společnou ojnici, hovoříme o tzv. symetrickém rozvodu, nebo mají samostatné ojnice a vzájemně posunutý ojnicí čep a tím způsobují předbíhání pístů (nesymetrický rozvod).

Při uspořádání válců do roviny kolmé na osu otáčení klikového hřídele může být společná ojnice ve tvaru písmene Y nebo mohou být použity samostatné ojnice (tzv. U motor). V obou případech se jedná o nesymetrický rozvod.



Obrázek 5 Motor s podvojnými válci (U motor)

1.3 Výfukové potrubí dvoutaktních motorů

Výkon motoru v první řadě závisí na hmotnosti čerstvé směsi, která po vypláchnutí zůstane ve válci. Na to nemá vliv pouze uspořádání kanálů ve válci a účinnost plnicího dmyhadla, ale i přeplňování, které způsobuje výfuk. Princip přeplňování je již popsán v kapitole 1.1. Výfukovému potrubí se tudíž věnuje značná pozornost. Rezonancí ve výfukovém potrubí a samotnou konstrukcí výfuku se tato práce dále nezabývá. Přestože lze tvar výfuku matematicky počítat, bývá samotné ladění často předmětem výzkumu a zkoušek. Konečná konstrukce spíše vyplývá ze zkušeností odborníka.

Důležitou součástí výfukového systému bývá často výfuková přívěra, která umožňuje regulaci velikosti výfukového okna. Bývá realizována pomocí rotačního nebo posuvného šoupátka. Motor, který je předmětem toho projektu, však tuto regulaci nepoužívá.

2 VÝPOČET A KONSTRUKCE MOTORU

2.1 Volba vrtání a zdvihu pístu

Začátkem návrhu nového motoru bylo podstatné navrhnout vrtání a zdvih pístu, které vycházejí ze zadaného zdvihového objemu. Aby bylo možné použít odlitek stávající klikové skříně, bylo nezbytné, aby se poloměr nové kliky razantněji nezměnil. Také byla snaha zachovat poměr mezi vrtáním a zdvihem.

S použitím následujících vzorců byly navrženy rozměry uvedené v tabulce 1.

$$V_z = \pi \cdot r^2 \cdot Z \quad (1)$$

$$r^2 = \frac{Z}{2} \quad (2)$$

Parametr	Symbol	Původní motor / jed.	Nový motor / jed.
Zadaný zdvihový objem	V	40000 mm ³	50000 mm ³
Vrtání válce	D	37 mm	40 mm
Zdvih pístu	Z	37 mm	39,6 mm
Poloměr kliky	r	18,5 mm	19,8 mm
Skutečný zdvihový objem	V _z	39783 mm ³	49763 mm ³

Tabulka 1 Hodnoty zvolených a vypočtených parametrů

Pozn. Pro další výpočty má původní motor index 1 a nový je bez indexu

Z původně čistě čtvercového motoru je nyní navrhnut lehce podčtvercový.

2.2 Výpočet hlavních parametrů

Hodnoty vycházející ze zadání

$$P_e = 13,3 \text{ kW}$$

Efektivní výkon motoru

$$n = 12500 \text{ min}^{-1}$$

Jmenovité otáčky motoru

$$\tau = 1 \quad (\text{dvoutaktní motor})$$

Taktnost

$$n_v = 1$$

Počet válců

Střední efektivní tlak

$$P_e = p_e \cdot V_z \cdot n \cdot \tau \cdot n_v \Rightarrow p_e = \frac{P_e}{V_z \cdot n \cdot \tau \cdot n_v} \quad p_e = 1,283 \text{ Mpa} \quad (3)$$

Litrový výkon

$$P_l = \frac{P_e}{V_z \cdot n_v} \quad P_l = 267,3 \frac{\text{kW}}{\text{dm}^3} \quad (4)$$

Zdvihový poměr

$$k = \frac{Z}{D} \quad k = 0,99 \quad (5)$$

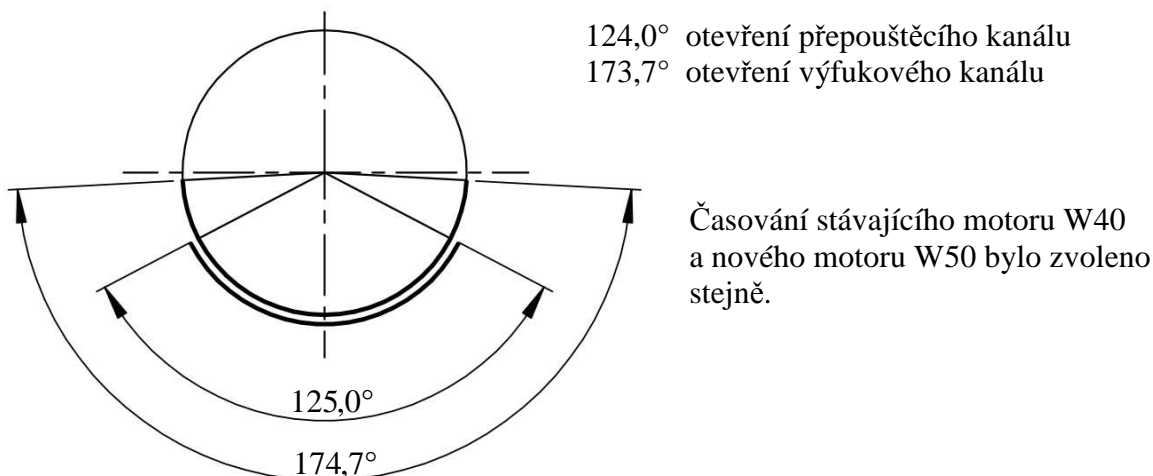
Střední pístová rychlost

$$c_s = 2 \cdot Z \cdot n \quad c_s = 16,5 \frac{m}{s} \quad (6)$$

splněna podmínka $c_s < 19 \text{ m/s}$ [2]

2.3 Návrh klikového mechanismu, volba pístu a ojnice

Měřením na virtuálním modelu původního motoru byly naměřeny vzdálenosti horní a dolní úvrati od osy klikové hřídele a hodnoty časování všech kanálů (2 výfukové, 5 přepouštěcích). V následujícím schématu jsou znázorněny pouze nejvyšší hodnoty.



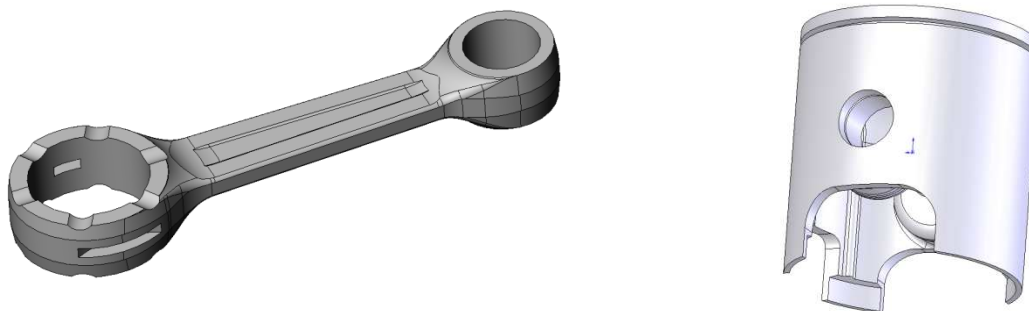
Obrázek 6 Časování motoru W50

Byl sestaven parametrický návrhový výkres klikového mechanismu (příloha 1). Jedná se o výkres, ve kterém se změnou hodnoty kóty překreslí všechny navazující prvky. Rozměry různých typů pístu byly do tohoto výkresu dosazovány, dokud nebyla zvolena vyhovující kombinace rozměrů reálného pístu. Důležité zde bylo zkontrolovat, aby spodní hrana pístu nedosáhla při horní úvrati stejné či dokonce vyšší úrovně než spodní hrana výfukového kanálu. V takovém případě by čerstvá směs z klikové skříně odcházela do výfukového kanálu.

Byly zvoleny následující komponenty italské společnosti Barikit zabývající se výrobou pístů a ojníc (<http://www.barikit.com/>):

Píst P-468-1S Barikit (příloha 3)
Ojnice B-127 Barikit (příloha 4)

Výše uvedené komponenty byly objednány a po jejich doručení byly přeměřeny a počítačově namodelovány do aplikace SOLIDWORKS.



Obrázek 7 Virtuální modely pístu a ojnice

Pro ojnici byla navržena dokončovací operace frézou, která opracuje obvod bočního tvaru ojnice. Důvodem je záruka opakovatelnosti trajektorie boční křivky ojnice. Tato úprava je zřetelná z přílohy 3, jako plocha o drsnosti Ra 1,6.

2.3.1 Měření hmotnosti reálných a virtuálních komponentů

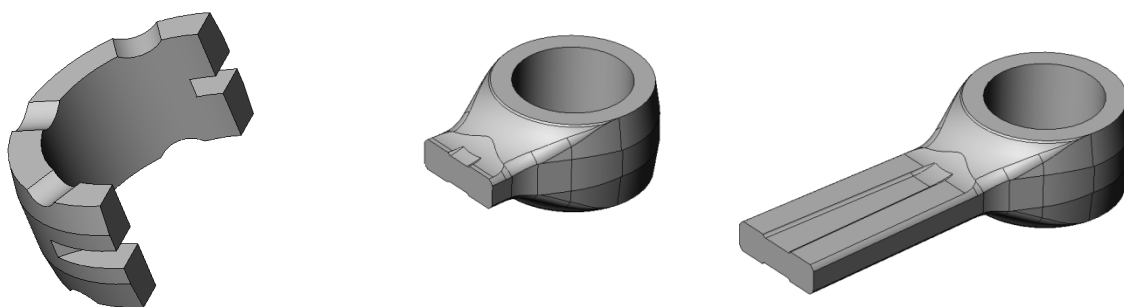
Pro další výpočty a postupy byly naměřeny hmotnosti zmíněných součástí a jejich příslušenství.

Hmotnost pístní skupiny	$m_{pist} = 77,9g$
(píst, pístní ložisko, pístní čep, segerovy pojistky, pístní kroužek)	
Hmotnost pístního čepu	$m_{p_cep} = 13,6g$
Redukovaná hmotnost posuvných částí ojnice:	$m_A = 27,3g$
Redukovaná hmotnost rotačních částí ojnice:	$m_B = 37,5g$
Hmotnost ojničního ložiska	$m_{ol} = 10,3g$

Redukované hmotnosti ojnice byly naměřeny podle podobného postupu jako v literatuře [3] str. 161. Nejprve bylo spodní ojniční oko položeno na váhu a pístové (horní) oko na pevnou podporu tak, aby byla ojnice ve vodorovné poloze. Tím byla zjištěna velikost rotační hmoty ojnice. Otočením a opětovným vyrovnáním ojnice do vodorovné polohy byla určena redukovaná hmotnost posuvné části ojnice. Pro kontrolu byla měřena hmotnost celé ojnice.

Další měření hmotnosti, nutné pro pevnostní kontrolu dřívku ojnice, a spodního oka ojnice bylo provedeno na virtuálních modelech. Části ojnice vstupující do výpočtu jsou zobrazeny na obrázku 8.

Aby bylo možné dopracovat se k co nejpřesnějším výsledkům, byla hustota materiálu počítačového modelu korigována podle hmotnosti reálné ojnice.



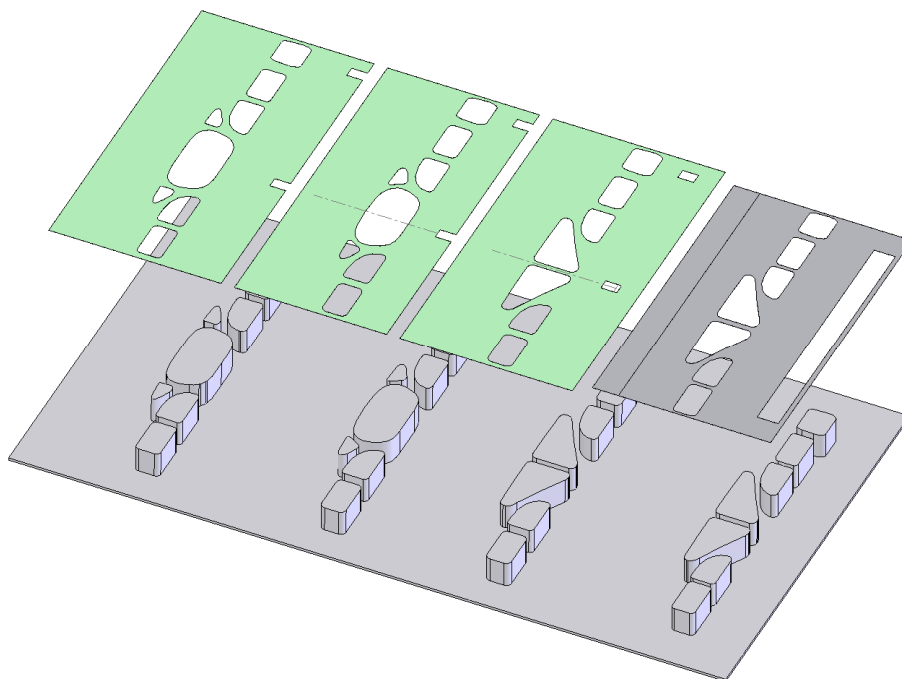
Obrázek 8 Části ojnice potřebné pro pevnostní kontrolu

Hmotnost víka spodního oka ojnice	$m_{B_c} = 11,8g$	(obrázek 8 vlevo)
Hmotnost části ojnice nad průřezem II-II	$m_{oj2} = 18,7g$	(obrázek 8 uprostřed)
Hmotnost části ojnice nad průřezem III-III	$m_{oj3} = 27,1g$	(obrázek 8 vpravo)

2.4 Konstrukce válce

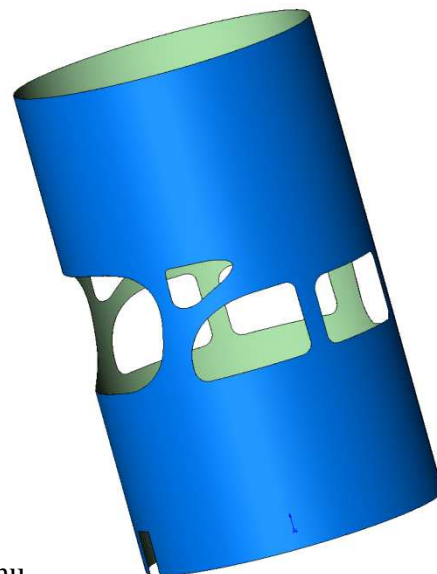
Z návrhového výkresu klikového mechanismu bylo nyní možné odečíst hodnotu výšky válce (64,9 mm) a jednotlivé výšky oken a jejich výškové umístění ve válci. Plochy, které mají těmto oknům odpovídat, by měly být o 8 % větší než plochy oken původního motoru (požadavek společnosti Blata).

Byl vytvořen návrh oken v rozvinutém tvaru vnitřní plochy válce. Návrh vychází z tvarů původních oken a také ze znalosti velikostí ploch nových oken a jejich výškových rozmístění ve válci podle návrhového výkresu. Tomuto návrhu odpovídá obrázek 9 bod 2. Následovala úprava výfukových oken (obrázek 9. bod 3). Což je změna dvou oken na tři, při dodržení velikosti celkové plochy výfukových kanálů. Rozvinutý tvar byl srolován (obrázek 10) a podle něj a prostorových tvarů původních kanálů byly namodelovány nové kanály. Při konstrukci nových kanálů byla snaha o výraznou tvarovou podobnost starých a nových kanálů a také o to, aby zvětšení kanálů o zmíněných 8% bylo korektní také průřezově.

