

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera

# **Pohonné ústrojí malého motocyklu**

David Exner

**Bakalářská práce**

2017



## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **David Exner**  
Osobní číslo: **D13294**  
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**  
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**  
Název tématu: **Pohonné ústrojí malého motocyklu**  
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Student bude postupovat dle osnovy níže

1. Úvod
2. Princip dvoudobého motoru
3. Základní konstrukční parametry
4. Klikové ústrojí
5. Pevné části motoru
6. Pohyblivé části motoru
7. Další části pohonného ústrojí
8. Výpočetní program
9. Závěr

a bude dodržovat zásady pro zpracování závěrečných prací.

Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**

Rozsah pracovní zprávy: **30 - 40 stran textu a přílohy**

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

**TESAŘ, Miroslav a Ivo ŠEFČÍK. Konstrukce vozidlových spalovacích motorů. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-550-1.**

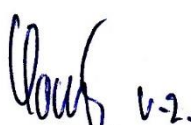
**JILEK, Petr a Jan POKORNÝ. Úvod do spalovacích motorů. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2013. ISBN 978-80-7395-743-8.**

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Petr Jilek, DiS.**

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání bakalářské práce: **15. února 2017**

Termín odevzdání bakalářské práce: **2. června 2017**

  
doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.  
děkan

L.S.

  
doc. Ing. Michael Lata, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2017

## **Prohlášení**

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 9/2012, bude práce zveřejněna v Univerzitní knihovně a prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

Tato bakalářská práce byla realizována s využitím technologií Výukového a výzkumného centra v dopravě.

V Pardubicích dne 2. 6. 2017

David Exner

## **Poděkování**

Rád bych touto cestou poděkoval svému vedoucímu práce panu Ing. Petru Jílkovi, DiS. za jeho vstřícný přístup, ochotu, cenné rady a věnovaný čas při zpracovávání této bakalářské práce a dále všem kantorům Dopravní fakulty Jana Pernera za znalosti a zkušenosti, které předávají studentům.

Další velké poděkování bych chtěl věnovat celé své rodině za motivaci a podporu při studiu na vysoké škole.

Poděkování si zaslouží i přátelé a kamarádi, které jsem měl možnost v průběhu studia poznat.

## **ANOTACE**

Tato bakalářská práce se zabývá pohonným ústrojím malého motocyklu Jawa 50. V úvodu je popsán vybraný motocykl a vysvětlena činnost dvoudobého motoru. Hlavní část práce obsahuje výpočty základních konstrukčních parametrů motoru a jeho jednotlivých částí, spojky a převodovky. Na závěr je práce doplněna o jednoduchý program a dosažené výsledky jsou shrnuty.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

motocykl, konstrukce, válec, píst, ojnice, klikový hřídel, motor, spojka, převodovka, výfuk, karburátor, program

## **TITLE**

Driving apparatus of minor motorcycle

## **ANNOTATION**

This bachelor thesis is about driving apparatus of a minor motorcycle Jawa 50. In the beginning, the chosen type of motorcycle is described and the procedure of a two-stroke engine is explained. The main part of the work contains calculations of basic construction parameters of an engine and its individual parts, clutch and gearbox. In conclusion, the work is completed with a simple program and reached results are evaluated.

## **KEYWORDS**

motorcycle, construction, cylinder, piston, connecting rod, crankshaft, engine, clutch, gearbox, exhaust, carburetor, program

## **OBSAH**

1	ÚVOD.....	10
2	PRINCIP DVOUDOBÉHO MOTORU.....	12
3	ZÁKLADNÍ KONSTRUKČNÍ PARAMETRY .....	14
3.1	Základní hodnoty a parametry .....	14
3.2	Dopočítané hodnoty .....	14
4	KLIKOVÉ ÚSTROJÍ.....	17
4.1	Kinematika klikového ústrojí.....	17
4.1.1	Dráha pístu.....	17
4.1.2	Rychlost pístu .....	17
4.1.3	Zrychlení pístu.....	18
4.2	Síly působící v klikovém ústrojí .....	19
4.3	Vyvážení klikového hřídele .....	20
4.4	Vycentrování klikového hřídele.....	21
5	PEVNÉ ČÁSTI MOTORU.....	22
5.1	Válec .....	22
5.2	Hlava válce.....	24
5.3	Kliková skříň.....	24
6	POHYBLIVÉ ČÁSTI MOTORU .....	25
6.1	Pístová skupina.....	25
6.1.1	Píst.....	25
6.1.2	Pístní kroužky .....	29
6.1.3	Pístní čep .....	31
6.1.4	Pojistka pístního čepu.....	33
6.2	Ojnice .....	34
6.3	Klikový hřídel .....	36
7	DALŠÍ ČÁSTI POHONNÉHO ÚSTROJÍ .....	38
7.1	Příslušenství motoru.....	38
7.1.1	Karburátor.....	38
7.1.2	Výfuk.....	39
7.2	Spojka.....	41
7.3	Převodovka.....	43
8	VÝPOČETNÍ PROGRAM.....	45



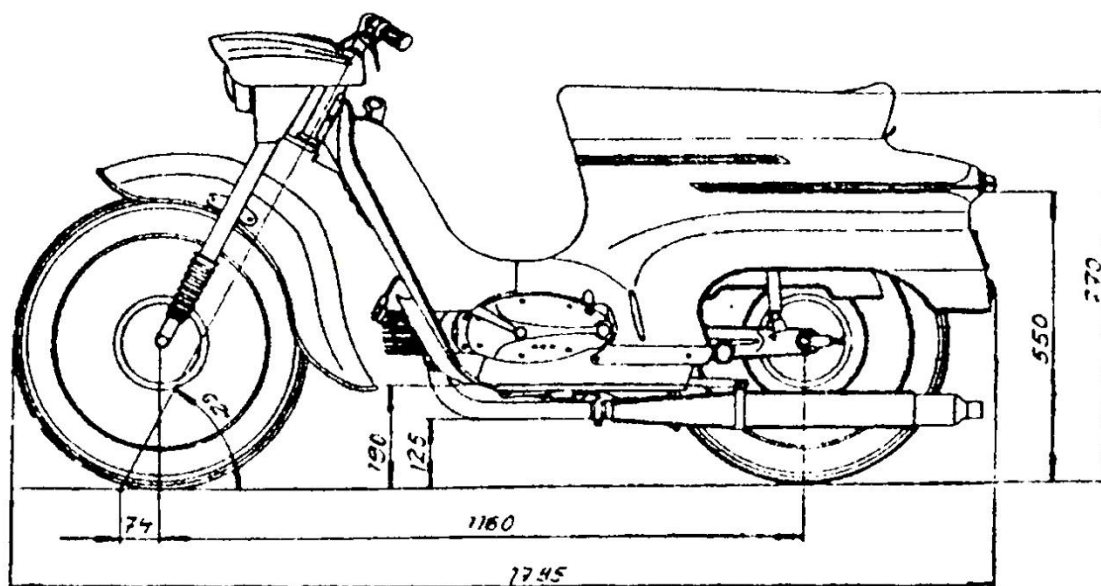
9	ZÁVĚR .....	47
	POUŽITÁ LITERATURA .....	48
	SEZNAM TABULEK A GRAFŮ .....	50
	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	51
	SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ .....	52
	SEZNAM PŘÍLOH.....	57

## 1 ÚVOD

V polovině padesátých let 20. století začala sériová výroba motocyklů značky Jawa s motorem o objemu do 50 cm<sup>3</sup>. Cílem tehdejších konstruktérů bylo navrhnout maloobjemový motocykl pro širokou veřejnost. Vlastní myšlenka vytvořit něco podobného vznikala již po II. světové válce. Tehdy se ale většinou jednalo o jednodušší motokola se šlapadly. Během produkce v Považských strojárnách n. p. Považská Bystrica motocykl doznal několika drobných konstrukčních úprav. Od zahájení výroby se záhy všechny typy rozšířily mezi obyvatelstvo tehdejšího Československa a vozidlo sloužilo jako dopravní prostředek do školy, zaměstnání či za zábavou.

Dnes takovému motocyklu říkáme mokik (motocykl s nožním spouštěčem) a řídit ho na pozemních komunikacích mohou vlastníci řidičského oprávnění minimálně skupiny A1. Na silnici ho potkáme dnes již jen zřídka. Nicméně pro dopravu například na vesnici se stále jeví jako velmi dobrý dopravní prostředek díky své geniální jednoduchosti a opravitelnosti, kterou zvládne každý zručnější člověk. Po více než čtvrtstoletí od skončení výroby se ale opět vrací v podobě závodního motocyklu. Závody tzv. padesátek (rozdělené na silniční a terénní) se staly v poslední době u nás velice oblíbenými.

V dalších kapitolách bude věnována pozornost typu 20 (21). Typ 23 Mustang měl naprosto identický motor a převodovku jako tyto kapotované oskútrované verze.



Obrázek č. 1 Dvousedadlový malý motocykl Jawa 50 Pionýr [7]

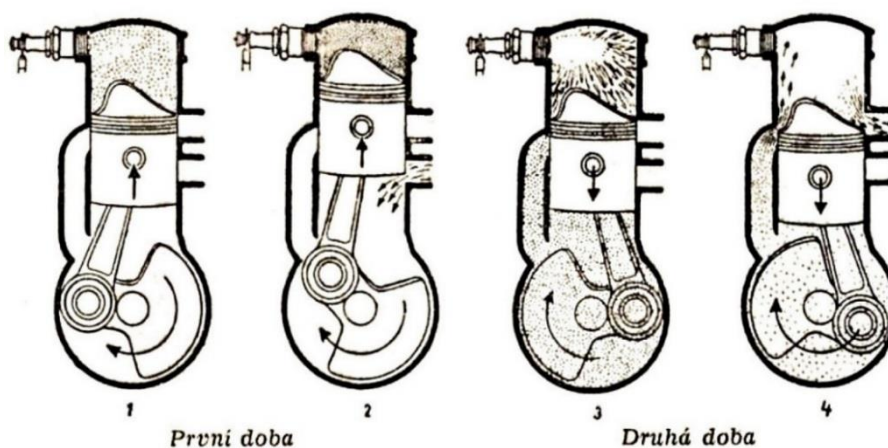
### **Cílem práce je:**

- Představit vybraný malý motocykl
- Zjednodušeně vysvětlit princip činnosti dvoudobého motoru
- Stanovit vybrané parametry motoru dopočítáním hodnot
- Konstrukčně analyzovat pevné a pohyblivé díly sériového motocyklového motoru
- Provést zjednodušeně kontrolní pevnostní výpočty některých pevných a pohyblivých částí motoru
- Vytvořit výpočetní program

## 2 PRINCIP DVOUDOBÉHO MOTORU

Pístový spalovací motor je tepelný stroj, v němž se chemická energie mění na mechanickou práci. Podle pracovního oběhu se motory dělí na čtyřdobé a dvoudobé. U čtyřdobého, jak už sám název napovídá, se pracovní cykly dějí ve čtyřech fázích. Těmi je sání, komprese, expanze a výfuk. U dvoudobého motoru se během dvou zdvihů pístu, jedné otáčky klikového hřídele, všechny čtyři fáze vystřídají. Dá se tedy říci, že u dvoudobého motoru se dějí dvě fáze najednou.

Při sacím a zároveň i kompresním zdvihu se pohybuje píst z dolní úvratí směrem nahoru a uzavře svou horní hranou výfukový a přepouštěcí kanál. Tím je spalovací prostor nad pístem uzavřen a dalším pohybem pístu vzhůru se objem zmenšuje a vzniká komprese zápalné směsi. Současně vlivem stoupaní pístu se zvětšuje objem v klikové skříně a nastává v ní podtlak. V okamžiku, kdy píst svou spodní hranou odkryje sací kanál, se vlivem rozdílu tlaků nasává směs benzínu a oleje se vzduchem do klikové skříně, kde maže ložiska. Těsně před polohou pístu v horní úvratí zapalovací svíčka zapálí stlačenou směs ve válci. Tomuto přesně definovanému okamžiku se říká předstih zážehu. Dále nastává expanze. Vzniklý přetlak ve válci způsobí pohyb pístu z horní úvratí směrem dolů a píst koná práci. Jakmile svou horní hranou odkryje výfukový a přepouštěcí kanál, dojde k naplnění spalovacího prostoru čerstvou směsí z klikové skříně procházející přepouštěcím kanálem, která byla stlačována klesajícím pístem. Výfukové plyny ve formě spalin odcházejí výfukovým kanálem do výfuku.



Obrázek č. 2 Pracovní oběh dvoudobého motoru [9]

Některé dvoudobé motory mají dno pístu tvořeno zvláštním nálitkem zvaným deflektor. Ten slouží u příčného vyplachování k usměrnění čerstvé směsi, která by mohla jako nevyužitá proniknout s výfukovými spalinami do výfuku.

V porovnání se čtyřdobým zážehovým motorem je dvoudobý značně jednodušší. Proto nejsou jeho provoz, údržba ani opravy, nikterak manuálně ani finančně náročné. Další výhodou oproti čtyřdobému motoru je to, že se v zimním období snáze startuje. Je to z důvodu menšího odporu, který klade ztuhlý olej v ložiskách při startu. Má zároveň díky dvojnásobnému počtu pracovních zdvihů rovnoměrnější průběh točivého momentu a je tím oproti čtyřdobému motoru také živější. Nevýhodou je vyšší měrná spotřeba paliva a existence takzvaného ztrátového mazání, kdy je do paliva přimícháván olej v předepsaném poměru. Další jeho nevýhodou je i jeho ne příliš pravidelný chod na volnoběžné otáčky, což je způsobeno nedokonalým vyplachováním válce.

Dříve byl dvoudobý motor hojně využíván pro pohon malých a velkých motocyklů, mopedů a skútrů. Méně často se vyskytoval pod kapotou osobních automobilů a setkat se s nimi bylo možné i u některých lehkých užitkových vozidel.

V současné době je od dvoudobého spalovacího motoru ustupováno, důsledkem neustálého zpřísnování emisních norem. Hlavním problémem je spalování oleje obsaženého v palivu. Své uplatnění nyní nachází jako pohon skútrů, motokár, dětských motorek, motorových pil nebo křovinořezů. V dopravě se vyskytuje jen velmi omezeně.

### 3 ZÁKLADNÍ KONSTRUKČNÍ PARAMETRY

Pohon zajišťuje dvoudobý, ležatý jednoválec, chlazený vzduchem.

#### 3.1 Základní hodnoty a parametry

Maximální výkon	$P_e = 2,6 \text{ kW}$ při $6500 \text{ min}^{-1}$
Maximální točivý moment	$M_{max} = 4,3 \text{ N}\cdot\text{m}$ při $6000 \text{ min}^{-1}$
Celková hmotnost pohonného ústrojí	$m = 12 \text{ kg}$
Zdvih pístu	$z = 44 \text{ mm} = 0,044 \text{ m}$
Počet válců motoru	$i = 1$
Kompresní poměr	$\varepsilon = 9,2 : 1$
Délka ojnice	$l = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}$
Délka ramene kliky	$r = 22 \text{ mm} = 0,022 \text{ m}$
Průměr setrvačníku	$d_s = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}$
Spojka	Lamelová, v olejové lázni
Převodovka	Třístupňová

#### 3.2 Dopočítané hodnoty

##### Zdvihový objem válce

$$V_Z = S_p \cdot z \cdot i, \quad (1)$$

$$\text{kde} \quad S_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (2)$$

Tabulka č. 1 Objem válce podle výbrusu

Výbrus	0.	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.
Vrtání válce [mm]	38,00	38,25	38,50	38,75	39,00	39,25	39,50	39,75	40,00
Objem válce [cm <sup>3</sup> ]	49,90	50,56	51,22	51,89	52,56	53,24	53,92	54,60	55,29

Pro další výpočty se bude uvažovat sériové vrtání válce, tedy  $D = 38,00 \text{ mm}$ .

##### Ojniční (štíhlostní) poměr

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (3)$$

$$\lambda = \frac{22}{100} = 0,22$$

### Zdvihový poměr

$$\frac{z}{D} = \frac{44}{38} = 1,16 > 1 \quad (4)$$

Protože zdvihový poměr je větší než 1, jedná se o motor dlouhozdvihový (nadčtvercový).

### Kompresní poměr a kompresní objem

$$\varepsilon = \frac{V_K + V_Z}{V_K} \quad (5)$$

$$V_K = \frac{V_Z}{\varepsilon - 1} \quad (6)$$

$$V_K = \frac{49,9 \cdot 10^{-6}}{9,2 - 1} m^3 = 6,09 \cdot 10^{-6} m^3 = 6,09 cm^3$$

### Maximální úhlová rychlost klikového hřídele

$$\omega_{max} = \frac{\pi \cdot n_{max}}{30} \quad (7)$$

$$\omega_{max} = \frac{\pi \cdot 6500}{30} rad \cdot s^{-1} = 680,68 rad \cdot s^{-1}$$

### Maximální obvodová rychlost klikového čepu

$$v_{K\check{c} max} = \omega_{max} \cdot r \quad (8)$$

$$v_{K\check{c} max} = 680,68 \cdot 0,022 m \cdot s^{-1} = 14,97 m \cdot s^{-1}$$

### Střední pístová rychlost

$$c_s = \frac{2 \cdot z \cdot n}{60} \quad (9)$$

$$c_s = \frac{2 \cdot 0,044 \cdot 6500}{60} m \cdot s^{-1} = 9,53 m \cdot s^{-1}$$

Jelikož je střední pístová rychlost větší než  $6,5 m \cdot s^{-1}$ , jde o motor rychloběžný.

### Točivý moment motoru při maximálním výkonu

$$M = \frac{P_e}{\omega} = \frac{P_e}{2\pi \cdot n} \quad (10)$$

$$M = \frac{60 \cdot 2,6 \cdot 10^3}{2\pi \cdot 6500} N \cdot m = 3,82 N \cdot m$$

### Měrný (litrový) výkon

$$P_o = \frac{P_e}{V_Z} \quad (11)$$

$$P_o = \frac{2,6}{49,9 \cdot 10^{-3}} kW \cdot dm^{-3} = 52,10 kW \cdot dm^{-3}$$

### Hmotnostní výkon

$$P_{mv} = \frac{P_e}{m} \quad (12)$$

$$P_{mv} = \frac{2,6}{12} kW \cdot kg^{-1} = 0,22 kW \cdot kg^{-1}$$

Vzhledem k tomu, že zjištění hmotnosti samotného motoru je problematické (kliková skříň tvoří s převodovkou jeden celek), tak při výpočtu uvažují hmotnost celého pohonného ústrojí.

