

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2011

Ondřej DRÁBEK

**UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA
KATEDRA DOPRAVNÍCH PROSTŘEDKŮ**

**NÁVRH KLIKOVÉHO MECHANISMU
MOTORU 50 ccm PRO MOTOKOLO**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**AUTOR PRÁCE: Ondřej Drábek
VEDOUCÍ PRÁCE: Ing. Jan Pokorný, Ph.D.**

2011

**UNIVERSITY OF PARDUBICE
JAN PERNER TRANSPORT FACULTY
DEPARTMENT OF TRANSPORT MEANS**

**DESIGN OF CRANK MECHANISM FOR AN
ENGINE 50 cc MOTORBIKES**

BACHELOR WORK

**AUTHOR: Ondřej Drábek
SUPERVISOR: Ing. Jan Pokorný, Ph.D.**

2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Ondřej DRÁBEK**
Osobní číslo: **D08231**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Silniční vozidla**
Název tématu: **Návrh klikového mechanismu motoru 50 ccm pro motokolo**
Zadávající 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 :

1. Úvod
2. Požadovky na pohon motokola
3. Základní konstrukční parametry motoru
4. Výpočet vybraných částí klikového mechanismu
5. Konstrukční návrh, výkresová dokumentace
6. Závěr

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

- [1] Kožoušek, J.: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I. Nakladatelství technické literatury, Praha 1978. [2] Kožoušek, J.: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. Nakladatelství technické literatury, Praha 1983. [3] Tesař, M., Šefčík, I.: Konstrukce vozidlových spalovacích motorů. Vydavatel Univerzita Pardubice, Pardubice 2003, ISBN 80-7194-550-1. [4] Husák, P.: Sportovní motocykly. Vydavatelství Naše vojsko, Praha 1967

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jan Pokorný

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání bakalářské práce: **25. února 2011**

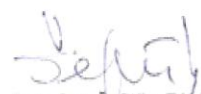
Termín odevzdání bakalářské práce: **31. května 2011**



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.

děkan

L.S.



Ing. Ivo Šefčík, Ph.D.

vedoucí katedry

dne

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 mojí 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.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

V Pardubicích dne 30. 5. 2011

.....
Ondřej Drábek

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval všem, kteří mi poskytli podklady, cenné informace a věnovali svůj čas. Především děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Janu Pokornému, Ph.D. za odborné vedení, vstřícnost a ochotu.

Abstrakt

V této bakalářské práci se řeší předběžný návrh dvoudobého motoru do zdvihového objemu válce 50 cm³ pro pohon jízdního kola. Největší důraz a výpočty jsou kladeny na návrh pohyblivých součástí motoru, tedy klikového mechanismu. Pro ilustraci motoru byla provedena výkresová dokumentace jak v dvojrozměrném, tak i třírozměrném provedení.

Klíčová slova

Jízdní odpory, dvoudobý motor, píst, pístní čep, ojnicí čep, síly v klikovém mechanismu.

Title

Design of crank mechanism for an engine 50cc motorbikes.

Abstract

In this work deals with the preliminary draft to the two-stroke engine cylinder displacement volume of 50 cm³ for a bicycle drive. The greatest emphasis, and calculations are subject to the proposal from moving engine parts, ie crank mechanism. To illustrate the engine was made in the drawings as two-dimensional, and three-dimensional design.

Keywords

Driving resistances, two-stroke engine, piston, piston pin, big and pin, crank mechanism forces.

Obsah

1 Úvod	11
2 Cíl práce a metodika.....	11
3 Požadavky na pohon motokola	12
3.1 Jízdní odpory	12
3.1.1 Odpor valivý	12
3.1.2 Odpor vzduchu.....	14
3.1.3 Odpor proti stoupání	17
3.1.4 Odpor proti zrychlení.....	18
3.2 Potřebná hnací síla a výkon motokola	19
3.3. Volba motorizace	23
3.3.1 Čtyřdobý zážehový motor HONDA GX35	23
3.3.2 Elektrický motor.....	24
3.3.3 Dvoudobý zážehový motor	24
4 Základní konstrukční parametry motoru.....	27
4.1 Kinematika klikového ústrojí.....	27
4.1.1 Kinematika osového klikového ústrojí.....	27
4.2 Výpočet základních rozměrů motoru.....	32
4.2.1 Výpočet plochy pístu.....	32
4.2.2 Výpočet zdvihového objemu	32
4.2.3 Výpočet kompresního a celkového objemu	32
4.2.4 Výpočet efektivního tlaku	32
4.2.5 Výpočet skutečného kompresního poměru.....	33
4.2.6 Výpočet maximálního tlaku ve válci.....	33
4.2.7 Síla od tlaku plynů.....	33
5 Výpočet vybraných částí klikového mechanismu.....	33
5.1 Návrh a výpočet pístu	33
5.1.1 Délka pláště pístu.....	33
5.1.2 Délka dolní části pístu	34
5.1.3 Tloušťka dna pístu.....	34
5.1.4 Tloušťka pláště pístu	34
5.1.5 Výpočet tlakového napětí v místě spodního pístního kroužku.....	34
5.1.6 Výpočet napětí na dno pístu.....	35
5.1.7 Určení hmotnosti pístu	35
5.2 Návrh pístních kroužků	35

5.2.1 Určení hmotnosti obou pístních kroužků.....	35
5.3 Návrh a výpočet pístního čepu.....	36
5.3.1 Vnější průměr pístního čepu.....	36
5.3.2 Vnitřní průměr pístního čepu.....	36
5.3.3 Délka pístního čepu.....	36
5.3.4 Výpočet ohybového napětí a volba materiálu.....	36
5.3.5 Výpočet měrného tlaku mezi čepem a pouzdrem ojnice	38
5.3.6 Výpočet středního smykového napětí v pístním čepu.....	38
5.3.7 Určení hmotnosti pístního čepu	38
5.4 Návrh ojnice	38
5.4.1 Určení rozměrů	38
5.4.2 Určení hmotnosti ojnice.....	39
5.5 Návrh a výpočet ojnicního čepu.....	39
5.5.1 Určení rozměrů	39
5.5.2 Výpočet ohybového napětí a volba materiálu.....	40
5.5.3 Výpočet smykového napětí.....	41
5.5.4 Určení hmotnosti ojnicního čepu.....	41
5.6 Návrh setrvačníku	41
5.6.1 Určení rozměrů	41
5.7 Výpočet sil působících v klikovém ústrojí.....	42
5.7.1 Posuvné a rotační hmotnosti	42
5.7.2 Setrvačná síla rotačních hmot.....	43
5.7.3 Setrvačná síla posuvných hmot	43
5.7.4 Výsledné síly působící v klikovém ústrojí.....	44
6 Konstrukční návrh, výkresová dokumentace	46
6.1 Konstrukční návrh	46
6.2 Výkresová dokumentace.....	46
7 Závěr.....	47
8 Seznam použité literatury	48
9 Seznam použitých zkratk.....	49
10 Seznam příloh.....	52
10.1. Seznam příloh konstrukčního návrhu	52
10.2 Seznam příloh výkresové dokumentace	52

1 Úvod

V tématu této bakalářské práce jsem se zaměřil na konstrukční návrh dvoudobého spalovacího motoru o obsahu 50 cm^3 , který je určen pro pohon a následnou montáž na jakékoliv jízdní kolo.

Dvoudobé motory jsou v současné době stále více utlačovány, a to z důvodu vyššího nároku na emisní limity. Proto se s dvoudobými motory dnes setkáváme spíše u zahradní techniky nebo jako s malými pomocnými motory. Dříve byly dvoudobé motory více rozšířené, hlavně pro pohon motocyklů, ale i osobních automobilů. Důvodem k tomu byla značně jednodušší konstrukce než u čtyřdobého nebo naftového motoru a teoreticky dvakrát větší účinnost. Nevýhodou naopak je nedokonalá výměna směsi ve válci a ve svém důsledku pak nižší skutečná účinnost. Snížení emisí u dvoudobých motorů se dá ovšem docílit přímým vstřikováním paliva do válce a dodatečným mazáním pohyblivých částí. Tím ale zaniká jednoduchost a zvyšují se náklady na výrobu dvoudobého motoru.

2 Cíl práce a metodika

Cílem práce je výpočet požadovaného výkonu motoru pro pohon kola. Bude provedena analýza jízdních odporů, kterými je odpor valivý, odpor vzduchu, odpor proti stoupání a odpor proti zrychlení. Důležitý je především výběr z vhodných motorů. Na základě tohoto výběru bude proveden výpočet základních konstrukčních parametrů motoru, jako je například výpočet kinematiky klikového ústrojí a základních rozměrů motoru. Následuje i podrobná část výpočtů vybraných částí klikového mechanismu, zejména výpočet pístu, pístního a ojnicního čepu. Celkovým závěrem bude výpočet sil působících v klikovém mechanismu.

Metodika práce je založena na prostudování odborně dostupné literatury a internetových portálů. Vlastní práce je tvořena z výpočtů na základě předem známých vzorců, zpracování nákrešů a některých výpočtů v programech Pro ENGINEER, AutoCAD a SolidWorks. Nákrešy vybraných částí motoru budou zobrazeny v příloze.

3 Požadavky na pohon motokola [5]

Pohon motokola musí vyvinout takovou trakční sílu, aby překonal všechny jízdní odpory při jízdě. Jednotlivé složky jízdních odporů působí proti pohybu každého dopravního prostředku. Odpor valivý a vzdušný působí vždy proti směru pohybu. Odpor proti stoupání a odpor proti zrychlení působí proti směru pohybu pouze tehdy, když se vyjíždí svah nebo když se zrychluje. Rozbor jednotlivých jízdních odporů je uveden v následující kapitole (3.1).

Pro určení limitní velikosti jízdních odporů a následný výpočet potřebného výkonu motoru je třeba vycházet z konkrétních okrajových podmínek. K tomuto účelu jsem stanovil požadavek, aby motokolo dosáhlo za každých podmínek maximální rychlost 25 km/h po rovině danou zákonem a rychlosti 20 km/h do stoupání 20%.

Jako pohonnou jednotku pro motokolo lze použít zážehový čtyřdobý motor, zážehový dvoudobý motor nebo elektrický motor. V mé práci jsem si vybral dvoudobý spalovací motor o zdvihovém objemu válce do 50 cm³ z důvodu nejjednodušší konstrukce.

3.1 Jízdní odpory [6], [10], [17]

3.1.1 Odpor valivý

Do odporu valení se zahrnuje vliv deformace pneumatiky i vozovky a třecí odpory v ložisku. Dále velikost odporu valení závisí na tření v pneumatice, smýkání dezénu po vozovce a jeho přisávání k vozovce.

Velikost odporu valení se určí:

$$F_f = Z_K \cdot f [N], \quad (1)$$

kde Z_K – radiální reakce vozovky na hmotnost motokola (G_K) [N]
 f – součinitel odporu valení (viz tabulka č. 1), přesněji lze součinitel valivého odporu stanovit výpočtem z následujícího vztahu:

$$f = \frac{f_v + f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R} [-], \quad (2)$$

kde f_v – součinitel valivého odporu [mm]
 f_{ξ} – součinitel čepového tření [-]
 r_{ξ} – poloměr čepu ložiska [mm]
 R – poloměr kola [mm]

Povrch vozovky	Součinitel odporu valení [-]
Asfalt	0,01 - 0,02
Beton	0,015 - 0,025
Dlažba	0,02 - 0,03
Makadam	0,03 - 0,04
Polní cesta – suchá	0,04 - 0,15
Polní cesta – mokrá	0,08 - 0,20
Travnatý terén	0,08 - 0,15
Hluboký písek	0,15 - 0,30
Čerstvý sníh	0,20 - 0,30
Bahnitá půda	0,20 - 0,40
Náledí	0,01 - 0,025

Tabulka č. 1: Hodnoty součinitelů odporu valení na různém povrchu [5]

Kinematika valivého odporu:

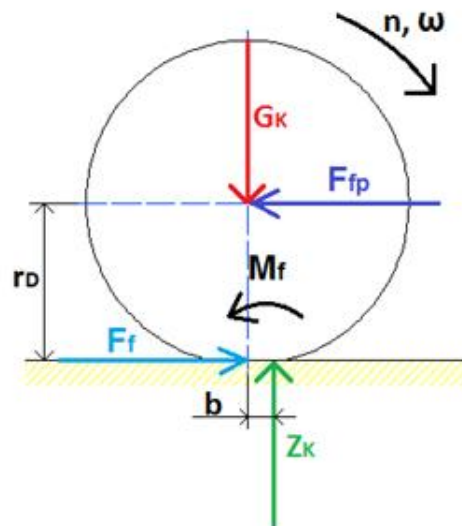
Uvažuje se, že podložka pod kolem je absolutně tuhá a tak se deformuje pouze pneumatika.

$$F_f = Z_K \cdot \frac{b}{r_D} [N], \quad (3)$$

kde b – rameno valivého odporu [m]
 r_D – dynamický poloměr kola [bylo zvoleno 0,35 m]

$$M_f = F_f \cdot r_D = Z_K \cdot b [Nm], \quad (4)$$

kde M_f – moment odporu proti valení kola [Nm]



Obrázek č. 1: Síly působící na kolo při valení se po vozovce

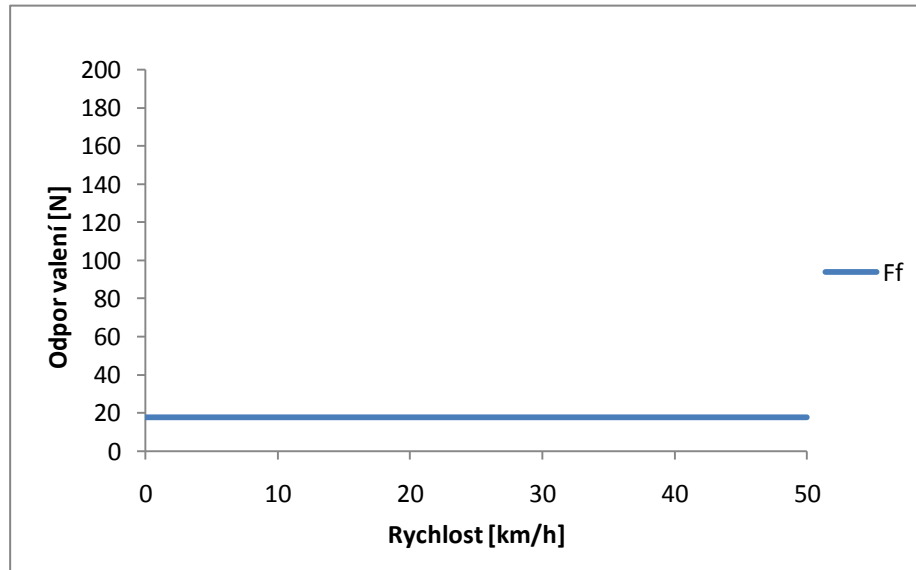
Vzorec pro výpočet odporu valení:

$$F_f = m \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha [N] \quad (5)$$

Hodnota odporu valení pro motokolo na rovině:

$$F_f = m \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha = 120 \cdot 9,81 \cdot 0,015 \cdot \cos 0^\circ = 17,66 \text{ N},$$

kde m – celková hmotnost ($m = m_k + m_o$)
 m_k – hmotnost kola s motorem (zvolena 20kg)
 m_o – hmotnost osoby (zvolena 100kg)
 g – gravitační konstanta ($9,81 \text{ m/s}^2$)
 f – součinitel odporu valení (zvolen 0,015)
 α – úhel sklonu vozovky (jízda po rovině)



Graf č. 1: Odpor valení při určité rychlosti motokola

3.1.2 Odpor vzduchu

Složka odporu vzduchu neboli aerodynamický odpor vzniká tím, že se vytlačuje vzduch z prostoru před vozidlem do prostoru za vozidlem. Do odporu vzduchu se dále řadí i ztráty způsobené průchodem vzduchu chladicí soustavou, v tomto případě mezi žebry motoru a ventilační ztráty kol při otáčení. Síla odporu vzduchu působí v takzvaném aerodynamickém středu a narůstá exponenciálně s druhou mocninou rychlosti.

Velikost odporu vzduchu se určí:

$$F_V = c_x \cdot S_\zeta \cdot p_D \text{ [N]}, \quad (6)$$

kde c_x – součinitel odporu vzduchu viz tabulka č. 2 [-]
 S_ζ – čelní plocha [m^2]
 p_D – dynamický vztlak [Pa]

Dynamický vztlak se určí:

$$p_D = \frac{\rho}{2} \cdot v_v^2 \text{ [Pa]}, \quad (7)$$

kde ρ – hustota vzduchu [kg/m^3]
 v_v – výsledná (náporová) rychlost proudění vzduchu kolem vozidla [m/s]

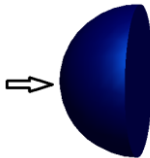
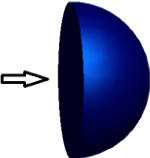
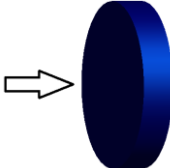
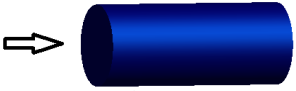
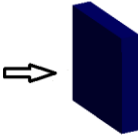
Zjednodušený vzorec pro výpočet odporu vzduchu:

$$F_V = 0,048 \cdot c_x \cdot S_{\xi} \cdot V_V^2 \text{ [N]}, \quad (8)$$

kde V_V - výsledná (náporová) rychlost proudění vzduchu kolem vozidla [km/h]

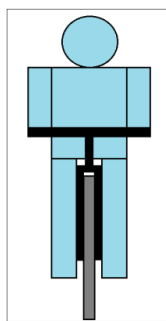
Typ vozidla	Součinitel odporu vzduchu [-]	Čelní plocha [m ²]
Osobní automobily	0,3 - 0,4	1,6 – 2,0
Sportovní vozy	0,3 - 0,35	1,1 – 1,6
Závodní vozy – nekrytá kola	0,4 - 0,6	0,7 – 1,3
Závodní vozy – krytá kola	0,25 - 0,35	0,8 – 1,5
Nákladní vozy – valník	0,8 - 1,0	4 – 7
Nákladní vozy – s plachtou	0,6 - 0,8	5 – 8
Nákladní vozy – s přívěsem	1,0 – 1,2	5 – 8
Nákladní vozy – s kontejnerovým návěsem	1,0 – 1,2	9
Autobusy	0,5 - 0,7	5 - 7

Tabulka č. 2: Přibližné hodnoty součinitelů odporu vzduchu a čelních ploch různých druhů vozidel [11]

Tvar tělesa	Součinitel odporu vzduchu [-]
	Bez dna – 0,34 Se dnem – 0,40
	Bez dna – 1,33 Se dnem – 1,17
	1,11
	L/d = 1 - 0,91 2 - 0,85 4 - 0,87 7 - 0,99
	a/b = 1 - 1,10 2 - 1,15 4 - 1,19 10 - 1,29

Tabulka č. 3: Hodnoty součinitele odporu valení polokoule [10]

Přesnou hodnotu součinitele odporu vzduchu pro motokolo s jezdcem nelze přesně určit, proto se zvolila přibližná hodnota mezi tělesy z tabulky č. 3. Hodnota součinitele byla tedy zvolena $c_x = 0,8$.



Obrázek č. 2: Čelní plocha motokola s jezdcem

Také čelní plochu nelze určit přesně, protože závisí na velikosti a na poloze jezdce při jízdě.