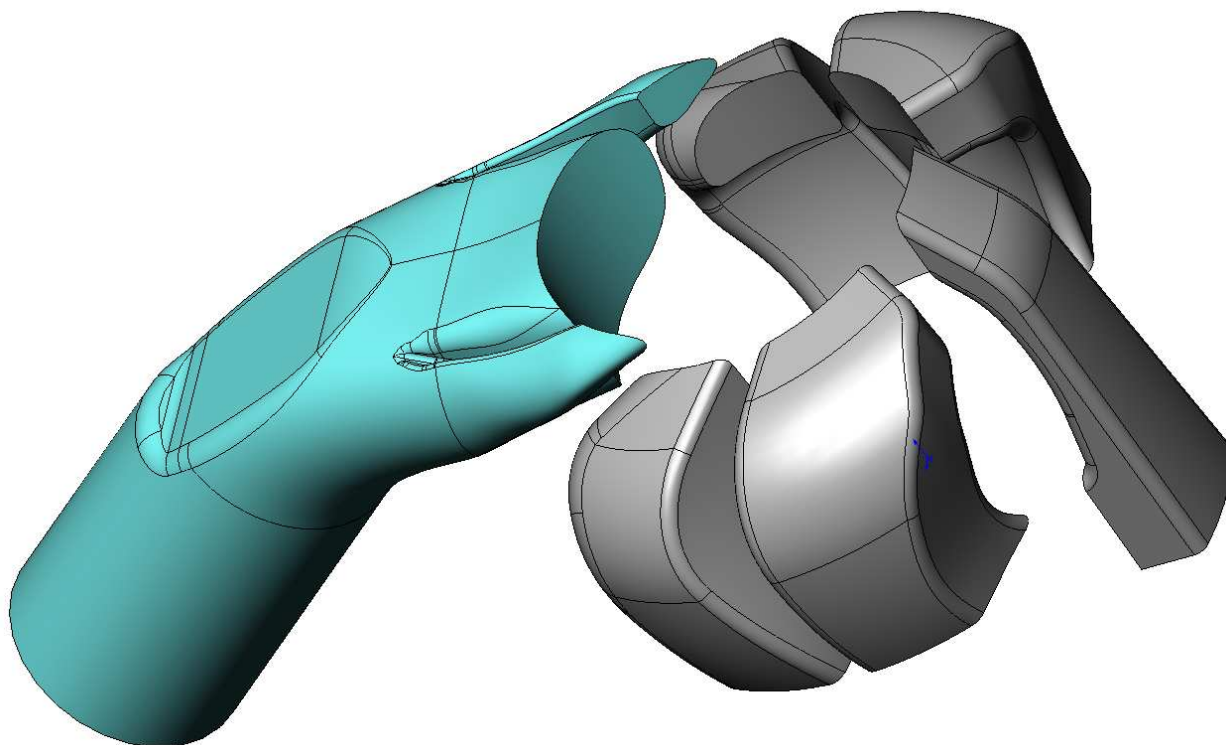


Obrázek 9 Porovnání oken

- 1. (zprava), původní motor (šedý).
- 2. návrh 1 (o 8 % větší plochy, při novém výškovém rozmístění ve válci),
- 3. návrh 2 (o 8 % větší plochy + úprava výfukových oken),
- 4. skutečný otisk namodelovaných kanálů

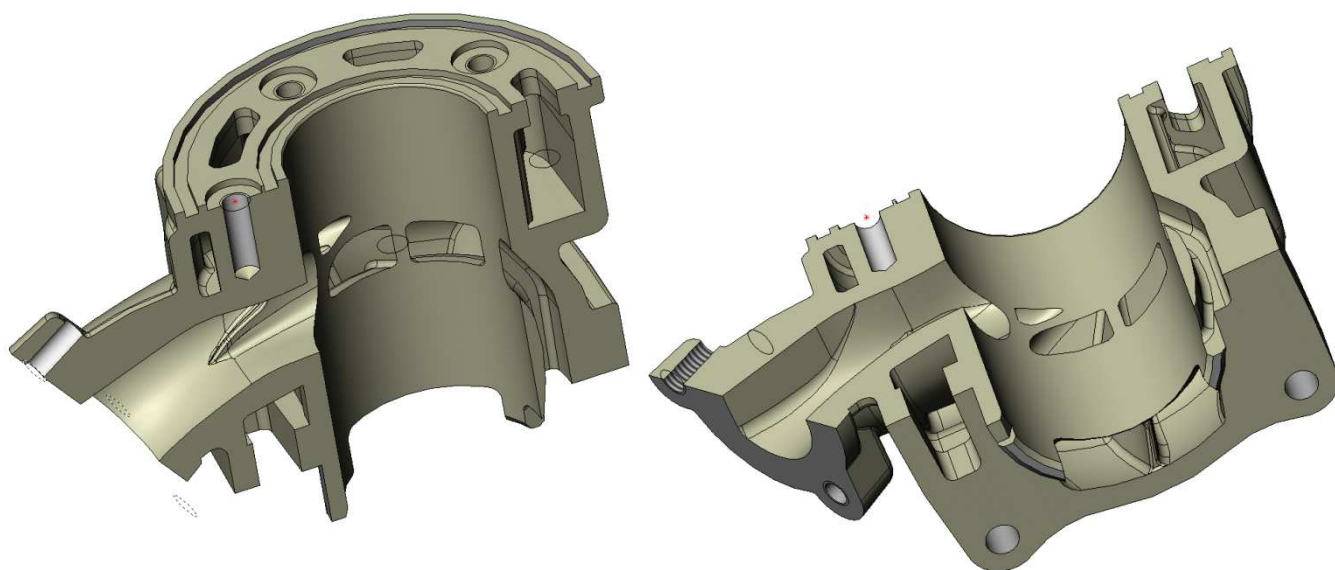


Obrázek 10 Srolování návrhu



Obrázek 11 Sestava kanálů

Finálním krokem při konstrukci válce byla úprava vnějšího tvaru stávajícího válce a otisk nových kanálů v novém válci. Vnější tvar válce zůstal s jeho předchůdcem stejný. Změna spočívá pouze v celkové výšce válce. Znamená to, že byly přidány přídatky v horní a spodní části válce. Již z návrhového výkresu (příloha 1) vyplývá, že celková hodnota přídatků je 7,5 mm. Tato hodnota byla rozdělena podle umístění kanálů ve válci na 2,4 mm nahoře a 5,1 mm dole. Výkres válce motoru je doložen jako příloha 5.

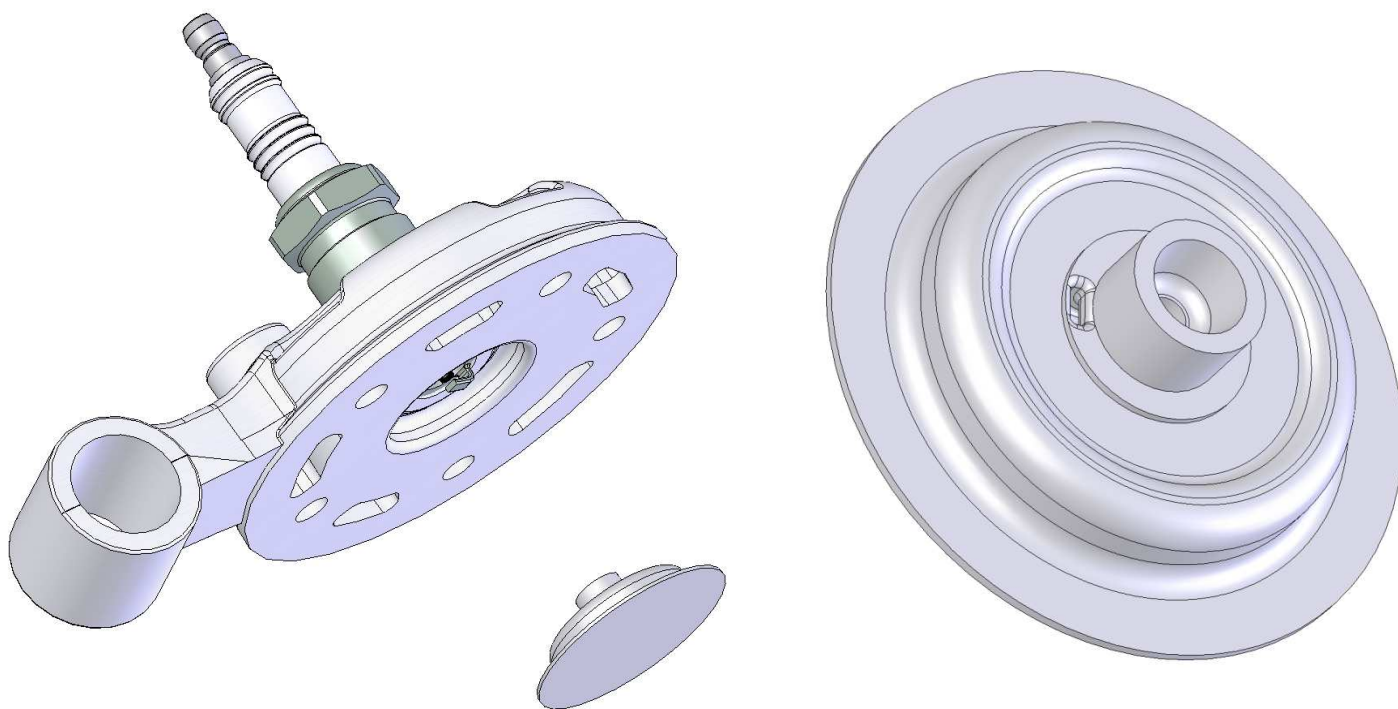


Obrázek 12 Otisk kanálů ve válci

2.5 Kompresní poměr, úprava hlavy válce

Aby bylo možné montovat do nového motoru stávající hlavu válce, byla nezbytná úprava kompresního prostoru. Polotovar, čili odlitek, bude tedy pro oba motory totožný.

Objem kompresního prostoru v hlavě válce byl změřen na virtuálním modelu, díky čemuž byla následně spočítána skutečná a přesná hodnota kompresního poměru. Metoda měření objemu naléváním oleje je pro tyto účely poněkud nepřesná. Na obrázku 13 je naznačena metodika měření.



Obrázek 13 Měření kompresního objemu

Původní motor W 40

$V_{k1} = 2.731\text{cm}^3$	$V_{k1} = 2730,77\text{mm}^3$	Kompresní objem	
$V_{z1} = 39.783\text{cm}^3$	$V_{z1} = 39.78\text{cm}^3$	Skutečný zdvihový objem	
$\varepsilon_1 = \frac{V_{k1} + V_{z1}}{V_{k1}}$	$\varepsilon_1 = 15,568$	Kompresní poměr	(7)

Nový motor W50

$\varepsilon_1 = \varepsilon$	$\varepsilon = 15,568$	Kompresní poměr	
$V_z = 49.763\text{cm}^3$	$V_z = 49763,00 \text{mm}^3$	Zdvihový objem	
$V_k = \frac{V_z}{\varepsilon - 1}$	$V_k = 3,416\text{cm}^3$	Kompresní objem	(8)
	$V_k = 3415,81\text{mm}^3$		

Se znalostí hodnoty nového kompresního objemu a původního tvaru kompresního prostoru byl zkonstruován nový kompresní prostor viz. příloha 6.

2.6 Rozbor sil v mechanismu

2.6.1 Kinematika klikového mechanismu

Klikový poměr

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad \lambda = 0.25 \quad (9)$$

Úhlová rychlost klikového hřídele

$$\omega = 2\pi n \quad \omega = 1309 \text{ Hz}$$

Výpočty byly prováděny aplikací MATHCAD, proto je z tohoto softwaru převzat i systém značení funkcí.

Úhel natočení klikového hřídele

$$\alpha := 0 \text{ deg}..1 \text{ deg}..360 \text{ deg}$$

Dráha pístu

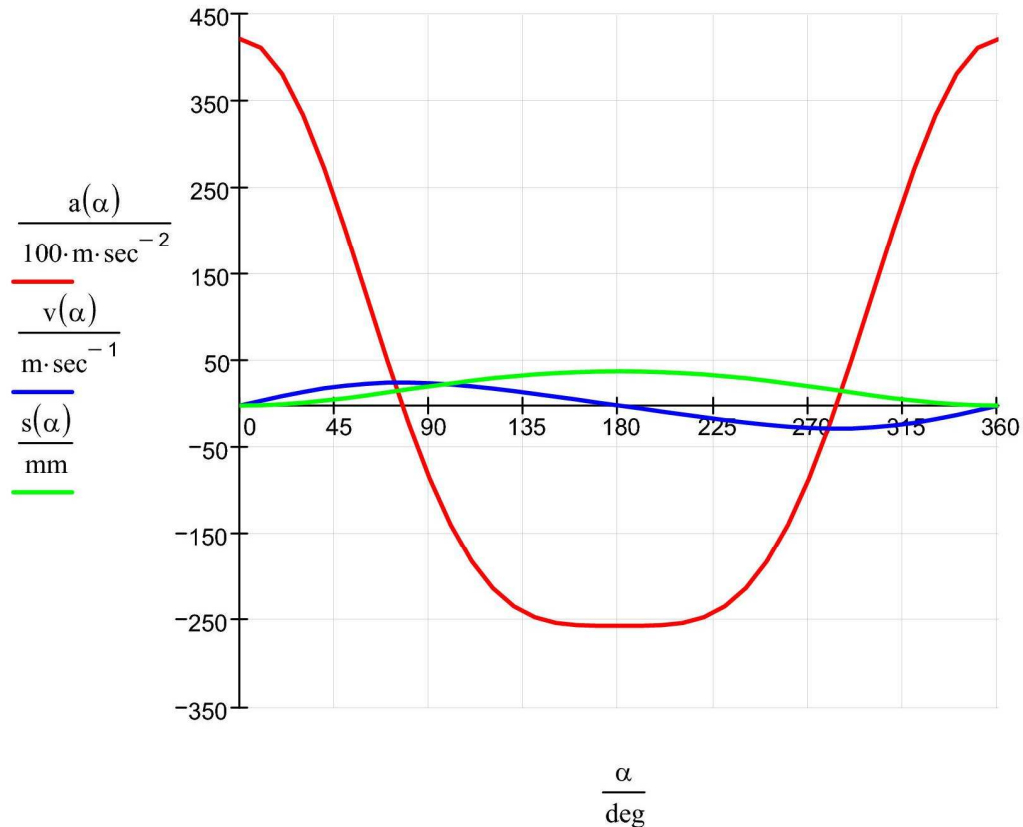
$$s(\alpha) = r \left[(1 - \cos(\alpha)) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2\alpha)) \right] \quad (10)$$

Rychlost

$$v(\alpha) = r\omega \left(\sin(\alpha) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\alpha) \right) \quad (11)$$

Zrychlení

$$a(\alpha) = r\omega^2 (\cos(\alpha) + \lambda \cos(2\alpha)) \quad (12)$$



Graf 1 Dráha, rychlost, zrychlení

2.6.2 P- V diagram

Indikovaný diagram nebyl na stávajícím motoru W40 změřen, proto nebylo možné jej přizpůsobit pro motor W50. Společností Blata byl dodán indikovaný diagram vypočtený softwarem GT POWER od Gamma Technologies Inc. Dodaný výpočet byl laděn dle předpokládané výkonové křivky motoru W50 a také podle oken již zkonstruovaného válce z kapitoly 2.4.

Následující vyobrazení je výstupem ze softwaru GT POWER převedeným do aplikace MATHCAD, ve kterém byly dokončeny zbývající výpočty. Křivky platí pro maximální zadané otáčky 12500 otáček za minutu.

Definice proměnných

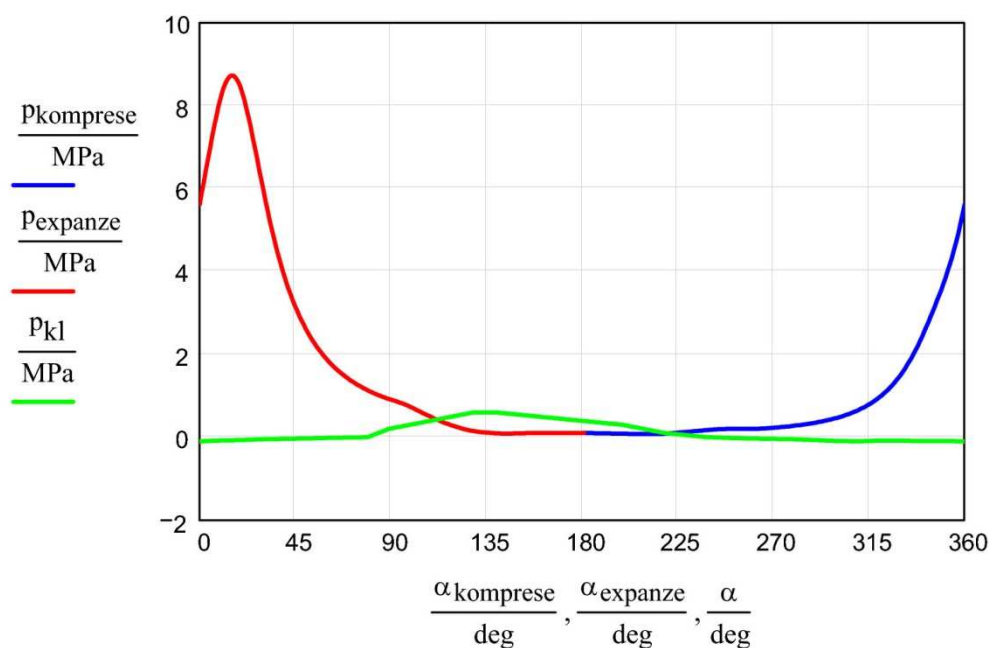
$$\text{expanze} = 0.180$$

$$\alpha_{\text{expanze}} = 1.\text{expanze}.\text{deg}$$

$$\text{kompresa} = 180.360$$

$$\alpha_{\text{kompresa}} = 1.\text{expanze}.\text{deg}$$

Funkce p a p_{kl} jsou tabulkové hodnoty, které znázorňuje graf 2.



Graf 2 Vypočtený indikovaný diagram

U dvoutaktního motoru je nezbytné počítat nejen s tlaky ve válci, ale také s tlaky v klikové skříni. Podobně je tomu i u čtyřdobého motoru, ale zde je tlak v klikové skříni konstantní a odpovídá hodnotě atmosférického tlaku 0,1 MPa. Průběh tlaku v klikové skříni je u indikovaného diagramu p-α vyobrazen červeně. Tento tlak je závislý na účinnosti karterového dmychadla, čili na minimalizaci škodlivého prostoru, kterým se zabývá kapitola 2.7 Konstrukce a vyvážení kliky.

Diagram P– α byl převeden na diagram P-V s použitím následujících vzorců.