### Vrtání válce a efektivní tlak

$$D = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot x \cdot P_e}{\pi \cdot \left(\frac{Z}{D}\right) \cdot n \cdot i \cdot p_e}} \quad (13)$$

Při návrhu vrtání válce se v tomto výpočtu  $p_e$  - efektivní tlak odhaduje. Protože všechny ostatní hodnoty jsou známé, poslouží tento vztah pro jeho přesný výpočet. Ve výpočtu  $x = 2$  (pro dvoudobé motory) [3].

$$p_e = \frac{2 \cdot x \cdot P_e}{\pi \cdot \left(\frac{Z}{D}\right) \cdot n \cdot i \cdot D^3} \quad (14)$$

$$p_e = \frac{60 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2,6 \cdot 10^3}{\pi \cdot \left(\frac{44}{38}\right) \cdot 6500 \cdot 1 \cdot 0,038^3} Pa = 480952 Pa = 480,952 kPa$$



## 4 KLIKOVÉ ÚSTROJÍ

### 4.1 Kinematika klikového ústrojí

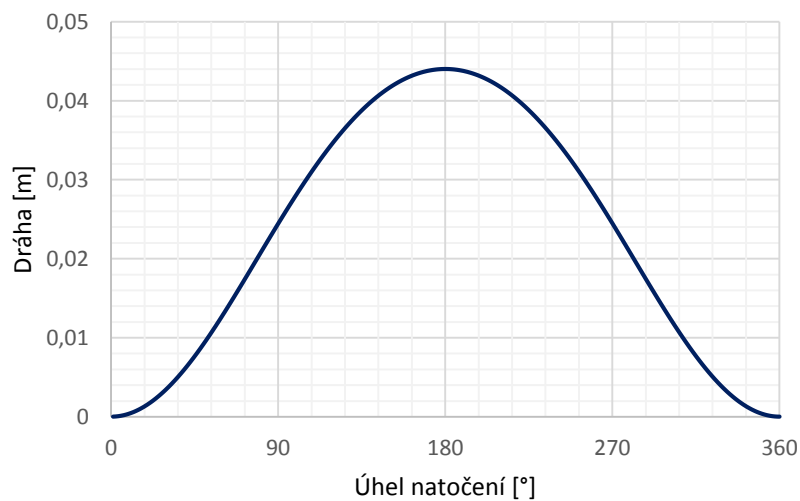
#### 4.1.1 Dráha pístu

$$x = r[1 - \cos(\varphi)] + l[1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)}] \quad (15)$$

$$x = 0,022 \cdot [1 - \cos(180^\circ)] + 0,1 \cdot [1 - \sqrt{1 - 0,22^2 \cdot \sin^2(180^\circ)}] m$$

$$x = 0,044 m = 44 mm$$

Dráha je uvedena pro natočení klikového hřídele o  $180^\circ$  od polohy pístu v horní úvratí. Píst urazí dráhu 44 mm, což je vlastně jmenovitý zdvih. Celou závislost vystihuje graf č. 1.



Graf č. 1 Závislost dráhy pístu na úhlu natočení klikového hřídele

#### 4.1.2 Rychlost pístu

Pro maximální rychlost pístu platí, že v daném okamžiku osa ojnice svírá s ramenem kliky pravý úhel. Závislost je opět vynesena do grafu č. 2.

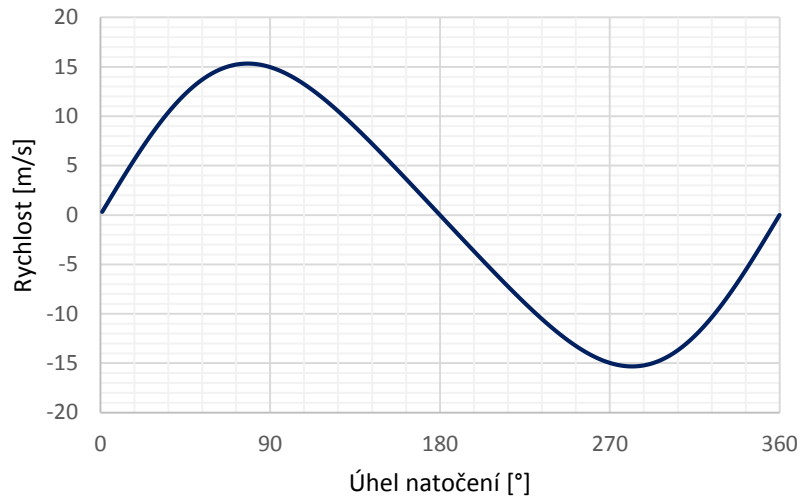
$$\varphi = \arctg\left(\frac{l}{r}\right) \quad (16)$$

$$\varphi = \arctg\left(\frac{100}{22}\right) = 77,59^\circ$$

$$\dot{x} = \omega_{max} \cdot r \left[ \sin(\varphi) + \frac{\lambda \cdot \sin(2\varphi)}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)}} \right] \quad (17)$$

$$\dot{x} = 680,68 \cdot 0,022 \left[ \sin(77,59^\circ) + \frac{0,22 \cdot \sin(2 \cdot 77,59^\circ)}{2 \cdot \sqrt{1 - 0,22^2 \cdot \sin^2(77,59^\circ)}} \right] m \cdot s^{-1}$$

$$\dot{x} = 15,33 m \cdot s^{-1}$$



Graf č. 2 Závislost rychlosti pístu na úhlu natočení klikového hřídele

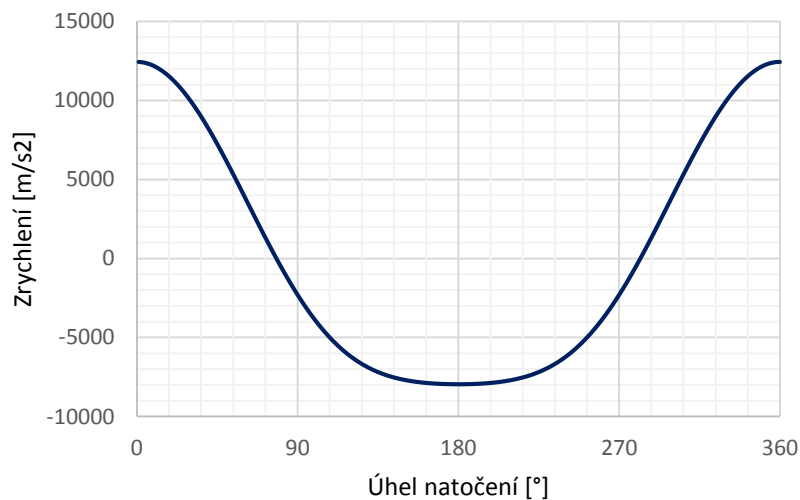
### 4.1.3 Zrychlení pístu

Při maximálním zrychlení bude píst v horní ( $\varphi = 0^\circ$ ), případně v dolní ( $\varphi = 180^\circ$ ) úvrati.

$$\ddot{x} = \omega_{max}^2 \cdot r \left[ \cos(\varphi) + \frac{\lambda \cdot \cos(2\varphi)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)}} + \frac{\lambda^3 \cdot \sin^2(2\varphi)}{4(\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)})^3} \right] \quad (18)$$

$$\ddot{x} = 680,68^2 \cdot 0,022 \left[ \cos(0) + \frac{0,22 \cdot \cos(2 \cdot 0)}{\sqrt{1 - 0,22^2 \cdot \sin^2(0)}} + \frac{0,22^3 \cdot \sin^2(2 \cdot 0)}{4(\sqrt{1 - 0,22^2 \cdot \sin^2(0)})^3} \right] m \cdot s^{-2}$$

$$\ddot{x} = 12435,65 m \cdot s^{-2}$$



Graf č. 3 Závislost zrychlení pístu na úhlu natočení klikového hřídele

## 4.2 Síly působící v klikovém ústrojí

Atmosférický tlak  $p_0 = 101\,325\text{ Pa}$

Maximální tlak ve válci  $p_{max} = 3,8 \cdot 10^6\text{ Pa} = 3,8\text{ MPa}$  [11]

**Síla od tlaku plynů (uvažován maximální stav)**

$$F_p = S_p(p_{max} - p_0) = \frac{\pi \cdot D^2}{4} (p_{max} - p_0) \quad (19)$$

$$F_p = \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} (3,8 \cdot 10^6 - 1,01 \cdot 10^5)\text{ N} = 4195,09\text{ N}$$

**Setrvačná síla posuvná**

Hodnota  $m_p = 141,23\text{ g}$ . Její postup výpočtu je uveden v kapitole Klikový hřídel.

$$F_{sp} = -m_p \cdot r \cdot \omega_{max}^2 \cdot [\cos(\varphi) + \lambda \cdot \cos(2\varphi)] \quad (20)$$

$$F_{sp} = -0,14123 \cdot 0,022 \cdot 680,68^2 \cdot [\cos(0^\circ) + 0,22 \cdot \cos(2 \cdot 0^\circ)]\text{ N}$$

$$F_{sp} = -1756,29\text{ N}$$

**Celková síla, která působí na píst**

$$F_p = F_p + F_{sp} \quad (21)$$

$$F_p = 4195,09 - 1756,29\text{ N} = 2438,80\text{ N}$$

**Setrvačná síla rotujících hmot**

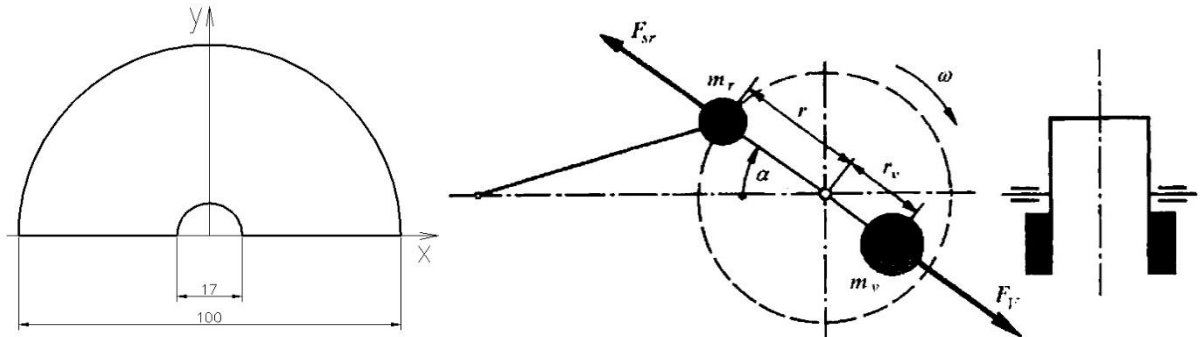
Hodnota  $m_r = 671,31 \cdot 10^{-3}\text{ kg}$ . I tato hodnota má svůj postup výpočtu, který je uveden v kapitole Klikový hřídel.

$$F_{sr} = m_r \cdot r \cdot \omega_{max}^2 \quad (22)$$

$$F_{sr} = 0,67131 \cdot 0,022 \cdot 680,68^2\text{ N} = 6842,77\text{ N}$$

### 4.3 Vybázení klikového hřídele

Hmotnost a umístění vývažku se určí tak, aby vývažek vyvolal stejně velkou setrvačnou sílu, jako vyvolává síla setrvačná rotujících součástí, tak, jak je uvedeno na obrázku č. 4. [1]



Obrázek č. 3 a 4 Rozměry vývažku (vlevo) a princip vyvažování (vpravo) [1]

#### Analytický výpočet vzdálenosti těžiště vývažku od osy rotace

$x_T = 0 \text{ mm}$ , protože součást je symetrická

Poloha těžiště poloviny kruhové výplně při poloměru kružnice  $R$  je  $\frac{4R}{3\pi}$ .

Vzdálenost vývažku  $r_v$  bude poloha těžiště tvaru v ose  $y$ .

$$y_T = \frac{\sum S_i \cdot y_i}{\sum S_i} = \frac{S_1 \cdot y_1 - S_2 \cdot y_2}{S_1 - S_2} = \frac{\frac{1}{2} \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \frac{4 \cdot r_s}{3\pi} - \frac{1}{2} \frac{\pi \cdot d_{H\check{C}}^2}{4} \frac{4 \cdot r_{H\check{C}}}{3\pi}}{\frac{1}{2} \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} - \frac{1}{2} \frac{\pi \cdot d_{H\check{C}}^2}{4}} = r_v \quad (23)$$

$$z_T = 0 \text{ mm}$$

Po dosazení bude vzdálenost vývažku

$$r_v = \frac{\frac{1}{2} \frac{\pi \cdot 100^2}{4} \frac{4 \cdot 50}{3\pi} - \frac{1}{2} \frac{\pi \cdot 17^2}{4} \frac{4 \cdot 8,5}{3\pi}}{\frac{1}{2} \frac{\pi \cdot 100^2}{4} - \frac{1}{2} \frac{\pi \cdot 17^2}{4}} \text{ mm} = 21,74 \text{ mm}$$

#### Výpočet vzdálenosti těžiště vývažku od osy rotace pomocí softwaru

Pro kontrolu analytického řešení byl vývažek vytvořen v aplikaci Solidworks. V záložce fyzikální vlastnosti se nachází souhrn informací o vybraném objektu, kde souřadnice těžiště v jednotlivých osách jsou pro  $x = 0,00 \text{ mm}$ ,  $y = 21,74 \text{ mm}$ ,  $z = 0,00 \text{ mm}$ .

#### Výpočet hmotnosti vývažku

$$m_v = m_r \frac{r}{r_v} \quad (24)$$

$$m_v = 671,31 \frac{22}{21,74} \cdot 10^{-3} \text{ kg} = 679,34 \cdot 10^{-3} \text{ kg} = 679,34 \text{ g}$$

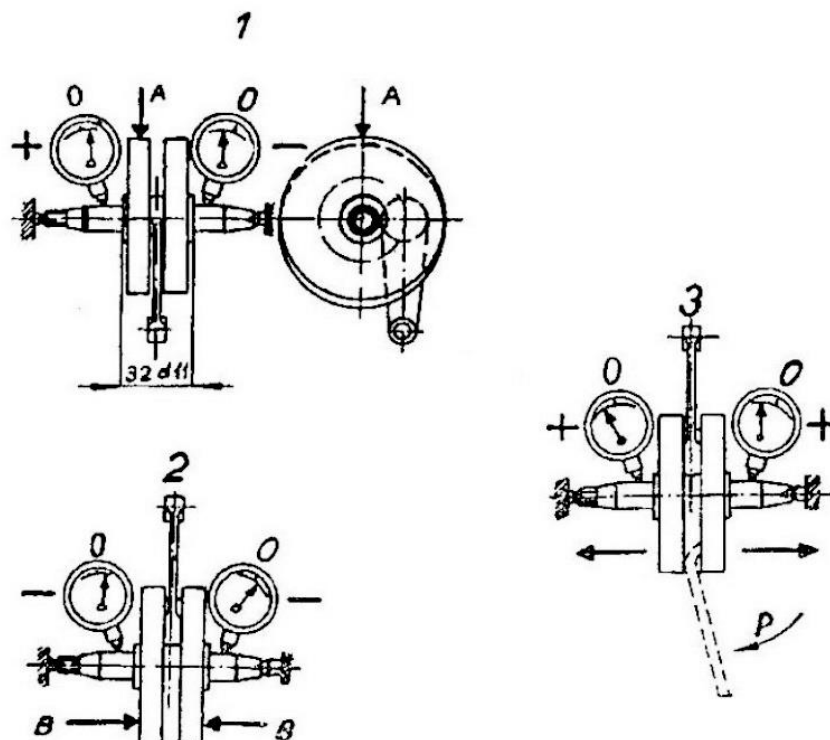
#### 4.4 Vycentrování klikového hřídele

Provádí se za účelem eliminace vibrací nejen samotného motoru, ale i celého motocyklu. Dělený klikový hřídel vyžaduje nejprve slisování pomocí úhelníku tak, aby byla dodržena předepsaná souosost obou částí klikového hřídele. Dovolená odchylka excentricity čepů klikového hřídele je  $\pm 0,01 \text{ mm}$ . Přípustná odchylka excentricity setrvačnicku vůči čepu hřídele je  $\pm 0,02 \text{ mm}$ . [12]

Při samotném centrování se používá speciálního přípravku, který má hodiny umístěny na pravé a levé polovině klikového hřídele. Slisovaný hřídel (pomocí klikového čepu) se uchytí do přípravku tak, jak je naznačeno schematicky na obrázku. Ručičky na hodinách musí ukazovat stejný směr (++) nebo (--).

Ukazují-li ručičky přípravku na hodinách (+-), zjistí se nejvyšší bod na čepu klikového hřídele a odpovídající silou se udeří měděnou paličkou na (+) ramena kliky v naznačeném směru tak, jak ukazuje šipka A.

Pokud je na hodinách (+), viz obrázek č. 3, ramena kliky se odtáhnou pomocí páky. V opačném případě, ukazují-li (-), udeří se na ramena kliky ze strany ve směru šipky B přesně podle obrázku č. 2.



Obrázek č. 5 Centrování klikového mechanismu [12]

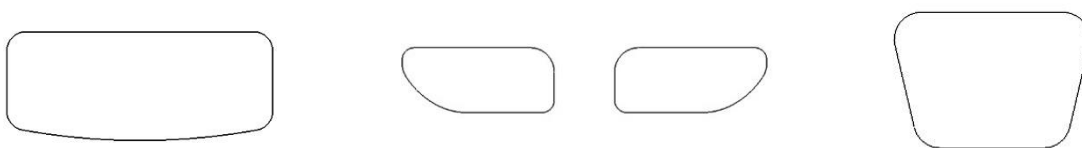
## 5 PEVNÉ ČÁSTI MOTORU

Pevné části motoru jsou takové díly, které nekonají pohyb potřebný k vlastní činnosti motoru. Jinými slovy za nepohyblivé díly se považují takové součástky, které slouží jako nosná část pro pohyblivé části spalovacího motoru. Mezi pevné části dvoudobých motorů patří kliková skříň, válec, hlava válce, případně ještě těsnění.

### 5.1 Válec

Účelem válce je společně s hlavou válce a pístem vytvářet spalovací prostor. Jako chlazení zde slouží 12 vodorovných žebér na každé straně (celkem 24). Válec je tvořen nosnou částí z hliníkových slitin s žebry a kanály, do které je zalisována litinová vložka.

Ke zjištění tvaru oken ve válci jsem zvolil metodu rozvinuté vložky. Je to jedna z možných metod, která je sice méně přesná, zato je ale velmi jednoduchá a ke znázornění tvaru oken dostačující. Do válce se vloží stočený papír o šířce  $\pi \cdot D$  a délce, odpovídající délce vložky, nebo i delší. Prokreslením papíru se o hrany oken zobrazí tvary jednotlivých oken.