Vzorec přibližného výpočtu:

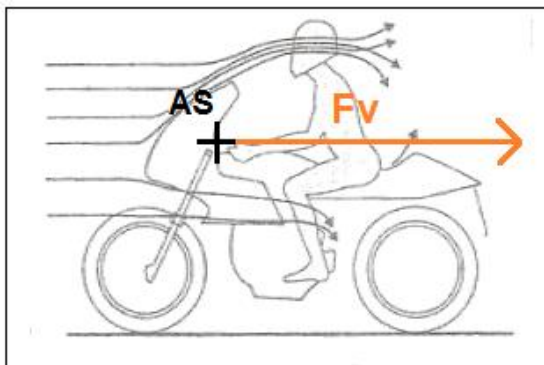
$$S_{\check{c}} = S_{hlava} + S_{ruce} + S_{t\check{e}lo} + S_{nohy} + S_{kolo} + S_{motor} \quad [m^2] \quad (9)$$

Výpočet:

$$S_{\check{c}} = S_{hlava} + S_{ruce} + S_{t\check{e}lo} + S_{nohy} + S_{kolo} + S_{motor} = \\ = 314 + 1200 + 3000 + 5000 + 490 + 900 = 10904 \text{ cm}^2 \cong 1,1 \text{ m}^2,$$

kde S_{hlava} – čelní plocha hlavy [cm^2]
 S_{ruce} – čelní plocha rukou [cm^2]
 $S_{t\check{e}lo}$ – čelní plocha těla [cm^2]
 S_{nohy} – čelní plocha nohou [cm^2]
 S_{kolo} – čelní plocha kola [cm^2]
 S_{motor} – čelní plocha motoru [cm^2]

Přibližným výpočtem byla stanovena čelní plocha na $1,1 \text{ m}^2$.

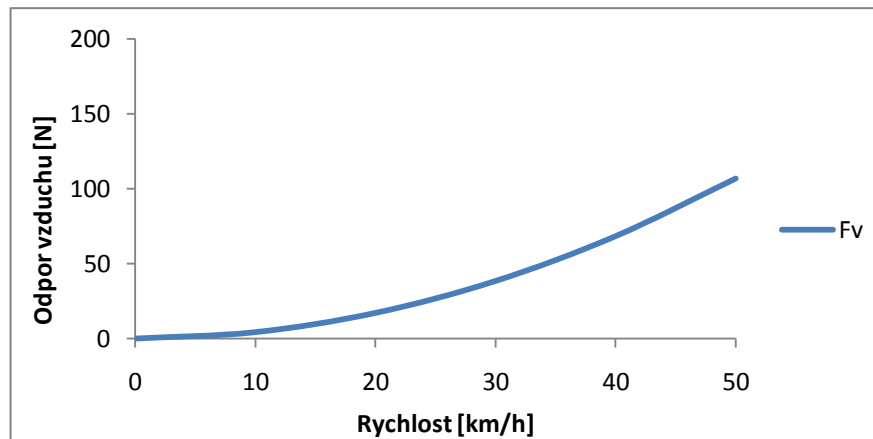


Obrázek č. 3: Síla odporu vzduchu působící při jízdě na motokolo [5]

Hodnota odporu vzduchu pro motokolo:

$$F_V = c_x \cdot S_{\check{c}} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_v^2 = 0,8 \cdot 1,1 \cdot \frac{1,26}{2} \cdot 6,94^2 = 26,7 \text{ N},$$

kde c_x – součinitel odporu vzduchu (0,8)
 $S_{\check{c}}$ – čelní plocha ($1,1 \text{ m}^2$)
 ρ – hustota vzduchu (zvolena $1,26 \text{ kg/m}^3$)
 v_v – výsledná (náporová) rychlost proudění vzduchu kolem vozidla (maximální přípustná rychlost pro motokolo daná zákonem - $25 \text{ km/h} = 6,94 \text{ m/s}$)



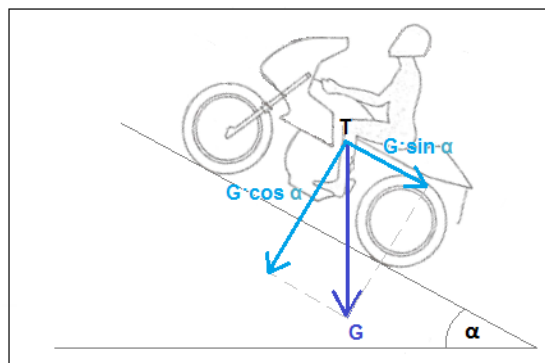
Graf č. 2: Odpor vzduchu v závislosti na rychlosti motokola

3.1.3 Odpor proti stoupání

Odpor je dán hmotností motokola a jezdce v závislosti na úhlu náklonu vozovky. Tento odpor při jízdě do svahu dosahuje největších hodnot ze všech jízdnicích odporů. Velikost odporu proti stoupání se určí:

$$F_S = G \cdot \sin \alpha \text{ [N]}, \quad (10)$$

kde G – tíha motokola a jezdce [N]
 α – úhel stoupání vozovky [°]



Obrázek č. 3: Síly působící na motokolo při překonávání stoupání [5]

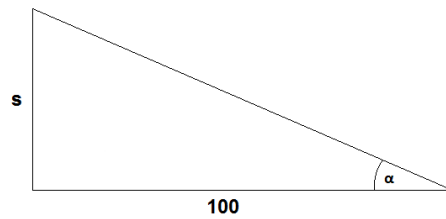
Při jízdě ze svahu snižuje odpor stoupání trakční sílu:

$$F_S = -G \cdot \sin \alpha \text{ [N]} \quad (11)$$

Stoupání vozovek se obvykle uvádí v procentech a udává, o kolik metrů stoupne vozovka na sto metrech. Přepočítání stoupání v procentech na stupně se provede dle následujícího vztahu:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{s}{100}\right) \text{ [°]}, \quad (12)$$

kde s – stoupání vozovky [%]

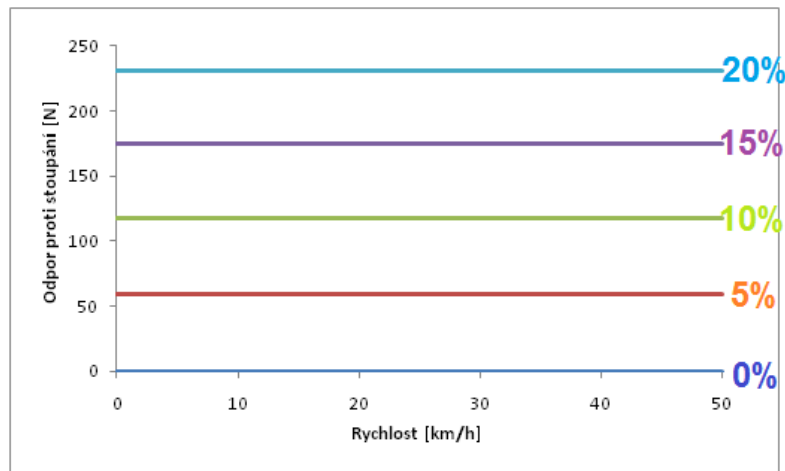


Obrázek č. 4: Stoupání vozovky

Hodnota odporu proti stoupání pro motokolo:

$$F_S = G \cdot \sin \alpha = m \cdot g \cdot \sin \alpha = 120 \cdot 9,81 \cdot \sin 11,31^\circ = 230,9 \text{ N},$$

kde α – úhel stoupání vozovky (požadavek, aby motokolo s jezdcem vyjelo stoupání 20%) [°]



Graf č. 3: Odpor proti stoupání při určité rychlosti motokola

3.1.4 Odpor proti zrychlení

Tento poslední jízdní odpor proti zrychlení je vlastně odpor všech setrvačných hmot proti zrychlení motokola. Uvažovat se musí zrychlení při rozjezdu, ale také zrychlení posuvných i rotačních částí uvnitř motoru. Například pohyb pístu, ojnice, hřídele, kola.

Velikost odporu proti zrychlení vyplývá z II. Newtonova pohybového zákona:

$$F_Z = m \cdot a \cdot \vartheta \text{ [N]}, \tag{13}$$

kde m – celková hmotnost [kg]

a – zrychlení motokola [m/s^2]

ϑ - součinitel vlivu pohybujících se hmot [-]

Součinitel vlivu pohybujících se hmot	Rychlostní stupně	
	nejvyšší	Nejnižší
Osobní automobily	1,04 – 1,0	1,8 – 6,8
Nákladní automobily - silniční	1,06 – 1,1	1,4 – 3
Nákladní automobily - terénní	1,08 – 1,35	5 – 8

Tabulka č. 4: Hodnoty součinitelů vlivu pohybujících se hmot pro určitá vozidla při zařazení rychlostních stupňů [17]

Velikost odporu při zpomalení neboli brzdění:

$$F_{zp} = m \cdot (-a) \cdot \vartheta \text{ [N]} \quad (14)$$

Složka velikosti síly odporu proti zrychlení pro motokolo je pro výpočet trakční síly zanedbatelná.

3.2 Potřebná hnací síla a výkon motokola

Celková hnací síla je určena sečtením jednotlivých jízdních odporů, které působí proti směru pohybu motokola.

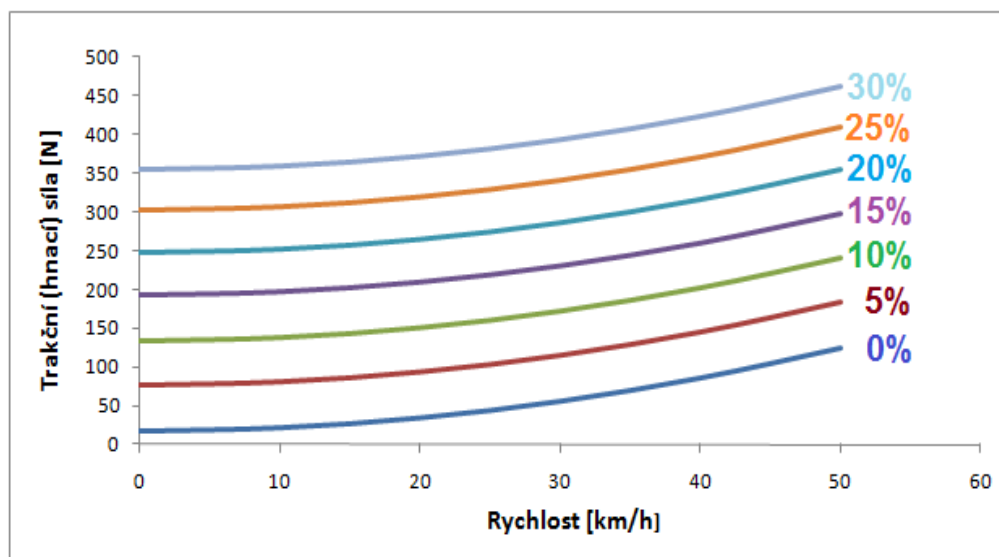
$$F_T = F_f + F_v + F_s + F_i \text{ [N]}, \quad (15)$$

kde F_T – trakční (hnací) síla [N]
 F_f – odpor valení [N]
 F_v – odpor vzduchu [N]
 F_s – odpor ze stoupání [N]
 F_i – odpor proti zrychlení [N]

Stoupání	Odpory [N]	Rychlost jízdy motokola					
		0 km/h 0 m/s	10 km/h 2,78 m/s	20 km/h 5,56 m/s	30 km/h 8,33 m/s	40 km/h 11,11 m/s	50 km/h 13,89 m/s
0% 0°	F_f	17,66	17,66	17,66	17,66	17,66	17,66
	F_v	0,00	4,28	17,14	38,47	68,43	106,96
	F_s	0	0	0	0	0	0
	F_T	17,66	21,94	34,80	56,13	86,09	124,62
5% 2,86°	F_f	17,64	17,64	17,64	17,64	17,64	17,64
	F_v	0,00	4,28	17,14	38,47	68,43	106,96
	F_s	58,74	58,74	58,74	58,74	58,74	58,74
	F_T	76,38	80,66	93,52	114,85	144,81	183,34
10% 5,71°	F_f	17,57	17,57	17,57	17,57	17,57	17,57
	F_v	0,00	4,28	17,14	38,47	68,43	106,96
	F_s	117,12	117,12	117,12	117,12	117,12	117,12
	F_T	134,69	138,97	151,83	173,16	203,12	241,65
15% 8,53°	F_f	17,46	17,46	17,46	17,46	17,46	17,46
	F_v	0,00	4,28	17,14	38,47	68,43	106,96
	F_s	174,61	174,61	174,61	174,61	174,61	174,61
	F_T	192,07	196,35	209,21	230,54	260,50	299,03
20% 11,31°	F_f	17,32	17,32	17,32	17,32	17,32	17,32
	F_v	0,00	4,28	17,14	38,47	68,43	106,96
	F_s	230,87	230,87	230,87	230,87	230,87	230,87
	F_T	248,19	252,47	265,33	286,66	316,62	355,15
25% 14,04°	F_f	17,13	17,13	17,13	17,13	17,13	17,13
	F_v	0,00	4,28	17,14	38,47	68,43	106,96
	F_s	285,59	285,59	285,59	285,59	285,59	285,59
	F_T	302,72	307,00	319,86	341,19	371,15	409,68
30% 16,70°	F_f	16,91	16,91	16,91	16,91	16,91	16,91
	F_v	0,00	4,28	17,14	38,47	68,43	106,96
	F_s	338,28	338,28	338,28	338,28	338,28	338,28
	F_T	355,19	359,475	372,328	393,659	423,621	462,152

Tabulka č. 5: Vypočítané hodnoty hnací síly při určité rychlosti na daném svahu

Z tabulky č. 5 je vidět, že největší složku odporu při jízdě na motokole bude jízda do většího stoupání.



Graf č. 4: Hodnoty všech jízdních odporů v závislosti na rychlosti

Výpočet hnacího výkonu a momentu na zadním kole motokola, který je třeba pro překonání všech jízdních odporů se stanoví ze vztahu:

$$P_K = F_T \cdot v = \frac{M_K}{r_D} \cdot v \quad [\text{W}], \quad (16)$$

kde v – rychlost motokola [m/s]
 M_K – moment na zadním kole [Nm]
 r_D – dynamický poloměr kola [zvolen 0,35 m]

Požaduje se, aby motokolo s jezdcem vyjelo stoupání 20% s rychlostí minimálně 20 km/h.

Rychlost [km/h]	0	10	20
Trakční síla při stoupání 20% [N]	248,19	252,47	265,33
Výkon P_k [W]	0	701,87	1475,24
Moment M_k [Nm]	0	88,36	92,87

Tabulka č. 6: Výkon a moment na zadním kole motokola při určité rychlosti do stoupání

Z tabulky č. 6 plyne, že potřebný hnací výkon na zadním kole motokola, který stačí k překonání jízdních odporů při 20 km/h a do stoupání 20 %, je 1475,24 W. Ke stanovení výkonu motoru za těchto požadavků je třeba uvažovat účinnost všech převodů od zadního kola až ke klikové hřídeli motoru. Předpokládá se, že ztráty budou 8 %.

$$P = P_k \cdot \eta \quad [\text{W}] \quad (17)$$

Výpočet potřebného výkonu motoru:

$$P = P_k \cdot \eta = 1475,24 \cdot 1,08 = 1593,26 \text{ W},$$

kde η – účinnost převodů [%]

Dále se stanoví maximální otáčky motoru na 6000 za minutu, které jsou pro motory do zdvihového objemu válce 50 cm³ nejčastější. Konečný výsledek výkonu motoru byl zvolen na 1,6 kW při 6000 ot/min. Maximální rychlost bude elektronicky omezena pomocí zapalování na 25 km/h podle zákona.

K určení momentu motoru v závislosti na zadaných požadovaných jízdních odporech (minimální rychlost 20 km/h do 20 % stoupání), je nutné znát celkový převodový poměr, ten byl zvolen $i_c = 18$.

Vzorec pro výpočet rychlosti motokola:

$$V = \frac{0,377 \cdot n_m \cdot r_d}{i_c} \text{ [km/h]}, \quad (18)$$

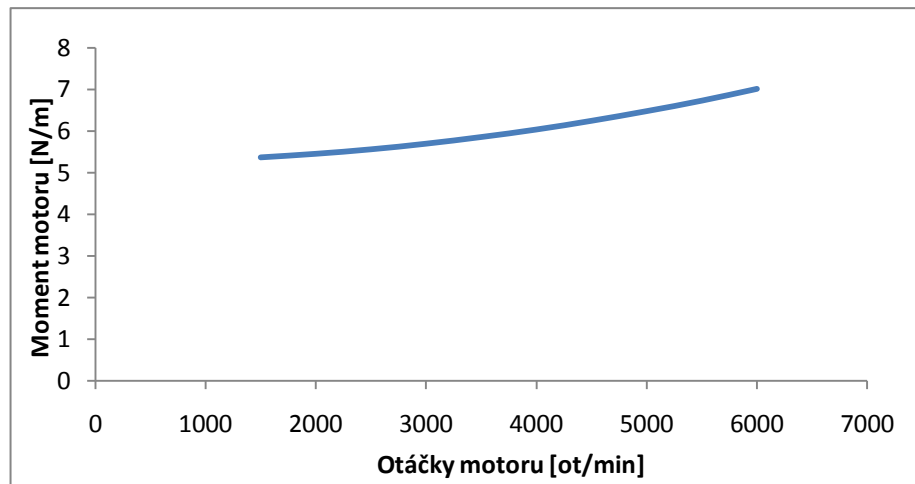
kde n_m – otáčky motoru [ot/min]
 i_c – celkový převodový poměr [-]

Vzorec pro výpočet momentu motoru:

$$M_m = \frac{F_T \cdot r_d}{\eta \cdot i_c} \text{ [Nm]} \quad (19)$$

n_m [ot/min]	M_m [Nm]	$i_c = 18$	
		F_T [N]	V [km/h]
1500	5,36	253,72	11,0
2000	5,45	257,76	14,7
2500	5,56	262,84	18,3
3000	5,69	269,23	22,0
3500	5,85	276,79	25,7
4000	6,03	285,26	29,3
4500	6,24	295,15	33,0
5000	6,47	306,1	36,7
5500	6,72	317,95	40,3
6000	7,00	331,32	44,0

Tabulka č. 7: Hodnoty výpočtů rychlosti a momentu při určitých otáčkách motoru při jízdě do stoupání

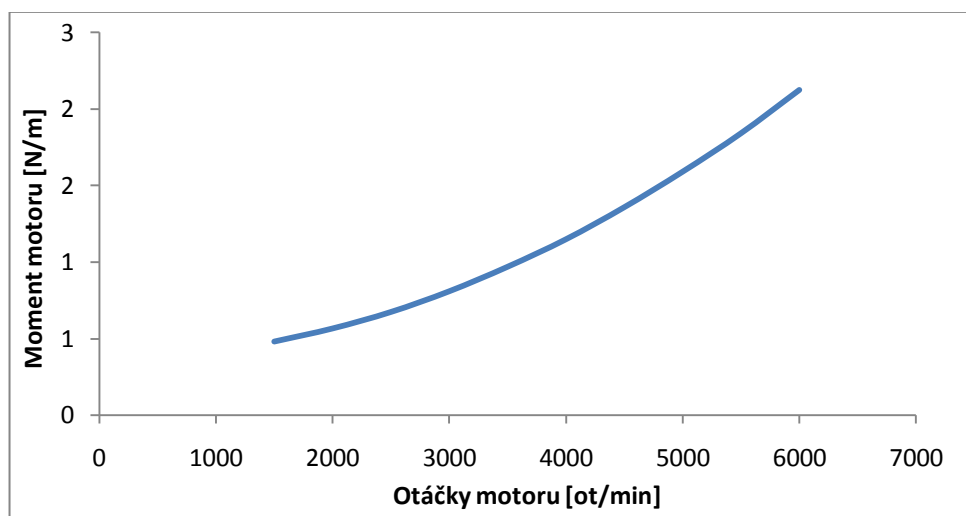


Graf č. 5: Moment v závislosti na otáčkách při jízdě do stoupání

Výpočet požadovaného momentu motoru v závislosti na jízdních odporech při jízdě po rovině:

n_m [ot/min]	M_m [Nm]	$i_c = 18$	
		F_T [N]	V [km/h]
1500	0,48	22,85	11,0
2000	0,57	26,89	14,7
2500	0,68	31,97	18,3
3000	0,81	38,36	22,0
3500	0,97	45,92	25,7
4000	1,15	54,39	29,3
4500	1,36	64,28	33,0
5000	1,59	75,23	36,7
5500	1,84	87,08	40,3
6000	2,12	100,45	44,0

Tabulka č. 8: Hodnoty výpočtů rychlosti a momentu při určitých otáčkách motoru při jízdě po rovině



Graf č. 6: Moment v závislosti na otáčkách při jízdě po rovině

3.3. Volba motorizace

Zde budou uvedeny jednotlivé pohonné jednotky vhodné pro pohon kola. Jsou to dva spalovací motory zážehové a jeden elektrický motor.