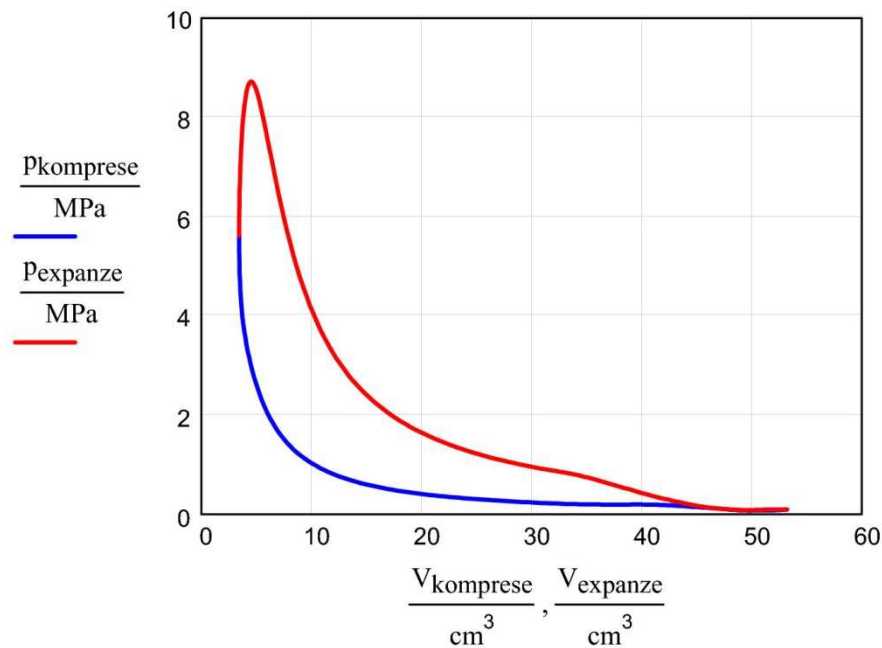
Plocha dna pístu

$$S_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad S_p = 12,57 \text{ cm}^2 \quad (13)$$

Okamžitý objem spalovacího prostoru

$$V_{\text{kompresse}} = S_p \cdot s(\alpha_{\text{kompresse}}) + V_k \quad (14)$$

$$V_{\text{expanze}} = S_p \cdot s(\alpha_{\text{expanze}}) + V_k \quad (15)$$



Graf 3 P-V diagram

Maximální hodnota tlaku ve válci

$$p_{\text{max}} = 8.73 \text{ MPa}$$

2.6.3 Průběh sil přenášených pístním čepem a ojnicí

2.6.3.1 Síly ve směru osy válce

2.6.3.1.1 Síly nezahrnující hmotnost ojnice

Definice proměnné

$$f = 0,1..360$$

Primární síly

(Způsobené tlakem při expanzi ve válci)

$$F_{p_f} = (p_f - p_{kl_f}) \cdot S_p \quad (16)$$

$$F_{p_{\text{max}}} = 11.06 \text{ kN} \quad \text{Maximální hodnota primárních sil}$$

Sekundární setrvačné síly na pístním čepu
(Způsobené zrychlením při pohybu ojnice)

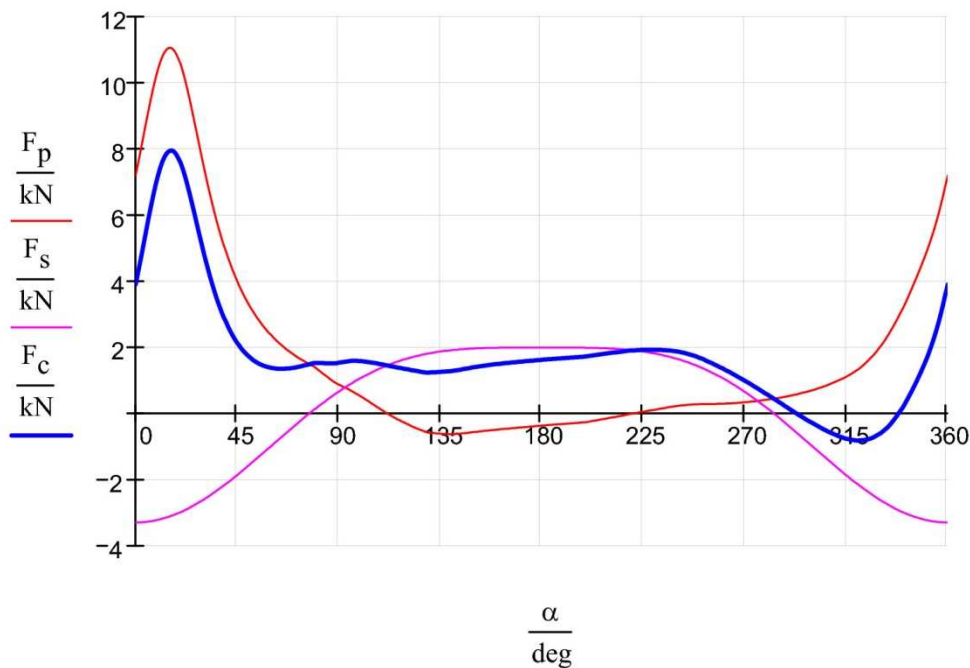
$$F_S = -m_{pist} \cdot a(\alpha) \quad (17)$$

Silová výslednice ve směru osy válce v pístním čepu

$$F_C = F_P + F_S \quad (18)$$

Extrémní hodnoty celkové síly ve směru osy válce

$$F_{C_max} = 7951N \quad F_{C_min} = -821N$$



Graf 4 Součet setrvačné síly a síly od tlaku plynů

2.6.3.1.2 Síly nezahrnující ojnici a pístní čep

Sekundární setrvačné síly od pístní skupiny nezahrnující hmotnost pístního čepu
(Způsobené zrychlením při pohybu ojnice)

$$F_{s1}(\alpha) = (-m_{pist} + m_{p_cep}) \cdot a(\alpha) \quad (19)$$

Silová výslednice ve směru osy válce nezahrnující ojnici a pístní čep

$$F_{c1} = F_P + F_{s1} \quad (20)$$

Extrémní hodnoty celkové síly ve směru osy válce

$$F_{c1_max} = 8491,37N \quad F_{c1_min} = -452,27N$$

2.6.3.1.3 Síly zahrnující ojnici

V řezu II-II

Sekundární setrvačné síly od pístní skupiny a části ojnice nad průřezem II-II
(Způsobené zrychlením při pohybu ojnice)

$$F_{s2}(\alpha) = (-m_{pist} - m_{oj2}) \cdot a(\alpha) \quad (21)$$

Silová výslednice ve směru osy válce pro průřez II-II

$$F_{c2} = F_p + F_{s2} \quad (22)$$

Extrémní hodnoty celkové síly ve směru osy válce pro průřez II-II

$$F_{c2_max} = 7207N \quad F_{c2_min} = -1354N$$

V řezu III-III

Sekundární setrvačné síly od pístní skupiny a části ojnice nad průřezem III-III
(Způsobené zrychlením při pohybu ojnice)

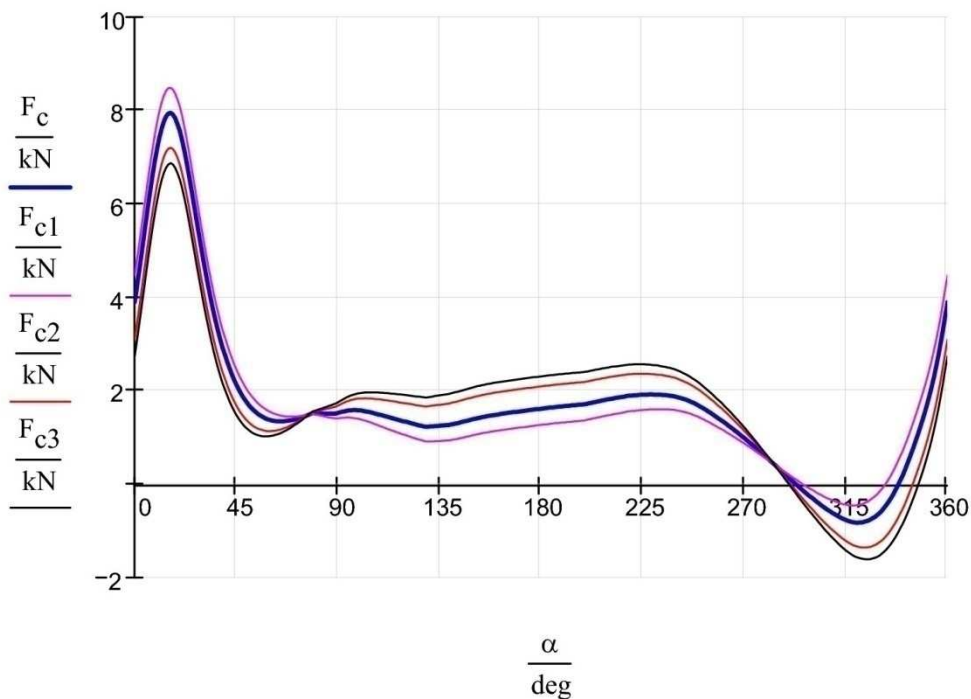
$$F_{s3}(\alpha) = (-m_{pist} - m_{oj3}) \cdot a(\alpha) \quad (23)$$

Silová výslednice ve směru osy válce pro průřez III-III

$$F_{c3} = F_p + F_{s3} \quad (24)$$

Extrémní hodnoty celkové síly ve směru osy válce pro průřez III-III

$$F_{c3_max} = 6874N \quad F_{c3_min} = -1606N$$



Graf 5 Síly ve směru osy válce

2.6.3.2 Síly ve směru ojnice

Definice proměnné

$$j = 0,1..360$$

Úhel odklonu ojnice

$$\beta = \arcsin[\lambda \cdot (\sin(\alpha))] \quad (25)$$

Síly přenášené pístním čepem působící na ojnici

Síly přenášené pístním čepem na ojnici

$$F_{o1j} = \frac{F_{cj}}{\cos(\beta_j)} \quad (26)$$

Extrémní hodnoty síly přenášené horním okem ojnice

$$F_{o1_max} = 7969.56N \quad F_{o1_min} = -831.81N$$

Síly přenášené pístním čepem působící na píst

Síly přenášené pístním čepem na pístu

$$F_{o1_1j} = \frac{F_{c1j}}{\cos(\beta_j)} \quad (27)$$

Extrémní hodnoty síly přenášené pístním čepem na pístu

$$F_{o1_1_max} = 8511,19N \quad F_{o1_1_min} = -458,61N$$

Síly přenášené ojnicí v průřezu II-II

Síly přenášené ojnicí v průřezu II-II

$$F_{o1_2j} = \frac{F_{c2j}}{\cos(\beta_j)} \quad (28)$$

Extrémní hodnoty síly přenášené ojnicí v průřezu II-II

$$F_{o1_2_max} = 7224.81N \quad F_{o1_2_min} = -1370,24N$$

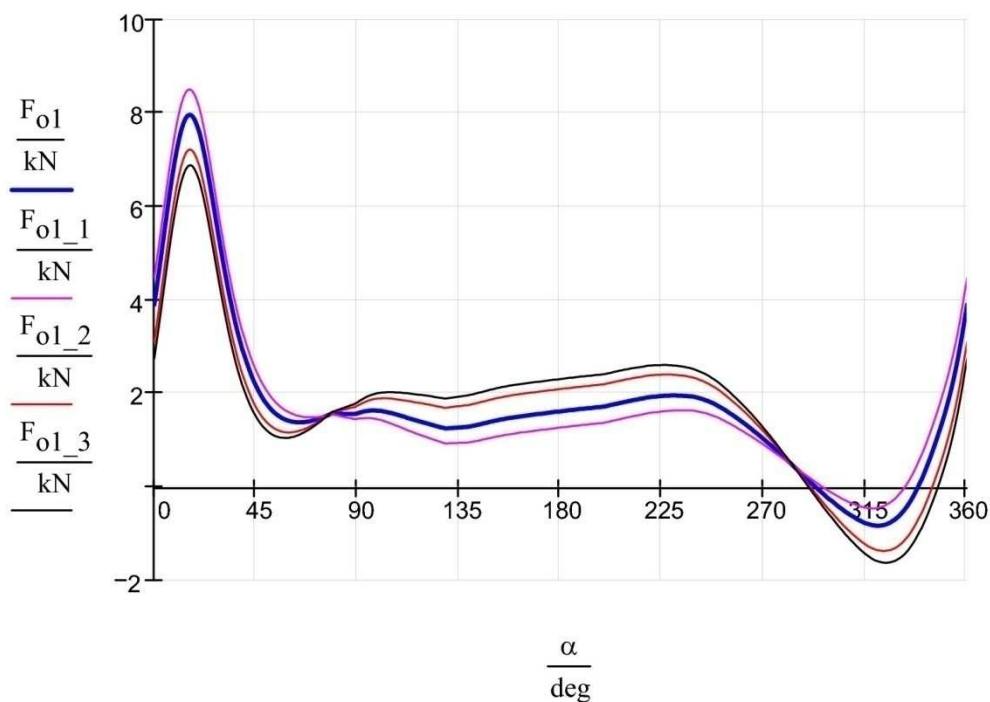
Síly přenášené ojnicí v průřezu III-III

Síly přenášené ojnicí v průřezu III-III

$$F_{o1_3j} = \frac{F_{c3j}}{\cos(\beta_j)} \quad (29)$$

Extrémní hodnoty síly přenášené ojnicí v průřezu III-III

$$F_{o1_3_max} = 6890.27N \quad F_{o1_3_min} = -1623,69N$$



Graf 6 Síly ve směru ojnice

Na rozdíl od čtyřdobého motoru, kdy setrvačná síla nejvíce zatěžuje ojnici v horní úvratí mezi výfukovým a sacím zdvihem, je dvoudobý motor touto silou nejvíce zatěžován zhruba ve třech čtvrtinách kompresního zdvihu. V době, kdy síla od tlaku stlačované směsi je menší než setrvačná síla. To je zřejmé z grafu 6. Záporná hodnota celkové síly má tedy příznivější hodnoty u motoru dvoudobého.

2.6.3.3 Boční síla na píst

Síly přenášené pístním čepem ve směru kolmém na osu válce

$$F_{n_j} = F_{o1_j} \cdot \tan \beta_j \quad (30)$$

Extrémní hodnoty síly přenášené pístním čepem ve směru kolmém na osu válce

$$F_{n_max} = 674,32kN \quad F_{n_min} = -424,31kN$$

2.6.4 Síly a momenty jednoho zalomení

2.6.4.1 Radiální a tangenciální síly v ojnicím čepu

Setrvačné síly posuvných částí včetně posuvné hmotnosti ojnice

$$F_{sp} = -(m_{píst} + m_A) \cdot a(\alpha) \quad (31)$$

Celkové síly ve směru osy válce

$$F_{cp} = F_p + F_{sp} \quad (32)$$

Síla přenášená ojnicí

$$F_{o2_j} = \frac{F_{cp_j}}{\cos(\beta_j)} \quad (33)$$

Radiální síla (Složky síly od ojnice)

$$F_{r_j} = F_{o2_j} \cdot \cos(\beta_j + \alpha_j) \quad (34)$$

Extrémní hodnoty radiální síly

$$F_{r_max} = 6497,62kN \quad F_{r_min} = -2351,87N$$

Odstředivá síla od rotační části ojnice

$$F_{od} = -m_B \cdot \omega^2 \cdot r \quad F_{od} = -1272,25N \quad (35)$$

Odstředivá síla od rotační části ojnice nezahrnující víko spodního oka ojnice

$$F_{od_1} = -(m_B + m_{B_c}) \cdot \omega^2 \cdot r \quad F_{od} = -871,918N \quad (36)$$

Odstředivá síla rotační části ojnice působící na spodní oko ojnice

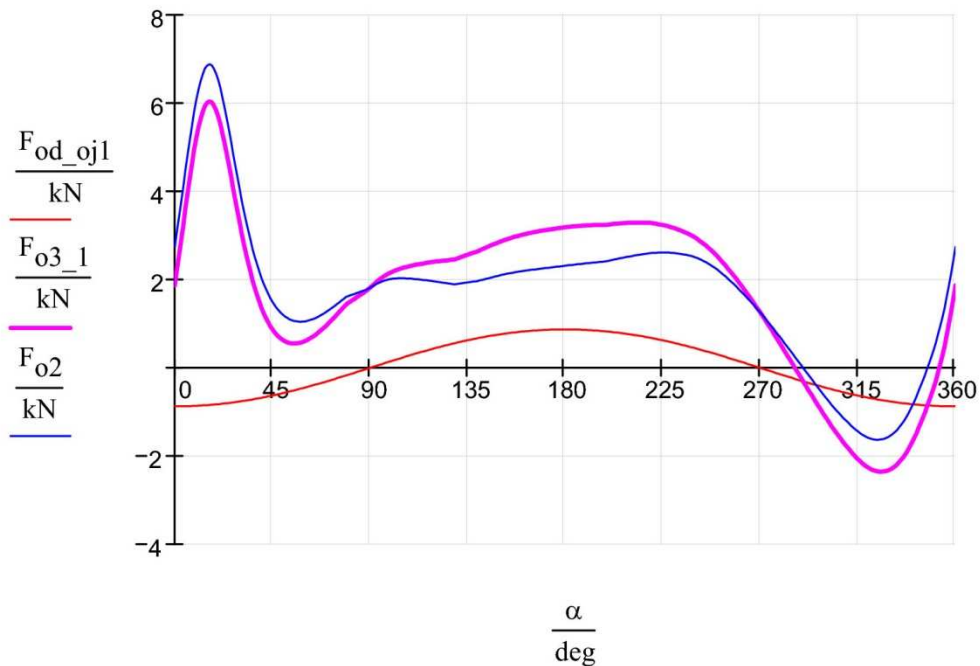
$$F_{od_oj1} = \frac{F_{od_1} \cdot \cos(\alpha_j)}{\cos(\beta_j)} \quad (37)$$

Celková síla ve směru ojnice zahrnující odstředivou sílu bez víka ojnice

$$F_{o3_1} = F_{od_oj1} + F_{o2} \quad (38)$$

Minimální síla zatěžující spodní oko ojnice

$$F_{o3_1_max} = 5656,48N \quad F_{o3_1_min} = -2351,15N$$



Graf 7 Průběh sil zatěžujících spodní oko ojnice

Pozn.: Síla F_{o3_1max} , jejíž průběh je vykreslen fialově, udává přené hodnoty pouze v oblasti před a za horní úvrati. Je to dáno tím, že redukovaná hmotnost rotační části ojnice je nahrazena jedním hmotným bodem v ose ojničního čepu. Extrémní hodnoty se ovšem nacházejí v oblasti horní úvrati, tudíž jsou zcela použitelné, jelikož je zde odchylka minimální.