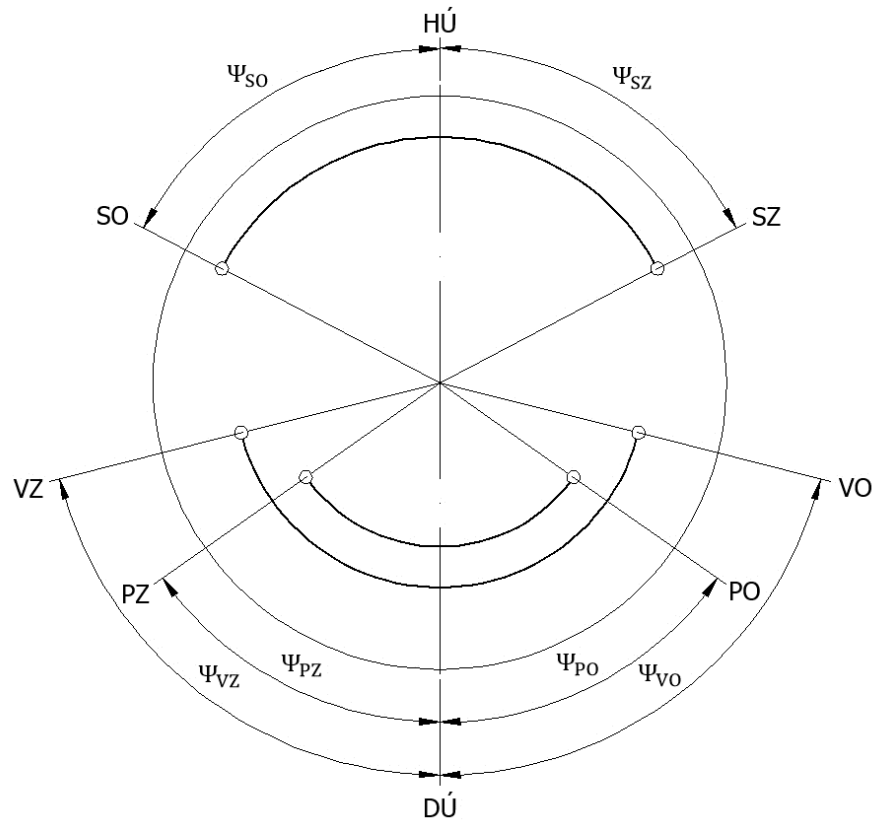
Obrázek č. 6 Tvary oken ve válci, sací (vlevo), přepouštěcí (uprostřed) a výfukový (vpravo)

Metodu rozvinuté vložky válce jsem provedl celkem dvakrát. Poprvé na čistý, bílý papír pro určení tvaru oken. Podruhé na milimetrový papír, aby bylo možné orientačně vidět, jak daleko se jednotlivá okna nachází od horní hrany vložky válce. Obě varianty jsou uvedeny v příloze č. 6 a 7. S okny a pístem souvisí i časování výměny náplně ve válci, i když je pravdou, že rozvodové ústrojí (především kvůli pohyblivým rozvodovým mechanismům čtyřdobých motorů) se řadí spíše do skupiny pohyblivých částí motoru. Rozhodujícím prvkem rozvodu je píst, který svou horní hranou odkrývá a zakrývá přepouštěcí kanály a výfukový kanál, spodní hranou otvírá a zavírá sací kanál. Spodní hrana sacího okna je vzdálena  $67,7 \text{ mm}$  od horní hrany vložky. Horní hrana výfukového okna se nachází  $29,7 \text{ mm}$  od horní hrany vložky a vrchní hrana přepouštěcího okna je  $36,3 \text{ mm}$  od horní hrany vložky.

Naměřené hodnoty těchto vzdáleností jednotlivých oken od horní hrany válce poslouží jako podklad pro rozvodový diagram, protože výrobce nikde neuvádí kruhový diagram rozvodu. Za pomoci Microsoft Excel a vztahu (25) pro dráhu pístu byl vyhledáním příslušných hodnot zpětně určen úhel natočení klikového hřídele, který odpovídá příslušnému úhlu v diagramu

časování na obrázku č. 7. Pro stanovení úhlu pro sání bylo potřeba přičíst k dráze pístu ještě 54 mm, což je výška pístu (sací okno odkrývá a zakrývá spodní hrana tohoto pístu).

$$x = r[1 - \cos(\varphi)] + l \left[ 1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)} \right] \quad (25)$$



Obrázek č. 7 Kruhový diagram časování dvoudobého motoru

Dvoudobé motory mají diagram symetrický podle svislé osy. Proto i pro jednotlivé dvojice úhlů platí, že jsou shodné.

$$\psi_{SO} = \psi_{SZ} = 62,3^\circ$$

$$\psi_{PO} = \psi_{PZ} = 54,8^\circ$$

$$\psi_{VO} = \psi_{VZ} = 75,8^\circ$$

Celková doba otevření bude dána součtem stejných úhlů pro sání, přepouštění a výfuk.

$$\psi_S = \psi_{SO} + \psi_{SZ} \quad (26)$$

$$\psi_S = 2 \cdot 62,3^\circ = 124,6^\circ$$

$$\psi_P = \psi_{PO} + \psi_{PZ} \quad (27)$$

$$\psi_P = 2 \cdot 54,8^\circ = 109,6^\circ$$

$$\psi_V = \psi_{VO} + \psi_{VZ} \quad (28)$$

$$\psi_V = 2 \cdot 75,8^\circ = 151,6^\circ$$

### **Pevnostní výpočet stěny válce**

Tloušťka stěny je pro sériové vrtání válce  $\delta = 4,05 \text{ mm} = 4,05 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ . Maximální tlak ve válci je  $p_{max} = 3,8 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ . [11]

$$\delta = 0,25 \cdot D \frac{p_{max}}{\sigma} \quad (29)$$

$$\sigma = 0,25 \cdot p_{max} \frac{D}{\delta} \quad (30)$$

$$\sigma = 0,25 \cdot 3,8 \cdot 10^6 \frac{38 \cdot 10^{-3}}{4,05 \cdot 10^{-3}} \text{ Pa} = 8,91 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 8,91 \text{ MPa}$$

### **Kontrolní orientační výpočet žebrování válce**

V závislosti na průměru válce motoru se udává při určitém zjednodušení pro  $D = 50 \text{ mm}$  orientační střední rychlost proudění vzduchu mezi žebry  $v_v = 10,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Skutečná rychlost proudění vzduchu je proměnná po obvodu válce [2].

Velikost mezery mezi žebry je přibližně  $s = 4,5 \text{ mm}$ . Vzdálenost žebra od válce je zhruba  $h = 25 \text{ mm}$ . Při kontrole žebrování se vychází ze vzorce (31). [2]

$$d_z = \frac{4hs}{2(h + s)} \quad (31)$$

$$d_z = \frac{4 \cdot 25 \cdot 4,5}{2(25 + 4,5)} \text{ mm} = 7,63 \text{ mm}$$

Vzdálenost mezi žebry odpovídá přibližně výše vypočtené hodnotě  $d_z$ . Nutno ale podotknout a zdůraznit, že mnou realizovaný analytický výpočet je skutečně pouze orientační. Ne všechna žebra (zejména ta krajní - nahoře u sacího a dole u výfukového kanálu) jsou totiž vzdálena stejně od sebe. Pro přesné výpočty je možné použít SW produkty.

## **5.2 Hlava válce**

Stejně jako válec, i hlava válce je u tohoto motoru vyrobena z hliníkových slitin a opatřena chladičnými žebry pro odvod přebytečného tepla z motoru. Patří k tepelně nejvíce namáhaným částem vzduchem chlazených motorů. Ke klikové skříni je společně s válcem připevněna čtyřmi závrtnými šrouby M6 s příslušnými podložkami. Slouží také k umístění zapalovací svíčky. Její tvar je rozhodující pro průběh spalování, točivého momentu a dalšími věcmi s tím spojenými.

## **5.3 Kliková skříň**

Kliková skříň tvoří s převodovou skříní u malých motocyklů Jawa obvykle jeden celek, přičemž musí oba tyto vnitřní prostory být dobře vzájemně utěsněny. Nejčastějším provedením u motocyklů bývají dvě části z hliníkových slitin, stažené šroubovým spojením.



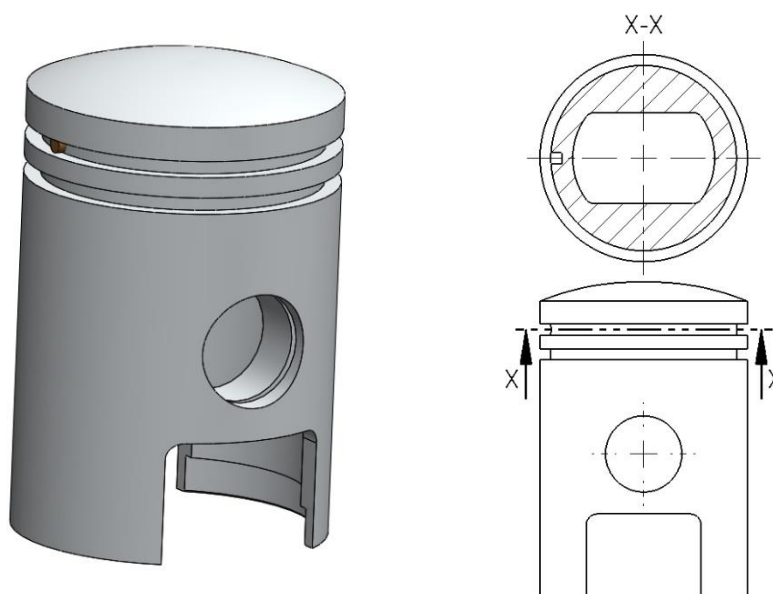
## 6 POHYBLIVÉ ČÁSTI MOTORU

### 6.1 Pístová skupina

#### 6.1.1 Píst

Úkolem pístu je zachycovat tlak, který je větší než atmosférický, vznikající vlivem expanze směsi ve válci a převádět jej dál, na pístní čep. Svým vhodným tvarem dna vytváří spalovací prostor. Je nosnou částí pro pístní kroužky, které spalovací prostor ještě dotěsňují. Mimo jiné také vede oko ojnice. Zároveň slouží k otevírání a zavírání oken kanálů pro výměnu náplně ve válci. Je za provozu namáhán tepelně a mechanicky. Tepelně vlivem přestupu tepla hořících plynů do dna pístu. U zážehových motorů chlazených vzduchem se teplota uprostřed dna pístu může pohybovat až kolem 330 °C. [1] Prostřednictvím pístních kroužků, můstky mezi pístními kroužky a pláštěm pístu se teplo odvádí do vložky válce. Mechanicky je pak píst namáhán vlivem sil od tlaku plynů a setrvačnými silami.

Píst se převážně vyrábí z hliníkových slitin, tak, jak je tomu i u tohoto motoru. V praxi je ale možné se setkat i s litinovými písty u dvoudobých vznětových motorů a motorů, které jsou pomaloběžné.



Obrázek č. 8 a 9 Model pístu v Solidworks (vlevo) a průřezová plocha pístu (vpravo)

#### Pevnostní výpočet pístu

##### Ohybové napětí

Dno pístu se při pevnostním výpočtu nahrazuje kruhovou deskou, která je rovnoměrně zatížena tlakem plynů. Relativně tenké dno se považuje za desku podepřenou, silné dno pak jako desku vetknutou.

Pro předpoklad vetknuté desky se vychází ze vztahu (32). [1]

$$\sigma_o = 0,25 \cdot p_{max} \left(\frac{r}{\delta}\right)^2 \quad (32)$$

Ve výrazu  $r$  představuje poloměr desky a určuje se odhadem. U skutečného pístu však není hodnota jednoznačná. Vnitřek pístu totiž nemá kruhový tvar. Problematiku znázorňuje obrázek č. 9. Tloušťka dna pístu je  $\delta = 4,3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4,3 \text{ mm}$ .

Pro  $r = 13 \text{ mm}$

$$\sigma_o = 0,25 \cdot 3,8 \cdot 10^6 \left(\frac{0,013}{0,0043}\right)^2 \text{ Pa} = 8,68 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 8,68 \text{ MPa}$$

Pro  $r = 8 \text{ mm}$

$$\sigma_o = 0,25 \cdot 3,8 \cdot 10^6 \left(\frac{0,008}{0,0043}\right)^2 \text{ Pa} = 3,29 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 3,29 \text{ MPa}$$

Přípustné mezní ohybové napětí pro dno pístu z hliníkových slitin je  $(20 \text{ až } 25) \cdot 10^6 \text{ Pa}$  [1].

### **Tlakové napětí v místě průřezu X-X**

$$\sigma_{tl} = \frac{F_{P \max}}{S_X} \quad (33)$$

Pro tento výpočet je nutné znát plochu řezu  $S_X$ . Proto bylo zapotřebí v aplikaci Solidworks vytvořit model pístu podle skutečného v motoru. Následně byl realizován řez rovinou, kde se  $S_X$  nachází a zobrazena tabulka s hodnotou její plochy.  $S_X = 502,44 \text{ mm}^2$ . Maximální síla tlaku plynů je vypočítaná v kapitole Síly působící v klikovém ústrojí. Zde  $F_{P \max} = F_p$ .

$$\sigma_{tl} = \frac{4195,09}{502,44 \cdot 10^{-6}} \text{ Pa} = 8,35 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 8,35 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí je pro hliníkovou slitinu  $(30 \text{ až } 40) \cdot 10^6 \text{ Pa}$ . [1]

### **Tahové napětí v místě řezu X-X**

Další výpočet vyžaduje hmotnost (respektive pro její dopočítání objem) pístu nad řezem X-X. Viz obrázek č. 9 v úvodu této kapitoly. I v tomto případě se za pomoci již několikrát zmiňované aplikace dopočítala hodnota objemu. Ta činí  $V_{PX} = 6162,76 \text{ mm}^3$ . Materiál pístu je hliníková slitina o hustotě  $\rho_P = 2712 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ . [6]

$$m_X = \rho_P \cdot V_{PX} \quad (34)$$
$$m_X = 2712 \cdot 6162,76 \cdot 10^{-9} \text{ kg} = 16,71 \cdot 10^{-3} \text{ kg} = 16,71 \text{ g}$$

Píst je v horní úvratí namáhán na tah setrvačnou silou  $F_{spX}$ , vyvozenou hmotností pístu  $m_X$  nad řezem X-X.

$$F_{spX} = m_X \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) \quad (35)$$

$$F_{spX} = 0,01671 \cdot 0,022 \cdot 680,68^2 \cdot (1 + 0,22) N = 207,80 N$$

$$\sigma_t = \frac{F_{spX}}{S_X} \quad (36)$$

$$\sigma_t = \frac{207,80}{502,44 \cdot 10^{-6}} Pa = 4,14 \cdot 10^5 Pa = 0,414 MPa$$

Jako přípustná hodnota tahového napětí v řezu X-X se udává pro hliníkové slitiny hodnota  $(4 \text{ až } 10) \cdot 10^6 Pa$ . [1]

### **Síla, působící na můstek mezi prvním a druhým pístním kroužkem**

Tato síla je potřebná k výpočtu ohybového momentu, respektive k ohybovému napětí a k výpočtu smykového napětí. Vypočítá se ze vztahu (37). [1]

$$F_m = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_m^2) (0,9p_{max} - 0,22p_{max}), \quad (37)$$

kde  $d_m$  je vnitřní průměr drážky pro pístní kroužek v pístu a vypočítá se jako:

$$d_m = 0,91D, \quad (38)$$

takže po dosazení bude  $d_m$  a následně  $F_m$

$$d_m = 0,91 \cdot 38 \text{ mm} = 34,58 \text{ mm}$$

$$F_m = \frac{\pi}{4} (0,038^2 - 0,03458^2) (0,9 \cdot 3,8 \cdot 10^6 - 0,22 \cdot 3,8 \cdot 10^6) N = 503,76 N$$

### **Ohybový moment**

$$M_O = F_m \frac{D - d_m}{4} \quad (39)$$

$$M_O = 503,76 \frac{0,038 - 0,03458}{4} N \cdot m = 0,43 N \cdot m$$

### **Modul průřezu v ohybu**

$$W_O = \frac{1}{6} \pi \cdot d_m \cdot \sigma_m^2 \quad (40)$$

Výška můstku mezi pístními kroužky  $\sigma_m = 2,5 \text{ mm}$ .

$$W_O = \frac{1}{6} \pi \cdot 34,58 \cdot 2,5^2 \text{ mm}^3 = 113,16 \text{ mm}^3 = 113,16 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3$$

### **Ohybové napětí v průřezu vetknutí můstku**

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} \quad (41)$$

$$\sigma_o = \frac{0,43}{113,16 \cdot 10^{-9}} Pa = 3,8 \cdot 10^6 Pa = 3,8 MPa$$

### Smykové napětí

$$\tau = \frac{F_m}{S} \quad (42)$$

$$S = \pi \cdot d_m \cdot \delta_m \quad (43)$$

$$S = \pi \cdot 34,58 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} m^2 = 2,72 \cdot 10^{-4} m^2$$

$$\tau = \frac{503,76}{2,72 \cdot 10^{-4}} Pa = 1,85 \cdot 10^6 Pa = 1,85 MPa$$

### Výsledné redukované napětí

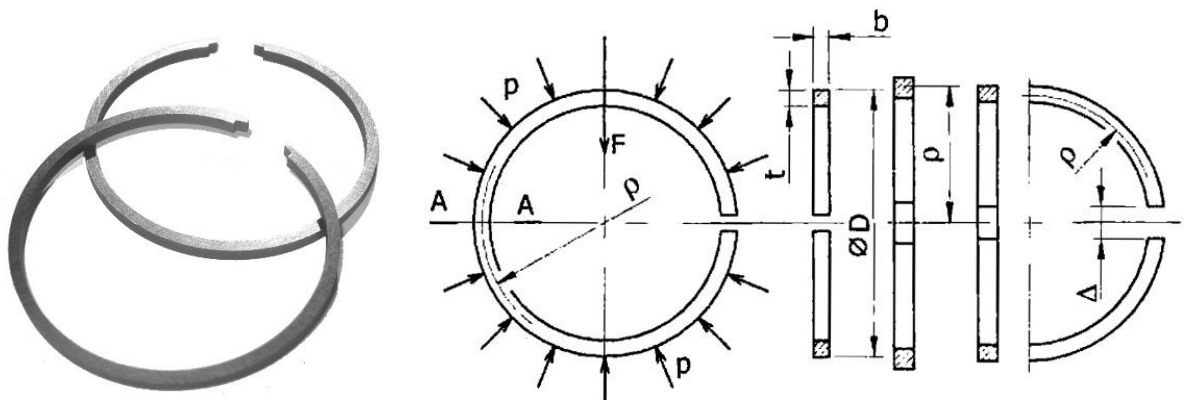
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau^2} \quad (44)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3,8^2 + 3 \cdot 1,85^2} MPa = 4,97 MPa = 4,97 \cdot 10^6 Pa$$

S ohledem na pokles pevnosti při vyšších teplotách a ohledem na vrubový účinek, kterými je vystavena oblast prvního můstku při činnosti motoru, nemá redukované napětí překročit  $(30 \text{ až } 40) \cdot 10^6 Pa$  [1].