3.3.1 Čtyřdobý zážehový motor HONDA GX35 [12], [13]

Tento motor je velmi rozšířen pro pohon kol a konstrukční údaje jsou již známé. Z toho důvodu se omezím pouze na výčet jeho parametrů.

Stručný popis motoru HONDA GX35

Jedná se o jednoválcový zážehový čtyřtaktní motor chlazený vzduchem s rozvodem OHC, který může díky unikátnímu mazacímu systému pracovat v jakékoli poloze v rozsahu 360°. Toho je docíleno umístěním vrtule v olejové skříni, která mění kapalný olej na olejovou mlhovinu. Startování motoru je provedeno tahem lanka. Válec motoru je bez vložky a je vyroben z hliníkové slitiny s vysokým obsahem křemíku. Píst má velmi tvrdou povrchovou úpravu. Výrobce udává, že při dodržení zásad uvedených v rychlé příručce i podrobném návodu je životnost motoru v řádu mnoha 10 000 Km.



Obrázek č. 5: Motor HONDA GX35 [12]

Maximální povolená rychlost je 25 km/h. (dle vyhlášky MD341/2002 p. 13)

Rozměry:	204 x 234 x 230 mm
Hmotnost:	bez náplní 3,46 kg
Objem válce:	35,8 cm ³
Vrtání x Zdvih:	39 x 30 mm
Kompresní poměr:	8,0 : 1
Čistý výkon:	1000 W při 7000 ot./min
Maximální krouticí moment:	1,6 Nm při 5500 ot./min
Směr otáčení hřídele:	Pravotočivé
Druh benzínu:	Naturál 95
Objem benzínové nádrže:	0,65 litrů
Objem nádrže na olej:	0,1 litrů
Spotřeba benzínu:	360 g/kWh - při 25 km/h cca 1 L/100 km
Karburátor:	Membránový - typ (s návratem při přeplnění)
Zapalování:	Tranzistorem řízené magneto
Svíčka:	NGK CM5H/CMR5H
Emise:	EURO 2
Vypínání motoru:	Zkratování primárního vinutí zapalování

3.3.2 Elektrický motor

Elektromotor je také velmi rozšířený, jeho značnou výhodou je tichý chod motoru a snadné dobíjení baterií z elektrické sítě každé domácnosti. Elektrický pohon řešit nebude z důvodu mého zaměření spíše na spalovací motory.

Stručný popis elektrokol [14], [15]

„Elektrokola se řídí Evropskou bezpečnostní normou EN 15194 pro bicykly s pomocným elektrickým pohonem. Jako elektrokola jsou brána dvoukolová nebo tříkolová vozidla s výkonem motoru do 250W, s maximální rychlostí 25km/h a hmotností do 40 kg“ [14]. Elektrokola jsou brána podle zákona jako jízdní kola a může tedy využívat cyklostezky i pěší zóny. Provoz elektromotoru je velmi tichý a šetrný k životnímu prostředí. Na jedno nabití ujede 40 – 60 km. V případě vybití je možno pokračovat v cestě klasickým způsobem.

Baterie jsou jednou z nejdůležitějších součástí elektrokol. Kola jsou vybavena lithiovými bateriemi s vysokou kapacitou (Li-Ion nebo Li-Pol). Tyto baterie mají výborné vlastnosti a nízkou hmotnost. Velkou nevýhodou baterií je, že mají omezenou životnost.



Obrázek č. 6: Elektrokolo City33 [14]



Obrázek č. 7: Elektrokolo Holandia [14]

Typ	City33	Holandia
Motor	36 V/250 W	24 V/250 W
Baterie	36 V/10 Ah Li-Ion	24 V/10 Ah Li-Ion
Doba nabíjení	4 - 6 hod	4 - 6 hod
Dojezd	40 – 65 km	40 – 60 km
Maximální zatížení	100 kg	100 kg
Hmotnost	24 kg (včetně baterie)	25 kg (včetně baterie)

Tabulka č. 9: Parametry elektrokol [14]

3.3.3 Dvoudobý zážehový motor [7]

Pro tuto práci byl vybrán méně rozšířený pístový spalovací motor dvoudobý. Dvoudobý motor je na rozdíl od čtyřdobého motoru značně jednodušší konstrukce a z toho se odvíjí i pořizovací náklady. Na druhou stranu jsou provozní náklady čtyřdobého motoru o něco menší. Čtyřdobý motor má menší měrnou spotřebu paliva a není třeba mísit benzín s olejem pro mazání jako tomu je u dvoudobého motoru. Elektromotor má velkou výhodu v tichém a bezemisním provozu, ale má i nevýhody v omezené životnosti baterií a pořizovací ceně.

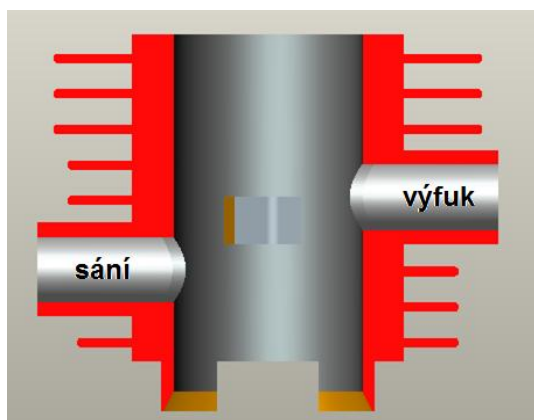
Stručný popis dvoudobého motoru

Motor vykoná celý pracovní cyklus během jedné otáčky klikového hřídele tedy dvou zdvihů pístu. Dvoudobý motor má velmi jednoduchý a promyšlený rozvodový mechanismus pro výměnu pracovní náplně ve válci. Výměna náplně ve válci je v nejjednodušším případě řízena pohybem pístu, který odkrývá a zakrývá jednotlivé kanály ve stěně válce. U dvoudobého motoru jsou dva pracovní prostory a to nad i pod pístem (v klikové skříni), což je značně výhodné.

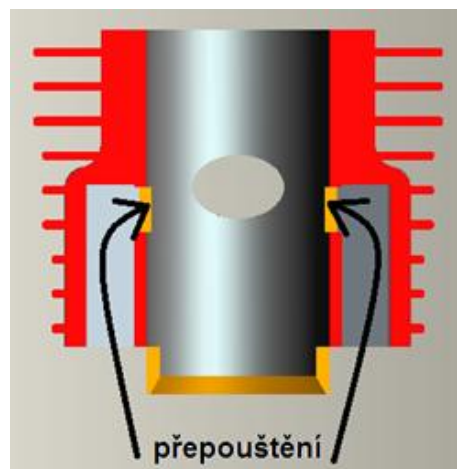
Pro pohon motokola tedy byl zvolen nejjednodušší dvoudobý zážehový spalovací motor tříkanálový s rozvodem pomocí pístu. Ve stěně válce jsou tři druhy pracovních kanálů: sací, výfukový a přepouštěcí neboli vyplachovací. Sacím kanálem je nasávána směs benzínu, oleje a vzduchu z karburátoru do prostoru klikové skříňe. Přepouštěcí kanál slouží k propojení klikové skříňe s válcem motoru. Výfukovým kanálem jsou odvedeny spaliny z prostoru válce do výfukového potrubí.

Průběh činnosti	Pohyb pístu DÚ → HÚ	Pohyb pístu HÚ → DÚ	Výměna náplně
Prostor pod pístem v klikové skříni	sání směsi	stlačování směsi	proudění směsi do válce
Prostor nad pístem ve válci	stlačování směsi (komprese)	hoření (expanze)	plnění válce (výfuk)

Tabulka č. 10: Popis činnosti dvoudobého motoru [7]



Obrázek č. 8: Sací a výfukový kanál

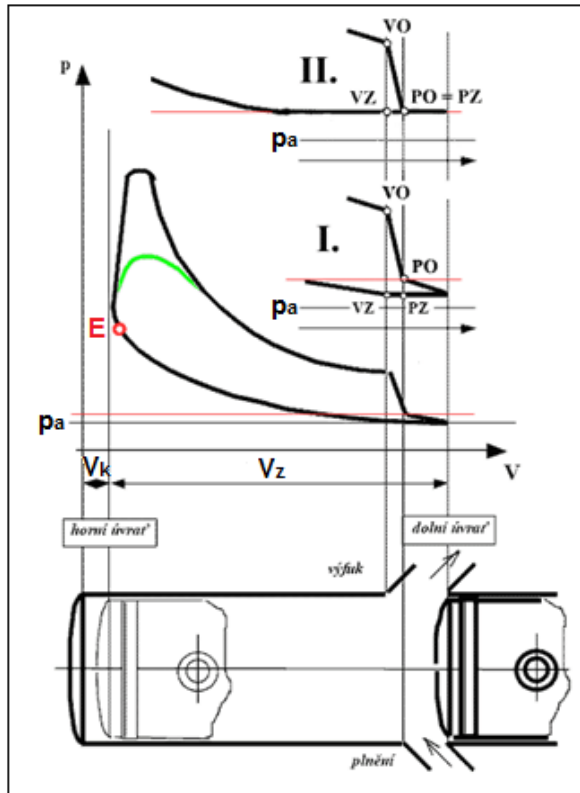


Obrázek č. 9: Přepouštěcí kanál

Indikátorový diagram ideálního oběhu dvoudobého motoru:

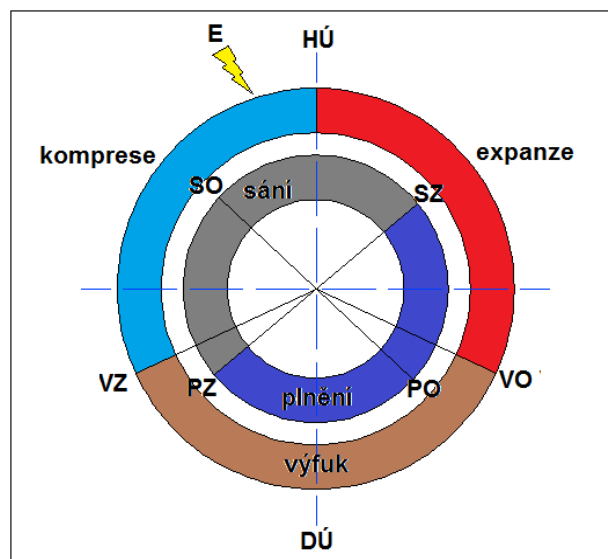
- I. průběh tlaku při běhu motoru
- II. v okamžiku zastavení motoru ucpáním výfuku

E – přeskok jiskry
 VO – otevření výfukového kanálu
 VZ – uzavření výfukového kanálu
 PO – otevření přepouštěcího kanálu
 PZ – uzavření přepouštěcího kanálu
 SO – otevření sacího kanálu
 SZ – uzavření sacího kanálu
 V_z – zdvihový objem
 V_k – kompresní objem
 p_a – atmosférický tlak



Obrázek č. 10: Indikovaný diagram [16]

Rozvodový diagram dvoudobého motoru:



Obrázek č. 11: Rozvodový diagram

4 Základní konstrukční parametry motoru

Konstrukce motoru je zvolena velmi blízko čtvercovému motoru (tj. $z/D = 1$).

Zvoleno: Průměr pístu – $D = 40$ mm
Zdvih pístu – $z = 39$ mm
Kompresní poměr teoretický – $\varepsilon_t = 7$

4.1 Kinematika klikového ústrojí [3]

Pístové spalovací motory s klikovým ústrojím konají při své práci přímočarý vratný pohyb pístu. Při konání vratných pohybů vznikají setrvačné síly, které spolu se silami od tlaku plynů způsobují vibrace motoru. Proto je třeba tyto setrvačné síly a jejich momenty vyvažovat. Prodlouží se tím životnost a spolehlivost motoru.

4.1.1 Kinematika osového klikového ústrojí

Pro výpočty se uvažuje, že otáčky klikového hřídele budou konstantní. Délka ojnice měřená mezi středy oka a hlavy ojnice je zvolena vzdáleností – $L = 75$ mm, protože dle mých zkušeností je to pro takový motor obvyklá hodnota.

Vzorec pro výpočet ramena kliky:

$$r = \frac{z}{2} \text{ [mm]} \quad (20)$$

Výpočet ramena kliky:

$$r = \frac{z}{2} = \frac{39}{2} = 19,5 \text{ mm,}$$

kde z – zdvih pístu [mm]

Kinematika kliky

Při konstantním otáčení je úhlová rychlost stálá a lze ji určit dle následujícího vztahu:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{max}}{30} \text{ [rad/s]} \quad (21)$$

Výpočet úhlové rychlosti při maximálních otáčkách motoru:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{max}}{30} = \frac{\pi \cdot 6000}{30} = 628,3 \text{ rad/s,}$$

kde n_{max} – maximální otáčky motoru [ot/min]

Obvodová rychlost bodu K kolem středu otáčení S se určí vztahem:

$$v_{K\check{c}} = \omega \cdot r \text{ [m/s]} \quad (22)$$

Výpočet:

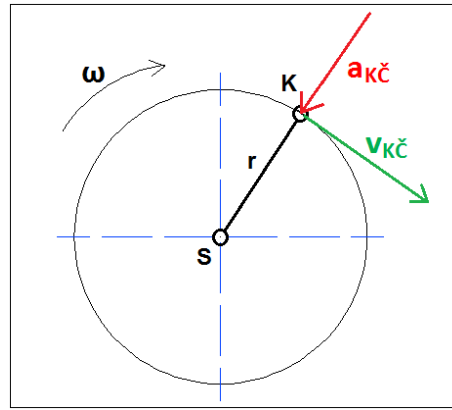
$$v_{K\check{c}} = \omega \cdot r = 628,3 \cdot 0,0195 = 12,25 \text{ m/s}$$

V bodě K působí dostředivé zrychlení, které má vztah:

$$a_{K\check{c}} = v_{K\check{c}} \cdot \omega = r \cdot \omega^2 \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (23)$$

Výpočet:

$$a_{K\check{c}} = r \cdot \omega^2 = 0,0195 \cdot 628,3^2 = 7697,84 \text{ m/s}^2$$



Obrázek č. 12: Zrychlení a rychlost na klice

Dráha pístu

Dráha pístu se určí:

$$s_p = L + r - (L \cdot \cos \beta_k + r \cdot \cos \alpha_k) \text{ [mm]}, \quad (24)$$

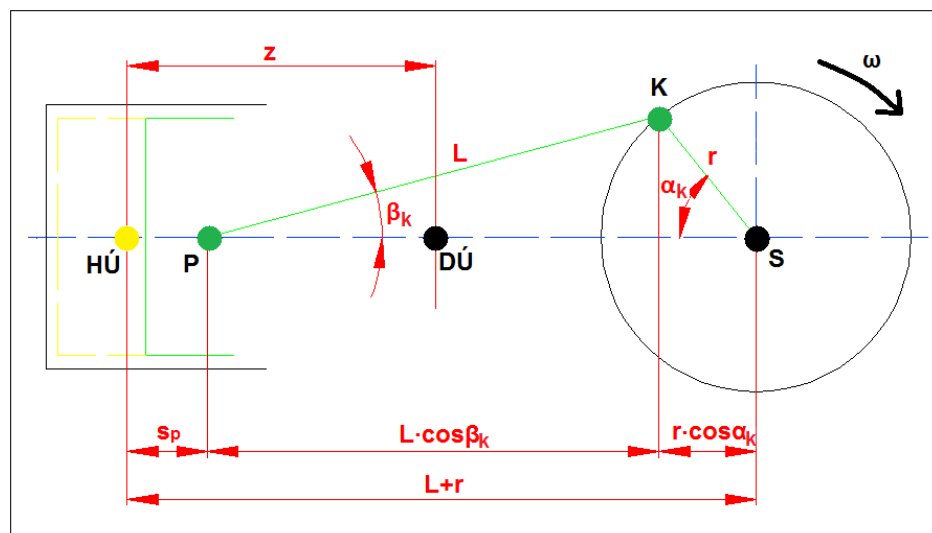
kde α_k – úhel sklonu kliky [°]
 β_k – úhel sklonu ojnice [°]

Pro zjednodušení výrazu pro výpočet dráhy pístu lze stanovit ojniční poměr, který označuje poměr poloměru kliky k délce ojnice:

$$\lambda = \frac{r}{L} [-] \quad (25)$$

Výpočet:

$$\lambda = \frac{r}{L} = \frac{19,5}{75} = 0,26 [-]$$



Obrázek č. 13: Klikové ústrojí

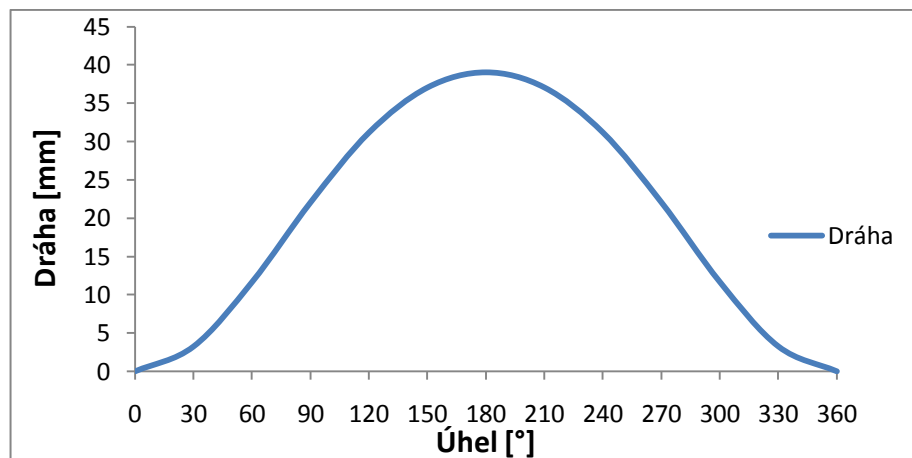
Bod P označuje osu pístního čepu. Dráha pístu je dána vzdáleností bodu P v horní úvratí od polohy bodu P při určitém natočení klikového hřídele.

$$s_p \approx r \cdot \left[(1 - \cos \alpha_k) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha_k) \right] [mm] \quad (26)$$

Úhel α_k [°]	Dráha [mm]
0	0
30	3,25
60	11,65
90	22,04
120	31,15
150	37,02
180	39,00
210	37,02
240	31,15
270	22,04
300	11,65
330	3,25
360	0

Tabulka č. 11: Dráha pístu

Pro $\alpha_k = 0^\circ$ je dráha pístu nulová a pro dolní úvrať ($\alpha_k = 180^\circ$) je dráha pístu maximální a rovna zdvihu pístu.