Celková radiální síla

$$F_{R_j} = F_{r_j} + F_{od} \quad (39)$$

Extrémní hodnoty celkové odstředivé síly

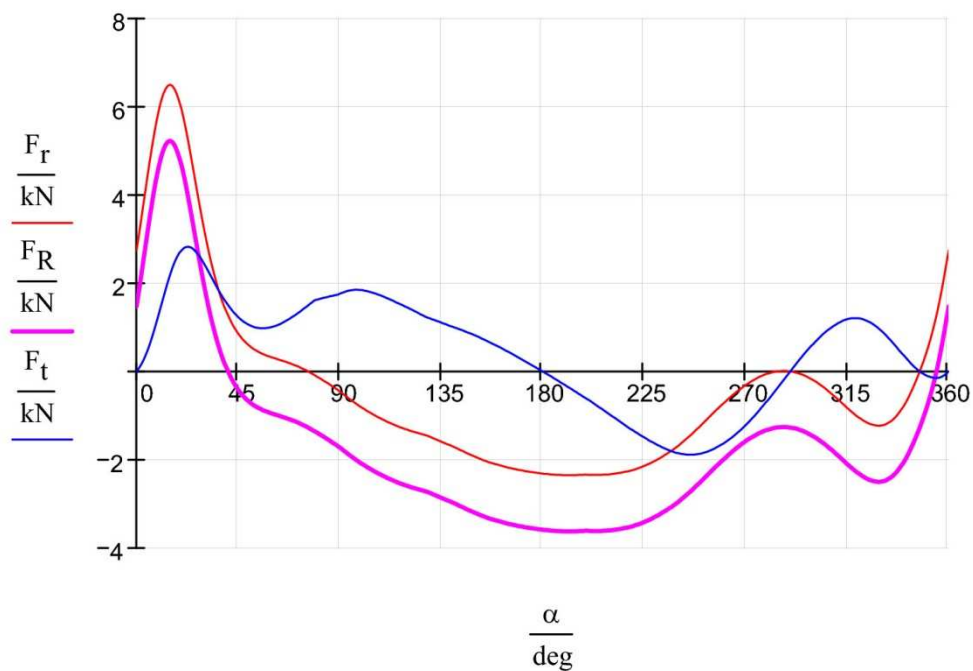
$$F_{R_max} = 5224,37N \quad F_{R_min} = -3624,12N$$

Tangenciální síla

$$F_{t_j} = F_{o2_j} \cdot \sin(\beta_j + \alpha_j) \quad (40)$$

Extrémní hodnoty tangenciální síly

$$F_{t_max} = 2826,16N \quad F_{t_min} = -1888,42N$$

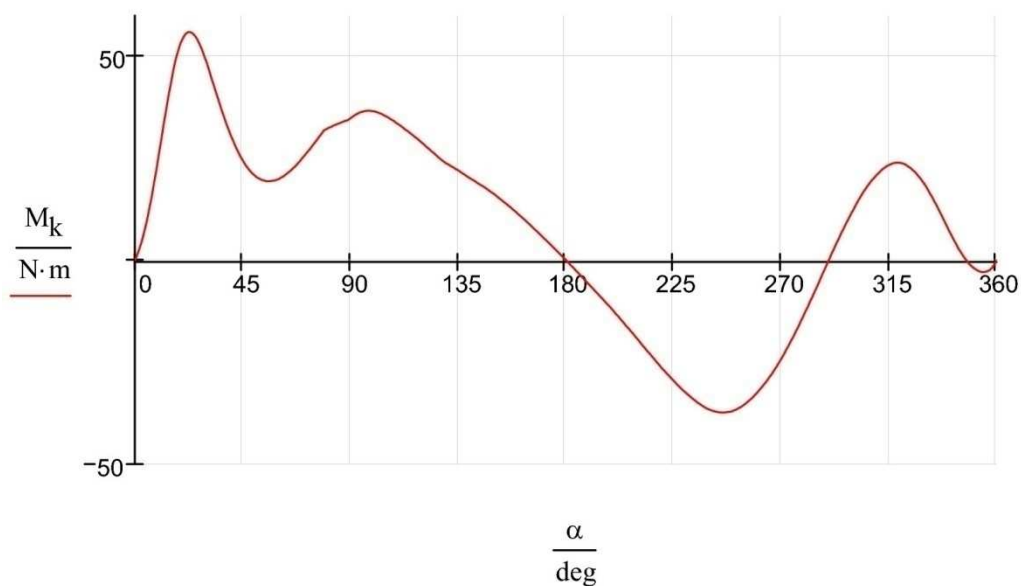


Graf 8 Průběh radiální a tangenciální síly

2.6.4.2 Kroutící moment na zalomení klikové hřídele

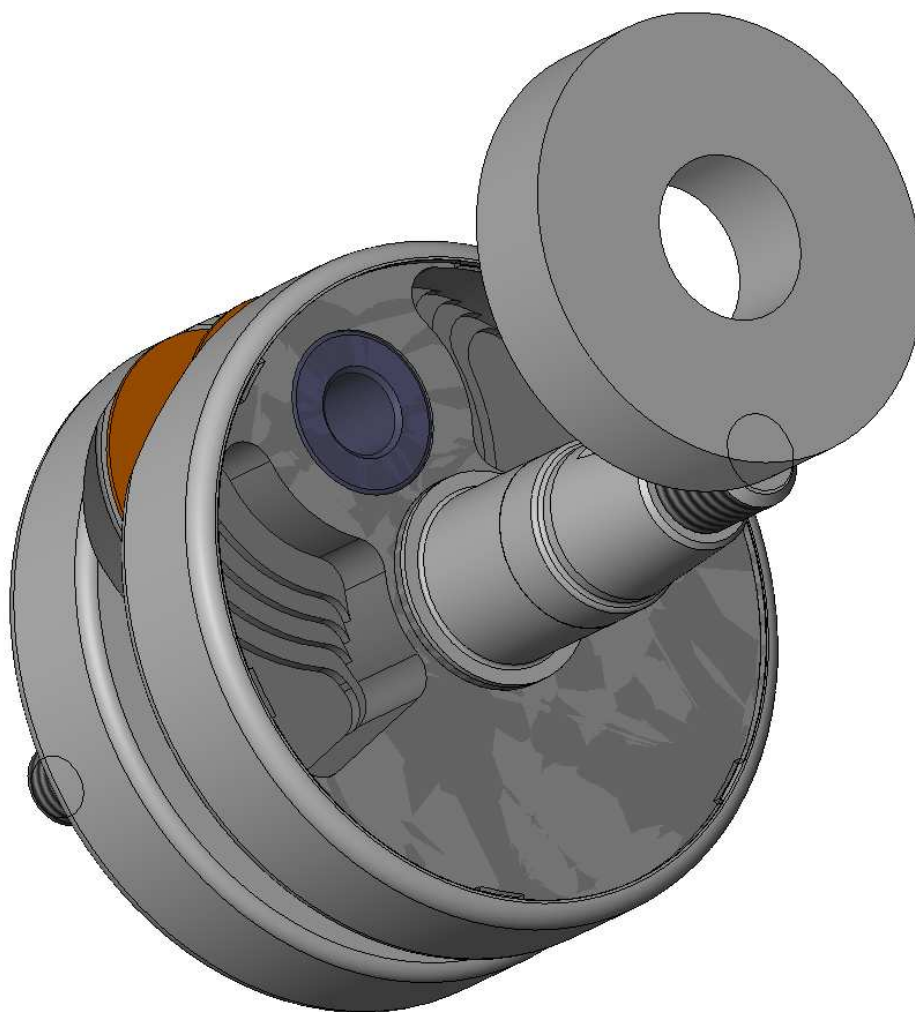
$$M_k = F_t \cdot r \quad (41)$$

$$M_{k_max} = 55.96 N \cdot m \quad M_{k_min} = -37.39 N \cdot m$$



Graf 9 Průběh kroutícího momentu

Účinnost karterového dmyhadla je závislá na velikosti škodlivého prostoru. Tedy veškerého prostoru, který není v oblasti zdvihu pístu. Aby klika zaručila co nejmenší škodlivý prostor, budou duté prostory kliky zakryty tenkým plechem, který prostory kliky a prostory klikové skříňě oddělí. Plechy budou ke klice přivařeny.



Obrázek 15 Vyvážený model klikové hřídele

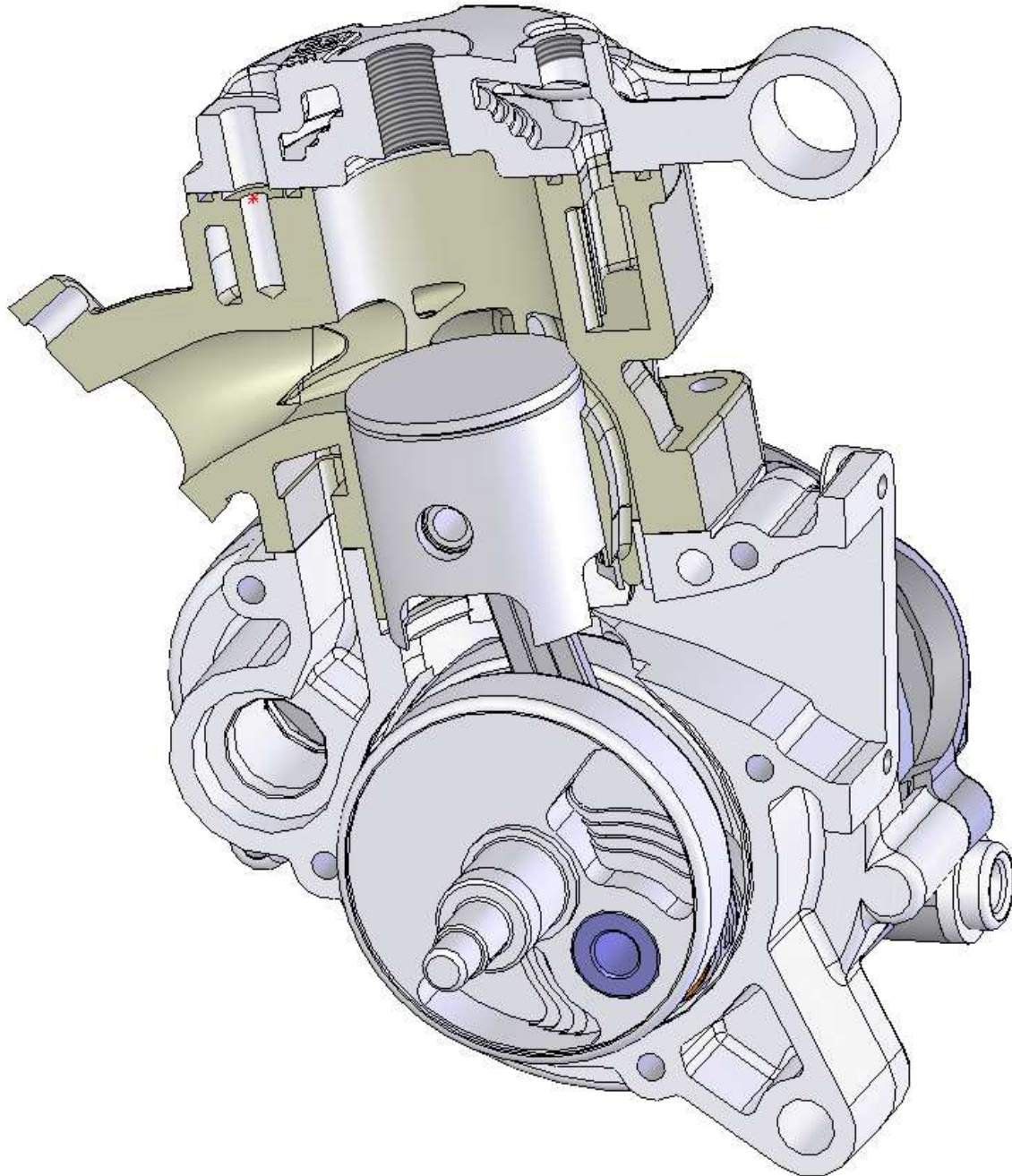
Úvodem bylo řečeno, že nutnost zachovat stejný průměr setrvačníku se stávajícím motorem je komplikací návrhu. Na obrázku 15 je vidět, že by vývažek při stávajícím průměru setrvačníku větší být již téměř nemohl.

Protizávažím na klikové hřídeli byly vyváženy pouze síly prvního řádu. Síly druhého řádu o dvojnásobné frekvenci nelze výše uvedeným postupem vyvážit.

2.8 Sestavení virtuálního modelu motoru

Z nově zkonstruovaných komponentů, součástí vyrobených společností Barikit a některých součástí motoru W40 byl sestaven virtuální model motoru W50. Sestava již obsahuje těsnění mezi válcem a karterem, které je shodné se stávajícím motorem.

Následovala kontrola, zda motor odpovídá návrhovému výkresu a také jestli se zámek pístního kroužku pohybuje mezi přepouštěcími okny. Další revize byla směřována k možné kolizi pístu a karterů. Touto oblastí motoru se zabývá následující kapitola.

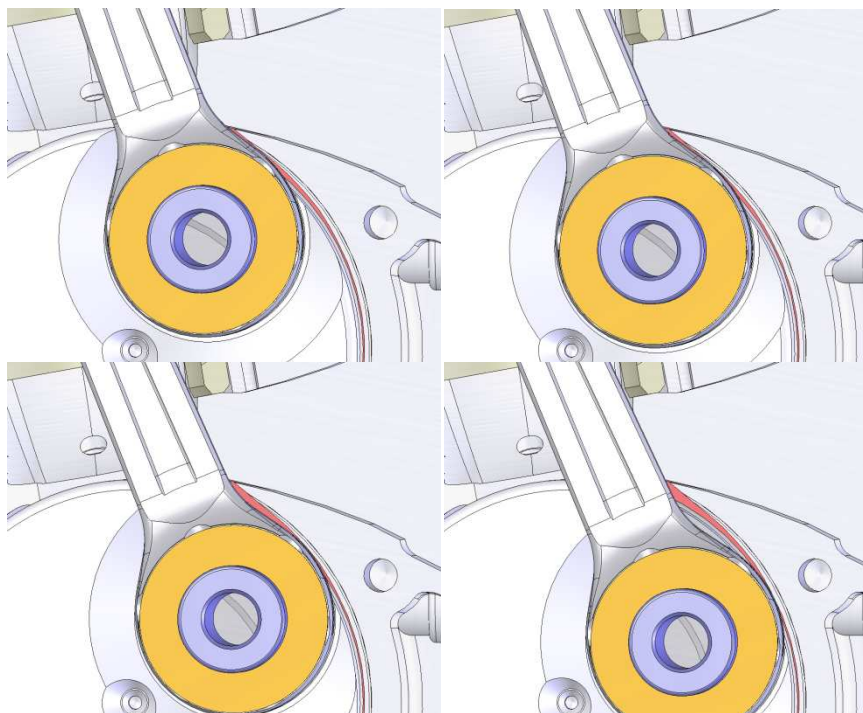


Obrázek 16 Virtuální model motoru

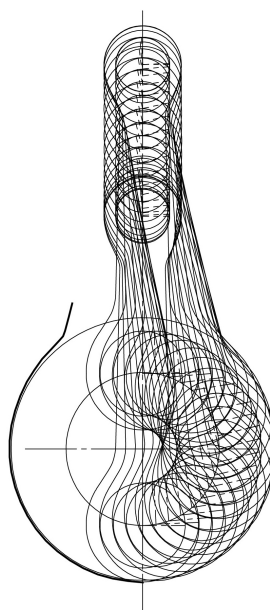
2.8.1 Vyšetření průběhu cyklu a úprava karterů

Píst sice nezajíždí hlouběji do karterů než u motoru W40, ale má větší průměr. Následkem toho by ke kolizi pístu a neupraveného karteru skutečně docházelo. Kartery nového a stávajícího motoru tudíž budou mít společný pouze polotovar, což je odlitek z hliníkové slitiny. Proto byly navrženy nové dokončovací operace frézou.

Dalším kolizním místem byla oblast znázorněná na obrázku 17. V této oblasti byly kartery upraveny podle trajektorie okraje ojnice.



Obrázek 17 Vyšetření trajektorie okraje ojnice.

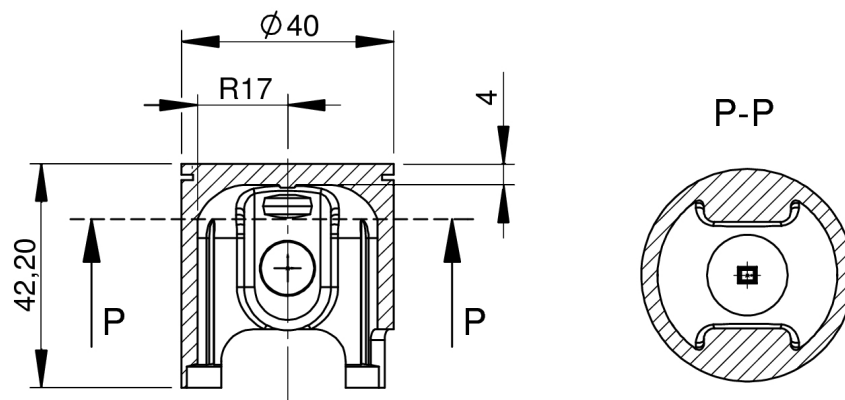


Obrázek 18 Grafické řešení trajektorie ojnice (Příloha 2)

3 PEVNOSTNÍ KONTROLA VYBRANÝCH ČÁSTÍ

Pevnostní kontrola má v tomto projektu za úkol vyhodnotit, zda komponenty španělské společnosti Barikit mohou odolat zatížení vyvolanému motorem W50. Výpočet vychází z literatury [2]. Některé rovnice jsou přizpůsobeny dvoudobému motoru a metodě výpočtu tohoto projektu. Plochy a průřezové charakteristiky byly měřeny v aplikaci SOLIDWORKS. V této kapitole jsou vynechány některé výpočty, které uvádí literatura [2]. Například není řešen můstek mezi drážkami pro pístní kroužky, protože dvoutaktní motor má obvykle pouze jeden pístní kroužek. Dále není ve výpočtu řešena ovalizace pístu vzhledem k tomu, že píst nebude vyráběn, ale dodáván společností Barikt.