### 6.1.2 Pístní kroužky

Dalším neméně důležitým prvkem pístní skupiny jsou pístní kroužky. Zpočátku výroby byly motocykly dodávány s písty se třemi, postupem času již pouze se dvěma pístními kroužky. Pístní kroužek je za provozu namáhán na ohyb, působením reakce stěny válce ve formě spojitého tlakového zatížení po celém jeho obvodu. Pro zjednodušení (například při výpočtech) se předpokládá, že toto zatížení je po celém jeho obvodu konstantní, i když tomu tak ve skutečnosti nemusí být. Nejvíce je namáhán první pístní kroužek shora horkými plyny a třením o vložku válce.



Obrázek č. 10 a 11 Pístní kroužky (vlevo) a hlavní rozměry pístního kroužku (vpravo) [1]

#### Pevnostní výpočet pístního kroužku

Modul pružnosti v tahu pro šedou litinu:  $E = 100000 \text{ MPa}$ . [1] Rozměry pístního kroužku jsou:  $b = 2 \text{ mm}$ ,  $t = 1,6 \text{ mm}$ ,  $D = 38 \text{ mm}$ ,  $\rho = 21 \text{ mm}$ .

#### Stav napjatosti při navlékání na píst

Opačné znaménko značí ohýbání v opačném směru, než při běžném používání. I tady uvádím určité zjednodušení, a to takové, že pístní kroužek si zachovává kruhový tvar.

$$\frac{1}{\frac{D+t}{2}} - \frac{1}{\rho} = -\frac{2 \cdot \sigma_{01}}{Et} \quad (45)$$

$$\sigma_{01} = \frac{Et}{2} \left( \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\frac{D+t}{2}} \right) \quad (46)$$

$$\sigma_{01} = \frac{10^{11} \cdot 1,6 \cdot 10^{-3}}{2} \left( \frac{1}{21 \cdot 10^{-3}} - \frac{1}{\frac{38 \cdot 10^{-3} + 1,6 \cdot 10^{-3}}{2}} \right) \text{ Pa}$$

$$\sigma_{01} = -230,88 \cdot 10^6 \text{ Pa} = -230,88 \text{ MPa}$$

### Stav napjatosti při činnosti pístního kroužku

$$\frac{1}{\frac{D-t}{2}} - \frac{1}{\rho} = \frac{2 \cdot \sigma_{02}}{Et} \quad (47)$$

$$\sigma_{02} = \frac{Et}{2} \left( \frac{1}{\frac{D-t}{2}} - \frac{1}{\rho} \right) \quad (48)$$

$$\sigma_{02} = \frac{10^{11} \cdot 1,6 \cdot 10^{-3}}{2} \left( \frac{1}{\frac{38 \cdot 10^{-3} - 1,6 \cdot 10^{-3}}{2}} - \frac{1}{21 \cdot 10^{-3}} \right) Pa$$

$$\sigma_{02} = 586,08 \cdot 10^6 Pa = 586,08 MPa$$

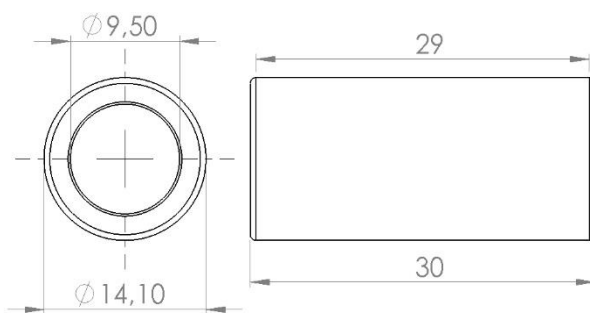
### Kontrola

$$\sigma_{01} + \sigma_{02} = 2 \cdot E \left( \frac{t}{D} \right)^2 \quad (49)$$

$$-230,88 + 586,08 MPa \doteq 2 \cdot 10^5 \left( \frac{1,6}{38} \right)^2 MPa \doteq 355 MPa$$

### 6.1.3 Pístní čep

Pro spojení pístu a oka ojnice se používá pístní čep. Je to válcová dutá součást, sloužící k jejich vzájemnému výkyvnému spojení. Jejich provedení je ve spalovacích motorech různé. Buď může být jednostranně uzavřen tím způsobem, že je nedovrtán, v jiných případech z obou stran provrtán jen částečně tak, že není průchozí. Nejjednodušším případem je obyčejný trubkový tvar. Pístní čep u mnou voleného motoru v provedení poslední varianty o vnějším průměru 14,10 mm a vnitřním průměru 9,50 mm má právě tento zcela průchozí, trubkový tvar.



Obrázek č. 12 a 13 Hlavní rozměry pístního čepu (vlevo) a reálný pístní čep (vpravo)

#### Pevnostní výpočet pístního čepu

##### Měrný tlak mezi pístním čepem a pouzdem oka ojnice

$$p_o = \frac{F_{P \max} - F'_{sp}}{a_v d} \quad (50)$$

Kde délka pouzdra ojnice  $a = 13,50 \text{ mm}$ . Tato délka však neodpovídá požadované výpočtové délce. Je potřeba šířku mazací drážky od délky pouzdra ojnice odečíst. Šířka mazací drážky je  $2 \text{ mm}$ . Výpočtová délka pouzdra ojnice  $a_v = 13,50 - 2,00 \text{ mm} = 11,50 \text{ mm}$ .

$$p_o = \frac{4195,09 - 1756,29}{11,5 \cdot 10^{-3} \cdot 14,1 \cdot 10^{-3}} \text{ Pa} = 15,04 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 15,04 \text{ MPa}$$

U spalovacích motorů s přirozeným nasáváním a písty z lehkých slitin jsou dovolené měrné tlaky mezi pístním čepem a pouzdem oka ojnice v mezích  $(20 \text{ až } 39) \cdot 10^6 \text{ Pa}$  [1].

##### Měrný tlak v okách pístu

$$p_p = \frac{F_{P \max} - F''_{sp}}{2dl_u} \quad (51)$$

Délka uložení pístního čepu v jednom pístním oku je  $l_u = 6,6 \text{ mm}$ . Hodnota setrvačné síly posuvné bez pístního čepu  $F''_{sp}$  se dá určit několika způsoby. Buď pro zážehové motory jako:

$$F''_{sp} = 0,7F'_{sp} \quad (52)$$

$$F''_{sp} = 0,7 \cdot 1756,29 \text{ N} = 1229,40 \text{ N},$$

případně přímým zvážením pístní skupiny bez tohoto čepu  $m'_{pS} = 76 \text{ g} = 0,076 \text{ kg}$  a následným dopočítáním podle vztahů (53) a (54).

$$m'_p = m'_{pS} + m_{Op} \quad (53)$$

$$m'_p = 76 + 47,23 \text{ g} = 123,23 \text{ g} = 123,23 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

$$F''_{sp} = m'_p \cdot r \cdot \omega_{max}^2 \cdot [\cos(\varphi) + \lambda \cdot \cos(2\varphi)] \quad (54)$$

$$F''_{sp} = 0,12323 \cdot 0,022 \cdot 680,68^2 \cdot [\cos(0^\circ) + 0,22 \cdot \cos(2 \cdot 0^\circ)] \text{ N} = 1532,45 \text{ N}$$

Pro výpočet měrného tlaku v okách pístu uvažují velikost setrvačné síly posuvné bez pístního čepu vypočtenou prvním zmiňovaným postupem, podle vztahu (52). Z hlediska velikosti měrného tlaku v okách pístu je při kontrole důležitá vždy vyšší hodnota. Ta bude docílena dosažením menší hodnoty setrvačné síly posuvné bez pístního čepu do vztahu (51). [1]

$$p_P = \frac{4195,09 - 1229,40}{2 \cdot 14,10 \cdot 10^{-3} \cdot 6,6 \cdot 10^{-3}} \text{ Pa} = 15,93 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 15,93 \text{ MPa}$$

Měrné tlaky v okách pístu se pohybují v mezích  $(15 \text{ až } 34) \cdot 10^6 \text{ Pa}$  [1].

### Maximální ohybový moment

$$F_P = F_{p \max} + F'_{sp} \quad (55)$$

$$F_P = 2438,80 \text{ N}$$

$$M_{O \max} = \frac{F_P}{12} (l_{\zeta} + 2b - 1,5a_v) \quad (56)$$

Vzdálenost mezi nálitky v pístu pro pístní čep  $b = 16,7 \text{ mm}$ .

$$M_{O \max} = \frac{2438,80}{12} (0,029 + 2 \cdot 0,0167 - 1,5 \cdot 0,0115) \text{ N}\cdot\text{m} = 9,18 \text{ N}\cdot\text{m}$$

### Modul průřezu pístního čepu v ohybu

$$W_O = \frac{1}{10} d^3 (1 - \alpha^4) \quad (57)$$

Kde  $\alpha$  je poměr mezi vnitřním a vnějším průměrem pístního čepu. Průměr otvoru pístního čepu je  $d_i = 9,50 \text{ mm}$ . Vnější průměr pístního čepu je  $d = 14,10 \text{ mm}$ .

$$\alpha = \frac{d_i}{d} \quad (58)$$

$$\alpha = \frac{9,50}{14,10} = 0,6738$$

$$W_O = \frac{1}{10} 14,1^3 (1 - 0,6738^4) \text{ mm}^3 = 222,54 \text{ mm}^3 = 222,54 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3$$



### Ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_{o \max}}{W_o} \quad (59)$$

$$\sigma_o = \frac{9,18}{222,54 \cdot 10^{-9}} Pa = 41,25 \cdot 10^6 Pa = 41,25 MPa$$

Přípustná napětí pístních čepů dle výše uvedených vztahů jsou pro spalovací motory udávány v mezích  $(250 \text{ až } 500) \cdot 10^6 Pa$  [1].

### Smykové napětí

$$\tau_{\max} = \frac{0,85F(1 + \alpha + \alpha^2)}{d^2(1 - \alpha^4)} \quad (60)$$

$$\tau_{\max} = \frac{0,85 \cdot 2438,80(1 + 0,6738 + 0,6738^2)}{(14,1 \cdot 10^{-3})^2(1 - 0,6738^4)} Pa$$

$$\tau_{\max} = 27,95 \cdot 10^6 Pa = 27,95 MPa$$

U pístních čepů je maximální hodnota smykových napětí  $(120 \text{ až } 220) \cdot 10^6 Pa$  [1].

#### 6.1.4 Pojistka pístního čepu

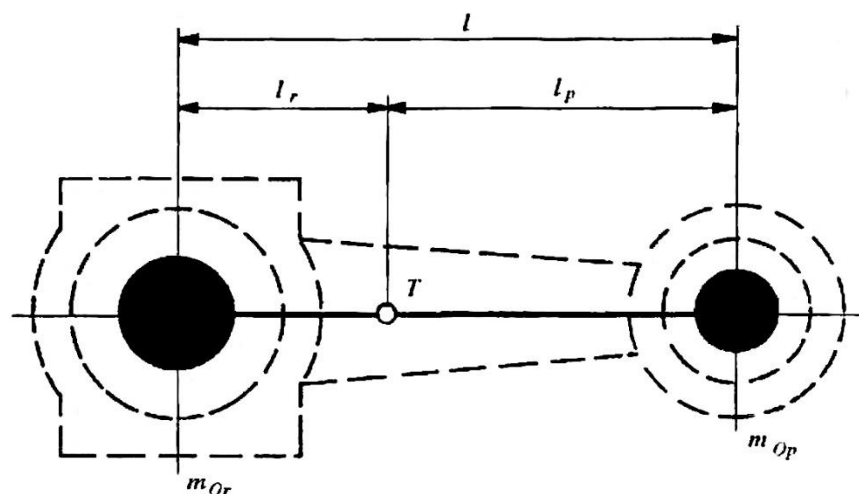
Jak už sám název napovídá, jedná se o zajištění pístního čepu proti axiálnímu posuvu v pístu. Způsobů jak toho docílit se nabízí celá řada. Buď pomocí Seegerova kroužku, pérovým kroužkem, případně i možností pojišťovacího šroubu. [3] U tohoto motoru je toho docíleno vhodně tvarovaným drátkem o průměru  $1 mm$ , který je uložen v drážce v otvoru pro pístní čep. V motoru se nacházejí dvě. Na obrázku č. 14 jsou tyto pojistky zobrazeny.



Obrázek č. 14 Vlevo skutečná pojistka, vpravo model pojistky pístního čepu

## 6.2 Ojnice

Ojnice je část klikového mechanismu, která spojuje pístní a klikový čep. Podílí se společně s klikovým hřídelem a pístovou skupinou na transformaci posuvného pohybu na rotační. Skládá se z oka, dřívku a hlavy ojnice. Vykonává obecný pohyb v rovině. Poloha těžiště se dříve stanovovala tzv. odkýváním. Dnes je to možné pomocí softwaru. Pro jeho zjištění byl vytvořen model, přesně dle skutečných rozměrů, viz obrázky č. 16 a č. 17. Skutečná hmotnost reálné ojnice činí: 111 g, tedy  $m_o = 0,111 \text{ kg}$ . Pro některé výpočty je potřeba ojnici ještě nahradit dvěma hmotnými body. Část hmotnosti ojnice se redukuje do osy pístního čepu –  $m_{op}$ , část do osy klikového čepu –  $m_{or}$ . Náhradní soustava je zobrazena na obrázku č. 15.



Obrázek č. 15 Náhradní soustava ojnice tvořená dvěma hmotnými body [1]

### Redukce hmotnosti ojnice

Těžiště ojnice leží 42,55 mm od osy klikového čepu. Analogicky dle výše uvedeného obrázku bude  $l_r = 42,55 \text{ mm}$ . Délka ojnice je  $l = 100 \text{ mm}$ .

$$l_p = l - l_r \quad (61)$$

$$l_p = 100 - 42,55 \text{ mm} = 57,45 \text{ mm}$$

### Část hmotnosti ojnice redukována do osy pístního čepu

$$m_{op} = m_o \frac{l_r}{l} \quad (62)$$

$$m_{op} = 111 \cdot 10^{-3} \frac{42,55}{100} \text{ kg} = 47,23 \cdot 10^{-3} \text{ kg} = 47,23 \text{ g}$$

### Část hmotnosti ojnice redukovaná do osy klikového čepu

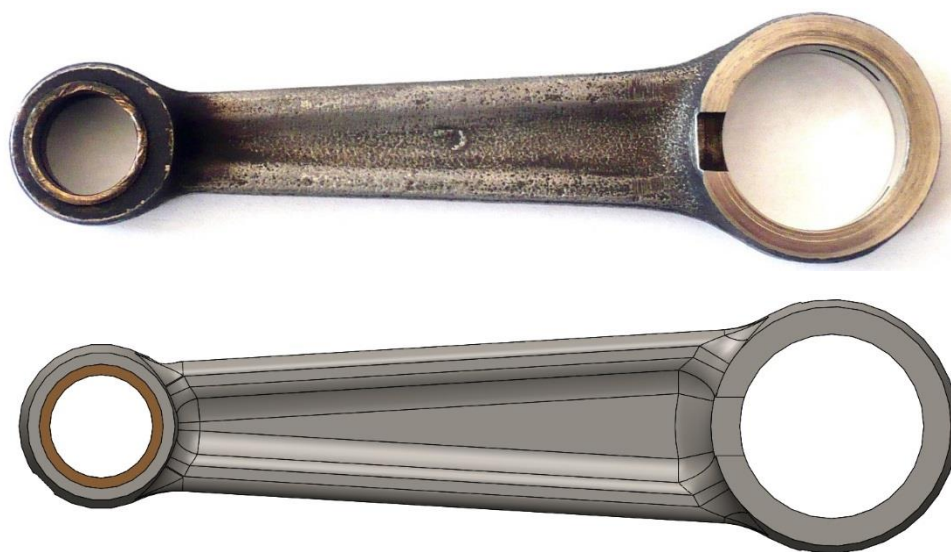
$$m_{Or} = m_o \frac{l_p}{l} \quad (63)$$

$$m_{Or} = 111 \cdot 10^{-3} \frac{57,45}{100} \text{ kg} = 63,77 \cdot 10^{-3} \text{ kg} = 63,77 \text{ g}$$

### Kontrola

$$m_{Op} + m_{Or} = m_o \quad (64)$$

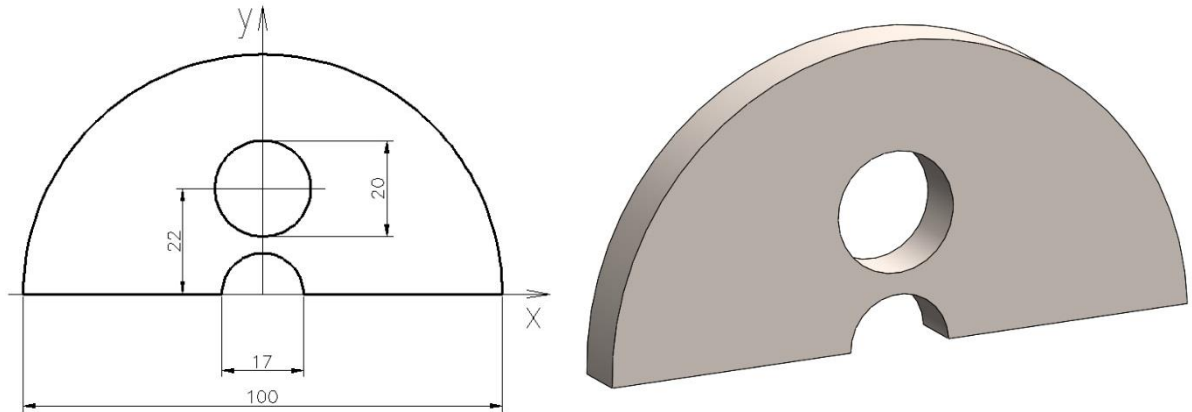
$$47,23 + 63,77 \text{ g} = 111 \text{ g}$$



Obrázek č. 16 a 17 Nahore skutečná ojnice, dole model ojnice motoru Jawa 50

### 6.3 Klikový hřídel

Klikový hřídel vykonává rotační pohyb. Je s ojnicí spojen pomocí klikového čepu. Součástí klikového hřídele je u tohoto motoru i setrvačnick, jehož úkolem je akumulace energie pro neproduktivní zdvihy. Eliminuje tak kolísání úhlové rychlosti. Stejně jako u ojnice a vývažku i zde bylo potřeba zjistit polohu těžiště ramene kliky.