Graf č. 7: Dráha pístu

Rychlost pístu

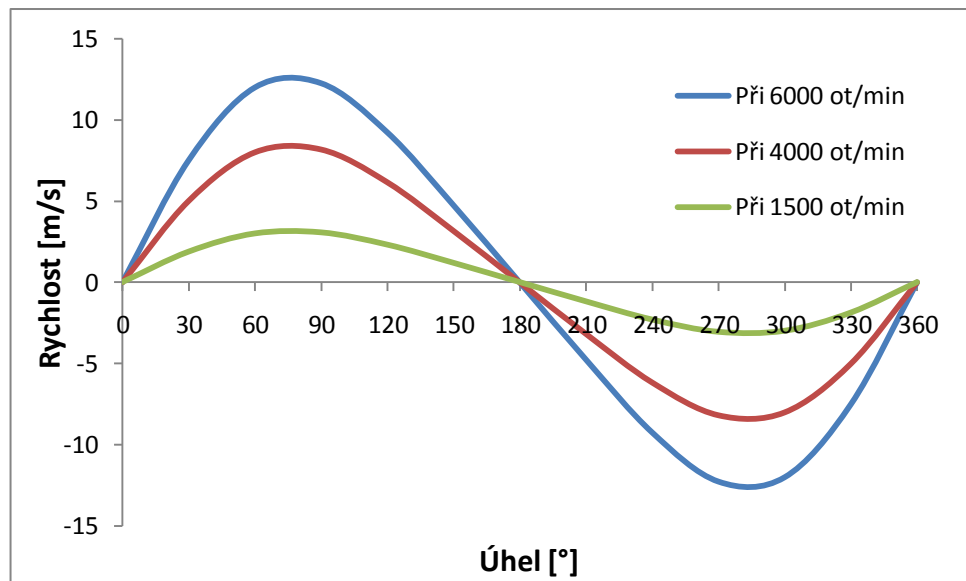
Rychlost pístu dosahuje v horní a dolní úvratí nulové hodnoty a maximální rychlost je v případě, když rameno kliky a ojnice svírají úhel 90° . Tuto maximální rychlost tedy píst dosáhne dvakrát za jednu otáčku klikového hřídele. Dále rychlost nabírá i záporných hodnot a to když se píst vrací zpět z dolní úvratě k horní úvratí ($\alpha_k = 0^\circ$). Okamžitá rychlost pístu se zjistí derivací rovnice dráhy podle času:

$$v_p = \frac{ds_p}{dt} [m/s] \quad (27)$$

$$v_p \approx r \cdot \omega \cdot \left(\sin \alpha_k + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha_k \right) \text{ [m/s]} \quad (28)$$

Úhel α_k [°]	Rychlost [m/s]		
	Při 1500 ot/min	Při 4000 ot/min	Při 6000 ot/min
0	0	0	0
30	1,88	5,00	7,51
60	3,00	7,99	11,99
90	3,06	8,17	12,25
120	2,31	6,15	9,23
150	1,19	3,16	4,75
180	0	0	0
210	-1,19	-3,16	-4,75
240	-2,31	-6,15	-9,23
270	-3,06	-8,17	-12,25
300	-3,00	-7,99	-11,99
330	-1,88	-5,00	-7,51
360	0	0	0

Tabulka č. 12: Rychlost pístu při různých otáčkách



Graf č. 8: Rychlost pístu při různých otáčkách

Střední pístová rychlost při maximálních otáčkách motoru nesmí překročit danou mez, jinak hrozí poškození pohyblivých částí motoru. Střední pístová rychlost se určí vztahem:

$$c_s = \frac{z \cdot n_{max}}{30} \text{ [m/s]} \quad (29)$$

Výpočet:

$$c_s = \frac{z \cdot n_{max}}{30} = \frac{0,039 \cdot 6000}{30} = 7,8 \text{ m/s}$$

Pro motory 50 cm³ se střední pístová rychlost pohybuje od 6 do 8,5 m/s.

Zrychlení pístu

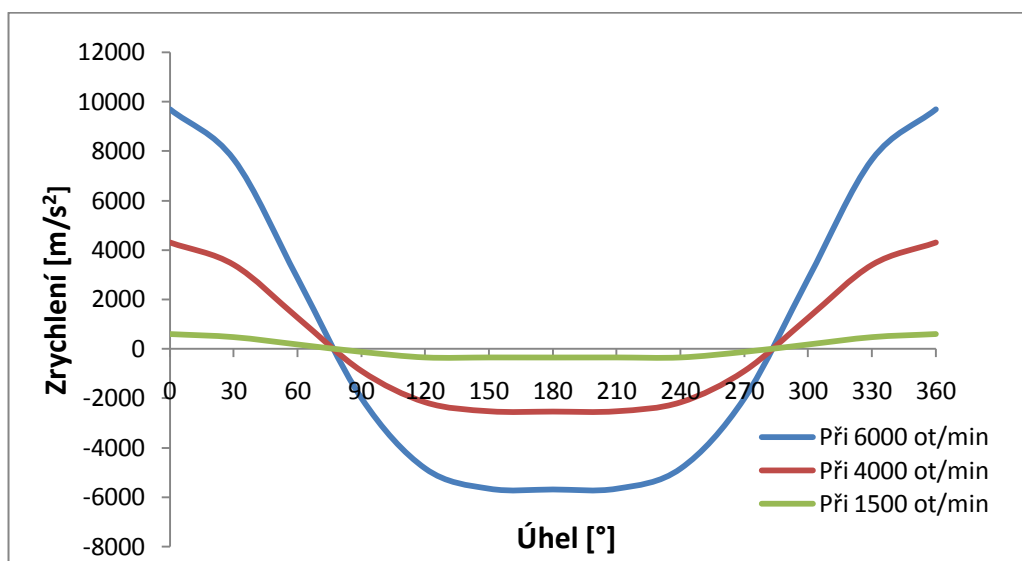
Průběh zrychlení pístu má během jedné otáčky klikového hřídele dvě záporná maxima. Okamžité zrychlení pístu je zjištěno derivací rovnice rychlosti podle času:

$$a_p = \frac{dv_p}{dt} \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (30)$$

$$a_p \approx r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha_k + \lambda \cdot \cos 2\alpha_k) \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (31)$$

Úhel α_k [°]	Zrychlení [m/s ²]		
	Při 1500 ot/min	Při 4000 ot/min	Při 6000 ot/min
0	606,24	4311,06	9699,28
30	479,23	3407,88	7667,24
60	178,02	1265,95	2848,20
90	-125,10	-889,58	-2001,44
120	-354,14	-2155,53	-4849,64
150	-354,14	-2518,30	-5665,80
180	-356,05	-2531,89	-5696,40
210	-354,14	-2518,30	-5665,80
240	-354,14	-2155,53	-4849,64
270	-125,10	-889,58	-2001,44
300	178,02	1265,95	2848,20
330	479,23	3407,88	7667,24
360	606,24	4311,06	9699,28

Tabulka č. 13: Zrychlení pístu při různých otáčkách



Graf č. 9: Zrychlení pístu při různých otáčkách

4.2 Výpočet základních rozměrů motoru

4.2.1 Výpočet plochy pístu

Vzorec:

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} [mm^2] \quad (32)$$

Výpočet:

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 40^2}{4} = 1256,64 \text{ mm}^2,$$

kde D – průměr pístu [mm]

4.2.2 Výpočet zdvihového objemu

Vzorec:

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot z [mm^3] \quad (33)$$

Výpočet:

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot z = \frac{\pi \cdot 40^2}{4} \cdot 39 = 49008,8 \text{ mm}^3,$$

kde z – zdvih pístu [mm]

4.2.3 Výpočet kompresního a celkového objemu

Vzorce:

$$V_k = \frac{V_z}{\varepsilon_t - 1} [mm^3] \quad (34)$$

$$V_c = V_z + V_k [mm^3] \quad (35)$$

Výpočty:

$$V_k = \frac{V_z}{\varepsilon_t - 1} = \frac{49008,8}{7 - 1} = 8168,13 \text{ mm}^3,$$

kde ε_t – kompresní poměr teoretický [-]

$$V_c = V_z + V_k = 49008,8 + 8168,13 = 57176,93 \text{ mm}^3$$

4.2.4 Výpočet efektivního tlaku

Vzorec:

$$p_e = \frac{P \cdot 60}{V_z \cdot n} [Pa] \quad (36)$$

Výpočet:

$$p_e = \frac{P \cdot 60}{V_z \cdot n_{max}} = \frac{1600 \cdot 60}{49008,8 \cdot 10^{-9} \cdot 6000} = 326472 \text{ Pa},$$

kde P – výkon motoru [W]

4.2.5 Výpočet skutečného kompresního poměru [8]

Vzorec:

$$\varepsilon_{sk} = \frac{V_k + V_z - S \cdot v_{výf}}{V_k} [-] \quad (37)$$

Výpočet:

$$\varepsilon_{sk} = \frac{V_k + V_z - S \cdot v_{výf}}{V_k} = \frac{8168,13 + 49008,8 - 1256,64 \cdot 12}{8168,13} = 5,15,$$

kde $v_{výf}$ – výška výfukového kanálu [mm]

4.2.6 Výpočet maximálního tlaku ve válci [8]

Přibližný vzorec:

$$p_{max} \cong 6,5 \cdot (\varepsilon_{sk} - 1) [kp/cm^2] \quad (38)$$

Výpočet:

$$p_{max} \cong 6,5 \cdot (\varepsilon_{sk} - 1) = 6,5 \cdot (5,15 - 1) = 26,975 \frac{kp}{cm^2} = 2,75 \text{ MPa}$$

4.2.7 Síla od tlaku plynů [3]

Síla od tlaku plynů působí na dno pístu a její opačná reakční síla působí na hlavu válce. Tato síla se nachází v ose pístu.

Vzorec:

$$F_p = p_{max} \cdot S [N] \quad (39)$$

Výpočet:

$$F_p = p_{max} \cdot S = 2,75 \cdot 10^6 \cdot 1256,64 \cdot 10^{-6} = 3455,76 \text{ N},$$

kde p_{max} – maximální tlak ve válci [Pa]

5 Výpočet vybraných částí klikového mechanismu

5.1 Návrh a výpočet pístu [3], [8]

Na materiál pístu jsou kladeny následující požadavky: malá hmotnost, malá tepelná roztažnost, dobrá tepelná vodivost, odolnost proti opotřebení, snadná obrobitelnost a dostatečná pevnost při všech provozních podmínkách. Pro tento dvoudobý motor je zvolen materiál pístu ze slitiny hliníku s mědí.

5.1.1 Délka pláště pístu

Vzorec:

$$l_p = (1,1 \text{ až } 1,25) \cdot z [\text{mm}] \quad (40)$$

Výpočet:

$$l_p = (1,1 \text{ až } 1,25) \cdot z = (1,1 \text{ až } 1,25) \cdot 39 = 42,9 \text{ až } 48,75 \text{ mm}$$

Zvolena: $l_p = 46 \text{ mm}$

5.1.2 Délka dolní části pístu

Vzorec:

$$l_d = (0,35 \text{ až } 0,75) \cdot l_p \text{ [mm]} \quad (41)$$

Výpočet:

$$l_d = (0,35 \text{ až } 0,75) \cdot l_p = (0,35 \text{ až } 0,75) \cdot 46 = 16,1 \text{ až } 34,5 \text{ mm}$$

Zvolena: $l_d = 19,5 \text{ mm}$

5.1.3 Tloušťka dna pístu

Vzorec:

$$t = (0,06 \text{ až } 0,12) \cdot D \text{ [mm]} \quad (42)$$

Výpočet:

$$t = (0,06 \text{ až } 0,12) \cdot D = (0,06 \text{ až } 0,12) \cdot 40 = 2,4 \text{ až } 4,8 \text{ mm}$$

Zvolena: $t = 3 \text{ mm}$

5.1.4 Tloušťka pláště pístu

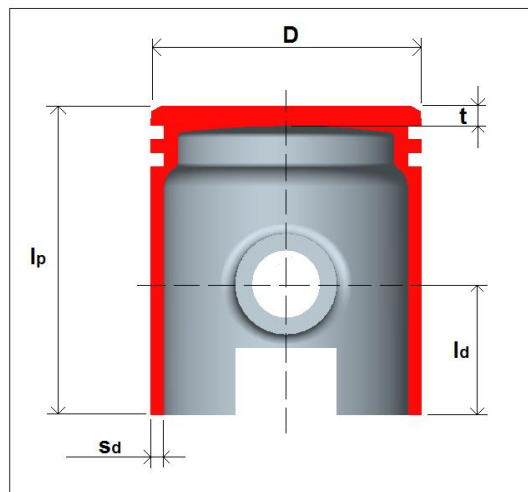
Vzorec:

$$s_d = (0,035 \text{ až } 0,07) \cdot D \text{ [mm]} \quad (43)$$

Výpočet:

$$s_d = (0,035 \text{ až } 0,07) \cdot D = (0,035 \text{ až } 0,07) \cdot 40 = 1,4 \text{ až } 2,8 \text{ mm}$$

Zvolena: $s_d = 2 \text{ mm}$



Obrázek č. 14: Píst

5.1.5 Výpočet tlakového napětí v místě spodního pístního kroužku

Vzorec:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot (d_k^2 - d_i^2)} \text{ [MPa]} \quad (44)$$

Výpočet:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot (d_k^2 - d_i^2)} = \frac{4 \cdot 3455,76}{\pi \cdot (36^2 - 32^2)} = 16,18 \text{ MPa},$$

kde d_k – vnitřní průměr drážky pro pístní kroužek [mm]

d_i – vnitřní průměr pístu v místě spodního kroužku [mm]

5.1.6 Výpočet napětí na dno pístu

Vzorec:

$$\sigma_{oh} = \frac{(D - 2s_k) \cdot p_{max}}{4t} \text{ [MPa]} \quad (45)$$

Výpočet:

$$\sigma_{oh} = \frac{(D - 2s_k) \cdot p_{max}}{4t} = \frac{(40 - 2 \cdot 4) \cdot 2,75 \cdot 10^6}{4 \cdot 3} = 7,33 \text{ MPa},$$

kde s_k – tloušťka stěny v místě pístního kroužku [mm]

5.1.7 Určení hmotnosti pístu

K určení hmotnosti je zapotřebí znát materiál, z čeho bude součást vyrobena a taky její objem, který byl zjištěn pomocí 3D modelu v programu Pro ENGINEER.

Objem pístu je 15902,96 mm³.

Hustota slitiny hliníku s mědí je přibližně 3500 kg/m³.

Vzorec:

$$m_p = \rho_p \cdot V_{pist} \text{ [kg]} \quad (46)$$

Výpočet:

$$m_p = \rho_p \cdot V_{pist} = 3500 \cdot 15902,96 \cdot 10^{-9} = 55,66 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

5.2 Návrh pístních kroužků

Píst bude osazen dvěma těsníci kroužky ze speciální šedé litiny. Zámky pístních kroužků zapadají do kolíků na pístu vzájemně posunutých o 90°. Tyto kolíky udržují pístní kroužky ve správné poloze, aby nedošlo k jejich poškození a následnému zničení motoru.

5.2.1 Určení hmotnosti obou pístních kroužků

Objem jednoho pístního kroužku je 471,85 mm³.

Hustota litiny je 7000 kg/m³.

Vzorec:

$$m_{pk} = 2 \cdot \rho_{litiny} \cdot V_{pk} \text{ [kg]} \quad (47)$$

Výpočet:

$$m_{pk} = 2 \cdot \rho_{litiny} \cdot V_{pk} = 2 \cdot 7000 \cdot 471,85 \cdot 10^{-9} = 6,61 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

5.3 Návrh a výpočet pístitního čepu [8]

Materiál pro výrobu pístitního čepu se obvykle volí z oceli třídy 12 nebo 14.

5.3.1 Vnější průměr pístitního čepu

Vzorec:

$$d_{\zeta} = (0,2 \text{ až } 0,3) \cdot D \text{ [mm]} \quad (48)$$

Výpočet:

$$d_{\zeta} = (0,2 \text{ až } 0,3) \cdot D = (0,2 \text{ až } 0,3) \cdot 40 = 8 \text{ až } 12 \text{ mm}$$

Zvolen: $d_{\zeta} = 10 \text{ mm}$

5.3.2 Vnitřní průměr pístitního čepu

Vzorec:

$$d'_{\zeta} = (0,5 \text{ až } 0,8) \cdot d_{\zeta} \text{ [mm]} \quad (49)$$

Výpočet:

$$d'_{\zeta} = (0,5 \text{ až } 0,8) \cdot d_{\zeta} = (0,5 \text{ až } 0,8) \cdot 10 = 5 \text{ až } 8 \text{ mm}$$

Zvolen: $d'_{\zeta} = 5 \text{ mm}$

5.3.3 Délka pístitního čepu

Vzorec:

$$l_{\zeta} = (0,8 \text{ až } 0,9) \cdot D \text{ [mm]} \quad (50)$$

Výpočet:

$$l_{\zeta} = (0,8 \text{ až } 0,9) \cdot D = (0,8 \text{ až } 0,9) \cdot 40 = 32 \text{ až } 36 \text{ mm}$$

Zvolena: $l_{\zeta} = 33 \text{ mm}$

5.3.4 Výpočet ohybového napětí a volba materiálu

Největší ohybový moment leží uprostřed pístitního čepu a do výpočtu se uvažuje celková síla působící na pístitní čep, protože tato síla je největší možná a nutná pro dimenzování. Celkovou síla byla určena z výpočtů v kapitole 5.7.4 a následného grafu č. 10. Ohybový moment se vypočítá z výrazu:

$$M_o = \frac{F_P}{4} \cdot \left(\frac{l_{\zeta} + e}{2} - \frac{b_{oj}}{2} \right) \text{ [Nm]}, \quad (51)$$

kde e – vzdálenost mezi nálitky pístitu [mm]

b_{oj} – šířka oka ojnice [mm]

Vzorec:

$$b_{oj} = e - (1,8 \text{ až } 4) \text{ [mm]} \quad (52)$$

Výpočet:

$$b_{oj} = e - (1,8 \text{ až } 4) = 15 - (1,8 \text{ až } 4) = 13,2 \text{ až } 11 \text{ mm}$$

Zvolena: $b_{oj} = 11 \text{ mm}$

Výpočet ohybového momentu:

$$M_o = \frac{F_p}{4} \cdot \left(\frac{l_\zeta + e}{2} - \frac{b_{oj}}{2} \right) = \frac{4098,14}{4} \cdot \left(\frac{0,033 + 0,015}{2} - \frac{0,011}{2} \right) = 18,95 \text{ Nm}$$

Vzorec pro výpočet průřezového modulu v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_\zeta^4 - d'_\zeta{}^4}{d_\zeta} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (53)$$

Výpočet:

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_\zeta^4 - d'_\zeta{}^4}{d_\zeta} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{10^4 - 5^4}{10} = 92,04 \text{ mm}^3$$

Vzorec pro výpočet ohybového napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \text{ [MPa]} \quad (54)$$

Výpočet:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{18,95}{92,04 \cdot 10^{-9}} = 205,89 \text{ MPa}$$

Vzorec pro výpočet meze kluzu:

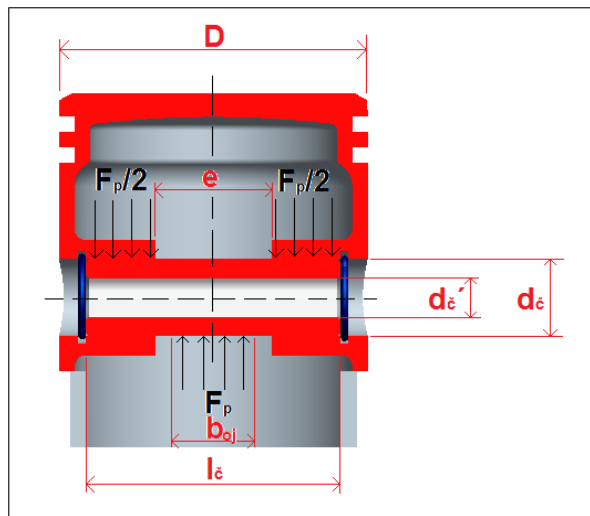
$$R_e = k \cdot \sigma_o \text{ [MPa]} \quad (55)$$

Výpočet:

$$R_e = k \cdot \sigma_o = 2 \cdot 205,89 = 411,78 \text{ MPa,}$$

kde k – bezpečnost [-]

Byl zvolen materiál ČSN 14 109.3 s mezi kluzu $R_e = 440 \text{ MPa}$.