3.1 Pevnostní kontrola pístu



Obrázek 19 Podélný řez pístem a příčný řez v nejslabším místě

$\delta = 4mm$	Tloušťka dna pístu
$r_d = 17mm$	Poloměr vetknutí desky
$L_{pl} = 42,2mm$	Nosná délka pláště pístu
$S_p = 552mm^2$	Minimální příčný průřez pístu (průřez P-P)

3.1.1 Pevnostní kontrola dna pístu

$$p_{\max} = 8.73MPa \quad \text{Maximální tlak ve válci (z kapitoly 2.6.2)}$$

Maximální ohybové napětí pro vetknutou desku [2] (41)

$$\sigma_{o_max} = 0.25 \cdot p_{\max} \left(\frac{r_d}{\delta} \right)^2 \quad \sigma_{o_max} = 44,54MPa \quad (44)$$

Dovolené napětí 40-50MPa [2]

3.1.2 Nejslabší místo pláště pístu

Maximální tlakové napětí v minimálním příčném průřezu pístu

$$F_{p_max} = 11.06kN \quad \text{Maximální primární síla (z kapitoly 2.6.3.1.1)}$$

$$\sigma_{tl_max} = \frac{F_{p_max}}{S_x} \quad \sigma_{tl_max} = 20,03MPa \quad (45)$$

Dovolené napětí 30-40MPa [2]

Maximální tahové napětí v minimálním příčném průřezu pístu

Na grafu 4 je znázorněn součet primární síly a setrvačné síly pístu. Kdyby koruna pístu měla poloviční hmotnost celého pístu, součtová křivka by se již nedostala do záporných hodnot. Proto hmotnost koruny pístu nebyla měřena a tento výpočet byl vynechán.

3.1.3 Měrný tlak na plášti pístu

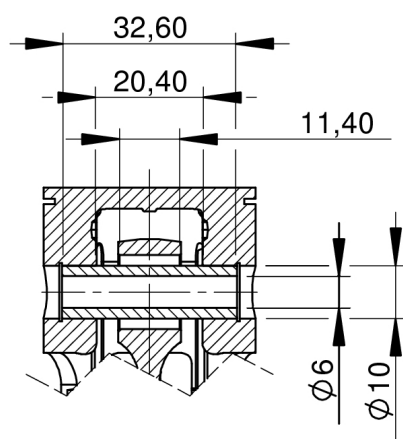
$$F_{n_max} = 674,32N \quad (\text{z kapitoly 2.6.3.3})$$

$$v_v = 16,24mm \quad \text{Výška výfukového kanálu (z přílohy 1)}$$

$$p_{pl} = \frac{F_{n_max}}{D \cdot (L_{pl} - v_v)} \quad p_{pl} = 0,65MPa \quad (46)$$

Doporučená hodnota je 0,6 až 1,4 MPa [2]

3.2 Pevnostní kontrola pístního čepu



$a_o = 11,4mm$	Šířka ojničního oka zmenšená o dvojnásobek šířky sražení
$d_a = 10mm$	Vnější průměr pístního čepu
$d_i = 6mm$	Vnitřní průměr pístního čepu
$l_c = 32,6mm$	Délka pístního čepu zmenšená o dvojnásobek sražení
$b = 20,4mm$	Vzdálenost mezi nálitky v pístu pro pístní čep zvětšená o dvojnásobnou šířku zkosení hrany otvoru pro pístní čep

Obrázek 20 Rozměry pístního čepu a jeho uložení

Z kapitoly 2.7.2.2:

$$F_{O1_max} = 7969N \quad F_{O1_c_max} = -8511N$$

3.2.1 Měrný tlak mezi pístním čepem a ložiskem oka ojnice

$$p_o = \frac{F_{o1_max}}{a_o \cdot d_a} \quad p_o = 69,90MPa \quad (47)$$

Přeplňované motory 59 – 88 MPa [2]

3.2.2 Měrný tlak mezi pístním čepem a oky v pístu

$$p_p = \frac{F_{o1_l_max}}{d_a \cdot (l_c - b)} \quad p_p = 69,76MPa \quad (48)$$

Přeplňované motory 39 – 59 MPa [2]

Vzhledem ke sportovnímu charakteru motoru je tato hodnota tolerována

3.2.3 Namáhání pístního čepu ohybem

Maximální ohybový moment pístního čepu [2] (64)

$$M_{o1_max} = \frac{F_{o1_max}}{12} \cdot (l_c + 2 \cdot b - \frac{3}{2} a_o) \quad M_{o1_max} = 37,391 N.m \quad (49)$$

Průřezový modul v ohybu pístního čepu

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot d_a^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^4 \right] \quad W_{o1} = 85,451 mm^3 \quad (50)$$

Maximální ohybové napětí v pístním čepu

$$\sigma_{o1_max} = \frac{M_{o1_max}}{W_{o1}} \quad \sigma_{o1_max} = 437,565 MPa \quad (51)$$

Dovolené napětí 250 až 500 MPa [2]

3.2.4 Namáhání pístního čepu smykem

Smykové napětí v pístním čepu [2] (68)

$$\tau_{1_max} = \frac{0,85 \cdot F_{o1_max} \left[1 + \frac{d_i}{d_a} + \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^2 \right]}{d_a^2 \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^4 \right]} \quad \tau_{1_max} = 152,542 MPa \quad (52)$$

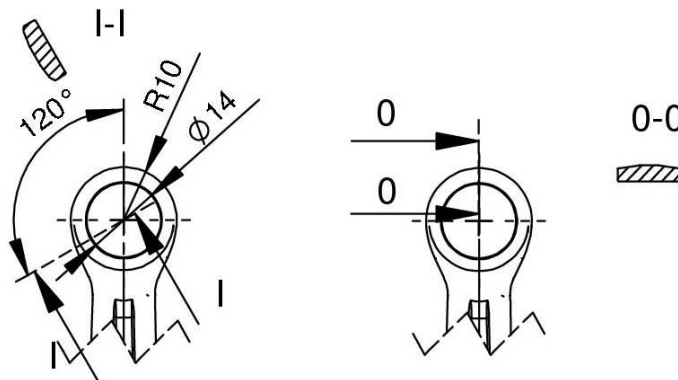
Dovolené napětí 120 až 220 MPa

3.3 Pevnostní kontrola ojnice

Protože materiálové charakteristiky ojnice nejsou známy, byly pro výpočet bezpečnosti únavového namáhání použity hodnoty na spodní hranici materiálových charakteristik pro sportovní ojnice.

$\sigma_{po} = 600 MPa$	Mez pevnosti ojnice
$\sigma_{-1} = 0,5 \cdot \sigma_{po}$	Mez únavy pro ohybové namáhání
$\tau_{-1} = 0,5 \cdot \sigma_{-1}$	Mez únavy pro smykové namáhání
$E_0 = 2,1 \cdot 10^5 MPa$	Youngův modul (modul pružnosti v tahu)
$\sigma_e = 150 MPa$	Napětí na mezi pružnosti materiálu ojnice

3.3.1 Pevnostní kontrola horního oka ojnice



Obrázek 21 Horní oko ojnice

$d = 14mm$	Vnitřní průměr oka ojnice
$D_0 = 20mm$	Vnější průměr oka ojnice
$a_{01} = 11,8mm$	Šířka horního oka ojnice (viz. příloha 4)
$\varphi_z = 120. deg$	Úhel ukotvení dřívku do horního oka ojnice
$\varphi_{zz} = 120$	Úhel ukotvení dřívku do horního oka ojnice (bez rozměru pro dosažení ve stupních)

Poloměr těžiště příčného průřezu

$$r_1 = \frac{D_0 + d}{4} \quad r_1 = 8.5mm \quad (53)$$

Výška příčného průřezu

$$h_1 = \frac{D_0 - d}{2} \quad h_1 = 3mm \quad (54)$$

3.3.1.1 Namáhání tahem

Z kapitoly 2.6.3.2

$$F_{ol_min} = -831,81N \quad \text{Tahová síla ve směru ojnice}$$

Moment vnitřního účinku průřezu 0-0 vyvolaný tahovou silou [2] (124)

$$M_{os} = -F_{ol_min} \cdot r_1 (0,00033 \cdot \varphi_z - 0,0297) \quad M_{os} = 0,07 N \cdot m \quad (55)$$

Normálová síla vnitřního účinku průřezu 0-0 vyvolaná tahovou silou

$$F_{nos} = -F_{ol_min} \cdot (0,572 - 0,0008\varphi_z) \quad F_{nos} = 395,94N \quad (56)$$

Ohybový moment v průřezu I-I vyvolaný tahovou silou [2] (125)

$$M_s = M_{os} + F_{nos} \cdot r_1 (1 - \cos(\varphi_z)) + 0,5 \cdot F_{ol_min} \cdot r_1 (\sin(\varphi_z) - \cos(\varphi_z)) \quad (57)$$

$$M_s = 0,29N \cdot m$$

Normálová síla v průřezu I-I vyvolaná tahovou silou [2] (126)

$$F_{ns} = F_{nos} \cdot \cos(\varphi_z) - 0,5 \cdot F_{ol_min} \cdot (\sin(\varphi_z) - \cos(\varphi_z)) \quad F_{ns} = 370,16N \quad (58)$$

Normálové napětí ve vnějším vlákně průřezu I-I vyvolané tahovou silou [2] (127)

$$\sigma_{as} = \left[2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r_1 + h}{h \cdot (2 \cdot r_1 + h)} + F_{ns} \right] \cdot \frac{1}{a \cdot h} \quad \sigma_{as} = 25,16MPa \quad (59)$$

3.3.1.2 Namáhání tlakem

Z kapitoly 2.6.3.2

$$F_{ol_max} = 7969,56N \quad \text{Tlaková síla ve směru ojnice}$$

Z literatury [2]

$$a_1 = 0,003 \quad \text{Součinitel úhlu zakotvení dřívku v horním oku1} \quad [2] \text{ tab. 10}$$

$$a_2 = -0,0012 \quad \text{Součinitel úhlu zakotvení dřívku v horním oku2} \quad [2] \text{ tab. 10}$$

Parametr zakotvení oka v dřívku [2] (143)

$$J_1 = \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_z}{2} \right) \cdot \sin(\varphi_z) - \frac{1}{2} \cdot \cos(\varphi_z) \quad J_1 = 0,023 \quad (60)$$

Dosazeno v radiánech

Ohybový moment v průřezu I-I [2] (139)

$$M_t = F_{o1_max} \cdot r_1 \left[a_2 + a_1 \cdot (1 - \cos(\varphi_z)) - \frac{2}{\pi} \cdot J_1 \right] \quad M_t = -0.78 N \cdot mm \quad (61)$$

Normálová síla v průřezu I-I vyvolaná tlakovou silou [2] (140)

$$F_{nt} = F_{o1_max} \left(a_1 \cdot \cos(\varphi_z) + \frac{2}{\pi} \cdot J_1 \right) \quad F_{nt} = 106,13 N \quad (62)$$

Normálové napětí ve vnějším vlákně průřezu I-I vyvolané tlakovou silou [2] (144)

$$\sigma_{at} = \left[2 \cdot M_t \cdot \frac{6 \cdot r_1 + h}{h \cdot (2 \cdot r_1 + h)} + F_{nt} \right] \cdot \frac{1}{a_{o1} \cdot h} \quad \sigma_{at} = -36,67 MPa \quad (63)$$

3.3.1.3 Bezpečnost v průřezu

Amplituda napětí

$$\sigma_{a_o1} = \frac{\sigma_{as} - \sigma_{at}}{2} \quad \sigma_{a_o1} = 30,91 MPa \quad (64)$$

Střední napětí

$$\sigma_{m_o1} = \frac{\sigma_{as} + \sigma_{at}}{2} \quad \sigma_{m_o1} = -5,76 MPa \quad (65)$$

$$K_{\sigma} = 1$$

Součinitel vrubové koncentrace napětí pro průřez I-I

$$\sigma_{\sigma_1} = 1$$

Součinitel vlivu absolutních rozměrů pro průřez I-I

$$\sigma_{\sigma_2} = 0.8$$

Součinitel vlivu drsnosti povrchu pro průřez I-I

$$\psi_{\sigma} = 0.05$$

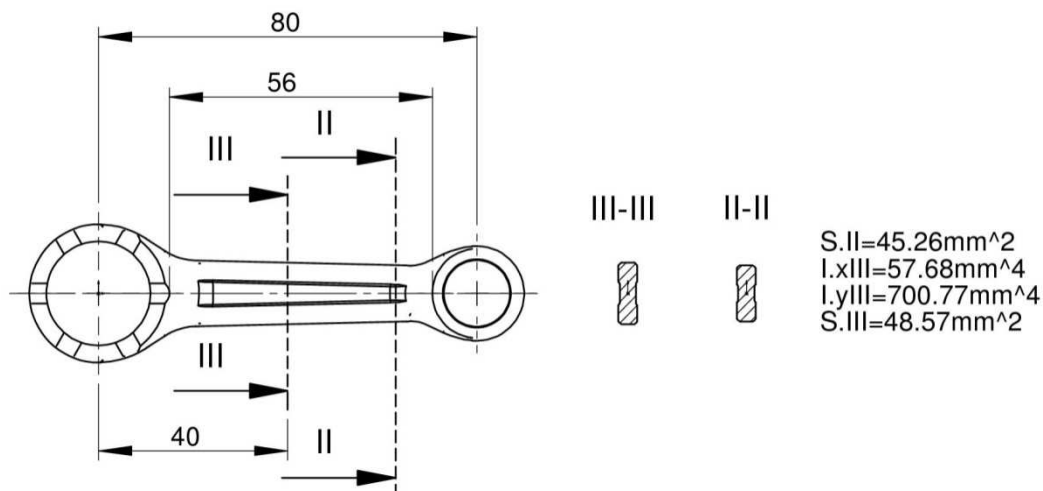
Součinitel citlivosti k asymetrii cyklu pro průřez I-I

Bezpečnost v průřezu I-I [2] (30)

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\sigma_{\sigma_1} \cdot \sigma_{\sigma_2}} \cdot \sigma_{a_o1} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{m_o1}} \quad n_{\sigma} = 7,82 \quad (66)$$

Dovolená míra bezpečnosti by měla být v rozmezí 2 až 2,5 [2]

3.3.2 Pevnostní kontrola dřívku ojnice



Obrázek 22 Kontrolované průřezy dřívku

$$S_{oII} = 45,35 \text{ mm}^2$$

Plocha průřezu II-II

$$S_{oIII} = 48,57 \text{ mm}^2$$

Plocha průřezu III-III

$$I_{x_III} = 57,68 \text{ mm}^4$$

Osový kvadratický moment průřezu III-III k ose x

$$I_{y_III} = 700,77 \text{ mm}^4$$

Osový kvadratický moment průřezu III-III k ose y

$$l = 80 \text{ mm}$$

Délka ojnice

$$l_1 = 56 \text{ mm}$$

Délka dřívku ojnice

Z kapitoly 2.3.1 a 2.7.2.1:

$$m_{oj2} = 18,7 \text{ g}$$

$$F_{o1_2_MAX} = 7224 \text{ N}$$

$$F_{o1_2_MIN} = -1370 \text{ N}$$

$$m_{oj3} = 27,1 \text{ g}$$

$$F_{o1_3_MAX} = 6890 \text{ N}$$

$$F_{o1_3_MAX} = -1623 \text{ N}$$

3.3.2.1 Napětí v průřezu II-II

Extrémní hodnoty napětí v průřezu II-II

$$\sigma_{oII_max} = \frac{F_{o1_2_max}}{S_{oII}} \quad \sigma_{oII_max} = 159,254 \text{ MPa} \quad (67)$$

$$\sigma_{oII_min} = \frac{F_{o1_2_min}}{S_{oII}} \quad \sigma_{oII_min} = -30,209 \text{ MPa} \quad (68)$$

Amplituda napětí

$$\sigma_{a_oII} = \frac{\sigma_{oII_max} - \sigma_{oII_min}}{2} \quad \sigma_{a_oII} = 94,752 \text{ MPa} \quad (69)$$

Střední napětí

$$\sigma_{m_oII} = \frac{\sigma_{oII_max} + \sigma_{oII_min}}{2} \quad \sigma_{m_oII} = 64,542 \text{ MPa} \quad (70)$$

$K_{\sigma II} = 1$	Součinitel vrubové koncentrace napětí pro průřez II
$\sigma_{\sigma II_1} = 1$	Součinitel vlivu absolutních rozměrů pro průřez II
$\sigma_{\sigma II_2} = 0.8$	Součinitel vlivu drsnosti povrchu pro průřez II
$\psi_{\sigma II} = 0.05$	Součinitel citlivosti k asymetrii cyklu pro průřez II

3.3.2.1.1 Bezpečnost v průřezu II-II [2] (30)

$$n_{\sigma II} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma II}}{\sigma_{\sigma II_1} \cdot \sigma_{\sigma II_2}} \cdot \sigma_{a_oII} + \psi_{\sigma II} \cdot \sigma_{m_oII}} \quad n_{\sigma II} = 2,466 \quad (71)$$

Dovolená míra bezpečnosti by měla být v rozmezí 2 až 2,5 [2]

3.3.2.2 Napětí v průřezu III-III

Součinitel vlivu ohybového napětí k ose x [2] (162)

$$K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_0} \cdot \frac{l^2}{I_{x_III}} \cdot S_{oIII} \quad K_x = 1.39 \text{ (použito)} \quad (72)$$

Součinitel vlivu ohybového napětí k ose y

$$K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_0} \cdot \frac{l_1^2}{4 \cdot I_{y_III}} \cdot S_{oIII} \quad K_x = 1.004 \quad [2] (163) \quad (73)$$

Maximální napětí

$$\sigma_{oIII_max} = \frac{F_{o1_3_max}}{S_{oII}} \cdot K_x \quad \sigma_{oIII_max} = 197.185 MPa \quad (74)$$

$$\sigma_{oIII_min} = \frac{F_{o1_3_min}}{S_{oII}} \quad \sigma_{oIII_min} = -33.416 MPa \quad (75)$$