Obrázek č. 18 a 19 Rozměry ramene kliky (vlevo) a model ramene kliky

#### Analytický výpočet vzdálenosti těžiště ramene kliky od osy rotace

$x_T = 0 \text{ mm}$ , součást je symetrická

Poloha těžiště poloviny kruhové výplně je  $\frac{4R}{3\pi}$ .

$$y_T = \frac{\sum S_i \cdot y_i}{\sum S_i} = \frac{S_1 \cdot y_1 - S_2 \cdot y_2 - S_3 \cdot y_3}{S_1 - S_2 - S_3} \quad (65)$$

$$y_T = \frac{\frac{1}{2} \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} 4 \cdot r_s - \frac{1}{2} \frac{\pi \cdot d_{H\check{c}}^2}{4} 4 \cdot r_{H\check{c}} - \frac{\pi \cdot d_{K\check{c}}^2}{4} r}{\frac{1}{2} \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} - \frac{1}{2} \frac{\pi \cdot d_{H\check{c}}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{K\check{c}}^2}{4}} \quad (65)$$

$$y_T = \frac{\frac{1}{2} \frac{\pi \cdot 100^2}{4} 4 \cdot 50 - \frac{1}{2} \frac{\pi \cdot 17^2}{4} 4 \cdot 8,5 - \frac{\pi \cdot 20^2}{4} 22}{\frac{1}{2} \frac{\pi \cdot 100^2}{4} - \frac{1}{2} \frac{\pi \cdot 17^2}{4} - \frac{\pi \cdot 20^2}{4}} \text{ mm} = 21,72 \text{ mm}$$

$z_T = 0 \text{ mm}$

#### Výpočet vzdálenosti těžiště ramene kliky od osy rotace pomocí softwaru

Na obrázku č. 19 je zobrazen model ramene kliky vytvořený aplikací Solidworks. Porovnáním výpočtů analytického řešení a řešení výpočetní techniky se výsledky i v předchozím případě (vývažku) neliší. Vzdálenost těžiště ramene kliky od osy rotace bude tedy  $r_{RK} = 21,72 \text{ mm}$ . Zároveň vypočtený objem vývažku softwarem je  $V_{RK} = 34293,55 \text{ mm}^3$ .

## Výpočet hmotnosti ramene kliky

### Hmotnost ramene kliky

Materiálem ramene kliky je ocel s hustotou  $\rho_{RK} = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ . Tloušťka ramene kliky je  $t = 9,8 \text{ mm}$ .

$$V_{RK} = \frac{1}{2} \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} t - \frac{1}{2} \frac{\pi \cdot d_{H\check{C}}^2}{4} t - \frac{\pi \cdot d_{K\check{C}}^2}{4} t \quad (66)$$

$$V_{RK} = \frac{1}{2} \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} 9,8 \cdot 10^{-3} - \frac{1}{2} \frac{\pi \cdot 0,017^2}{4} 9,8 \cdot 10^{-3} - \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} 9,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V_{RK} = 3,429355 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$m_{RK} = \rho_{RK} \cdot V_{RK} \quad (67)$$

$$m_{RK} = 7850 \cdot 3,429355 \cdot 10^{-5} \text{ kg} = 269,20 \cdot 10^{-3} \text{ kg} = 269,20 \text{ g}$$

### Redukovaná hmotnost ramene kliky

$$m'_{RK} = m_{RK} \frac{r_{RK}}{r} \quad (68)$$

$$m'_{RK} = 269,20 \cdot 10^{-3} \frac{21,72}{22} \text{ kg} = 265,77 \cdot 10^{-3} \text{ kg} = 265,77 \text{ g}$$

### Celková rotující hmotnost kliky redukovaná do osy klikového čepu

Hmotnost klikového čepu je 69 g, ložiska 7 g. Proto  $m_{KC} = 69 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$  a  $m_L = 7 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$ .

$$m_K = m_{KC} + 2 \cdot m'_{RK} + m_L = m_{KC} + 2 \cdot m_{RK} \frac{r_{RK}}{r} + m_L \quad (69)$$

$$m_K = 69 + 2 \cdot 265,77 + 7 \text{ g} = 607,54 \text{ g} = 607,54 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

### Redukce hmotnosti pístové skupiny a klikového ústrojí

Skutečná hmotnost zvažované pístové skupiny činí 94 g, tedy  $m_{PS} = 94 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$ .

$$m_p = m_{PS} + m_{Op} \quad (70)$$

$$m_p = 94,00 + 47,23 \text{ g} = 141,23 \text{ g} = 141,23 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

$$m_r = m_K + m_{Or} \quad (71)$$

$$m_r = 607,54 + 63,77 \text{ g} = 671,31 \text{ g} = 671,31 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

Hodnoty  $m_p$  a  $m_r$  jsou použity v kapitole Síly působící v klikovém ústrojí.

## 7 DALŠÍ ČÁSTI POHONNÉHO ÚSTROJÍ

### 7.1 Příslušenství motoru

#### 7.1.1 Karburátor

Přípravu směsi zajišťuje u novodobých motocyklů vstřikovací zařízení. U starších motocyklů je možné se setkat s karburátorem. V průběhu produkce motocyklů Jawa 50 bylo několik typů karburátorů. Posledním vyráběným typem je karburátor značky Jikov 2917 PSb s průměrem difuzoru 17 mm, hlavní tryskou 68 a tryskou volnoběhu 38. Experimentálně zjištěný pracovní objem plovákové komory je přibližně 7-8 ml. Obrázek je uveden v příloze č. 8.

#### Konstrukce karburátoru

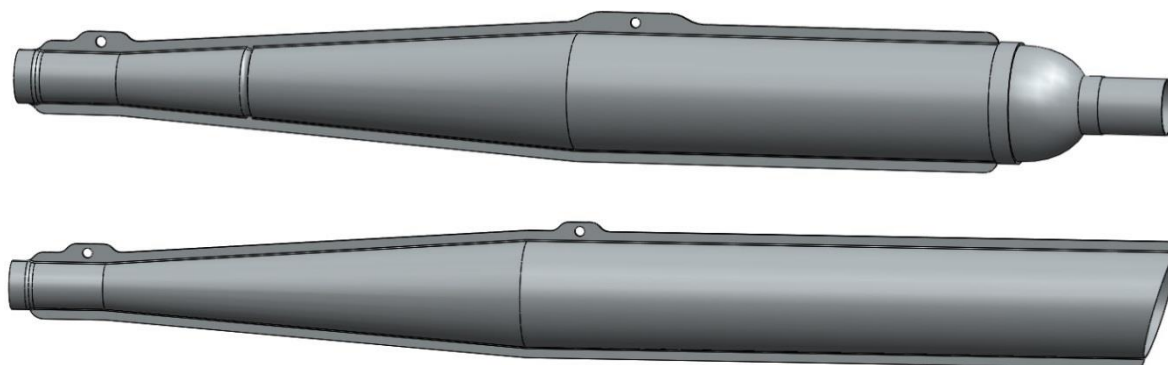
$$w_{str} = \frac{\varphi_{pr} \cdot \eta_{pL} \cdot V_Z \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} i \cdot n}{15 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \tau} \quad (72)$$
$$w_{str} = \frac{0,85 \cdot 0,9 \cdot 49,9 \cdot 10^{-6} \frac{9,2}{9,2 - 1} \cdot 1 \cdot 6500}{15\pi \cdot 0,017^2 \cdot 1} m \cdot s^{-1} = 20,44 m \cdot s^{-1}$$

$w_{str}$  se orientačně volí 20 – 40  $m \cdot s^{-1}$  pro 1 až 2 válce motoru a při jednom karburátoru. [5] Vypočtená hodnota vykazuje při 6500 otáčkách za minutu a plně otevřeném vzduchovém šoupátku spodní mez intervalu. Jak můžeme vidět, karburátor vyhovuje a je možné ho při dalších změnách (je zapotřebí hledat optimální seřízení) do jisté míry použít i pro otáčky vyšší než maximální (například při úpravách). Při těchto činech je potřeba postupovat velmi opatrně, neboť by mohlo dojít k destrukci některých mechanických částí karburátoru, chceme-li zachovat jeho životnost.

Poznámka: Vztah (72) je včetně hodnot použit z literatury [5].

### 7.1.2 Výfuk

Nedílnou součástí spalovacího motoru je výfuk. Jeho velikost a tvar závisí na konstrukci motoru. Od začátku do konce výroby motocykly disponovaly několika tvary výfuků. Za pozornost stojí poslední dva typy, neboť právě tyto výfuky jsou mezi motocykly nejrozšířenější. Pro názornost a porovnání obou výfuků jsem oba vytvořil v aplikaci Solidworks. Rozdíl je kromě vzhledu také ve vnitřním provedení přepážek. Výfuk č. 1 bývá také někdy i v odborné literatuře označován jako doutník.



Obrázek č. 20 Výfuk č. 1 tzv. doutník (nahore) a výfuk č. 2 (dole)

#### Orientační výpočet tlumiče výfuku

Objem výfuku jsem zjistil na základě experimentálního měření. Oba výfuky byly naplněny kapalinou o přesně definovaném a odměřeném množství.

Objem výfuku před první přepážkou u výfuku č. 1 je 1,05 litru, u výfuku č. 2 asi 1,15 litru. Objem tlumiče výfuku se u doutníku dělí na dvě části. Za první přepážkou je objem 0,30 litru. Dále umístěná rozebíratelná koncovka, skládající se opět ze dvou částí má také 0,30 litru. U výfuku č. 2 je to jako jeden celek 0,70 litru. Průběh experimentálního měření je včetně výsledných hodnot uveden v přílohách č. 9, 10 a 11.

$$V_{TV} = \frac{K \cdot V_M}{n} \sqrt{\frac{1}{i}} \quad (73)$$

$$K = \frac{V_{TV} \cdot n}{V_M} \sqrt{\frac{i}{1}} \quad (74)$$

$$K_1 = \frac{0,60 \cdot 10^{-3} \cdot 6500}{49,9 \cdot 10^{-6}} \sqrt{\frac{1}{1}} \text{ min}^{-1} = 78156,31 \text{ min}^{-1}$$

$$K_2 = \frac{0,70 \cdot 10^{-3} \cdot 6500}{49,9 \cdot 10^{-6}} \sqrt{\frac{1}{1}} \text{ min}^{-1} = 91182,36 \text{ min}^{-1}$$

Hodnota výfukové konstanty  $K [min^{-1}]$  se při konstrukci volí pro motory osobních automobilů  $K=50000$ , nákladních automobilů  $K=10000$  až  $35000$  a pro traktorové motory  $K=5000$  [1]. Obecně se dá tedy říct, že čím větší spalovací motor, tím je konstanta  $K$  menší.



## 7.2 Spojka

Spojka je spojovací článek mezi motorem a převodovkou. Jejím úkolem je krátkodobě přerušit přenos točivého momentu. Zároveň umožňuje rozjezd motocyklu, řadit rychlostní stupně a v neposlední řadě tlumit kmity vznikající od motoru a převodového ústrojí. Materiálem třecího obložení je korek.

### Výpočet lamelové spojky

Při jejím výpočtu lze s výhodou použít vztahy (75) a (76) pro třecí suchou spojku. [4]

$$M_S = F_{ps} \cdot f \cdot i \cdot r_{stř} \quad (75)$$

$$M_S = 1,5 \cdot M_{max} \quad (76)$$

U vozidlových spojek je výpočtový točivý moment na spojce roven maximálnímu točivému momentu motoru, protože většinou spojka přímo navazuje na setrvačník. Zde tomu tak není, především kvůli zástavbovému prostoru. Motocyklová spojka motorů všech motocyklů Jawa 50 je poháněna od klikového hřídele přes řetězový převod v určitém poměru. Účinnost řetězových převodů je při správném mazání a montáži 98 %. [6]

Vztah (76) se proto změnil takto:

$$M_S = 1,5 \cdot M_{max} \cdot i_S \cdot \eta_{\dot{R}} \quad (77)$$

$$M_S = 1,5 \cdot M_{max} \frac{Z_S}{Z_M} \eta_{\dot{R}} \quad (78)$$

$$M_S = 1,5 \cdot 4,3 \frac{34}{14} 0,98 N \cdot m = 15,35 N \cdot m$$

Součinitel smykového tření pro korek a ocel na oleji	$f = 0,45$ [10]
Počet třecích ploch lamelové spojky	$i = 4$
Vnější průměr třecího obložení	$d_1 = 86 \text{ mm}$ ( $r_1 = 43 \text{ mm}$ )
Vnitřní průměr třecího obložení	$d_2 = 57,5 \text{ mm}$ ( $r_2 = 28,75 \text{ mm}$ )

### Střední poloměr třecího obložení

Na tomto místě je potřeba připomenout a poznamenat, že při výpočtu se tak trochu dopouštím určitého zjednodušení, a to takového, že se předpokládá vnější a vnitřní průměr jako kružnice a ne jako mnohoúhelník, jak je tomu ve skutečnosti na obrázku č. 22.

$$r_{stř} = \frac{r_1 + r_2}{2} \quad (79)$$

$$r_{stř} = \frac{43,00 + 28,75}{2} \text{ mm} = 35,88 \text{ mm}$$

### Přítlačná síla spojky

$$F_{ps} = \frac{M_S}{f \cdot i \cdot r_{stř}} \quad (80)$$

$$F_{ps} = \frac{15,35}{0,45 \cdot 4 \cdot 35,88 \cdot 10^{-3}} N = 237,67 N$$

### Třecí síla spojky

$$F_{ts} = F_{ps} \cdot f \quad (81)$$

$$F_{ts} = 237,67 \cdot 0,45 N = 106,95 N$$

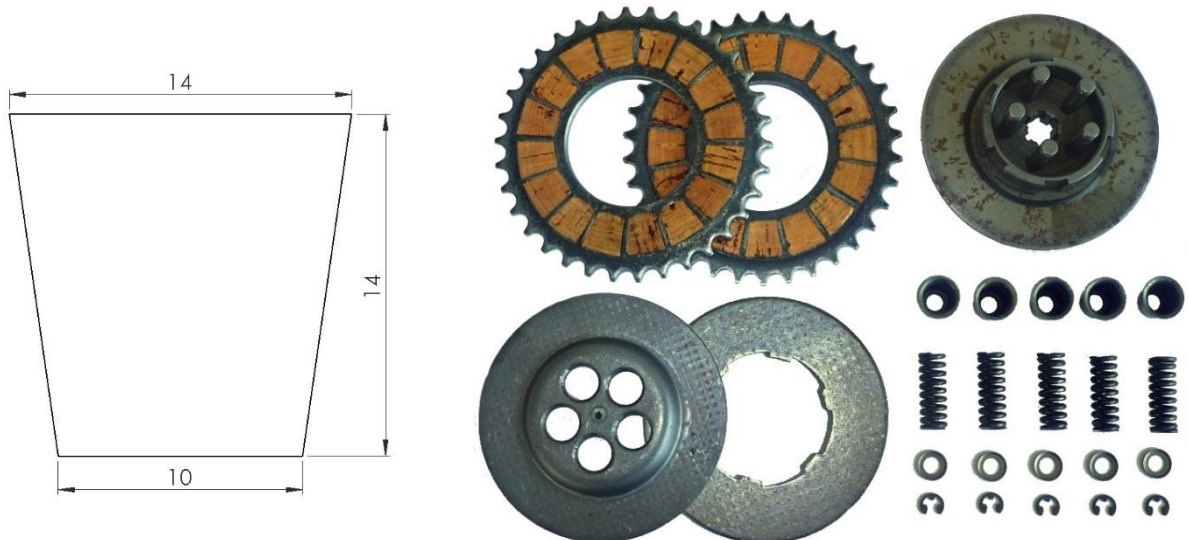
### Měrný tlak spojky

$$p_s = \frac{F_{ps}}{S_s \cdot i} \quad (82)$$

Pracovní plocha jednoho korku (z jedné strany) má stejný tvar, jako rovnoramenný lichoběžník. Proto jeho výpočtová plocha bude vycházet z plochy lichoběžníku. Rozměry korku jsou uvedeny na obrázku č. 21. Počet korků je u jednoho třecího obložení 16.

$$S_s = \left[ \frac{(14 + 10) \cdot 14}{2} \right] \cdot 16 \text{ mm}^2 = 2688 \text{ mm}^2$$

$$p_s = \frac{237,67}{2688 \cdot 10^{-6} \cdot 4} \text{ Pa} = 2,21 \cdot 10^4 \text{ Pa} = 0,0221 \text{ MPa}$$



Obrázek č. 21 a 22 Rozměry jednoho korku (vlevo) a reálná sestava spojky (vpravo)

Dovolený měrný tlak spojky se udává pro osobní automobily 0,2 – 0,5 MPa, pro užitkové automobily 0,15 – 0,25 MPa. [4] Výsledek je výrazně nižší než tyto hodnoty. Je to díky tomu, že spojka u malých motocyklů nepřenáší tak velký točivý moment.

### 7.3 Převodovka

Převodovka slouží ke změně přenášeného točivého momentu. Protože momentová charakteristika spalovacího motoru neodpovídá trakčním požadavkům motocyklu, není možné spojit motor (respektive v tomto případě spojku) a hnací motocyklové kolo bezprostředně. Účinkem převodovky se trvale snižují otáčky poháněného kola ve srovnání s otáčkami motoru. Dále umožňuje zvětšování momentu tohoto hnacího kola proti točivému momentu motoru. Převodovka také může zajistit trvalé rozpojení přenosu výkonu mezi motorem a hnacím kolem. Mezi požadavky patří jednoduchá obsluha, dlouhá životnost, minimální ztráty a levná výroba.

Manuální mechanická převodovka motocyklu Jawa 50 je tříhřídelová. To znamená, že hnací a hnaný hřídel mají stejnou osu otáčení a moment je přenášen dvěma páry ozubených kol přes předlohou hřídel. Tato převodovka umožňuje přímý záběr. V případě dvouhřídelových převodovek je momentový tok realizován pouze jednou dvojicí ozubených kol a hnací s hnaným hřídelem jsou umístěny ve skříni, rovnoběžně vedle sebe.