Obrázek č. 15: Namáhání pístního čepu

5.3.5 Výpočet měrného tlaku mezi čepem a pouzdrem ojnice

Vzorec:

$$p_{\check{c}} = \frac{F_p}{d_{\check{c}} \cdot b_{oj}} \text{ [MPa]} \quad (56)$$

Výpočet:

$$p_{\check{c}} = \frac{F_p}{d_{\check{c}} \cdot b_{oj}} = \frac{4098,14}{0,01 \cdot 0,011} = 37,26 \text{ MPa}$$

5.3.6 Výpočet středního smykového napětí v pístním čepu

Vzorec:

$$\tau = \frac{2 \cdot F_p}{\pi \cdot (d_{\check{c}}^2 - d'_{\check{c}}{}^2)} \text{ [MPa]} \quad (57)$$

Výpočet:

$$\tau = \frac{2 \cdot F_p}{\pi \cdot (d_{\check{c}}^2 - d'_{\check{c}}{}^2)} = \frac{2 \cdot 4098,14}{\pi \cdot (0,01^2 - 0,005^2)} = 34,79 \text{ MPa}$$

5.3.7 Určení hmotnosti pístního čepu

Objem pístního čepu je 1935,15 mm³.

Hustota oceli je 7900 kg/m³.

Vzorec:

$$m_{p\check{c}} = \rho_{oceli} \cdot V_{p\check{c}} \text{ [kg]} \quad (58)$$

Výpočet:

$$m_{p\check{c}} = \rho_{oceli} \cdot V_{p\check{c}} = 7900 \cdot 1935,15 \cdot 10^{-9} = 15,29 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

5.4 Návrh ojnice

Ojnice se skládá z oka, hlavy a dříku. Oko ojnice je spojeno s pístním čepem, hlava ojnice s ojničným čepem a dřík ojnice je spojovacím členem mezi okem a hlavou ojnice. Hlava ojnice bývá u více válcových motorů dělená, ale u malých jednoválcových motorů je ojnice v celku a dělená je klika z důvodu použití jehlových ložisek.

Materiál ojnice je namáhán na únavu, protože na ojnici působí střídavé síly. V horní úvrati je namáhána na tah od setrvačných sil posuvných hmot a v dolní úvrati na tlak. Na dřík ojnice působí kombinované namáhání tlaku či tahu a ohybu. Někdy se také dřík počítá na vzpěr, proto má profil tvaru H.

5.4.1 Určení rozměrů

Bylo zvoleno:

$d_{o1} = 21 \text{ mm}$ – velký průměr oka ojnice [mm]

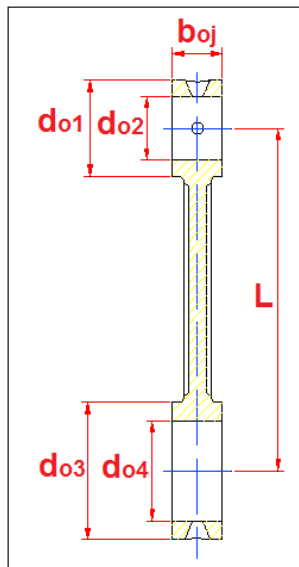
$d_{o2} = 14 \text{ mm}$ – malý průměr oka ojnice [mm]

$d_{o3} = 30 \text{ mm}$ – velký průměr hlavy ojnice [mm]

$d_{o4} = 22 \text{ mm}$ – malý průměr hlavy ojnice [mm]

$b_{oj} = 11 \text{ mm}$ – šířka oka ojnice [mm]

$L = 75 \text{ mm}$ – délka ojnice [mm]



Obrázek č. 16: Ojnice v řezu

V oku ojnice je umístěno jehlové ložisko NK 10/11 (hmotnosti $m_{j11} = 0,005 \text{ kg}$) a v hlavě ojnice jehlové ložisko NK 16/11 (hmotnosti $m_{j12} = 0,012 \text{ kg}$).

Byl zvolen materiál ojnice ČSN 12 050.1 s mezi kluzu $R_e = 305 \text{ MPa}$.

5.4.2 Určení hmotnosti ojnice

Objem ojnice je $8991,33 \text{ mm}^3$.

Hustota oceli je 7900 kg/m^3 .

Vzorec:

$$m_{oj} = \rho_{oceli} \cdot V_{oj} \text{ [kg]} \quad (59)$$

Výpočet:

$$m_{oj} = \rho_{oceli} \cdot V_{oj} = 7900 \cdot 8991,33 \cdot 10^{-9} = 71,03 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

5.5 Návrh a výpočet ojničního čepu [8]

5.5.1 Určení rozměrů

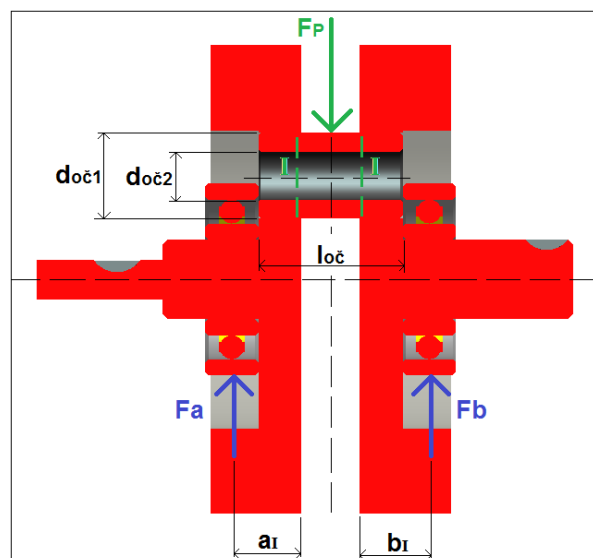
Bylo zvoleno:

$d_{o\check{c}1} = 16 \text{ mm}$ – vnější průměr ojničního čepu

$d_{o\check{c}2} = 9 \text{ mm}$ – vnitřní průměr ojničního čepu

$l_{o\check{c}} = 28 \text{ mm}$ – délka ojničního čepu

$a_I = 15 \text{ mm}$ – rameno ohybového momentu



Obrázek č. 17: Namáhání ojničního čepu

5.5.2 Výpočet ohybového napětí a volba materiálu

Největší napětí se nachází v místě I (pro toto místo je proveden výpočet). Při výpočtu se uvažuje hodnota celkové maximální síly působící v klikovém mechanismu v průběhu jedné otáčky. Tato síla byla určena stejně jako u pístního čepu a to z kapitoly 4.7.4 a grafu č. 10.

Vzorec pro výpočet ohybového momentu:

$$M_o = \frac{F_p}{2} \cdot a_I \text{ [Nm]} \quad (60)$$

Výpočet:

$$M_o = \frac{F_p}{2} \cdot a_I = \frac{4098,14}{2} \cdot 0,015 = 30,74 \text{ Nm}$$

Vzorec pro výpočet průřezového modulu v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{o\check{c}1}^4 - d_{o\check{c}2}^4}{d_{o\check{c}1}} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (61)$$

Výpočet:

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{o\check{c}1}^4 - d_{o\check{c}2}^4}{d_{o\check{c}1}} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{16^4 - 9^4}{16} = 361,87 \text{ mm}^3$$

Vzorec pro výpočet ohybového napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \text{ [MPa]} \quad (62)$$

Výpočet:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{30,74}{361,87 \cdot 10^{-9}} = 84,95 \text{ MPa}$$

Při výpočtu ohybového napětí ojnicního čepu se uvažuje v místě největšího namáhání vliv vrubového účinku, který zvětšuje napětí o koeficient $\alpha_v = 2,2$.

$$\sigma'_o = \alpha_v \cdot \sigma_o = 2,2 \cdot 84,95 = 186,9 \text{ MPa} \quad (63)$$

Vzorec pro výpočet meze kluzu:

$$R_e = k \cdot \sigma'_o \text{ [MPa]} \quad (64)$$

Výpočet:

$$R_e = k \cdot \sigma'_o = 2 \cdot 186,9 = 373,8 \text{ MPa,}$$

kde k – bezpečnost [-]

Byl zvolen materiál ČSN 14 109.3 s mezi kluzu $R_e = 440 \text{ MPa}$.

5.5.3 Výpočet smykového napětí

Vzorec:

$$\tau = \frac{2 \cdot F_p}{\pi \cdot (d_{o\check{c}1}^2 - d_{o\check{c}2}^2)} \quad [MPa] \quad (65)$$

Výpočet:

$$\tau = \frac{2 \cdot F_p}{\pi \cdot (d_{o\check{c}1}^2 - d_{o\check{c}2}^2)} = \frac{2 \cdot 4098,14}{\pi \cdot (0,016^2 - 0,009^2)} = 14,91 \text{ MPa}$$

5.5.4 Určení hmotnosti ojnicního čepu

Objem ojnicního čepu je $3833,93 \text{ mm}^3$.

Hustota oceli je 7900 kg/m^3 .

Vzorec:

$$m_{o\check{c}} = \rho_{oceli} \cdot V_{o\check{c}} \quad [kg] \quad (66)$$

Výpočet:

$$m_{o\check{c}} = \rho_{oceli} \cdot V_{o\check{c}} = 7900 \cdot 3833,93 \cdot 10^{-9} = 30,29 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

5.6 Návrh setrvačníku

5.6.1 Určení rozměrů

Bylo zvoleno:

$D_{se} = 88 \text{ mm}$ – velký průměr setrvačníku [mm]

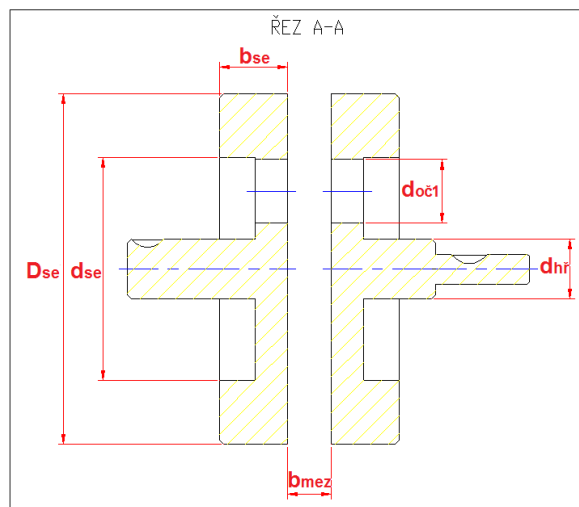
$d_{se} = 56 \text{ mm}$ – malý průměr setrvačníku [mm]

$b_{se} = 17 \text{ mm}$ – šířka setrvačníku [mm]

$d_{o\check{c}1} = 16 \text{ mm}$ – vnější průměr ojnicního čepu [mm]

$d_{h\check{r}} = 15 \text{ mm}$ – průměr hlavního čepu [mm]

$b_{mez} = 12 \text{ mm}$ – mezera mezi rameny setrvačníku [mm]



Obrázek č. 18: Setrvačník

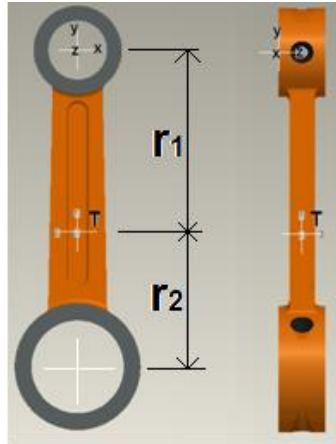
Byl zvolen materiál ČSN 11 500 s mezi kluzu $R_e = 245 \text{ MPa}$.

5.7 Výpočet sil působících v klikovém ústrojí [3]

Pro výpočet sil působících v klikovém ústrojí je nejprve nutné určit těžiště ojnice a rozdělit tak hmotnosti jednotlivých komponentů klikového mechanismu na hmoty posuvné a rotační.

5.7.1 Posuvné a rotační hmotnosti

Těžiště ojnice bylo zjištěno pomocí 3D modelu v programu Pro ENGINEER.



Obrázek č. 19: Těžiště ojnice

X	0 mm
Y	-43,098723 mm
Z	5,4999985 mm

Tabulka č. 14: Souřadnice těžiště ojnice

Z tabulky č. 14 se vypočítají vzdálenosti r_1 a r_2 od těžiště ojnice.
Výpočet:

$$r_1 \cong 43,1 \text{ mm}$$

$$r_2 \cong L - r_1 = 75 - 43,1 = 31,9 \text{ mm},$$

kde r_1 – vzdálenost od těžiště k oku ojnice [mm]
 r_2 – vzdálenost od těžiště k hlavě ojnice [mm]

Vzorce pro výpočet hmotnosti posuvné a rotační části ojnice:

$$m_{op} + m_{or} = m_{oj} \text{ [kg]} \tag{67}$$

$$r_1 + r_2 = L \text{ [mm]} \tag{68}$$

$$m_{or} \cdot r_2 = m_{op} \cdot r_1 \tag{69}$$

Výpočet:

$$m_{op} = m_{oj} \cdot \frac{r_2}{L} = 71,03 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{31,9}{75} = 30,21 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

$$m_{or} = m_{oj} \cdot \frac{r_1}{L} = 71,03 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{43,1}{75} = 40,82 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

Hmotnost posuvných součástí

Vzorec:

$$m_p = m_p + m_{pk} + m_{jl1} + m_{pč} + m_{op} [kg] \quad (70)$$

Výpočet:

$$\begin{aligned} m_p &= m_p + m_{pk} + m_{jl1} + m_{pč} + m_{op} = \\ &= 55,66 \cdot 10^{-3} + 6,61 \cdot 10^{-3} + 5 \cdot 10^{-3} + 15,29 \cdot 10^{-3} + 30,21 \cdot 10^{-3} = \\ &= 112,77 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \end{aligned}$$

Hmotnost rotačních součástí

Do rotačních součástí se vkládá pouze střední část ojnicního čepu a z tohoto důvodu se uvažuje polovina hmotnosti ojnicního čepu.

Vzorec:

$$m_r = m_{or} + \frac{m_{oč}}{2} + m_{jl2} [kg] \quad (71)$$

Výpočet:

$$\begin{aligned} m_r &= m_{or} + \frac{m_{oč}}{2} + m_{jl2} = \\ &= 40,82 \cdot 10^{-3} + \frac{30,29 \cdot 10^{-3}}{2} + 12 \cdot 10^{-3} = \\ &= 67,97 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \end{aligned}$$

5.7.2 Setrvačná síla rotačních hmot

Setrvačná síla rotačních hmot působí jako odstředivá síla ve směru ramene kliky.

Vzorec:

$$F_{sr} = m_r \cdot r \cdot \omega^2 [N] \quad (72)$$

Výpočet:

$$F_{sr} = m_r \cdot r \cdot \omega^2 = 67,97 \cdot 10^{-3} \cdot 19,5 \cdot 10^{-3} \cdot 628,3^2 = 523,2 \text{ N}$$

5.7.3 Setrvačná síla posuvných hmot

Setrvačná síla posuvných hmot působí v ose pístu proti zrychlení, a proto je u vzorce záporné znaménko. Píst se při pohybu zrychluje a zpomaluje (viz graf č. 9), tudíž i setrvačná síla se cyklicky mění s otočením klikového hřídele.

Vzorec:

$$F_{sp} = -m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha_k + \lambda \cdot \cos 2\alpha_k) [N] \quad (73)$$

Výpočet:

$$\begin{aligned} F_{sp} &= -m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha_k + \lambda \cdot \cos 2\alpha_k) = \\ &= -112,77 \cdot 10^{-3} \cdot 19,5 \cdot 10^{-3} \cdot 628,3^2 \cdot (\cos 90^\circ + 0,26 \cdot \cos 180^\circ) = \\ &= 225,7 \text{ N} \end{aligned}$$

5.7.4 Výsledné síly působící v klikovém ústrojí

Výpočet sil v klikovém ústrojí je provedeno pro natočení kliky o úhel $\alpha_k = 90^\circ$ (270°). Při tomto úhlu dosahuje normálová síla na pístu největší hodnoty.