Amplituda napětí

$$\sigma_{a_oIII} = \frac{\sigma_{oIII_max} - \sigma_{oIII_min}}{2} \quad \sigma_{a_oIII} = 115,30 MPa \quad (76)$$

Střední napětí

$$\sigma_{m_oIII} = \frac{\sigma_{oIII_max} + \sigma_{oIII_min}}{2} \quad \sigma_{a_oIII} = 81.885 MPa \quad (77)$$

$K_{\sigma III} = 1$	Součinitel vrubové koncentrace napětí pro průřez III
$\sigma_{\sigma III_1} = 1$	Součinitel vlivu absolutních rozměrů pro průřez III
$\sigma_{\sigma III_2} = 0.8$	Součinitel vlivu drsnosti povrchu pro průřez III
$\psi_{\sigma III} = 0.05$	Součinitel citlivosti k asymetrii cyklu pro průřez III

3.3.2.2.1 Bezpečnost v průřezu III-III

[2] (30)

$$n_{\sigma III} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma III}}{\sigma_{\sigma III-1} \cdot \sigma_{\sigma III-2}} \cdot \sigma_{a-oIII} + \psi_{\sigma III} \cdot \sigma_{m-oIII}} \quad n_{\sigma I} = 2,024 \quad (78)$$

Dovolená míra bezpečnosti by měla být v rozmezí 2 až 2,5 [2]

3.3.2.3 Kontrola ojnice na vzpěr

Konstanty výpočtu ojnice na vzpěr [2] str. 92

$$a_{konst} = 329 MPa$$

$$b_{konst} = 0.61 MPa$$

Poloměr setrvačnosti průřezu III-III

$$i = \sqrt{\frac{I_{x-III}}{S_{oIII}}} \quad i = 1.09 mm \quad (79)$$

Kritické napětí při vzpěru v průřezu III-III

[2] (164)

$$\sigma_{KR} = \left(a_{konst} - b_{konst} \cdot \frac{l}{i} \right) \quad \sigma_{KR} = 284,219 MPa \quad (80)$$

Normálové napětí v průřezu III-III bez ohledu na ohybové namáhání

$$\sigma_{tl-1} = \frac{F_{o1-3-max}}{S_{oIII}} \quad \sigma_{tl-1} = 141,857 MPa \quad (81)$$

Míra bezpečnosti při vzpěru průřezu III-III

$$n_{vz} = \frac{\sigma_{KR}}{\sigma_{tl-1}} \quad n_{vz} = 2,004 \quad (82)$$

Míra bezpečnosti pro vzpěr by měla být 1,8 – 3 [2]

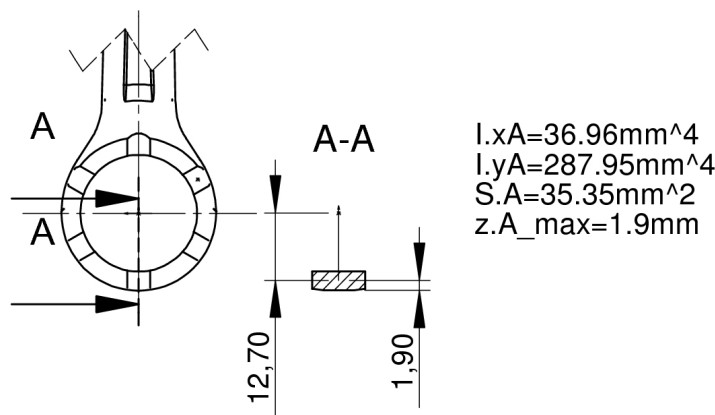
3.3.3 Pevnostní kontrola spodního oka ojnice

Z kapitoly 2.6.4.1

$$F_{o3-1-max} = 6042,20 N$$

$$F_{o3-1-min} = -2351,15 N$$

3.3.3.1 Průřez A-A



Obrázek 23 Horní oko ojnice (průřez A-A)

$I_{xA} = 36,96mm^4$	Hlavní kvadratický osový moment průřezu A-A k ose x
$I_{yA} = 387,88mm^4$	Hlavní kvadratický osový moment průřezu A-A k ose y
$S_A = 35,35mm^2$	Plocha průřezu A-A
$z_{A_max} = 1,8mm$	Maximální vzdálenost od těžiště průřezu A-A k okraji průřezu ve směru osy z
$r_2 = 12,8mm$	Poloměr polohy těžiště průřezu A-A
$\varphi_x = 30deg$	Úhel ukotvení dřívku
$\varphi_{xx} = 30$	Úhel ukotvení dřívku (bez rozměru, pro dosažení ve stupních)

Modul odporu v ohybu pro průřez A-A

$$W_{oA} = \frac{I_{xA}}{z_{A_max}} \quad W_{oA} = 19.45mm^3 \quad (83)$$

3.3.3.1.1 Namáhání na tah

Vnitřní vazbová síla v průřezu A-A [2] (169)

$$F_{nA} = -F_{o3_1min} (0,522 - 0,003 \cdot \psi_{xx}) \quad F_{nA} = 931.06N \quad (84)$$

Vnitřní vazbový moment v průřezu A-A [2] (170)

$$M_A = -F_{o3_1min} \cdot r_2 (0,0127 + 0,00083 \cdot \varphi_{xx}) \quad M_A = 1,43N.m \quad (85)$$

Největší napětí v krajním vlákně průřezu A-A [2] (171)

$$\sigma_A = \frac{M_A}{W_{oA}} + \frac{F_{nA}}{S_A} \quad \sigma_A = 99,92MPa \quad (86)$$

Dovolené napětí 100-200MPa [2]

3.3.3.1.2 Bezpečnost v průřezu A-A

Amplituda napětí (pulzační namáhání)

$$\sigma_{a_A} = \frac{\sigma_A - 0}{2} \quad \sigma_{a_A} = 49,96MPa \quad (87)$$

Střední napětí (pulzační namáhání)

$$\sigma_{m_A} = \frac{\sigma_A + 0}{2} \quad \sigma_{m_A} = 49,96MPa \quad (88)$$

$K_{\sigma A} = 1$ Součinitel vrubové koncentrace napětí pro průřez A-A

$\sigma_{\sigma A_1} = 0.8$ Součinitel vlivu absolutních rozměrů pro průřez A-A

$\sigma_{\sigma A_2} = 0.8$ Součinitel vlivu drsnosti povrchu pro průřez A-A

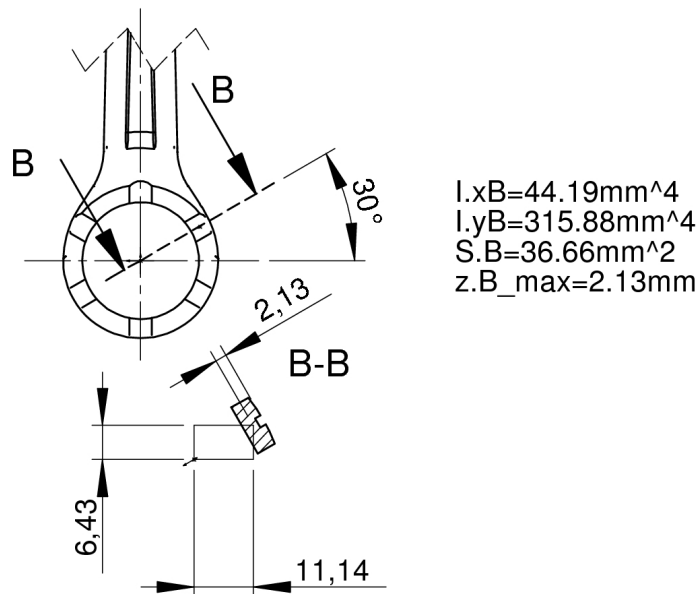
$\psi_{\sigma A} = 0.05$ Součinitel citlivosti k asymetrii cyklu pro průřez A-A

Bezpečnost v průřezu A-A [2] (30)

$$n_{\sigma A} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma A}}{\sigma_{\sigma A_1} \cdot \sigma_{\sigma A_2}} \cdot \sigma_{a_A} + \psi_{\sigma A} \cdot \sigma_{m_A}} \quad n_{\sigma A} = 3,72 \quad (89)$$

Dovolená míra bezpečnosti by měla být v rozmezí 2,5 až 5 [2]

3.3.3.2 Průřez B-B



Obrázek 24 Spodní oko ojnice (průřez B-B)

$$S_B = 36,66\text{mm}^2$$

Plocha průřezu B-B

$$I_{xB} = 44,19\text{mm}^4$$

Hlavní kvadratický osový moment k ose x

$$I_{yB} = 355,88\text{mm}^4$$

Hlavní kvadratický osový moment k ose y

$$z_{B_max} = 2,13\text{mm}$$

Maximální vzdálenost od průsečíku hlavních os průřezu ve směru osy z

Modul odporu v ohybu v průřezu B-B

$$W_{oB} = \frac{I_{xB}}{z_{B_max}}$$

$$W_{oB} = 20,75\text{mm}^3$$

(90)

3.3.3.2.1 Namáhání tahem

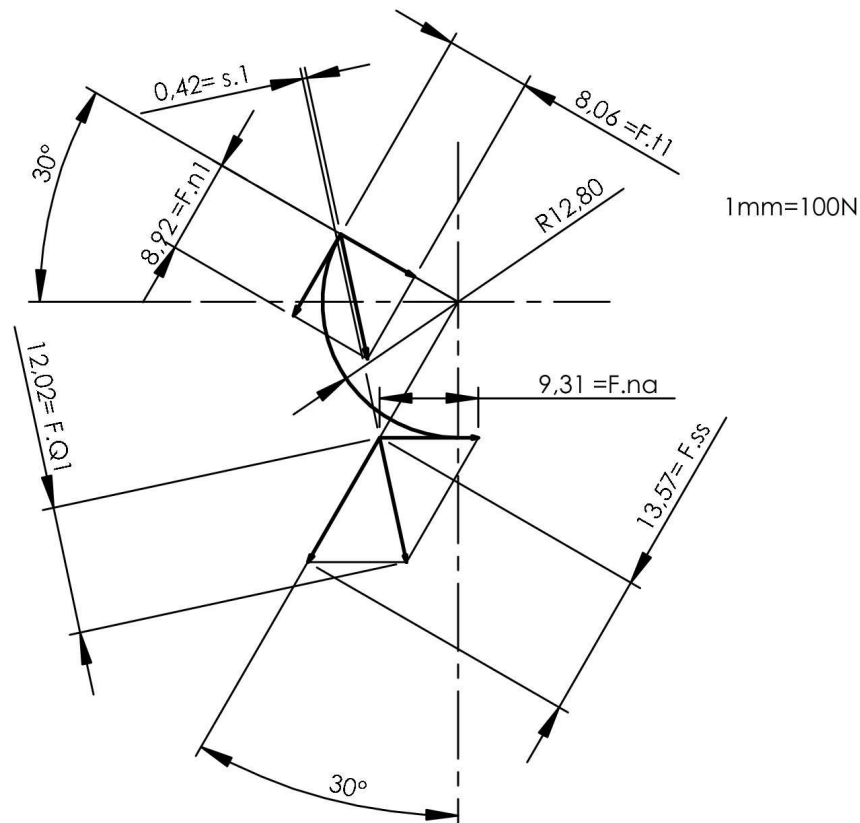
$\nu = 30\text{deg}$ Úhel odklonění reakce na spojitě zatížení vyvolané ojničným čepem

Reakce na spojitě zatížení vyvolané ojničným čepem [2] (174)

$$F_{ss} = -\frac{F_{o3-1_min}}{2 \cdot \cos(\nu)}$$

$$F_{ss} = 1357,44\text{N}$$

(91)



Obrázek 25 Grafické řešení rozkladu sil v průřezu B-B pro tah

Z grafického řešení:

$F_{Q1} = 1202N$	Silová výslednice způsobující ohybový moment v průřezu B-B vyvolaný tahem
$s_1 = 0,42mm$	Rameno ohybového momentu M_1
$F_{n1} = 892N$	Normálová síla v průřezu B-B vyvolaná tahem
$F_{t1} = 806N$	Tečná síla v průřezu B-B vyvolaná tahem

Ohybový moment průřezu B-B způsobený tahem

$$M_1 = -F_{Q1} \cdot s_1 \quad M_1 = -0.51N.m \quad (92)$$

Záporná hodnota, protože moment působí opačným směrem

Normálové napětí v průřezu B-B způsobené tahem

$$\sigma_{n1} = \frac{F_{n1}}{S_B} \quad \sigma_{n1} = 24,33MPa \quad (93)$$

Normálové napětí vyvolané momenty M_1, M_A [2] (178)

$$\sigma_{o1_B} = \frac{M_1 + M_A}{W_{oB}} \quad \sigma_{o1_B} = 44.66MPa \quad (94)$$

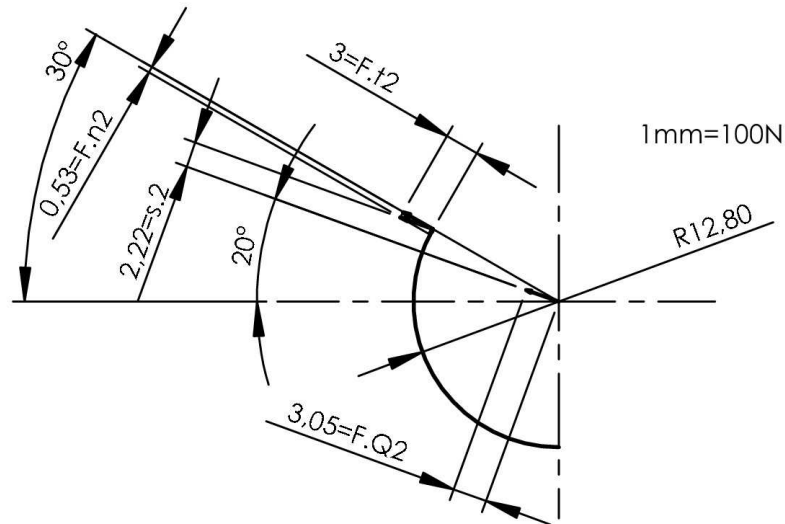
Tečné napětí v průřezu B-B

$$\tau_{t1} = \frac{F_{t1}}{S_B} \quad \tau_{t1} = 21,97 \text{ MPa}$$

3.3.3.2.2 Namáhání tlakem

Silová výslednice způsobující ohybový moment v průřezu B-B vyvolaný tahem [2] (180)

$$F_{Q2} = 0.54(\varphi_{xx} - 0,43) \cdot F_{o3-1_max} \quad F_{Q2} = 305,39 \text{ N} \quad (95)$$



Obrázek 26 Grafické řešení rozkladu sil v průřezu B-B pro tlak

Z grafického řešení:

$$\begin{aligned} s_2 &= 2,22 \text{ mm} && \text{Rameno ohybového momentu } M_2 \\ F_{n2} &= 53 \text{ N} && \text{Tečná síla v průřezu B-B vyvolaná tlakem} \\ F_{t2} &= -300 \text{ N} && \text{Tečná síla v průřezu B-B vyvolaná tlakem} \end{aligned}$$

Ohybový moment v průřezu B-B způsobený tlakem

$$M_2 = F_{Q2} \cdot s_2 \quad M_2 = 0,68 \text{ N.m}$$

Normálové napětí v průřezu B-B způsobené tlakem

$$\sigma_{n2} = \frac{F_{n2}}{S_B} \quad \sigma_{n2} = 1,48 \text{ MPa} \quad (96)$$

Normálové napětí vyvolané momentem M_2

$$\sigma_{o2_B} = \frac{M_2}{W_{oB}} \quad \sigma_{o2_B} = 32,68 \text{ MPa} \quad (97)$$

Tečné napětí v průřezu B-B způsobené tlakem

$$\tau_{t2} = \frac{F_{t2}}{S_B} \quad \tau_{t2} = -8,18 \text{ MPa} \quad (98)$$

3.3.3.2.3 Bezpečnost v průřezu B-B

Bezpečnost v ohybu a tlaku

Extrémní hodnoty ohybového napětí

$$\sigma_{oB_max} = \sigma_{n1} + \sigma_{o1_B} \quad \sigma_{oB_max} = 68,99MPa \quad (99)$$

$$\sigma_{oB_min} = \sigma_{n2} + \sigma_{o2_B} \quad \sigma_{oB_min} = 51,56MPa \quad (100)$$

Amplituda napětí

$$\sigma_{a_oB} = \frac{\sigma_{oB_max} - \sigma_{oB_min}}{2} \quad \sigma_{a_oB} = 17,43MPa \quad (101)$$

Střední napětí

$$\sigma_{m_oB} = \frac{\sigma_{oB_max} + \sigma_{oB_min}}{2} \quad \sigma_{m_oB} = 64,57MPa \quad (102)$$

$K_{\sigma B} = 1,5$ Součinitel vrubové koncentrace napětí pro průřez B-B

$\sigma_{\sigma B_1} = 0.8$ Součinitel vlivu absolutních rozměrů pro průřez B-B

$\sigma_{\sigma B_2} = 0.8$ Součinitel vlivu drsnosti povrchu pro průřez B-B

$\psi_{\sigma B} = 0.05$ Součinitel citlivosti k asymetrii cyklu pro průřez B-B

Bezpečnost v průřezu B-B [2] (30)

$$n_{\sigma B} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma B}}{\sigma_{\sigma B_1} \cdot \sigma_{\sigma B_2}} \cdot \sigma_{a_oB} + \psi_{\sigma B} \cdot \sigma_{m_oB}} \quad n_{\sigma B} = 6.91 \quad (103)$$

Bezpečnost ve smyku

Amplituda napětí

$$\tau_{a_oB} = \frac{\tau_{t1} - \tau_{t2}}{2} \quad \tau_{a_oB} = 15,09MPa \quad (104)$$

Střední napětí

$$\tau_{m_oB} = \frac{\tau_{t1} + \tau_{t2}}{2} \quad \tau_{m_oB} = 6,90MPa \quad (105)$$