#### Převodové poměry

Schéma celé převodovky s jednotlivými počty zubů je v příloze č. 3.

#### Převod spojky

Jak už bylo v předchozí kapitole zmíněno, prvním převodem je řetězový převod pohánějící spojku. Na klikovém hřídeli je kolečko, které má 14 zubů. Na spojkových lamelách je 34 zubů.

$$i_S = \frac{34}{14} = 2,43$$

#### Převod z hlavního na předlohou hřídel pro první rychlostní stupeň

$$i'_I = \frac{23}{14} = 1,64$$

#### Převod z hlavního na předlohou hřídel pro druhý rychlostní stupeň

$$i'_{II} = \frac{18}{20} = 0,90$$

#### Převod z předlohou zpět na hlavní hřídel

Je shodný pro první dva rychlostní stupně.

$$i_{PH} = \frac{23}{14} = 1,64$$

### **Převod prvního rychlostního stupně**

$$i_I = i'_I \cdot i_{PH}$$

$$i_I = 1,64 \cdot 1,64 = 2,70$$

### **Převod druhého rychlostního stupně**

$$i_{II} = i'_{II} \cdot i_{PH}$$

$$i_{II} = 0,90 \cdot 1,64 = 1,48$$

### **Třetí rychlostní stupeň**

Třetí rychlostní stupeň je realizován jako přímý záběr.

### **Výstupní převod z motoru k hnacímu kolu**

Pohon k zadnímu kolu zajišťuje stejně jako u spojky řetězový převod s tím rozdílem, že řetěz musí být pravidelně kontrolován a mazán. Spojka je mazána olejovou lázní neustále při činnosti motoru.

$$i_V = \frac{55}{13} = 4,23$$

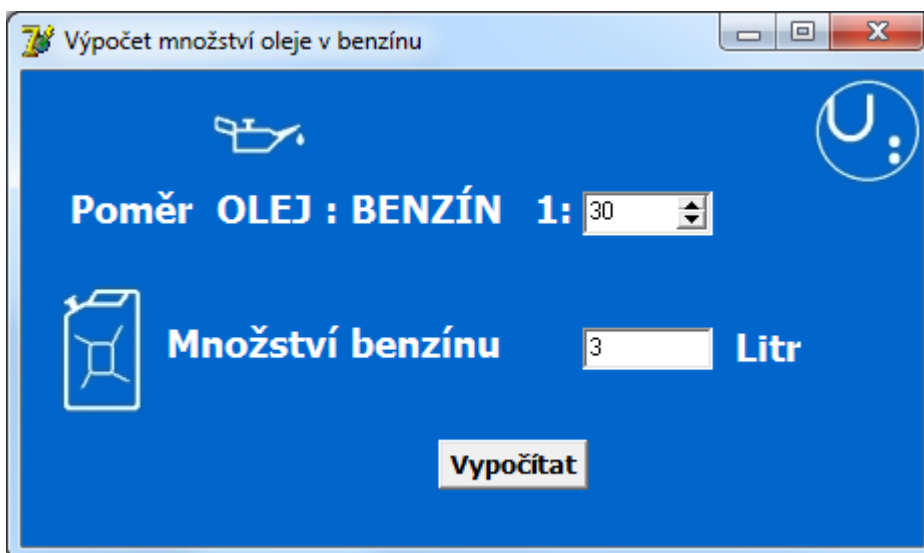
Pro výstupní kolečko s 12 zuby bude převod ke kolu:

$$i_V = \frac{55}{12} = 4,58$$

Vypočtené výsledky se shodují s převodovými poměry uvedenými v dílenských příručkách. Pro přesný výpočet převodových poměrů a další konkrétnější výpočty je ale nutné zohlednit i účinnosti jednotlivých převodů. Protože se tato bakalářská práce nezabývá plnohodnotně převodovkou ale pouze okrajově, jsou tyto převodové poměry (stejně jako v dílenských příručkách těchto motocyklů) teoretické.

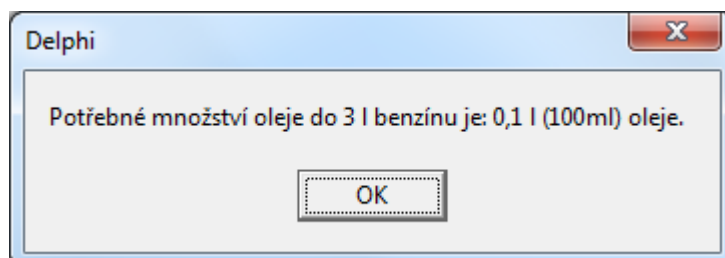
## 8 VÝPOČETNÍ PROGRAM

Součástí této práce je také jednoduchá aplikace pro směšovací poměr paliva dvoudobého motoru. Ve vývojovém prostředí Delphi 7 byl sestaven algoritmus pro zadaná vstupní data, výpočet parametrů a vytisknutí vypočtených hodnot.



Obrázek č. 23 Hlavní okno programu

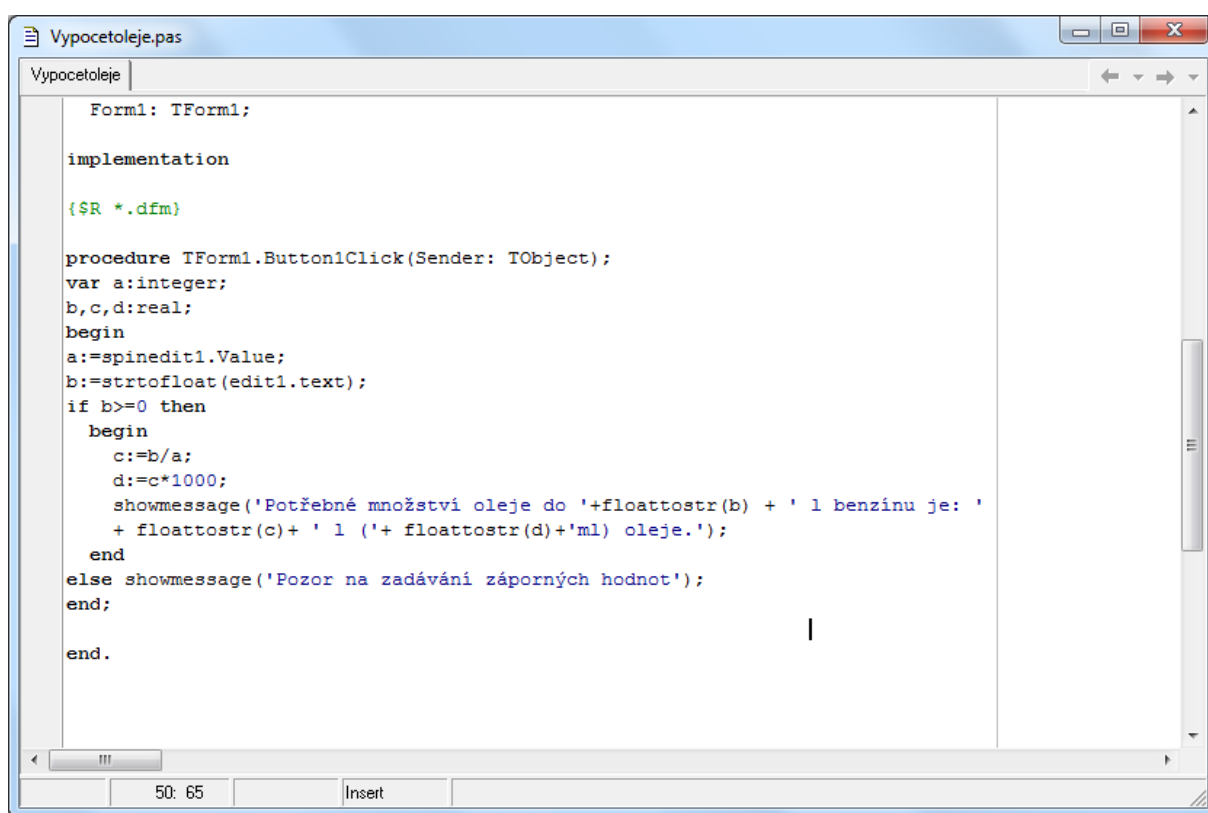
Program je určen pro jednoho uživatele. Jeho ovládání je velice jednoduché. Hned po jeho spuštění se zobrazí hlavní okno programu. Při samotném zadávání vstupních parametrů je možné si vybrat nejen množství benzínu, které se smíchá s olejem, ale i jeho poměr. Takže například při záběhu, kdy je potřeba koncentraci oleje v palivu zvýšit, se zadá požadovaný směšovací poměr a program dle vloženého algoritmu vše dopočítá. Po stisknutí tlačítka Vypočítat se zobrazí další okno, tentokrát ale s vypočteným výsledkem. Na obrázku č. 24 je toto okno zobrazeno. V opačném případě, pokud zadá uživatel záporné číslo, zobrazí se chybné hlášení o nesprávném zadání hodnot.



Obrázek č. 24 Okno programu s vypočteným výsledkem

Vývojové prostředí Delphi používá programovací jazyk Object Pascal. Na základním formuláři je umístěno celkem deset komponent. Čtyři labely, které podávají informace o tom, kam jednotlivé vstupní informace zadat. Tlačítko Vypočítat vykonává veškeré výpočetní funkce programu. Dále je na formuláři umístěn spinedit pro zadávání poměru oleje a benzínu, edit pro zadávání množství benzínu a ještě také tři obrázky tvořící grafický doplněk modrého pozadí.

Výpočetní program pracuje na principu trojčlenky. Vyskytují se v něm čtyři proměnné. Dvě pro zadané hodnoty a dvě pro vypočtené hodnoty. Přitom jedna z hodnot, která se zadává (pro poměr) je typu celočíselného a všechny ostatní jsou typu reálného. Proti zadání záporných hodnot je systém vybaven podmínkou *<if>*. Celý algoritmus je na obrázku č. 25.



```
Form1: TForm1;

implementation

{$R *.dfm}

procedure TForm1.Button1Click(Sender: TObject);
var a:integer;
    b,c,d:real;
begin
    a:=spinedit1.Value;
    b:=strtofloat(edit1.text);
    if b>=0 then
    begin
        begin
            c:=b/a;
            d:=c*1000;
            showmessage('Potřebné množství oleje do '+floattostr(b) + ' l benzínu je: '
            + floattostr(c)+ ' l ('+ floattostr(d)+'ml) oleje.');
        end
    end
    else showmessage('Pozor na zadávání záporných hodnot');
end;

end.
```

Obrázek č. 25 Algoritmus výpočetního programu

## 9 ZÁVĚR

Tato bakalářská práce se zabývá analýzou, výpočtem parametrů a pevnostními kontrolami sériového motoru malého motocyklu Jawa 50. Výpočty byly prováděny analyticky. Některé parametry byly dopočítány pomocí aplikací Solidworks a Microsoft Excel. Téměř všechny součástky motoru byly namodelovány pomocí aplikace Solidworks, přesně dle originálních dílů v motoru.

V úvodu byl představen zástupce malého motocyklu, jehož pohonným ústrojím se tato bakalářská práce zabývá a vysvětlena byla i činnost dvoudobého motoru. Následující kapitoly se zabývaly dopočítáním hodnot základních konstrukčních parametrů motoru a kinematikou centrického klikového mechanismu.

Největší část práce byla zaměřena na pevné a pohyblivé části spalovacího motoru, kde většina z nich byla podrobena analytickým pevnostním kontrolám. Z vypočtených výsledků a porovnáním s mezními hodnotami vyplývá, že většina dílů motoru je naddimenzována pro běžné používání. Stejně tak lamelová spojka je pro tento motocykl z hlediska mezních hodnot dostačující. Co je ale nevyhovující, je odstupňování převodovky. Zejména při jízdě v kopcovitém terénu, kdy je motocykl osazen dvěma osobami, jsou převodové stupně vzdáleny příliš od sebe. Řešením by mohly být převody s kratším rozpětím a uvítané by byly i další rychlostní stupně.

Na závěr je práce doplněna jednoduchým programem, který slouží k určení množství oleje v benzínu pro dvoudobé motory. Program zpracovává vstupní hodnoty zadané uživatelem a výsledek zobrazí v novém okně.

V současnosti je software nepostradatelným nástrojem každého konstruktéra. Na druhou stranu je potřeba si také ale vždy uvědomit, zda hodnoty vypočtené softwarem skutečně odpovídají realitě a skutečnost výsledků si ověřit jinou, nezávislou metodou. Proto u výpočtu těžiště jsem souřadnice vypočítal nejprve analyticky a správnost jsem zkontroloval pomocí softwaru, přičemž bylo vidět, že oba výsledky se shodují.

## POUŽITÁ LITERATURA

- [1] TESAŘ, Miroslav a Ivo ŠEFČÍK. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-550-1.
- [2] KOVAŘÍK, Ladislav, Viktor FERENCEY, Radomír SKALSKÝ, Ladislav ČÁSTEK. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Praha: Naše vojsko, 1992, 492 s. ISBN 80-206-0131-7.
- [3] JILEK, Petr a Jan POKORNÝ. *Úvod do spalovacích motorů*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2013. ISBN 978-80-7395-743-8.
- [4] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0025-0.
- [5] BAUMRUK, Pavel. *Příslušenství spalovacích motorů*. Praha, 1996. Skripta. ČVUT Fakulta strojní.
- [6] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [7] WOHLMUTH, Jiří. *Jawa 50 Pionýr: historie, vývoj, technika, sport*. Praha: Grada, 2007. Retro (Grada). ISBN 978-80-247-1993-1.
- [8] PAVLŮSEK, Alois. *Motocykly Jawa 50-90 cm<sup>3</sup>: historie, technika, prototypy, sport*. Brno: CPress, 2012. Motoalbum (CPress). ISBN 978-80-264-0044-8.
- [9] *Učebnice řidiče motocyklu*. Páté přepracované a doplněné vydání. Praha: Naše vojsko, 1960.
- [10] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka: 1. díl*. Desáté přepracované vydání. Praha: Nakladatelství Práce, 1947, 920 s.



- [11] STEJSKAL, Miroslav. *Válcová jednotka dvoudobého motocyklového motoru* [online]. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2010 [cit. 2017-04-05]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/17662>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Václav Píštěk.
- [12] Dokumentace: schémata, příručky, katalogy, publikace - Jawa 50 Pionýr. *Stránky věnované motocyklům značky Jawa 50 - Jawa 50 Pionýr* [online]. Copyright © 2003 [cit. 25.04.2017]. Dostupné z: <http://www.jawa-50.cz/clanek/dokumentace-prirucky-navod-kobsluze-katalog-dilu-servisni-dilenska- knizka.html>
- [13] Jawa50-ujezd.wz.cz. *Jawa50-ujezd.wz.cz* [online]. Dostupné z: <http://jawa50-ujezd.wz.cz/index.php?o=m23>
- [14] FEM Computer program SolidWorks (2014) Education Edition, Dassault Systemes
- [15] Computer program Borland Delphi 7 (2002) Version 7.0, Borland Software Corporation

## SEZNAM TABULEK A GRAFŮ

<b>Tabulka č. 1</b> Objem válce podle výbrusu .....	14
<b>Graf č. 1</b> Závislost dráhy pístu na úhlu natočení klikového hřídele .....	17
<b>Graf č. 2</b> Závislost rychlosti pístu na úhlu natočení klikového hřídele .....	18
<b>Graf č. 3</b> Závislost zrychlení pístu na úhlu natočení klikového hřídele.....	18

## SEZNAM OBRÁZKŮ

<b>Obrázek č. 1</b> Dvousedadlový malý motocykl Jawa 50 Pionýr .....	10
<b>Obrázek č. 2</b> Pracovní oběh dvoudobého motoru .....	12
<b>Obrázek č. 3</b> Rozměry vývažku.....	20
<b>Obrázek č. 4</b> Princip vyvažování .....	20
<b>Obrázek č. 5</b> Centrování klikového mechanismu.....	21
<b>Obrázek č. 6</b> Tvary oken ve válci .....	22
<b>Obrázek č. 7</b> Kruhový diagram časování dvoudobého motoru .....	23
<b>Obrázek č. 8</b> Model pístu v Solidworks .....	25
<b>Obrázek č. 9</b> Průřezová plocha pístu .....	25
<b>Obrázek č. 10</b> Pístní kroužky.....	29
<b>Obrázek č. 11</b> Hlavní rozměry pístního kroužku.....	29
<b>Obrázek č. 12</b> Hlavní rozměry pístního čepu .....	31
<b>Obrázek č. 13</b> Reálný pístní čep .....	31
<b>Obrázek č. 14</b> Skutečná pojistka a model pojistky pístního čepu .....	33
<b>Obrázek č. 15</b> Náhradní soustava ojnice tvořená dvěma hmotnými body .....	34
<b>Obrázek č. 16</b> Skutečná ojnice motoru Jawa 50.....	35
<b>Obrázek č. 17</b> Model ojnice motoru Jawa 50 .....	35
<b>Obrázek č. 18</b> Rozměry ramene kliky .....	36
<b>Obrázek č. 19</b> Model ramene kliky .....	36
<b>Obrázek č. 20</b> Výfuk č. 1 tzv. doutník a výfuk č. 2.....	39
<b>Obrázek č. 21</b> Rozměry jednoho korku .....	42
<b>Obrázek č. 22</b> Reálná sestava spojky .....	42
<b>Obrázek č. 23</b> Hlavní okno programu .....	45
<b>Obrázek č. 24</b> Okno programu s vypočteným výsledkem.....	45
<b>Obrázek č. 25</b> Algoritmus výpočetního programu .....	46

## SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

### Latinská písmena

$a$	$m$	délka pouzdra ojnice
$a_v$	$m$	výpočtová délka pouzdra ojnice
$b$	$m$	výška pístního kroužku
$b$	$m$	vzdálenost mezi nálitky v pístu pro pístní čep
$c_s$	$m \cdot s^{-1}$	střední pístová rychlost
$d$	$m$	průměr směšovací komory
$d$	$m$	vnější průměr pístního čepu
$d_i$	$m$	průměr dutiny pístního čepu
$d_{H\check{c}}$	$m$	průměr hlavního čepu
$d_{K\check{c}}$	$m$	průměr otvoru klikového čepu
$d_m$	$m$	vnitřní průměr drážky pro pístní kroužek v pístu
$d_s$	$m$	průměr setrvačníku
$d_z$	$m$	vzdálenost mezi žebry
$d_1$	$m$	vnější průměr třecího obložení
$d_2$	$m$	vnitřní průměr třecího obložení
$D$	$m$	průměr válce (vrtání)
$D$	$m$	vnější průměr pístního kroužku v pracovní poloze
$E$	$N \cdot m^{-2}$	modul pružnosti v tahu
$f$	-	součinitel smykového tření
$F_p$	$N$	síla od tlaku plynů
$F_{sp}$	$N$	setrvačná síla posuvných hmot
$F'_{sp}$	$N$	setrvačná síla posuvných hmot v horní úvratí pístu
$F''_{sp}$	$N$	setrvačná síla posuvných hmot bez pístního čepu
$F_{spX}$	$N$	setrvačná síla posuvných hmot nad řezem X-X pístu
$F_{sr}$	$N$	setrvačná síla rotujících hmot
$F_p$	$N$	celková síla působící na píst
$F_m$	$N$	síla působící na můstek mezi prvním a druhým pístním kroužkem
$F_{ps}$	$N$	přítlačná síla spojky
$F_{ts}$	$N$	třecí síla spojky