Celková síla

Vzorec:

$$F_P = F_p + F_{sp} [N] \quad (74)$$

Výpočet:

$$F_P = F_p + F_{sp} = 3455,76 + 225,7 = 3681,5 N$$

Normálová síla na pístu

Vzorec:

$$F_n = F_P \cdot \tan \beta_k [N] \quad (75)$$

$$\beta_k = \arcsin(\sin \alpha_k \cdot \lambda) [^\circ] \quad (76)$$

Výpočty:

$$\beta_k = \arcsin(\sin \alpha_k \cdot \lambda) = \arcsin(\sin 90^\circ \cdot 0,26) = 15,07^\circ$$

$$F_n = F_P \cdot \tan \beta_k = 3681,5 \cdot \tan 15,07^\circ = 991,3 N$$

Síla působící v ose ojnice

Vzorec:

$$F_o = \frac{F_P}{\cos \beta_k} [N] \quad (77)$$

Výpočet:

$$F_o = \frac{F_P}{\cos \beta_k} = \frac{3681,5}{\cos 15,07^\circ} = 3812,6 N$$

Tangenciální síla

Vzorec:

$$F_t = F_o \cdot \sin(\alpha_k + \beta_k) = F_P \cdot \frac{\sin(\alpha_k + \beta_k)}{\cos \beta_k} \quad (78)$$

Výpočet:

$$F_t = F_P \cdot \frac{\sin(\alpha_k + \beta_k)}{\cos \beta_k} = 3681,5 \cdot \frac{\sin(90^\circ + 15,07^\circ)}{\cos 15,07^\circ} = 3681,5 N$$

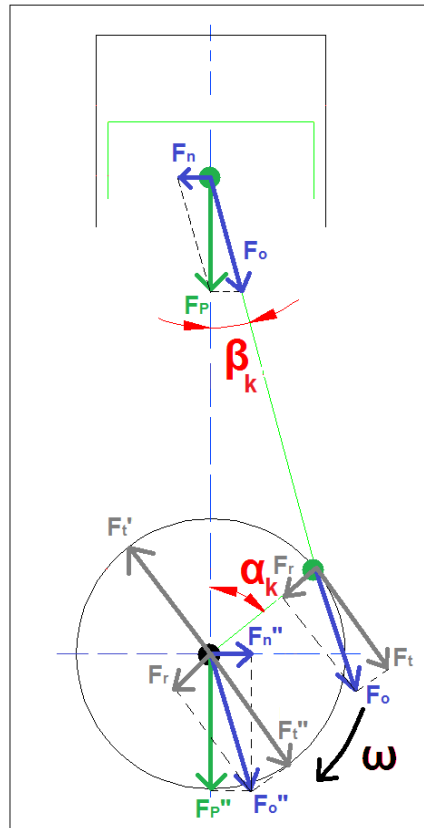
Radiální síla

Vzorec:

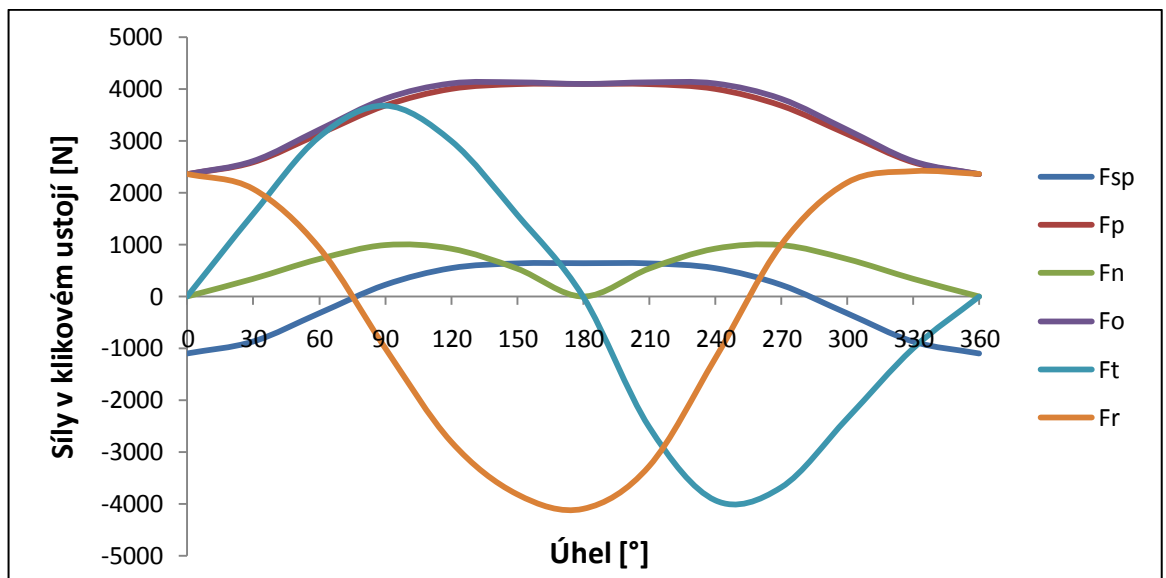
$$F_r = F_o \cdot \cos(\alpha_k + \beta_k) = F_P \cdot \frac{\cos(\alpha_k + \beta_k)}{\cos \beta_k} \quad (79)$$

Výpočet:

$$F_r = F_p \cdot \frac{\cos(\alpha_k + \beta_k)}{\cos \beta_k} = 3681,5 \cdot \frac{\cos(90^\circ + 15,07^\circ)}{\cos 15,07^\circ} = -991,3 \text{ N}$$



Obrázek č. 20: Síly působící v klikovém mechanismu



Graf č. 10: Průběh sil působících v klikovém mechanismu

6 Konstrukční návrh, výkresová dokumentace

6.1 Konstrukční návrh

Motor byl vymodelován v programu Pro ENGINEER. Tento návrh vzniknul za účelem vytvoření lepší představy o konstrukci a umístění jednotlivých součástí motoru. Obrázky motoru a jednotlivé samostatné díly jsou umístěny v příloze.

6.2 Výkresová dokumentace

Výkresová dokumentace byla vytvořena v programech SolidWorks a AutoCAD. Dokumentace pístu, pístního čepu, ojnice, ojnicního čepu, setrvačnicku a vložky je provedena pouze ilustrativně. Pro vytvoření konečného výrobního výkresu by bylo zapotřebí mnohem podrobnější zhotovení. Umístění výkresové dokumentace je v příloze.

7 Závěr

V mé bakalářské práci jsem řešil výpočet požadovaného výkonu motoru, který bude stačit pro pohon jízdního kola. Jako požadavky jsem zvolil motokolo s jezdcem o hmotnosti do 100 kg, který musí vyjet stoupání vozovky 20 % minimální rychlostí 20 km/h. K těmto požadavkům jsem vypočítal dostačující trakční sílu a určil výkon motoru na 1,6 kW při otáčkách 6000 za minutu.

Dále jsem se rozhodoval, kterou pohonnou jednotku zvolit pro pohon kola. V úvahu připadaly tři varianty a to dva spalovací motory a jeden elektrický motor. Pro svou práci a výpočty jsem si vybral dvoudobý zážehový spalovací motor kvůli jeho nejjednodušší konstrukci a nejnižší pořizovací ceně.

Pro dvoudobý motor byly výpočtem určeny základní rozměrové parametry, kinematika a vybrané části klikového mechanismu tak, aby vyhověly neustále se měnícím podmínkám a zatížení motoru. Především jsem se zabýval výpočtem pístu, pístního a ojnicního čepu. Také jsem provedl výpočet sil působících v klikovém mechanismu. Pro výpočet těchto sil jsem si nejprve musel vypočítat hmotnosti posuvných a rotačních částí klikového mechanismu.

Dle provedených výpočtů jsem nakreslil dvourozměrnou výkresovou dokumentaci klikového mechanismu a třírozměrný celkový konstrukční (koncepční) návrh dvoudobého motoru.

Stavba motoru pro pohon jízdního kola je složitým procesem. Pro konstrukci celého motoru je zapotřebí provést výpočty i jiných částí, než jen těch uvedených v mé práci.

8 Seznam použité literatury

- [1] Kožoušek, J.: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I. Nakladatelství technické literatury, Praha 1978.
- [2] Kožoušek, J.: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. Nakladatelství technické literatury, Praha 1983.
- [3] Tesař, M., Šefčík, I.: Konstrukce vozidlových spalovacích motorů. Vydavatel Univerzita Pardubice, Pardubice 2003, ISBN 80-7194-550-1.
- [4] Husák, P.: Sportovní motocykly. Vydavatelství Naše vojsko, Praha 1967.
- [5] Vlk, F.: Teorie a konstrukce motocyklů 1. Nakladatelství a vydavatelství Prof. Ing. František Vlk, DrSc., Brno 2004, ISBN 80-239-1601-7.
- [6] Jan, Z., Ždánský, B.: Automobily 1 – podvozky. Nakladatelství Avid, Brno 2006, ISBN 80-903671-3-5.
- [7] Jan, Z., Ždánský, B.: Automobily 3 – motory. Nakladatelství Avid, Brno 2006, ISBN 80-903671-1-9.
- [8] Ráfl, J., Ritschl, E.: Dvoudobý benzínový motor. Státní nakladatelství technické literatury, Praha 1964.
- [9] Vykoukal, R.: Dvoudobé motory vozidlové. Státní nakladatelství technické literatury, Praha 1957.
- [10] Koreis, J., Koreisová, G.: Hydromechanika Newtonských kapalin, Pardubice 2007, skripta
- [11] <http://www.uloz.to/6673995/4-prednaska-jizdni-odpory-pdf>
- [12] <http://www.honda.cz>
- [13] <http://www.motokola.cz>
- [14] <http://www.elektrokolo.info/cs/page/common/home>
- [15] <http://www.rotkol.cz/elektrokolo/>
- [16] http://www.offroad-rc.info/chcipani_teorie.htm
- [17] Vlastní poznámky ze studia
- [18] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky, Úvaly 2005, Pedagogické nakladatelství – ALBRA, ISBN 80-7361-011-6.
- [19] Mikulčák, J., Charvát, J., Matematické fyzikální a chemické tabulky a vzorce, Praha 2003, Nakladatelství Prometheus, ISBN 80-7196-264-3

9 Seznam použitých zkratek

- F_T – trakční (hnací) síla [N]
 F_f – odpor valení [N]
 F_v – odpor vzduchu [N]
 F_s – odpor ze stoupání [N]
 F_i – odpor proti zrychlení [N]
 Z_K – radiální reakce vozovky na hmotnost motokola (G_K) [N]
 f – součinitel odporu valení [-]
 f_v – součinitel valivého odporu [mm]
 f_{ξ} – součinitel čepového tření [-]
 r_{ξ} – poloměr čepu ložiska [mm]
 R – poloměr kola [mm]
 b – rameno valivého odporu [m]
 r_D – dynamický poloměr kola [m]
 M_f – moment odporu proti valení kola [Nm]
 m – celková hmotnost ($m = m_k + m_o$) [kg]
 m_k – hmotnost kola s motorem [kg]
 m_o – hmotnost osoby [kg]
 g – gravitační konstanta [m/s^2]
 α – úhel stoupání vozovky [$^{\circ}$]
 c_x – součinitel odporu vzduchu [-]
 S_{ξ} – čelní plocha [m^2]
 ρ_D – dynamický vztlak [Pa]
 ρ – hustota vzduchu [kg/m^3]
 v_v – výsledná (náporová) rychlost proudění vzduchu kolem vozidla [m/s]
 V_v – výsledná (náporová) rychlost proudění vzduchu kolem vozidla [km/h]
 S_{hlava} – čelní plocha hlavy [cm^2]
 S_{ruce} – čelní plocha rukou [cm^2]
 $S_{t\acute{e}lo}$ – čelní plocha těla [cm^2]
 S_{nohy} – čelní plocha nohou [cm^2]
 S_{kolo} – čelní plocha kola [cm^2]
 S_{motor} – čelní plocha motoru [cm^2]
 G – tíha motokola a jezdce [N]
 s – stoupání vozovky [%]
 a – zrychlení motokola [m/s^2]
 ϑ – součinitel vlivu pohybujících se hmot [-]
 v – rychlost motokola [m/s]
 M_K – moment na zadním kole [N/m]
 P_k – hnací výkon na zadním kole [W]
 P – výkon motoru [W]
 η – účinnost převodů [%]
 i_c – celkový převodový poměr [-]
 n_m – otáčky motoru [ot/min]
 M_m – moment motoru [Nm]
 V_z – zdvihový objem [mm^3]
 V_k – kompresní objem [mm^3]

p_a – atmosférický tlak [Pa]
 z – zdvih pístu [mm]
 D – průměr pístu [mm]
 ε_t – kompresní poměr teoretický [-]
 L – délka ojnice [mm]
 r – rameno kliky [mm]
 ω – úhlová rychlost [rad/s]
 n_{max} – maximální otáčky motoru [ot/min]
 $v_{K\check{c}}$ - obvodová rychlost na klice [m/s]
 $a_{K\check{c}}$ - dostředivé zrychlení na klice [m/s²]
 s_p – dráha pístu [mm]
 α_k – úhel sklonu kliky [°]
 β_k – úhel sklonu ojnice [°]
 λ – ojnicí poměr [-]
 v_p – rychlost pístu [m/s]
 ds_p – derivace dráhy pístu [mm]
 dt – derivace času [s]
 c_s – střední pístová rychlost [m/s]
 dv_p - derivace rychlosti pístu [m/s]
 a_p – zrychlení pístu [m/s²]
 S – plocha pístu [mm²]
 V_c – celkový objem [mm³]
 p_e – efektivní tlak [Pa]
 ε_{sk} - skutečný kompresní poměr [-]
 $v_{výf}$ – výška výfukového kanálu [mm]
 p_{max} - maximálního tlaku ve válci [Pa]
 F_p – síla od tlaku plynů [N]
 l_p – délka pláště pístu [mm]
 l_d – délka dolní části pístu [mm]
 t – tloušťka dna pístu [mm]
 s_d – tloušťka pláště pístu [mm]
 σ_p – tlakové napětí v místě spodního pístního kroužku [MPa]
 d_k – vnitřní průměr drážky pro pístní kroužek [mm]
 d_i – vnitřní průměr pístu v místě spodního kroužku [mm]
 σ_{oh} – napětí působící na dno pístu [MPa]
 s_k – tloušťka stěny v místě pístního kroužku [mm]
 ρ_p – hustota pístu [kg/m³]
 $V_{pístu}$ – objem pístu [m³]
 m_p – hmotnost pístu [kg]
 ρ_{litiny} – hustota pístních kroužků [kg/m³]
 V_{pk} – objem pístních kroužků [m³]
 m_{pk} – hmotnost pístních kroužků [kg]
 d_ζ – vnější průměr pístního čepu [mm]
 d'_ζ – vnitřní průměr pístního čepu [mm]
 l_ζ – délka pístního čepu [mm]
 M_o – ohybový moment [MPa]
 e – vzdálenost mezi nálitky pístu [mm]

b_{oj} – šířka oka ojnice [mm]
 W_o – modul průřezu v ohybu [mm^3]
 σ_o – ohybové napětí [MPa]
 R_e – mez kluzu [MPa]
 k – bezpečnost [-]
 p_{ζ} – měrný tlak působící na pístní čep [MPa]
 τ – smykové napětí [MPa]
 ρ_{oceli} – hustota oceli [kg/m^3]
 $V_{p\check{c}}$ – objem pístního čepu [m^3]
 $m_{p\check{c}}$ – hmotnost pístního čepu [kg]
 d_{o1} – velký průměr oka ojnice [mm]
 d_{o2} – malý průměr oka ojnice [mm]
 d_{o3} – velký průměr hlavy ojnice [mm]
 d_{o4} – malý průměr hlavy ojnice [mm]
 m_{j11} – hmotnost jehlového ložiska v oku ojnice [kg]
 m_{j12} – hmotnost jehlového ložiska v hlavě ojnice [kg]
 V_{oj} – objem ojnice [m^3]
 m_{oj} – hmotnost ojnice [kg]
 $d_{o\check{c}1}$ – vnější průměr ojnicního čepu [mm]
 $d_{o\check{c}2}$ – vnitřní průměr ojnicního čepu [mm]
 $l_{o\check{c}}$ – délka ojnicního čepu [mm]
 a_I – rameno ohybového momentu [mm]
 σ_o' – ohybové napětí s účinkem vrubu [MPa]
 α_v – koeficient vrubu [-]
 $V_{o\check{c}}$ – objem ojnicního čepu [m^3]
 $m_{o\check{c}}$ – hmotnost ojnicního čepu [kg]
 D_{se} – velký průměr setrvačníku [mm]
 d_{se} – malý průměr setrvačníku [mm]
 b_{se} – šířka setrvačníku [mm]
 $d_{h\check{r}}$ – průměr hlavního čepu [mm]
 b_{mez} – mezera mezi rameny setrvačníku [mm]
 r_1 – vzdálenost od těžiště k oku ojnice [mm]
 r_2 – vzdálenost od těžiště k hlavě ojnice [mm]
 m_{op} – hmotnost posuvné části ojnice [kg]
 m_{or} – hmotnost rotační části ojnice [kg]
 m_p – hmotnost posuvných součástí [kg]
 m_r – hmotnost rotačních součástí [kg]
 F_{sr} – setrvačná síla rotačních hmot [N]
 F_{sp} – setrvačná síla posuvných hmot [N]
 F_p – celková síla [N]
 F_n – normálová síla [N]
 F_o – síla působící v ose ojnice [N]
 F_t – tangenciální síla [N]
 F_r – radiální síla [N]

10 Seznam příloh

10.1. Seznam příloh konstrukčního návrhu

Motor – návrh č. 1

Ojnice – návrh č. 2

Píst – návrh č. 3

Setrvačnick – návrh č. 4

Vložka – návrh č. 5

Hlava válce – návrh č. 6a) a návrh č. 6b)

Válec – návrh č. 7a) a návrh č. 7b)