$K_{\tau B} = 1,2$ Součinitel vrubové koncentrace napětí pro průřez B-B při smyku

$\sigma_{\tau B_1} = 0.8$ Součinitel vlivu absolutních rozměrů pro průřez B-B při smyku

$\sigma_{\tau B_2} = 0.85$ Součinitel vlivu drsnosti povrchu pro průřez B-B při smyku

$\psi_{\tau B} = 0.05$ Součinitel citlivosti k asymetrii cyklu pro průřez B-B při smyku

Bezpečnost ve smyku v průřezu B-B [2] (31)

$$n_{\tau B} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau B}}{\sigma_{\tau B_1} \cdot \sigma_{\tau B_2}} \cdot \tau_{a_oB} + \psi_{\tau B} \cdot \tau_{m_oB}} \quad n_{\tau B} = 5.64 \quad (106)$$

Celková bezpečnost [2] (35)

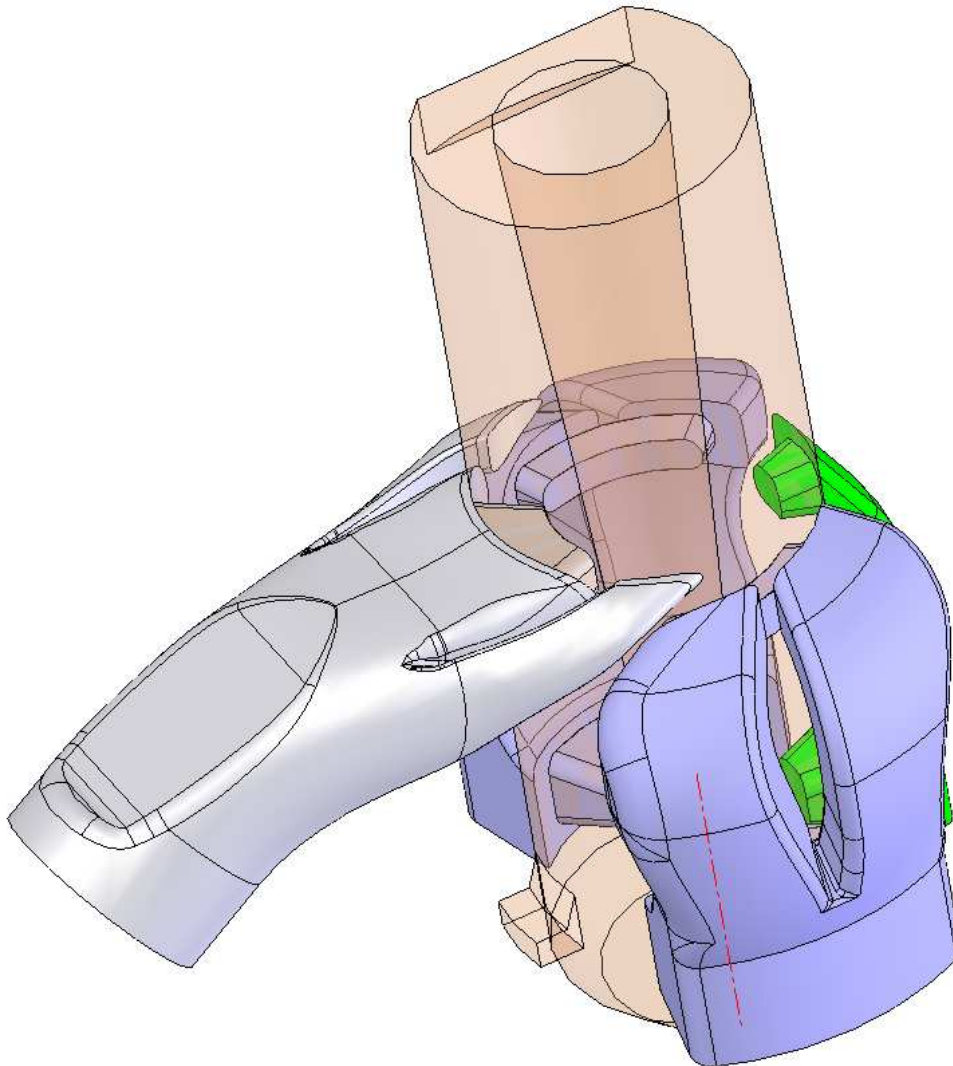
$$n_B = \frac{n_{\sigma B} \cdot n_{\tau B}}{\sqrt{n_{\sigma B}^2 + n_{\tau B}^2}} \quad n_B = 4,37 \quad (107)$$

Dovolená míra bezpečnosti by měla být v rozmezí 2,5 až 5 [2]

4 NÁVRH TECHNOLOGIE VÝROBY VÁLCE

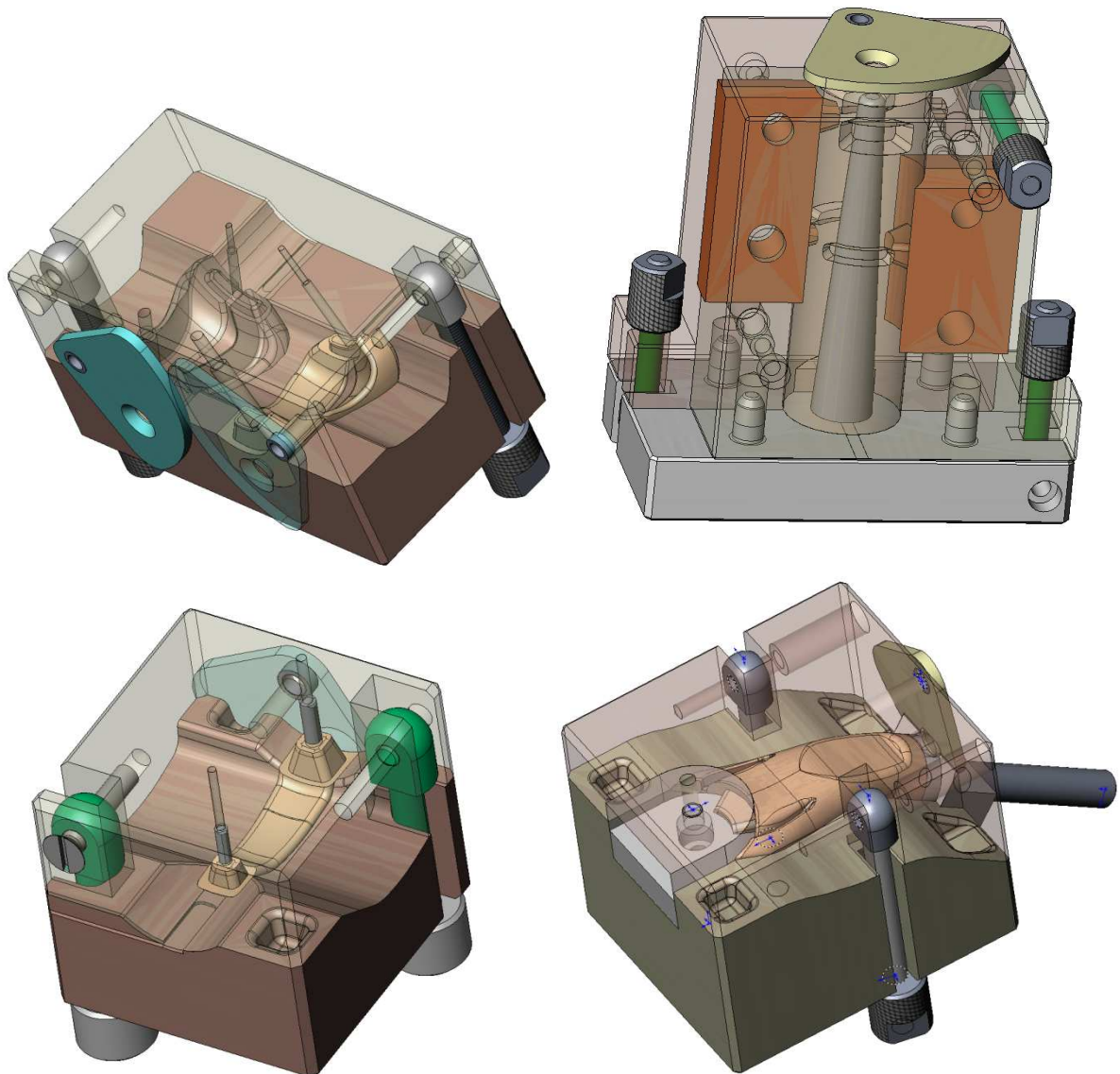
Válec nového motoru bude vyráběn metodou přesného lití. Také z tohoto důvodu byly jednotlivé kanály vytvořeny jako samostatné modely.

Ke každému modelu byly přidány přídatky a zámky, které umožní složení sestavy voskových kanálů do jednoho celku. Tato sestava je zobrazena na obrázku 27.



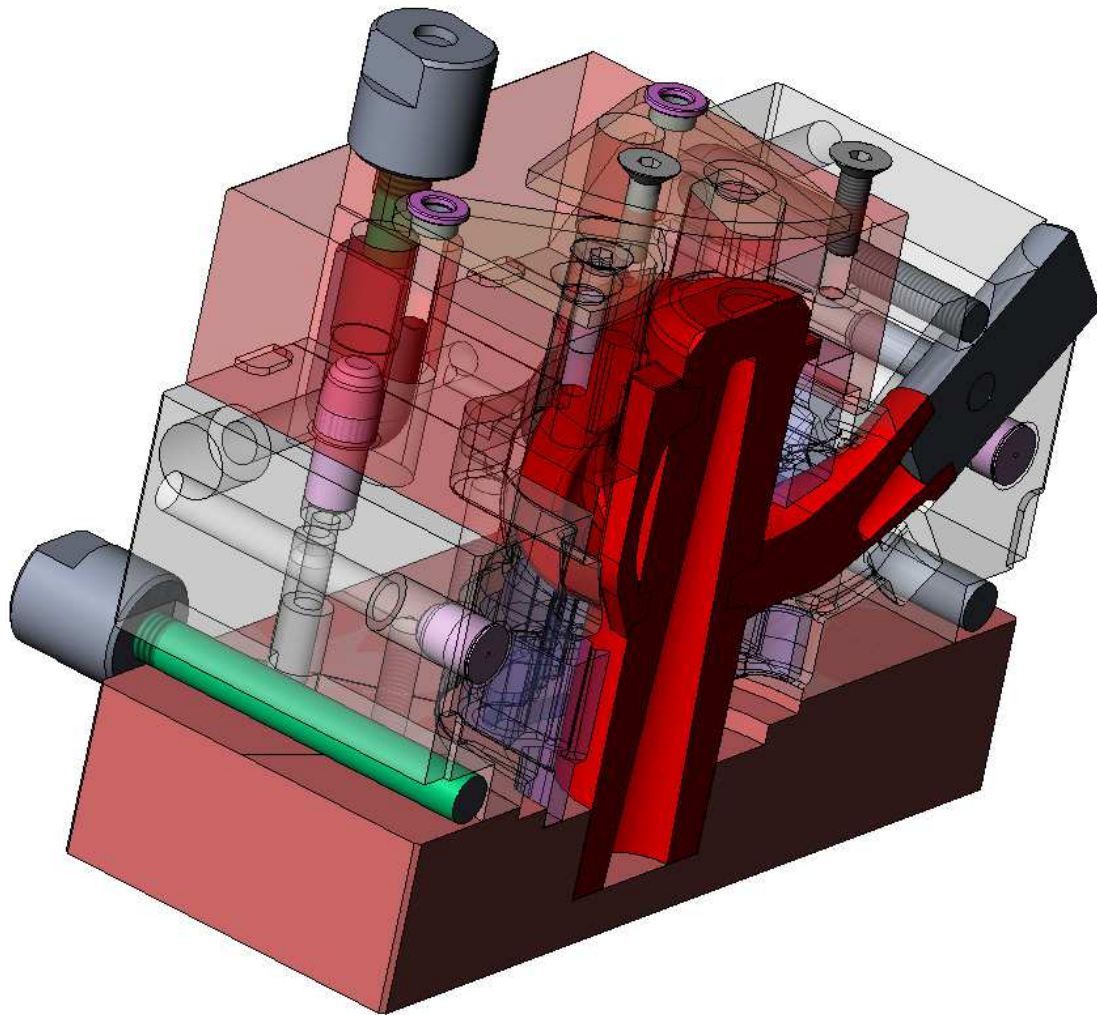
Obrázek 27 Sestava voskových kanálů

Pro každý model byla zkonstruována forma pro výrobu z vosku. Při konstrukci formy je nezbytné, aby dutina formy byla o 1 % větší než dutina modelu válce, která odpovídá příslušnému kanálu. Je to dáno tím, že hliníková slitina, jež bude použita při odlití samotného válce má smrštění 1 %.



Obrázek 28 Modely forem pro voskové kanály

Následujícím krokem bylo odlítí válce z vosku. Vnější tvar válce a dutiny chladící kapaliny zůstal pro výrobu prototypu stejný s původním motorem. Je zřejmé, že nový válec musí být o 7.5 mm vyšší než původní, což vychází z návrhového výkresu příloha 1. Toho bylo jednoduše docíleno zkonstruováním nové spodní a horní části stávající formy. Je důležité si uvědomit, že vnější tvar formy je, stejně jako voskové kanály a voskové dutiny chladící kapaliny, o 1 % větší. Před samotným litím voskového válce do formy již upraveného vnějšího tvaru bude do této formy vložena sestava voskových kanálů a sestava voskových dutin chladící kapaliny. Po odlití bude voskový válec skládající se ze dvou druhů vosků ponořen do rozpouštěcí kapaliny, ve které se vyplaví voskové kanály a voskové dutiny chladící kapaliny.

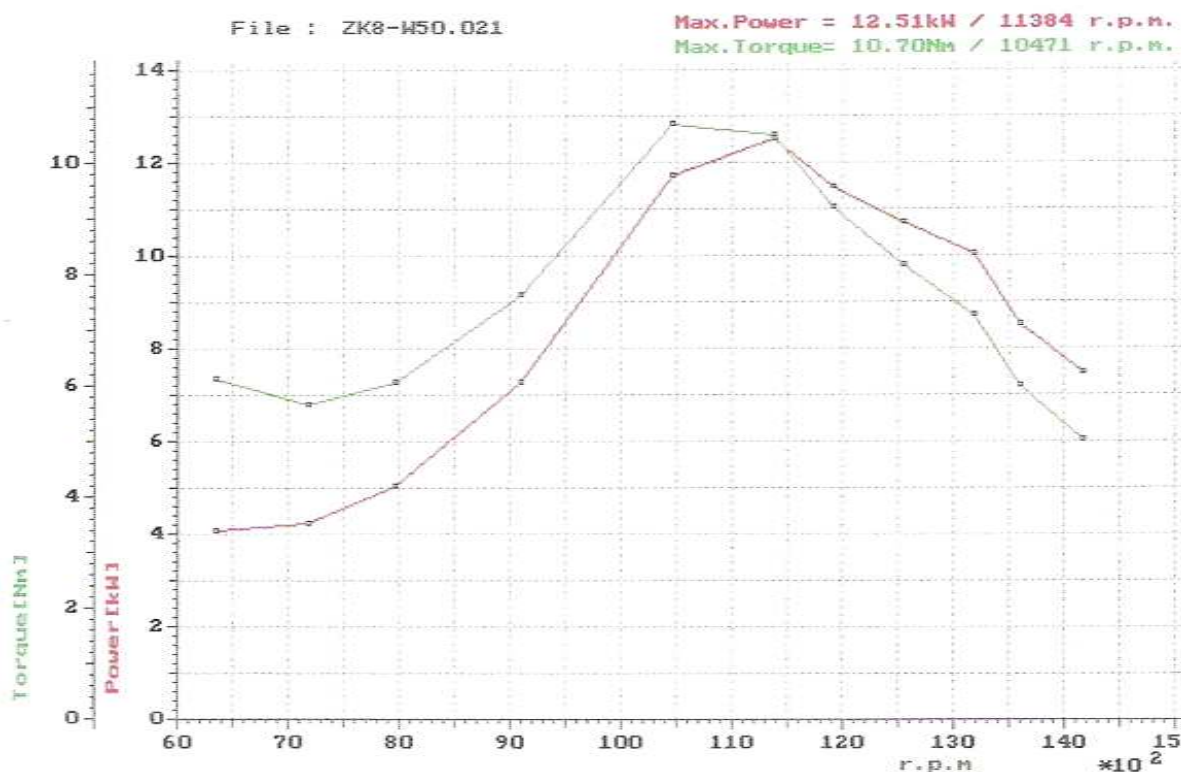


Obrázek 29 Řez formou na voskový válec (červeně jsou zobrazeny nové součást)

Voskový válec, který je tedy o 1% větší než budoucí finální produkt, se bude namáčet do keramické lázně, která po zaschnutí vytvoří formu, do které se nalije tekutá hliníková slitina. Lití hliníkové slitiny do formy ovšem bude předcházet zahřátí keramické formy a vylití rozpuštěného voskového válce. Po vychladnutí bude mít polotovar válce požadované rozměry a bude připraven na opracování a povrchovou úpravu NIKASIL.

5 ZÁVĚR

Ze skutečné otáčkové charakteristiky prototypového motoru W50, naměřené na motorové brzdě Power Tester JAROŠ Brno, je zřejmé, že prototypový motor splnil očekávání a v maximálních otáčkách dosáhl výkonu 12,51 kW neboli 17 hp. To je o 0,79 kW méně než byl požadavek zadání. Odchylna je v největší míře zřejmě způsobena tím, že prototypový motor byl testován s výfukem konstruovaným pro objem válce 40 ccm. Další zvyšování výkonu na hodnoty odpovídající zadání je předmětem dalšího vývoje, kterým se tento diplomový projekt již nezabývá. Tento vývoj se bude soustředit především na konstrukci nového výfuku a odlehčení klikového mechanismu. Z otáčkové charakteristiky je zřejmé, že maximální výkon byl dosažen v otáčkách nižších než jsou otáčky odpovídající zadání tohoto diplomového projektu. Z toho vyplývá, že budoucí navýšený výkon může být dosažen při 12 500 ot/min, pro které byla vypracována pevnostní kontrola.