$h$	$m$	vzdálenost žebra od válce
$i$	-	počet válců
$i$	-	počet třecích ploch spojky
$i_S$	-	převodový poměr spojky
$i'_I$	-	převodový poměr mezi hlavním a předlohovým hřídelem pro první rychlostní stupeň
$i'_{II}$	-	převodový poměr mezi hlavním a předlohovým hřídelem pro druhý rychlostní stupeň
$i_{PH}$	-	převodový poměr mezi předlohovým a hlavním hřídelem
$i_I$	-	převodový poměr prvního rychlostního stupně
$i_{II}$	-	převodový poměr druhého rychlostního stupně
$i_V$	-	výstupní převod mezi převodovkou a hnacím kolem
$K$	$\text{min}^{-1}$	výfuková konstanta
$K_1$	$\text{min}^{-1}$	výfuková konstanta pro výfuk č. 1
$K_2$	$\text{min}^{-1}$	výfuková konstanta pro výfuk č. 2
$l$	$m$	délka ojnice
$l_{\zeta}$	$m$	délka pístního čepu
$l_p$	$m$	vzdálenost osy pístního čepu od těžiště ojnice
$l_r$	$m$	vzdálenost osy klikového čepu od těžiště ojnice
$l_u$	$m$	délka uložení pístního čepu v jednom pístním oku
$m$	$kg$	celková hmotnost pohonného ústrojí
$m_{KC}$	$kg$	hmotnost klikového čepu
$m_v$	$kg$	hmotnost vývažku
$m_O$	$kg$	hmotnost ojnice
$m_{Op}$	$kg$	část hmotnosti ojnice redukována do osy pístního čepu
$m_{Or}$	$kg$	část hmotnosti ojnice redukována do osy klikového čepu
$m_p$	$kg$	celková redukována hmotnost posuvných částí
$m'_p$	$kg$	celková redukována hmotnost posuvných částí bez pístního čepu
$m_{PS}$	$kg$	hmotnost pístové skupiny
$m'_{PS}$	$kg$	hmotnost pístové skupiny bez pístního čepu
$m_r$	$kg$	celková redukována hmotnost rotujících částí
$m_K$	$kg$	rotující hmotnost kliky redukována do osy klikového čepu
$m_L$	$kg$	hmotnost ložiska klikového čepu

$m_{RK}$	$kg$	hmotnost ramene kliky
$m'_{RK}$	$kg$	hmotnost ramene kliky redukována do osy klikového čepu
$m_X$	$kg$	hmotnost pístu nad řezem X-X
$n$	$min^{-1}$	otáčky motoru
$M$	$N\cdot m$	točivý moment motoru
$M_S$	$N\cdot m$	točivý moment přenášený spojkou
$M_O$	$N\cdot m$	ohybový moment
$p_0$	$Pa$	atmosférický tlak
$p_O$	$Pa$	měrný tlak mezi pístním čepem a pouzdem oka ojnice
$p_e$	$Pa$	efektivní tlak
$p_P$	$Pa$	měrný tlak v okách pístu
$p_s$	$Pa$	měrný tlak spojky
$p_{max}$	$Pa$	maximální tlak ve válci
$P_e$	$W$	nejvyšší výkon motoru
$P_O$	$kW\cdot dm^{-3}$	měrný (litrový) výkon
$P_{mv}$	$kW\cdot kg^{-1}$	hmotnostní výkon
$r$	$m$	délka ramene kliky
$r$	$m$	poloměr kruhové desky pístu
$r_{HČ}$	$m$	poloměr hlavního čepu
$r_{RK}$	$m$	vzdálenost těžiště ramene kliky od osy rotace
$r_s$	$m$	poloměr setrvačníku
$r_{stř}$	$m$	střední poloměr spojkového obložení
$r_v$	$m$	vzdálenost těžiště vývažku od osy rotace
$r_1$	$m$	vnější poloměr spojkového obložení
$r_2$	$m$	vnitřní poloměr spojkového obložení
$R$	$m$	poloměr kružnice
$s$	$m$	šířka mezery mezi žebry
$S$	$m^2$	výpočtová plocha
$S_s$	$m^2$	třecí plocha spojkového obložení
$S_P$	$m^2$	čelní plocha pístu
$S_X$	$m^2$	průřezová plocha pístu
$t$	$m$	šířka pístního kroužku
$t$	$m$	tloušťka ramene kliky

$v_{K\check{c}}$	$m \cdot s^{-1}$	obvodová rychlost klikového čepu
$v_V$	$m \cdot s^{-1}$	střední rychlost proudění vzduchu mezi žebry
$V_K$	$m^3$	kompresní objem válce
$V_M$	$m^3$	zdvihový objem motoru
$V_{PX}$	$m^3$	objem pístu nad řezem X-X
$V_{RK}$	$m^3$	objem ramene kliky
$V_{TV}$	$m^3$	objem tlumiče výfuku
$V_Z$	$m^3$	zdvihový objem válce
$w_{str}$	$m \cdot s^{-1}$	střední rychlost proudění karburátoru
$W_O$	$m^3$	průřezový modul v ohybu
$x$	-	konstanta pro efektivní tlak
$x$	$m$	dráha pístu
$\dot{x}$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost pístu
$\ddot{x}$	$m \cdot s^{-2}$	zrychlení pístu
$x_T$	$m$	poloha těžiště v ose x
$y_T$	$m$	poloha těžiště v ose y
$z_T$	$m$	poloha těžiště v ose z
$z$	$m$	zdvih
$Z_S$	-	počet zubů spojkových lamel
$Z_M$	-	počet zubů ozubeného kola na klice (od motoru)

### Řecká písmena

$\alpha$	-	poměr mezi vnitřním a vnějším průměrem pístního čepu
$\delta$	$m$	tloušťka stěny válce
$\delta$	$m$	tloušťka dna pístu
$\delta_m$	$m$	výška můstku mezi pístními kroužky
$\varepsilon$	-	kompresní poměr
$\eta_{pL}$	-	plnicí účinnost
$\eta_{\check{r}}$	-	účinnost řetězového převodu
$\lambda$	-	ojniční poměr
$\pi$	-	Ludolfovo číslo (konstanta)
$\rho$	$m$	poloměr křivosti pístního kroužku

$\rho_P$	$kg \cdot m^{-3}$	hustota pístu
$\rho_{RK}$	$kg \cdot m^{-3}$	hustota ramene kliky
$\sigma$	$Pa$	napětí
$\sigma_o$	$Pa$	ohybové napětí
$\sigma_m$	$Pa$	výška můstku mezi pístními kroužky
$\sigma_t$	$Pa$	tahové napětí
$\sigma_{tl}$	$Pa$	tlakové napětí
$\sigma_{red}$	$Pa$	reduované napětí
$\sigma_{01}$	$Pa$	napětí pístního kroužku při navlékání na píst
$\sigma_{02}$	$Pa$	napětí při činnosti pístního kroužku
$\tau$	-	počet otáček na cyklus
$\tau$	$Pa$	smykové napětí
$\varphi$	$^\circ$	úhel natočení klikového hřídele od horní úvrati
$\varphi_{pr}$	-	součinitel propláchnutí
$\Psi_S$	$^\circ$	celkový úhel při otevření sacího kanálu
$\Psi_P$	$^\circ$	celkový úhel při otevření přepouštěcích kanálů
$\Psi_V$	$^\circ$	celkový úhel při otevření výfukového kanálu
$\Psi_{SO}$	$^\circ$	úhel otvírání sacího kanálu
$\Psi_{SZ}$	$^\circ$	úhel zavírání sacího kanálu
$\Psi_{PO}$	$^\circ$	úhel otvírání přepouštěcího kanálu
$\Psi_{PZ}$	$^\circ$	úhel zavírání přepouštěcího kanálu
$\Psi_{VO}$	$^\circ$	úhel otvírání výfukového kanálu
$\Psi_{VZ}$	$^\circ$	úhel zavírání výfukového kanálu
$\omega$	$s^{-1}$	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele

## Index

*max* maximální



## **SEZNAM PŘÍLOH**

### **Výkresová dokumentace**

- Příloha č. 1** Výkres karburátoru Jikov 2917 PSb
- Příloha č. 2** Výkres pohonného ústrojí malého motocyklu Jawa 50 typ 20, 21 a 23
- Příloha č. 3** Schéma převodovky Jawy 50 typ 20, 21 a 23

### **Experimentální měření**

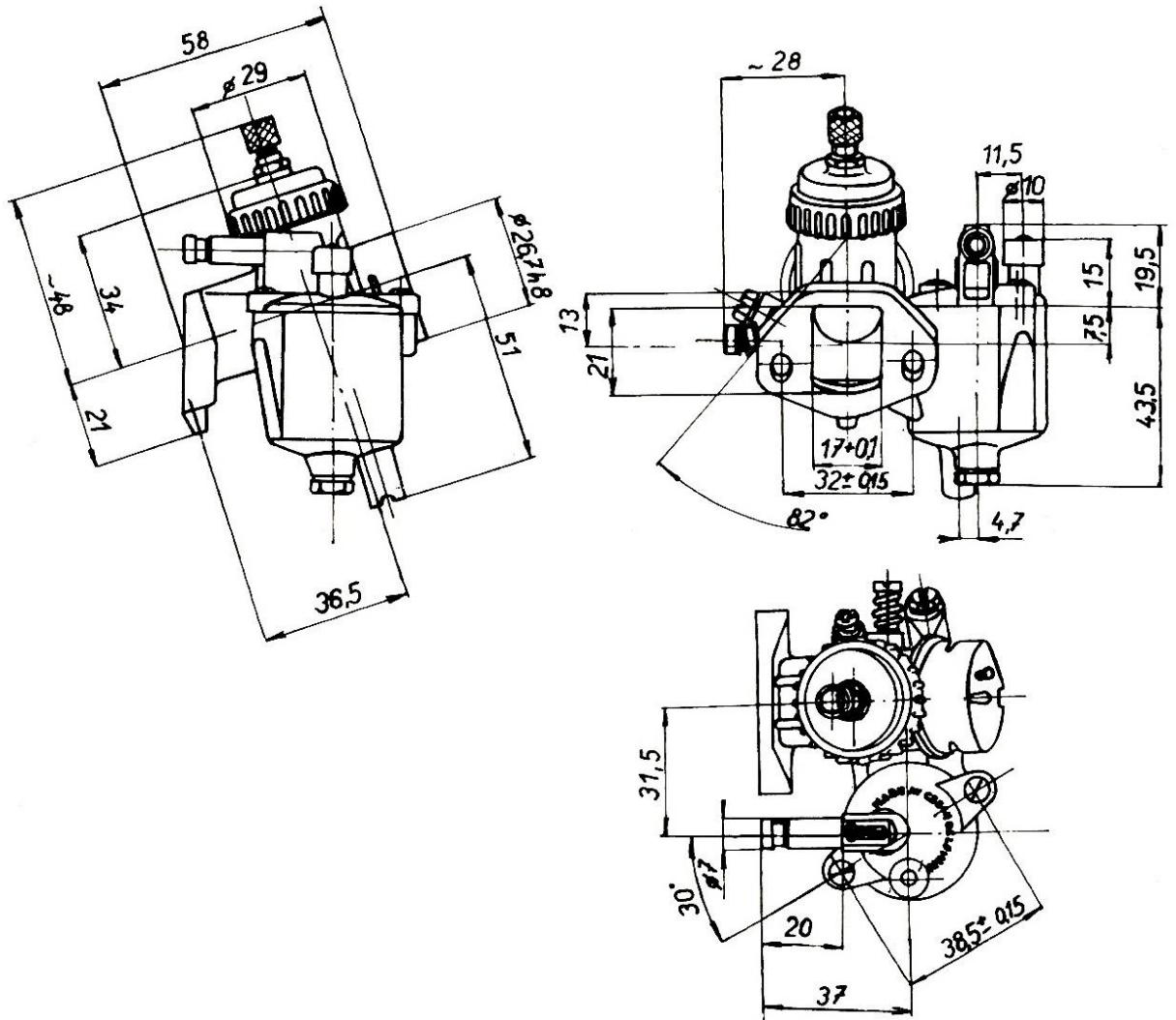
- Příloha č. 4** Vážení pístové skupiny a ojnice
- Příloha č. 5** Hmotnosti zvážených součástí
- Příloha č. 6** Zjišťování tvaru oken ve válci metodou rozvinutého válce
- Příloha č. 7** Tvary oken ve válci
- Příloha č. 8** Stanovení pracovního objemu plovákové komory karburátoru Jikov 2917 PSb
- Příloha č. 9** Stanovení objemu koncovky výfuku č. 1
- Příloha č. 10** Zjišťování objemu výfuku č. 1 a výfuku č. 2
- Příloha č. 11** Hodnoty objemů jednotlivých částí obou výfuků

### **Modely součástek**

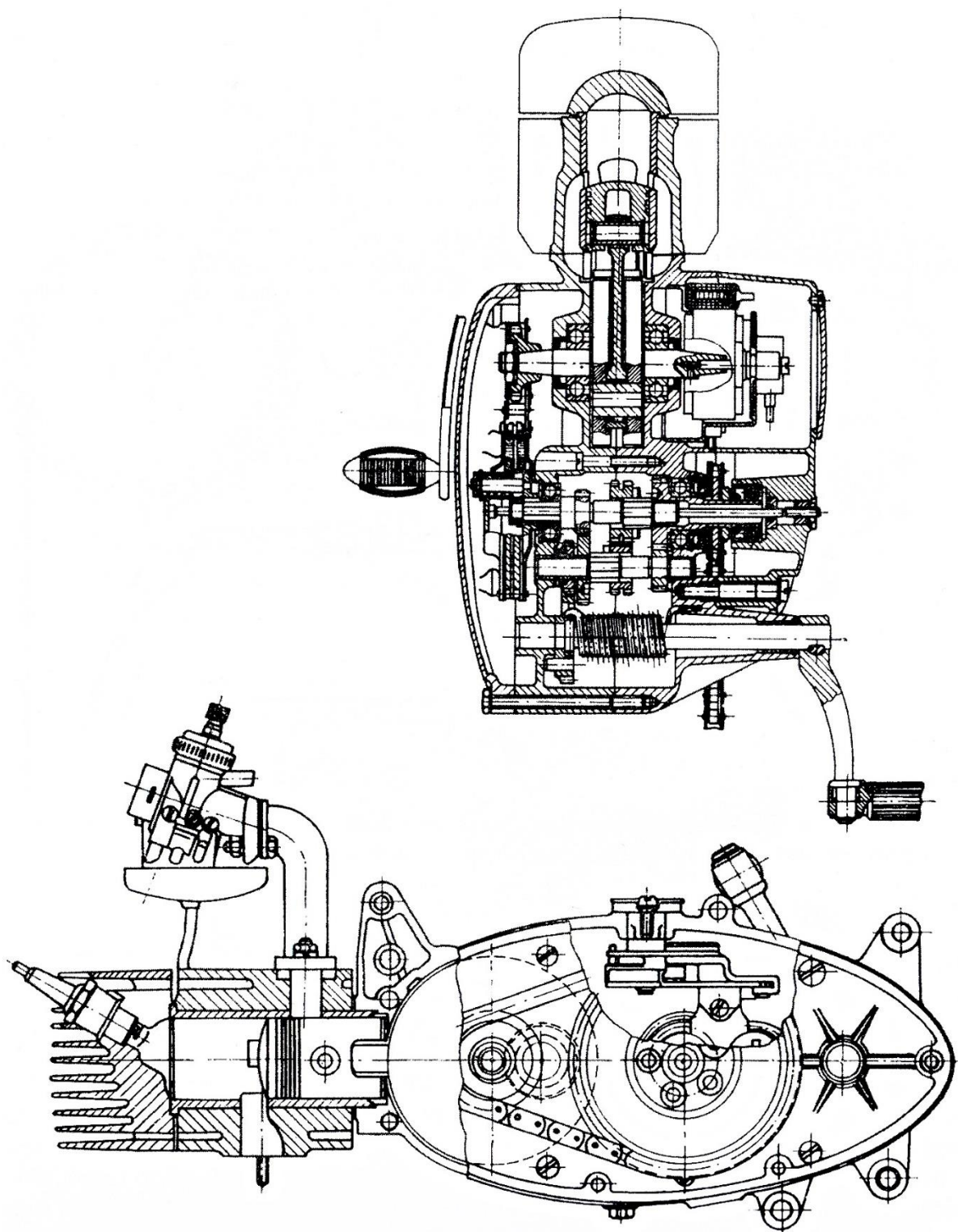
- Příloha č. 12** Sestava 3D dílů pístové skupiny v aplikaci Solidworks
- Příloha č. 13** Ojnice vytvořená aplikací Solidworks
- Příloha č. 14** 3D model válce motocyklu Jawa 50 včetně vložky