Graf 9 Výstup z měřicího zařízení POWER TESTER Jaroš Brno

Z rozboru sil klikového mechanismu lze konstatovat, že dvoudobý motor není únavově tak namáhán, jako motor čtyřdobý. Je to především způsobeno tahovým napětím v ojnici, které u dvoudobého motoru nedosahuje takových záporných hodnot jako u motoru čtyřdobého. U dvoudobého motoru totiž setrvačným silám vždy brání tlak plynu ve spalovacím prostoru. Naproti tomu je primární síla, způsobená tlakem ve spalovacím prostoru, v oblasti za horní úvratí navyšována silou od podtlaku v klikové skříni. Tento proces ale nemá na kladné výsledné síly zdaleka tak zásadní vliv, jako vliv tlaku ve spalovacím prostoru na setrvačné síly.

Dle pevnostního výpočtu jsou komponenty vyrobené společností Barikit pro výrobu motoru W50 zcela použitelné, protože míry bezpečnosti únavového namáhání a dovolená

napětí byly téměř vždy v mezích, které udává literatura [2]. Mírné převýšení hodnoty dovoleného napětí bylo odhaleno při výpočtu měrného tlaku mezi pístním čepem a oky v pístu. Tato hodnota ale byla vzhledem ke sportovnímu charakteru motoru tolerována.

Součástí diplomového projektu je také návrh technologie výroby válce. Válec bude sériově vyráběn metodou přesného lití. Cílem návrhu technologie byla především konstrukce forem pro voskové kanály a formy pro voskový válec. Formy byly podrobeny důkladné analýze úkosu v aplikaci SOLIDWORKS, aby bylo jisté, že voskové součásti bude možné po odlití vyjmout z formy.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

Základní literární prameny:

- [1] Jaroš, K.: Spalovací motory III, konstrukce
- [2] Rauscher, R.: Ročníkový projekt
- [3] Vykoukal, R.: Dvoudobé motory vozidlové

Dokumentace k motoru o zdvihovém objemu 40 ccm

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$m.s^{-2}$	Zrychlení pístu
a ₁	-	Součinitel úhlu zakotvení oka v dříku 1
a ₂	-	Součinitel úhlu zakotvení oka v dříku 2
a _{konst}	-	Konstanta potřebná pro výpočet ojnice na vzpěr
a _o	mm	Šířka ojnicního oka zmenšená o dvojnásobek šířky sražení
b	mm	Vzdálenost mezi nálitky v pístu pro pístní čep zvětšená o dvojnásobek zkosení hrany otvoru pro pístní čep
c _s	$m.s^{-1}$	Střední pístová rychlost
D	mm	Vrtání válce
d	mm	Vnitřní průměr horního oka ojnice
D ₀	mm	Vnější průměr horního oka ojnice
d _a	mm	Vnější průměr pístního čepu
d _i	mm	Vnitřní průměr pístního čepu
E ₀	MPa	Youngův modul (modul pružnosti v tahu)
F _c	N	Silová výslednice ve směru osy válce na pístním čepu
F _{c1}	N	Silová výslednice ve směru osy válce působící na píst v místě čepu
F _{c2}	N	Silová výslednice ve směru osy válce v průřezu II-II
F _{c3}	N	Silová výslednice ve směru osy válce v průřezu III-III
F _{cp}	N	Celková síla ve směru osy válce
F _n	N	Boční síla na píst
F _{n1}	N	Normálová síla v průřezu B-B vyvolaná tahem
F _{n2}	N	Normálová síla v průřezu B-B vyvolaná tlakem
F _{nA}	N	Normálová síla v průřezu A-A
F _{nos}	N	Normálová síla vnitřního účinku průřezu 0-0 vyvolaná tahovou silou
F _{ns}	N	Normálová síla v průřezu I-I vyvolaná tahovou silou
F _{nt}	N	Normálová síla v průřezu I-I vyvolaná tlakovou silou
F _{o1}	N	Síla přenášená pístním čepem na ojnici
F _{o1_1}	N	Síla přenášená pístním čepem na píst
F _{o1_2}	N	Síla přenášená ojnici v průřezu II-II
F _{o1_3}	N	Síla přenášená ojnici v průřezu III-III
F _{o2}	N	Síla přenášená ojnici
F _{o3_1}	N	Celková síla ve směru ojnice působící na spodní oko ojnice
F _{od}	N	Odstředivá síla rotačních částí ojnice
F _{od_1}	N	Odstředivá síla rotačních částí ojnice nezahrnující spodní víko ojnice
F _{od_oj1}	N	Odstředivá síla rotačních částí ojnice nezahrnující spodní víko ojnice, převedená do směru ojnice

F_p	N	Primární síla způsobená tlakem při expanzi ve válci
F_{Q1}	N	Silová výslednice způsobující ohybový moment v průřezu B-B vyvolaný tahem
F_{Q2}	N	Silová výslednice způsobující ohybový moment v průřezu B-B vyvolaný tahem
F_r	N	Radiální síla (složka síly od ojnice)
F_R	N	Celková radiální síla
F_s	N	Sekundární setrvačné síly na pístním čepu
F_{s1}	N	Sekundární setrvačná síla od pístní skupiny nezahrnující hmotnost pístního čepu
F_{s2}	N	Sekundární setrvačná síla od pístní skupiny a části ojnice nad průřezem II-II
F_{s3}	N	Sekundární setrvačná síla od pístní skupiny a části ojnice nad průřezem III-III
F_{sp}	N	Setrvačná síla posuvných částí včetně posuvných částí ojnice
F_{SS}	N	Reakce na spojitě zatížení vyvolané ojničným čepem
F_t	N	Celková tangenciální síla
F_{t1}	N	Tečná síla v průřezu B-B vyvolaná tahem
F_{t2}	N	Tečná síla v průřezu B-B vyvolaná tlakem
h_1	mm	Výška příčného průřezu horního oka ojnice
i	mm	Poloměr setrvačnosti průřezu III-III
I_{x_A}	mm ⁴	Hlavní osový kvadratický moment průřezu A-A k ose x
I_{x_B}	mm ⁴	Hlavní osový kvadratický moment průřezu B-B k ose x
$I_{x_{II}}$	mm ⁴	Hlavní osový kvadratický moment průřezu II-II k ose x
I_{y_A}	mm ⁴	Hlavní osový kvadratický moment průřezu A-A k ose y
I_{y_B}	mm ⁴	Hlavní osový kvadratický moment průřezu B-B k ose y
$I_{y_{II}}$	mm ⁴	Hlavní osový kvadratický moment průřezu II-II k ose y
J_1	-	Parametr zakotvení oka v dřívku
k	-	Zdvihový poměr
K_x	-	Součinitel vlivu ohybového napětí k ose x pro průřez III-III
K_y	-	Součinitel vlivu ohybového napětí k ose y pro průřez III-III
$K_{\sigma A}$	-	Součinitel vrubové koncentrace napětí pro průřez A-A
$K_{\sigma B}$	-	Součinitel vrubové koncentrace napětí pro průřez B-B
$K_{\sigma I}$	-	Součinitel vrubové koncentrace napětí pro průřez I-I
$K_{\sigma II}$	-	Součinitel vrubové koncentrace napětí pro průřez II-II
$K_{\sigma III}$	-	Součinitel vrubové koncentrace napětí pro průřez III-III
$K_{\tau B}$	-	Součinitel vrubové koncentrace napětí pro průřez B-B při smyku
l	mm	Délka ojnice
l_c	mm	Délka pístního čepu zmenšená o dvojnásobek sražení
L_{pl}	mm	Nosná délka pláště pístu

M_1	N.m	Ohybový moment v průřezu B-B způsobený tahem
M_2	N.m	Ohybový moment v průřezu B-B způsobený tlakem
m_A	kg	Redukovaná hmotnost posuvných částí ojnice
M_A	N.m	Moment vnitřního účinku v průřezu A-A
m_B	kg	Redukovaná hmotnost rotačních částí ojnice
m_{B_c}	kg	Hmotnost spodního víka ojnice
M_k	N.m	Kroutící moment na zalomení klikové hřídele
M_{o1}	N.m	Ohybový moment namáhající pístní čep
m_{oj2}	kg	Hmotnost části ojnice nad průřezem II-II
m_{oj3}	kg	Hmotnost části ojnice nad průřezem III-III
m_{ol}	kg	Hmotnost ojnicního ložiska
M_{Os}	N.m	Moment vnitřního účinku průřezu 0-0 vyvolaný tahovou silou
m_{p_cep}	kg	Hmotnost pístního čepu
m_{pist}	kg	Hmotnost pístní skupiny
M_s	N.m	Ohybový moment v průřezu I-I vyvolaný tahovou silou
M_t	N.m	Ohybový moment v průřezu I-I vyvolaný tlakovou silou
m_{vyvaz}	kg	Hmotnost vývažku
n	min^{-1}	Jmenovité otáčky motoru
n_B	-	Celková míra bezpečnosti v průřezu B-B
n_v	-	Počet válců
n_{vz}	-	Míra bezpečnosti při vzpěru průřezu III-III
$n_{\sigma A}$	-	Míra bezpečnosti v průřezu A-A
$n_{\sigma B}$	-	Míra bezpečnosti v ohybu průřezu B-B
$n_{\sigma I}$	-	Míra bezpečnosti v průřezu I-I
$n_{\sigma II}$	-	Míra bezpečnosti v průřezu II-II
$n_{\sigma III}$	-	Míra bezpečnosti v průřezu III-III
$n_{\tau B}$	-	Míra bezpečnosti ve smyku v průřezu B-B
P_e	kW	Efektivní výkon motoru
p_e	MPa	Střední efektivní tlak
p_{kl}	MPa	Tlak v klikové skříni
P_l	kW	Litrový výkon
p_{max}	MPa	Maximální tlak ve válci
p_o	MPa	Měrný tlak mezi pístním čepem a ložiskem oka ojnice
p_p	MPa	Měrný tlak mezi pístním čepem a oky v pístu
p_{pl}	MPa	Měrný tlak na plášti pístu
r	mm	Poloměr kliky
r_1	mm	Poloměr těžiště příčného průřezu horního oka ojnice
r_2	mm	Poloměr polohy těžiště průřezu A-A

r_d	mm	Poloměr vetknutí desky nahrazující dno pístu
s	m	Dráha pístu
s_1	mm	Rameno momentu M_1
s_1	mm	Rameno momentu M_2
S_A	mm ²	Plocha průřezu A-A
S_B	mm ²	Plocha průřezu B-B
S_{oII}	mm ²	Plocha průřezu II-II
S_{oIII}	mm ²	Plocha průřezu III-III
S_P	mm ²	Plocha minimálního příčného průřezu pístu
S_{sp}	mm ²	Plocha dna pístu
V	mm ³	Zadaný zdvihový objem
v	m.s ⁻¹	Rychlost pístu
$V_{expanze}$	m ³	Okamžitý objem spalovacího prostoru v oblasti expanze
V_k	mm ³	Kompresní objem motoru 50 ccm
V_{k1}	mm ³	Kompresní objem motoru 40 ccm
$V_{komprese}$	m ³	Okamžitý objem spalovacího prostoru v oblasti komprese
v_v	mm	Výška výfukového kanálu
V_z	mm ³	Skutečný zdvihový objem motoru 50 ccm
V_{z1}	mm ³	Skutečný zdvihový objem motoru 40 ccm
W_{o1}	mm ³	Průřezový modul v ohybu pístního čepu
W_{oA}	mm ³	Průřezový modul v ohybu pro průřez A-A
Z	mm	Zdvih pístu
Z_{A_max}	mm	Maximální vzdálenost od těžiště průřezu A-A po okraj průřezu ve směru osy z
Z_{B_max}	mm	Maximální vzdálenost od těžiště průřezu B-B po okraj průřezu ve směru osy z
$\alpha_{expanze}$	deg	Natočení kliky v oblasti expanze
$\alpha_{komprese}$	deg	Natočení kliky v oblasti komprese
δ	mm	Tloušťka dna pístu
ε	-	Kompresní poměr
λ	-	Klikový poměr
σ_{-1}	MPa	Mez únavy pro ohybové namáhání
σ_A	MPa	Největší napětí v krajním vlákně průřezu A-A
σ_{a_o1}	MPa	Amplituda napětí v průřezu I-I
σ_{a_oA}	MPa	Amplituda napětí v průřezu A-A
σ_{a_oB}	MPa	Amplituda napětí v průřezu B-B
σ_{a_oII}	MPa	Amplituda napětí v průřezu II-II
σ_{a_oIII}	MPa	Amplituda napětí v průřezu III-III
σ_{as}	MPa	Napětí v průřezu I-I vyvolané tlakem

σ_{at}	MPa	Tlakové napětí průřezu I-I vyvolané tahem
σ_e	MPa	Napětí na mezi kluzu ojnice
σ_{KR}	MPa	Kritické napětí při vzpěru průřezu III-III
σ_{m_oI}	MPa	Střední napětí v průřezu I-I
σ_{m_oA}	MPa	Střední napětí v průřezu A-A
σ_{m_oB}	MPa	Střední napětí v průřezu B-B
σ_{m_oII}	MPa	Střední napětí v průřezu II-II
σ_{m_oIII}	MPa	Střední napětí v průřezu III-III
σ_{n1}	MPa	Normálové napětí v průřezu B-B při zatížení ojnice tahem
σ_{n2}	MPa	Normálové napětí v průřezu B-B při zatížení ojnice tlakem
σ_o	MPa	Ohybové napětí pro ohybovou desku
σ_{o1}	MPa	Ohybové napětí v písním čepu
σ_{o1_B}	MPa	Ohybové napětí v průřezu B-B při zatížení ojnice tahem
σ_{o2_B}	MPa	Ohybové napětí v průřezu B-B při zatížení ojnice tlakem
σ_{oB}	MPa	Součtové napětí ohybového a normálového napětí v průřezu B-B
σ_{oII}	MPa	Napětí v průřezu II-II
σ_{oIII}	MPa	Napětí v průřezu III-III
σ_{po}	MPa	Mez pevnosti ojnice
σ_{tl}	MPa	Tlakové napětí v příčném průřezu pístu
σ_{tl_1}	MPa	Tlaková síla v průřezu III-III bez ohledu na vzpěr
$\sigma_{\sigma A_1}$	-	Součinitel vlivu absolutních rozměrů pro průřez A-A
$\sigma_{\sigma A_2}$	-	Součinitel vlivu drsnosti povrchu pro průřez A-A
$\sigma_{\sigma B_1}$	-	Součinitel vlivu absolutních rozměrů pro průřez B-B
$\sigma_{\sigma B_2}$	-	Součinitel vlivu drsnosti povrchu pro průřez B-B
$\sigma_{\sigma I_1}$	-	Součinitel vlivu absolutních rozměrů pro průřez I-I
$\sigma_{\sigma I_2}$	-	Součinitel vlivu drsnosti povrchu pro průřez I-I
$\sigma_{\sigma II_1}$	-	Součinitel vlivu absolutních rozměrů pro průřez II-II
$\sigma_{\sigma II_2}$	-	Součinitel vlivu drsnosti povrchu pro průřez II-II
$\sigma_{\sigma III_1}$	-	Součinitel vlivu absolutních rozměrů pro průřez III-III
$\sigma_{\sigma III_2}$	-	Součinitel vlivu drsnosti povrchu pro průřez III-III
$\sigma_{\tau B_1}$	-	Součinitel vlivu absolutních rozměrů pro průřez B-B při smyku
$\sigma_{\tau B_2}$	-	Součinitel vlivu drsnosti povrchu pro průřez B-B při smyku
τ	-	Taktnost
$\tau_{_1}$	MPa	Mez únavy pro smykové namáhání ojnice
τ_1	MPa	Smykové napětí v písním čepu
τ_{a_oB}	MPa	Amplituda smykového napětí v průřezu B-B
τ_{m_oB}	MPa	Střední smykové napětí v průřezu B-B
$\tau_{\tau 1}$	MPa	Smykové napětí v průřezu B-B při zatížení ojnice tahem

$\tau_{\tau 2}$	MPa	Smykové napětí v průřezu B-B při zatížení ojnice tlakem
υ	deg	Úhel odklonění reakce na spojitě zatížení vyvolané ojnicím čepem
Ψ_x	deg	Úhel ukotvení dřívku do spodního oka ojnice
Ψ_{xx}	-	Úhel ukotvení dřívku do spodního oka ojnice
$\Psi_{\sigma A}$	-	Součinitel citlivosti k asymetrii cyklu pro průřez A-A
$\Psi_{\sigma B}$	-	Součinitel citlivosti k asymetrii cyklu pro průřez B-B
$\Psi_{\sigma I}$	-	Součinitel citlivosti k asymetrii cyklu pro průřez I-I
$\Psi_{\sigma II}$	-	Součinitel citlivosti k asymetrii cyklu pro průřez II-II
$\Psi_{\sigma III}$	-	Součinitel citlivosti k asymetrii cyklu pro průřez III-III
$\Psi_{\tau B}$	-	Součinitel citlivosti k asymetrii cyklu pro průřez B-B při smyku
ω	Hz	Úhlová rychlost

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1 Návrhový výkres
- Příloha 2 Trajektorie ojnice
- Příloha 3 Výrobní výkres pístu
- Příloha 4 Výrobní výkres ojnice
- Příloha 5 Výrobní výkres válce
- Příloha 6 Výrobní výkres hlavy válce
- Příloha 7 Výrobní výkres pravé kliky
- Příloha 8 Výrobní výkres levé kliky
- Příloha 9 Model formy pro výfukový kanál
- Příloha 10 Model formy pro boční přepouštěcí kanály
- Příloha 11 Model formy pro čelní přepouštěcí kanál
- Příloha 12 Model formy pro středový válec
- Příloha 13 Model formy vnějšího tvaru válce