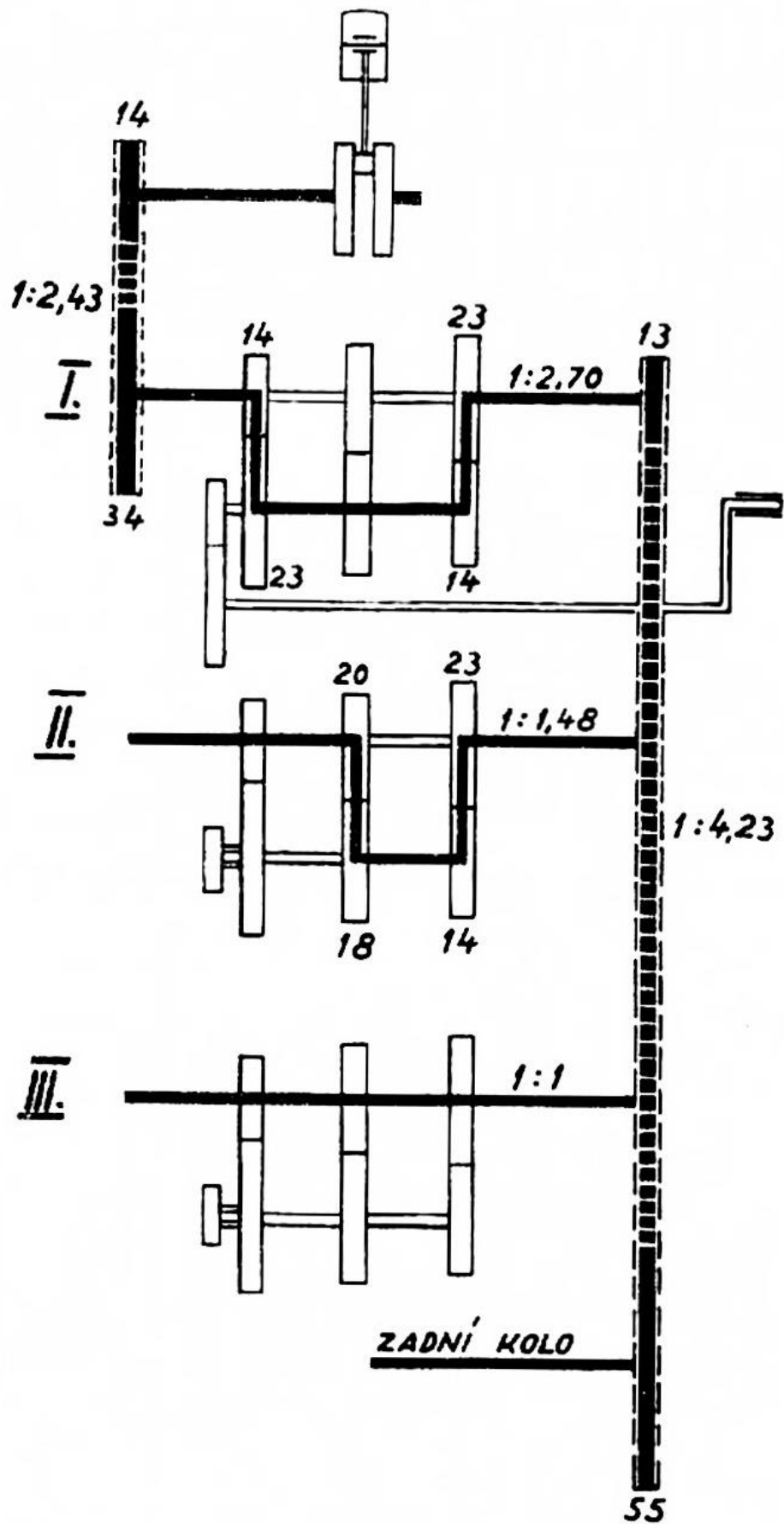
Příloha č. 1 Výkres karburátoru Jikov 2917 PSb [13]



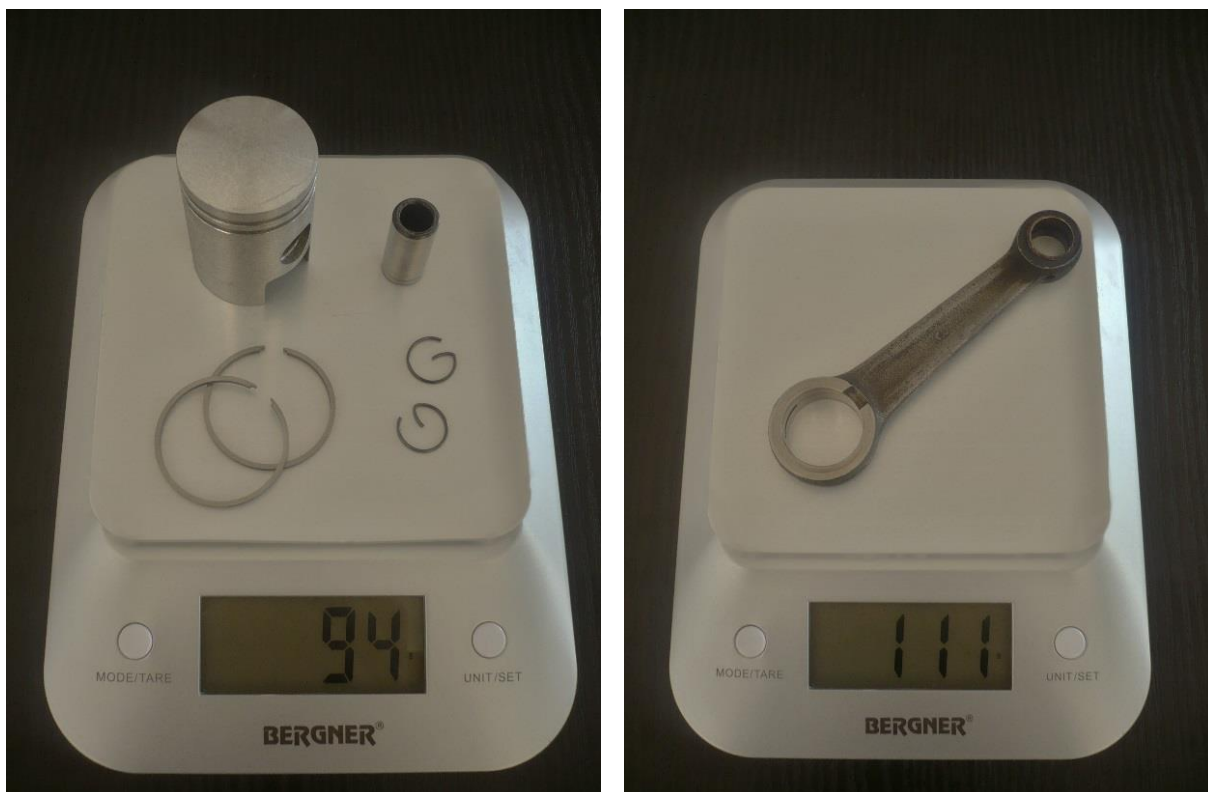
Příloha č. 2 Výkres pohonného ústrojí malého motocyklu Jawa 50 typ 20, 21 a 23 [8]



Příloha č. 3 Schéma převodovky Jawy 50 typ 20, 21 a 23 [12]



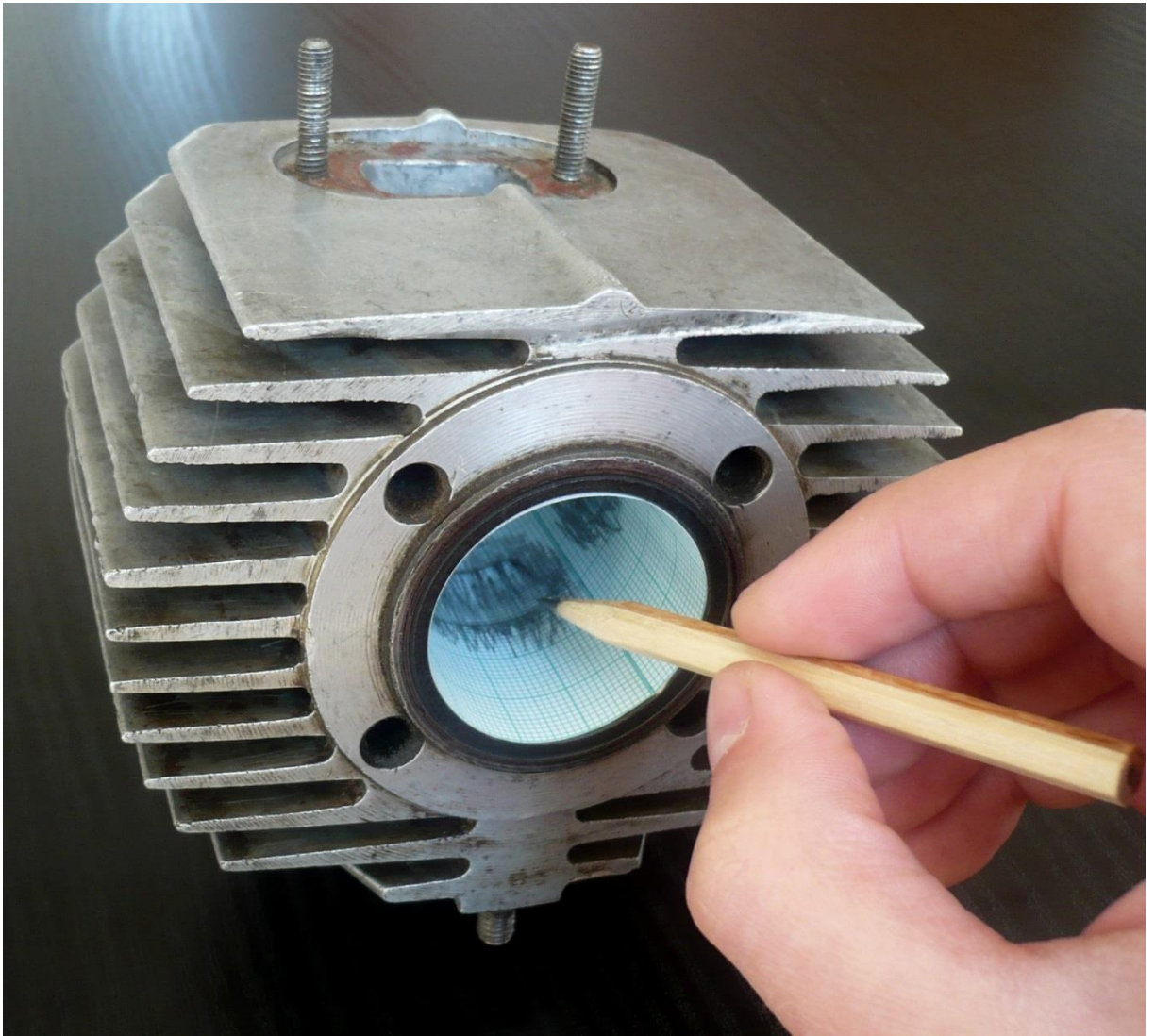
**Příloha č. 4** Vážení pístové skupiny (vlevo) a ojnice (vpravo)



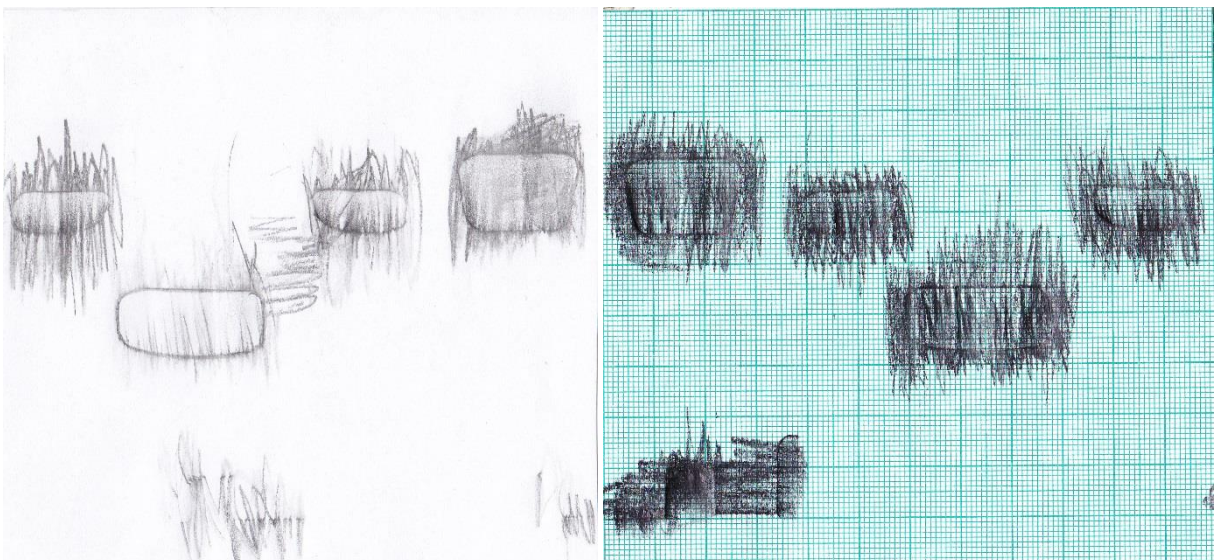
**Příloha č. 5** Hmotnosti zvážených součástí

Součást	Hmotnost
Píst	71 g
Pístní kroužky	4 g
Pístní čep	18 g
Pojistky pístního čepu	1 g
Pístová skupina bez pístního čepu	76 g
Pístová skupina jako celek	94 g
Ojnice	111 g
Klikový čep	69 g
Ložisko klikového čepu	7 g

**Příloha č. 6** Zjišťování tvaru oken ve válci metodou rozvinutého válce



**Příloha č. 7** Tvary oken ve válci



**Příloha č. 8** Stanovení pracovního objemu plovákové komory karburátoru Jikov 2917 PSb



**Příloha č. 9** Stanovení objemu koncovky výfuku č. 1





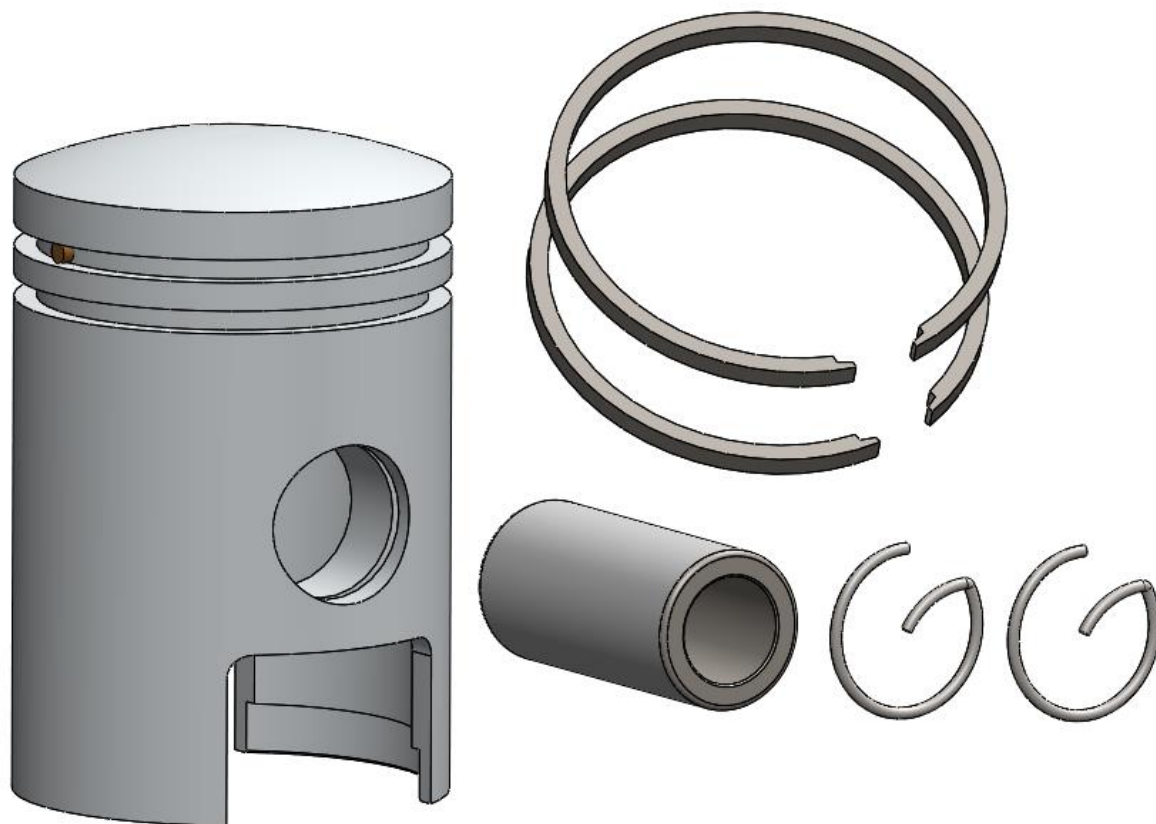
**Příloha č. 10** Zjišťování objemu výfuku č. 1 (vlevo) a výfuku č. 2 (vpravo)



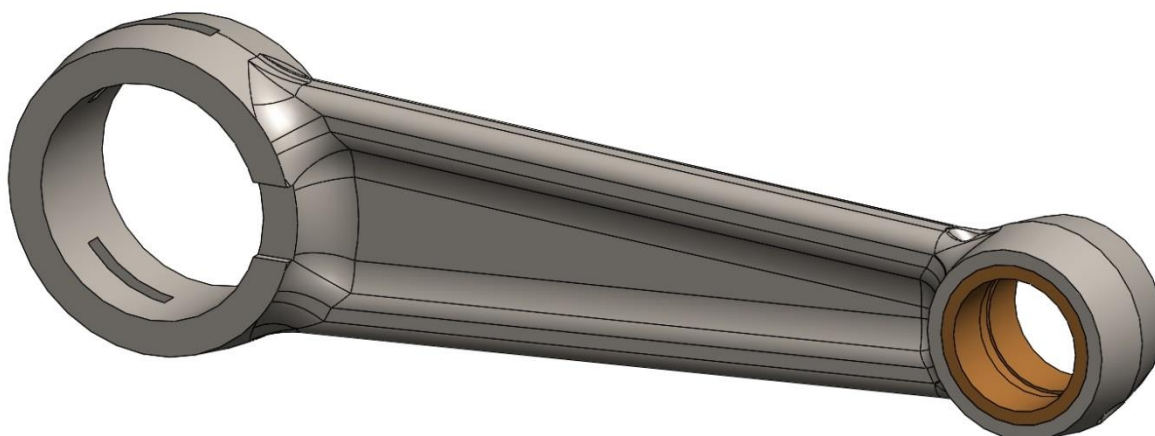
**Příloha č. 11** Hodnoty objemů jednotlivých částí obou výfuků

Objem	Výfuk č. 1	Výfuk č. 2
Objem výfuku před první přepážkou	1,05 l	1,15 l
Objem tlumiče výfuku za první přepážkou	0,30 l	0,70 l
Objem tlumiče výfuku koncovky	0,30 l	-
Celkový objem tlumiče výfuku	0,60 l	0,70 l
Celkový objem výfuku	1,65 l	1,85 l

**Příloha č. 12** Sestava 3D dílů pístové skupiny v aplikaci Solidworks



**Příloha č. 13** Ojnice vytvořená aplikací Solidworks



**Příloha č. 14** 3D model válce motocyklu Jawa 50 včetně vložky