Skříň – návrh č. 8

10.2 Seznam příloh výkresové dokumentace

Píst – výkres č. 1

Pístní čep – výkres č. 2

Ojnice – výkres č. 3

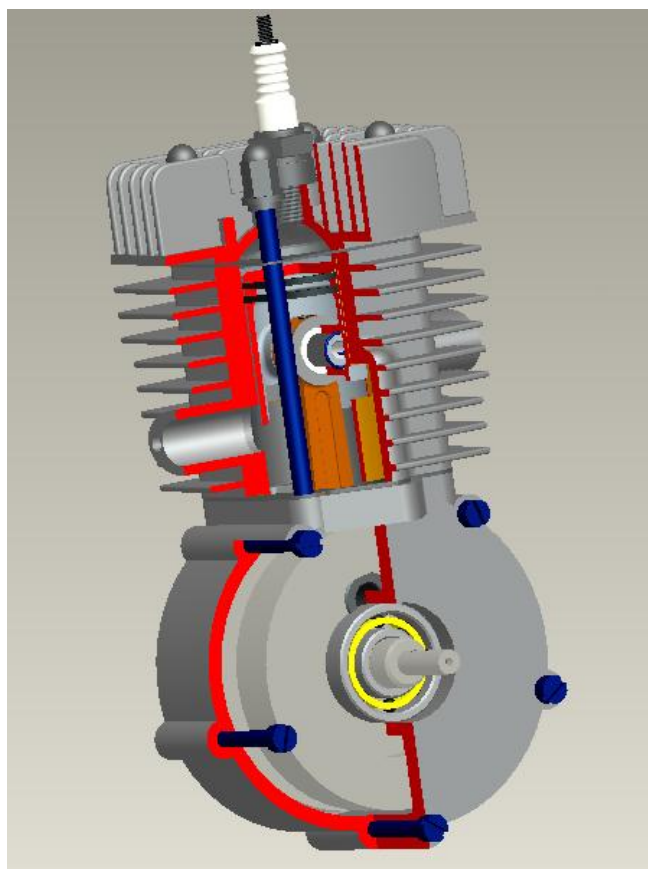
Ojniční čep – výkres č. 4

Setrvačnick levá část – výkres č. 5

Setrvačnick pravá část – výkres č. 6

Vložka válce – výkres č. 7

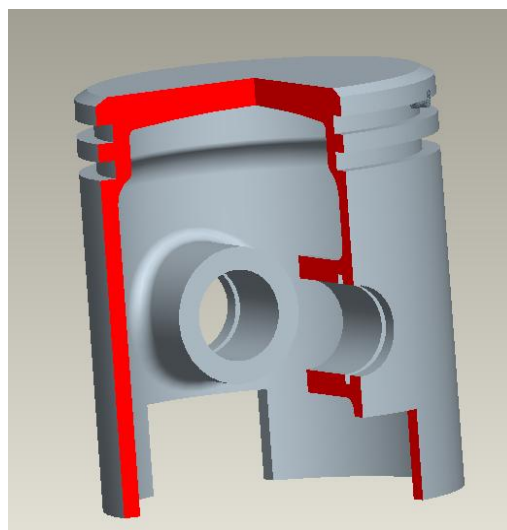
Příloha obrázků z návrhu motoru



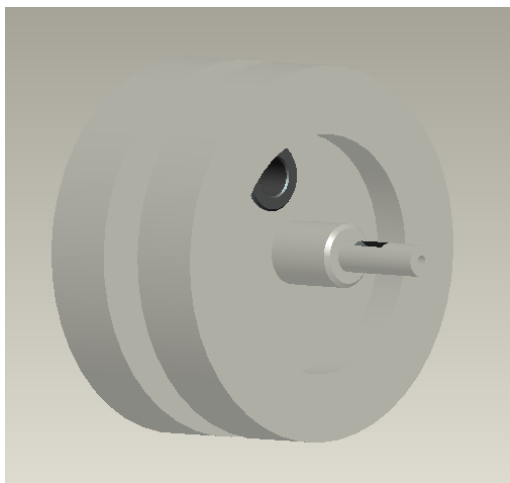
Návrh č. 1: Motor



Návrh č. 2: Ojnice



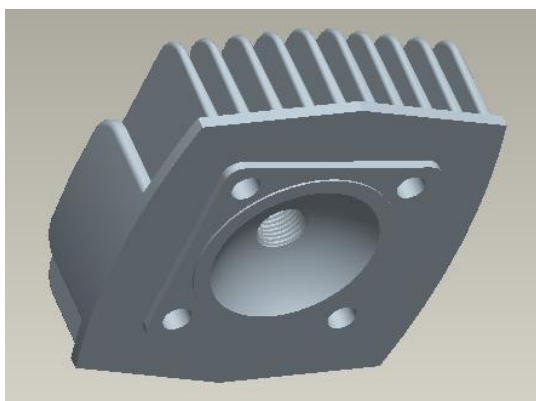
Návrh č. 3: Píst



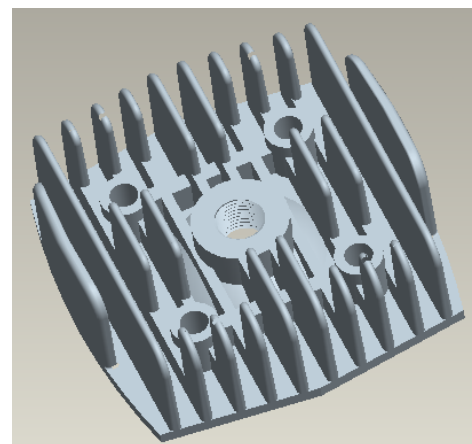
Návrh č. 4: Setrvačnik



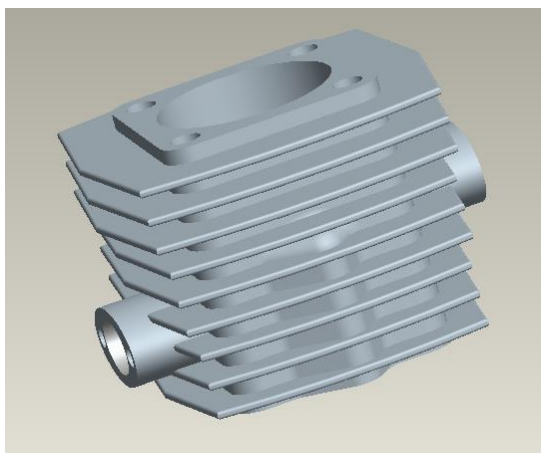
Návrh č. 5: Vložka



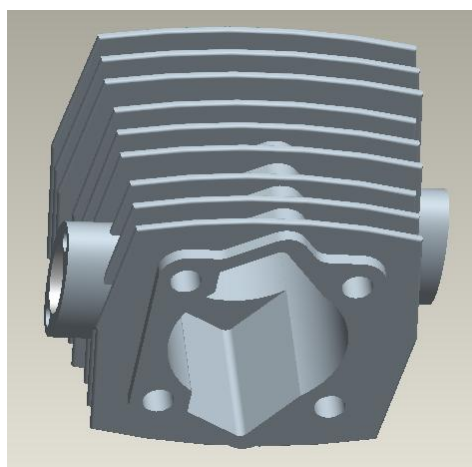
Návrh č. 6a): Hlava válce



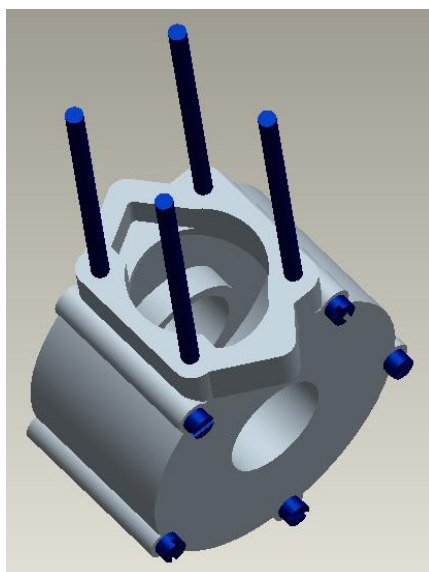
Návrh č. 6b): Hlava válce



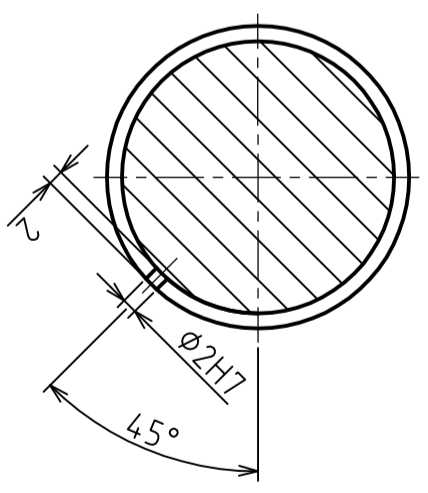
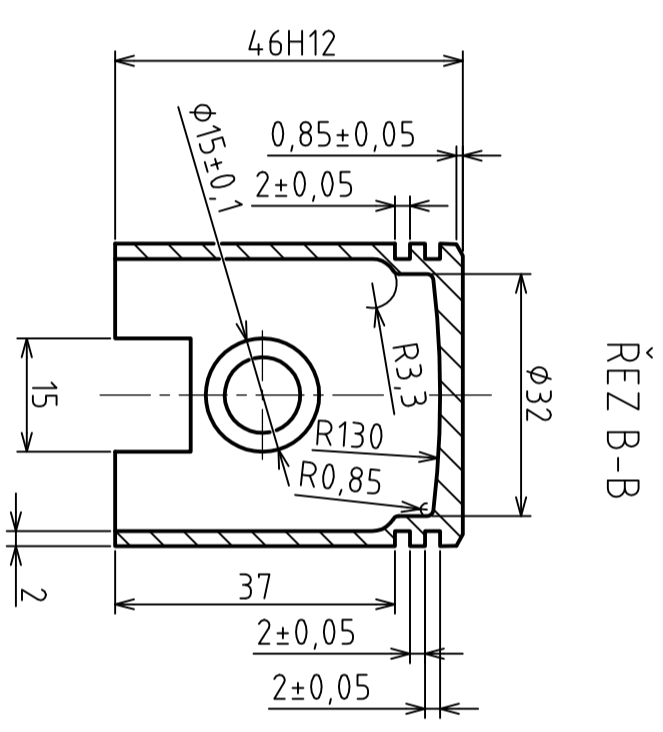
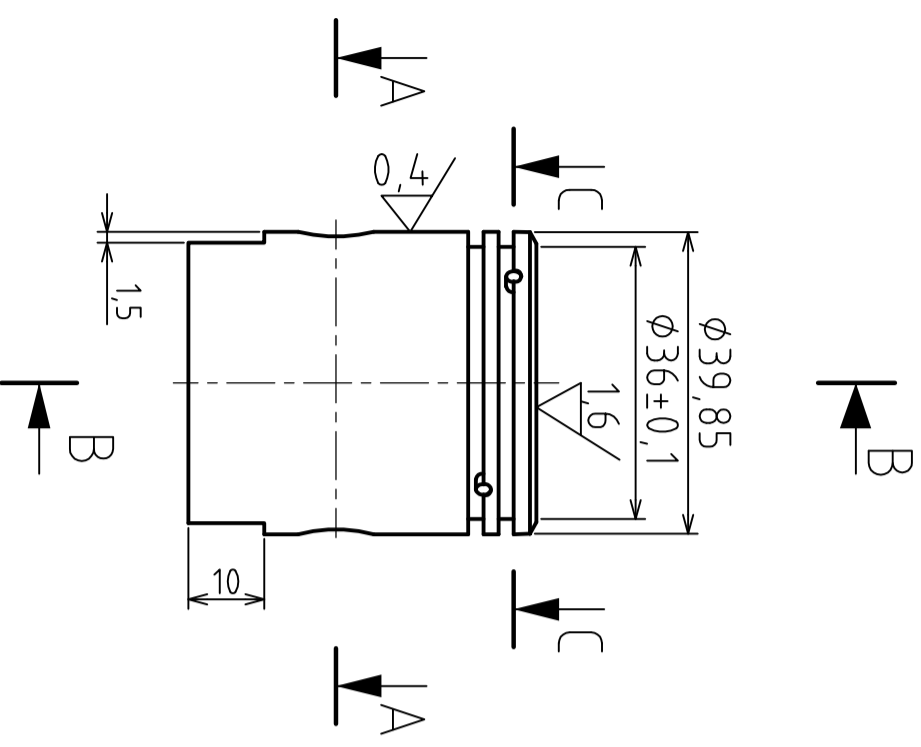
Návrh č. 7a): Válec



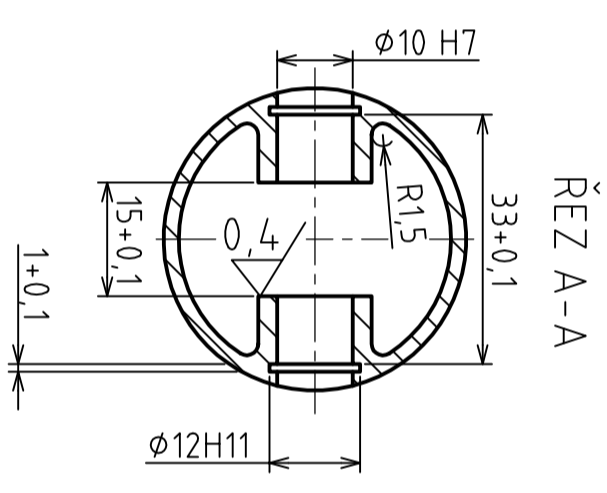
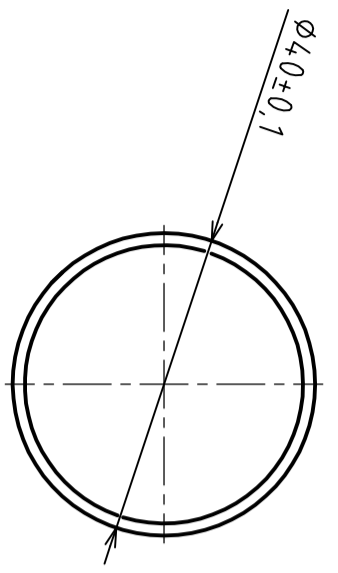
Návrh č. 7b): Válec



Návrh č. 7: Skříň

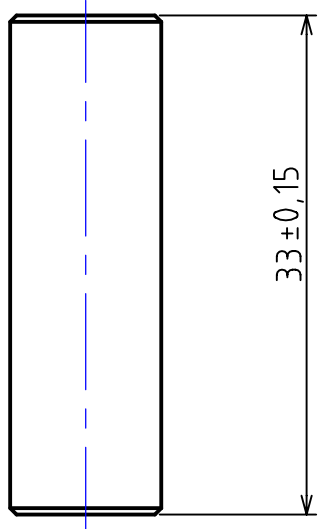
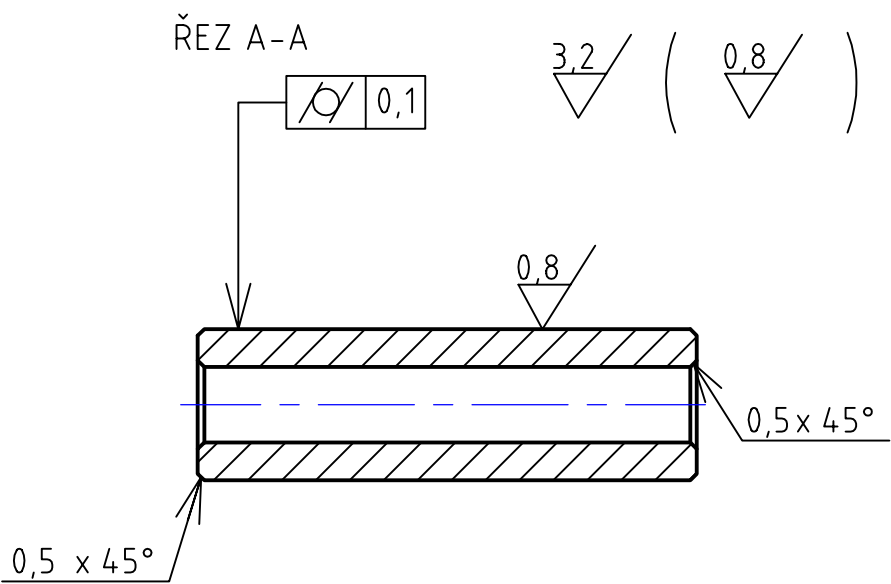
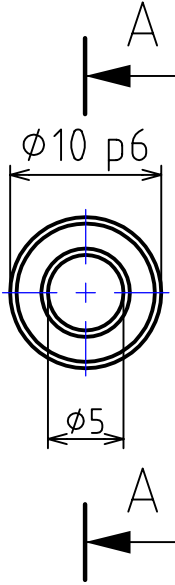


6.4 (1.6 , 0.4)

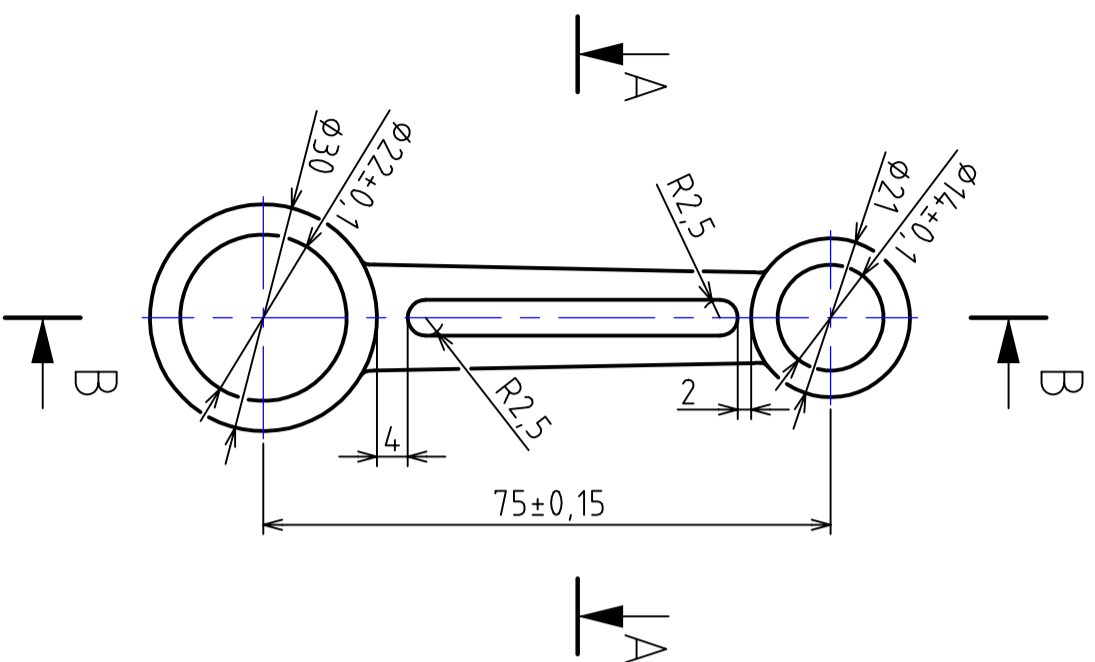


Materiál:	Směs hliníku s mědí	Navrhl:	Ondřej Drábek
Hmotnost:	55,66 g	Datum:	25. 5. 2011
Formát:	A3	Měřítko:	1:1
Schválil:		Výkres:	č. 1
Promítání:		Název:	Bp_píst
Škola:	Univerzita Pardubice		

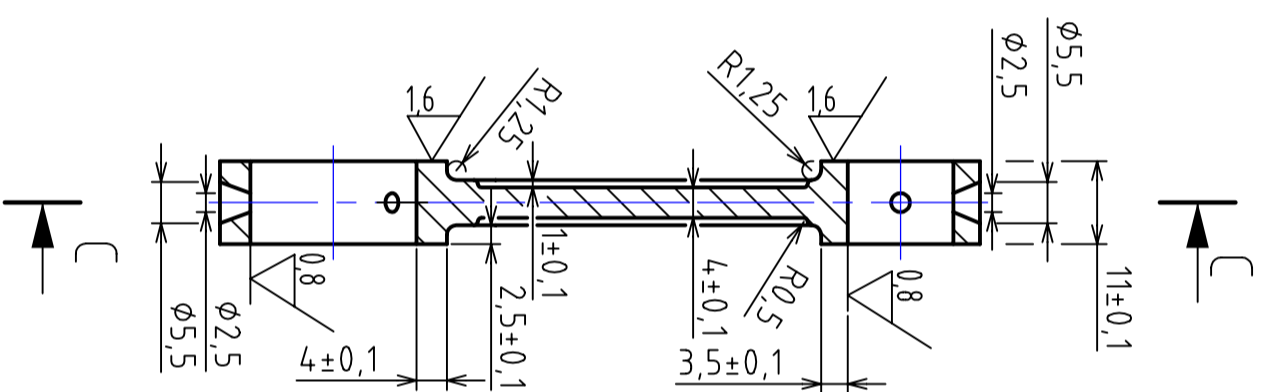
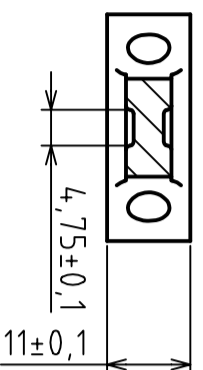
A
B
C
D
E
F



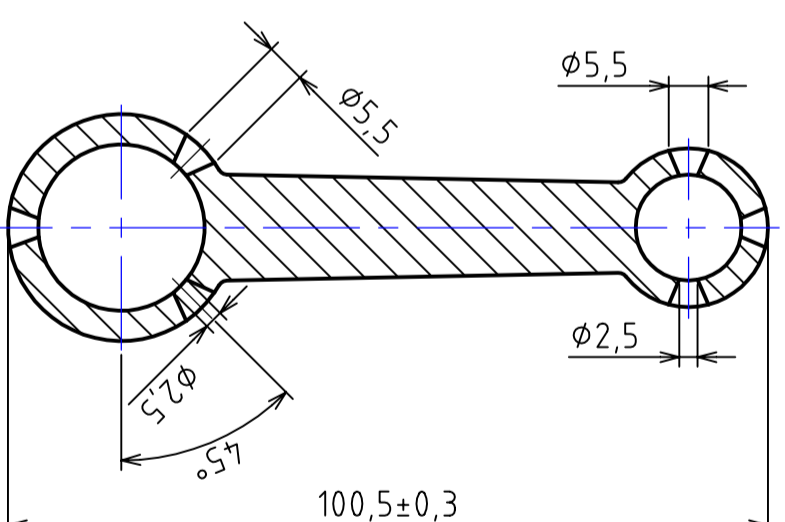
Materiál: ČSN 14 109.3	Navrhl: Ondřej Drábek
Hmotnost: 15,29 g	Datum: 25. 5. 2011
Formát: A4	Měřítko: 2:1
Schválil:	Výkres:
Promítání:	č. 2
Škola: Univerzita Pardubice	



ŘEZ A-A



ŘEZ B-B



ŘEZ C-C

3.2 (1.6, 0.8)

Materiál: ČSN 12 050.1

Hmotnost: 71,03 g

Formát: A3

Schválil:

Promítání:

Škola:

Univerzita
Pardubice

Navrhl: Ondřej Drábek

Datum: 25. 5. 2011

Měřítko: 1:1

Výkres:

Č. 3

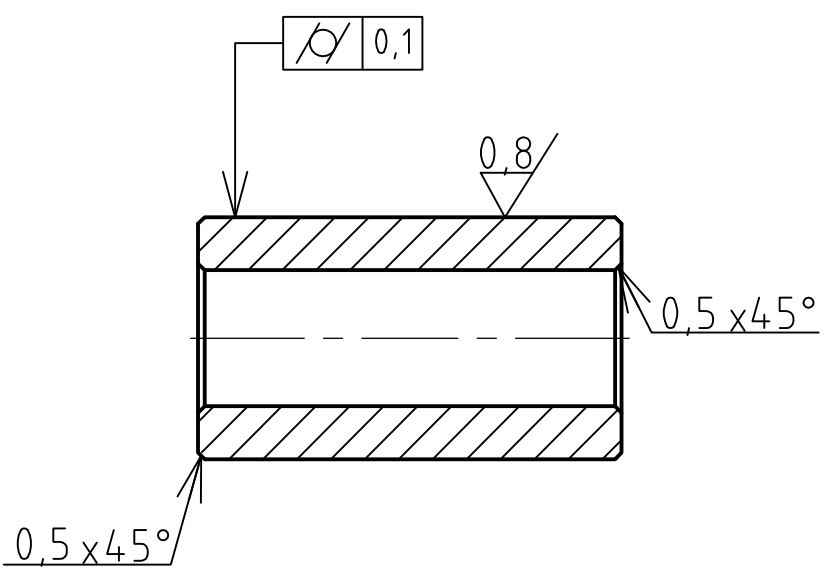
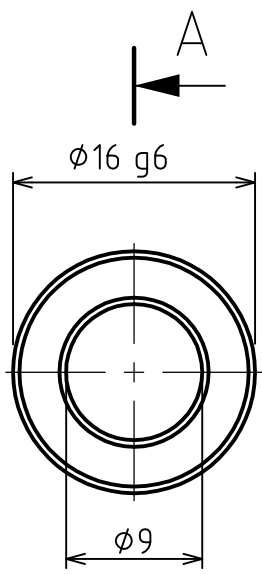
Název:

Bp__ojnice

A

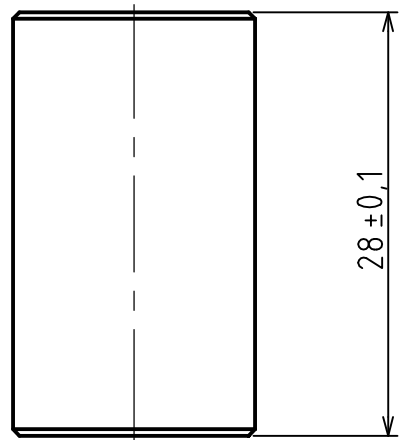
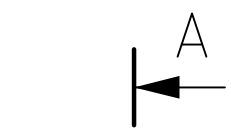
3,2/ (0,8/)

ŘEZ A-A



B

C



D

E

Materiál: ČSN 14 109.3

Navrhl: Ondřej Drábek

Hmotnost: 30,29 g

Datum: 25. 5. 2011

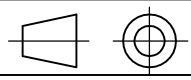
Formát: A4

Měřítko: 2:1

Schválil:

Výkres:

Promítání:



č. 4

F

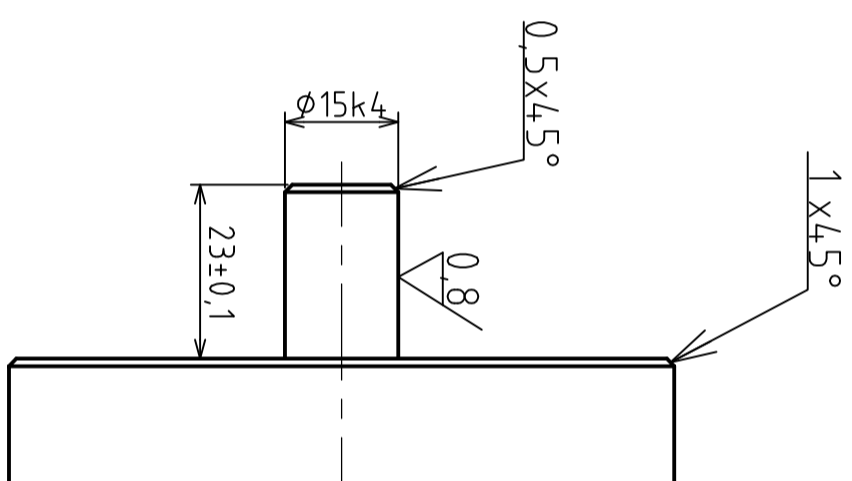
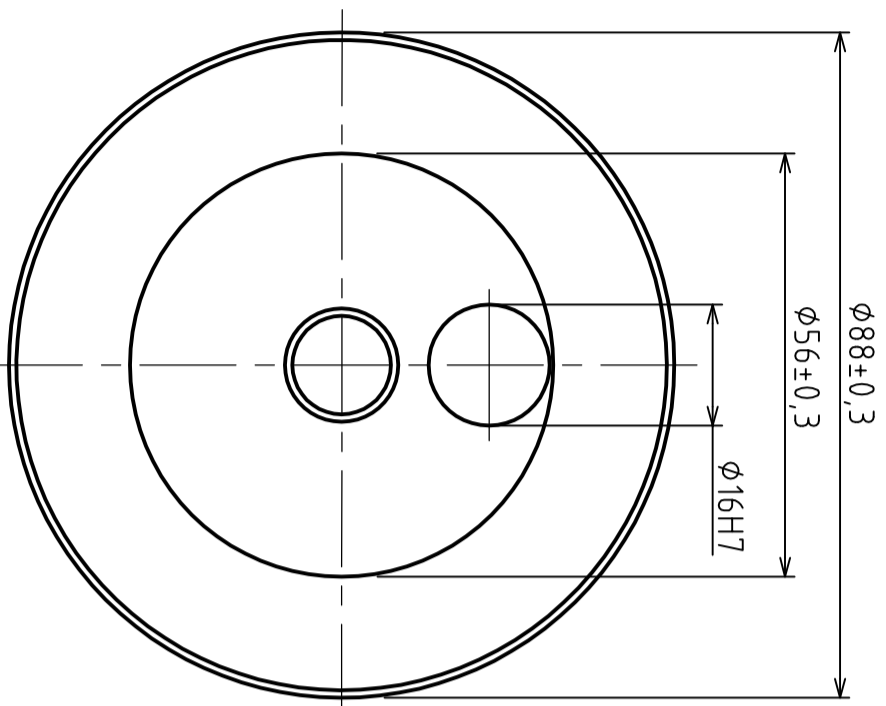
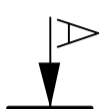
Škola:

Univerzita
Pardubice

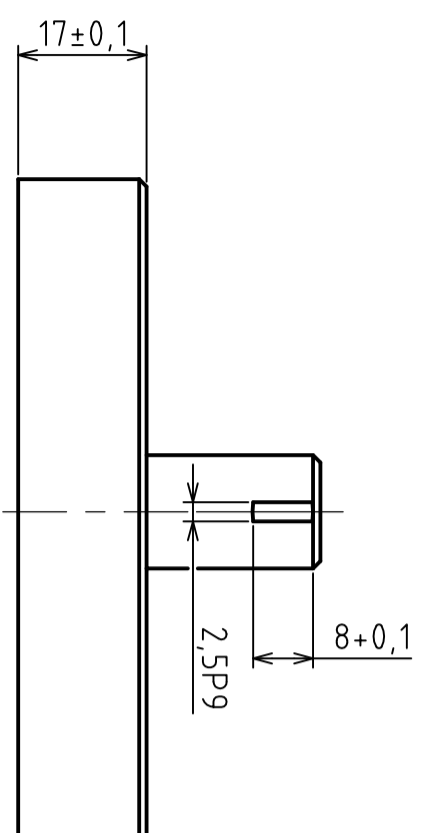
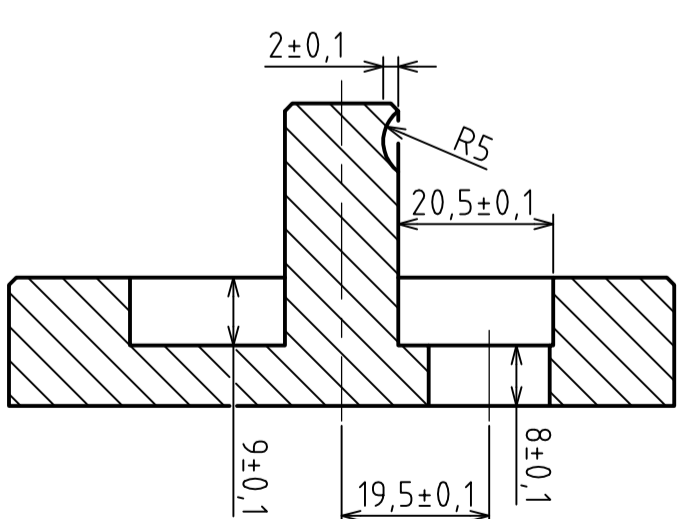
Název:

Bp__ojniční__čep

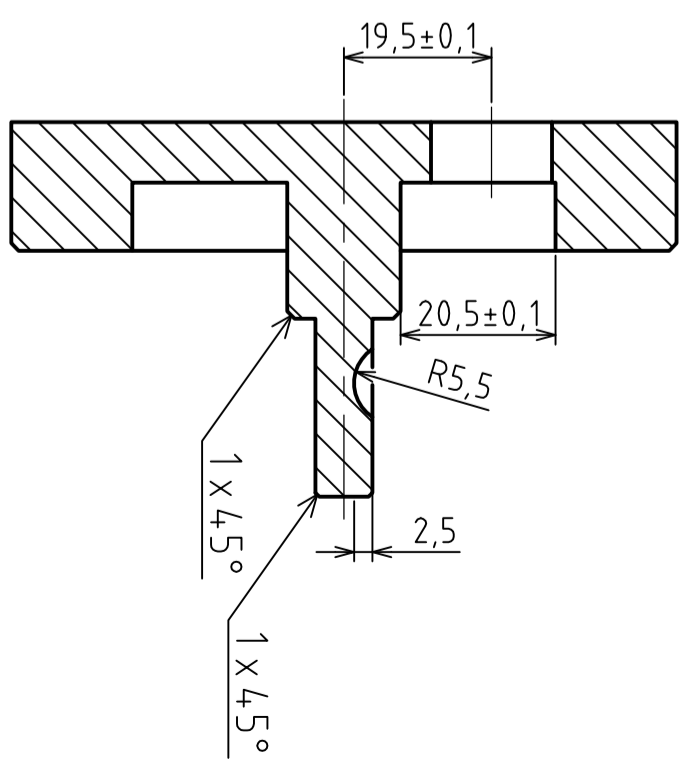
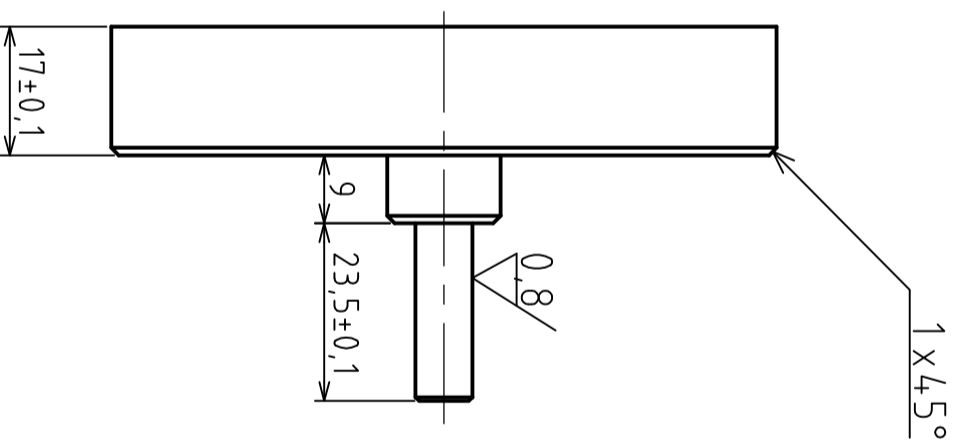
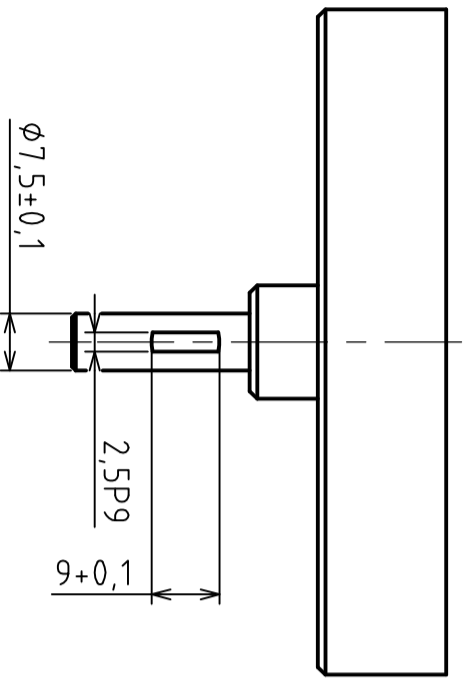
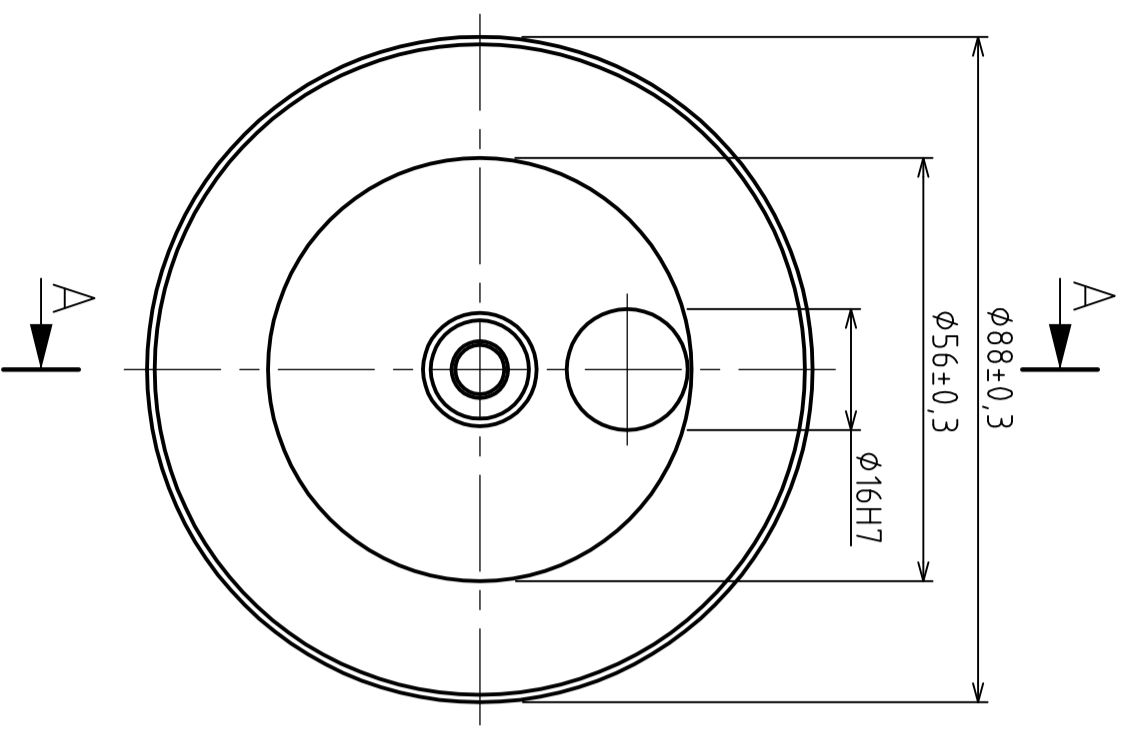
3.2 (0.8)



ŘEZ A-A



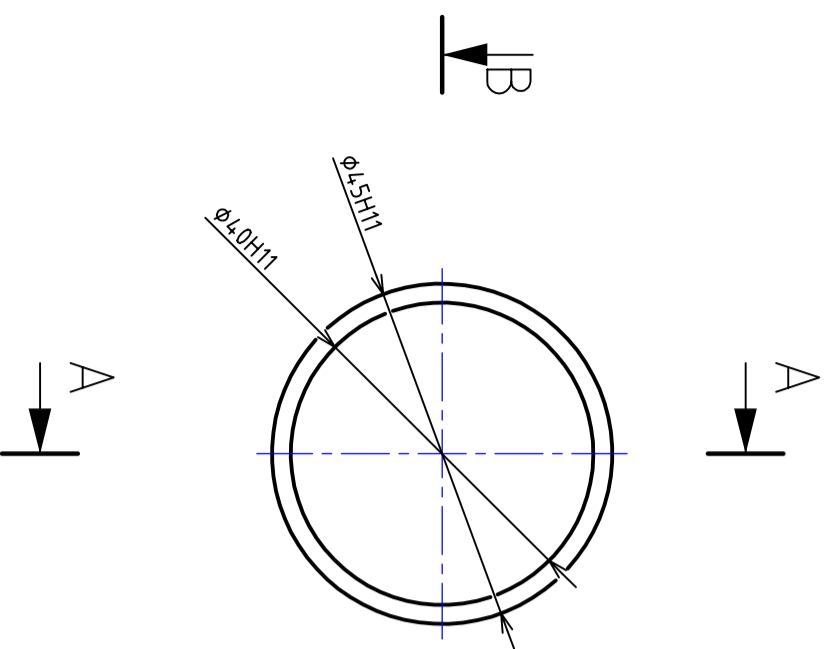
Materiál: ČSN 11 500	Navrhl: Ondřej Drábek
Hmotnost: -	Datum: 25. 5. 2011
Formát: A3	Měřítko: 1:1
Schválil:	Výkres: č. 5
Proměřil:	
Škola: Univerzita Pardubice	Název: Bp_setrvačník
	levá část



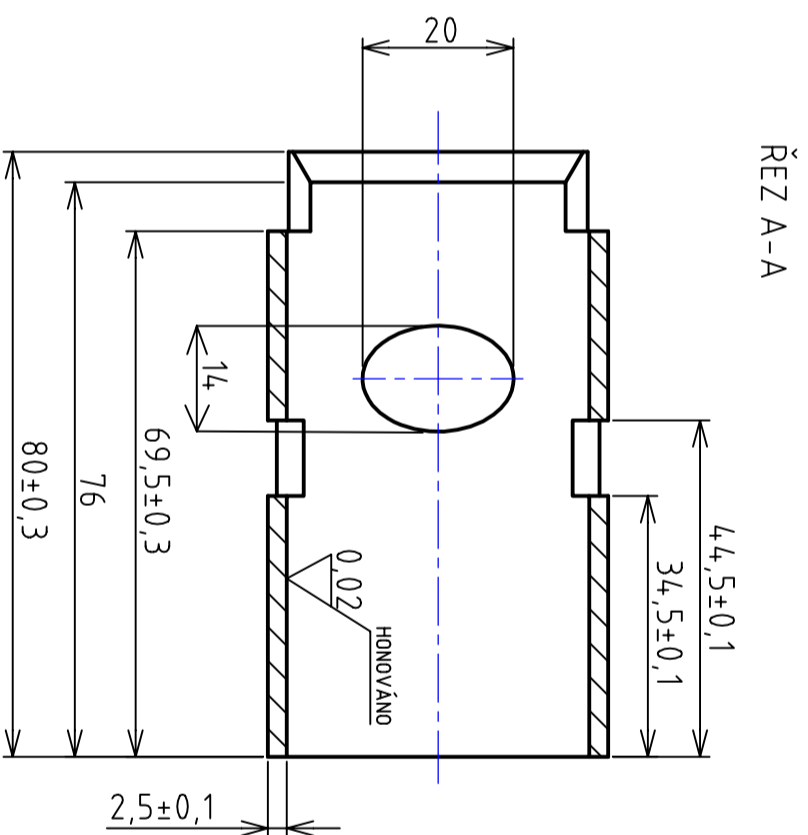
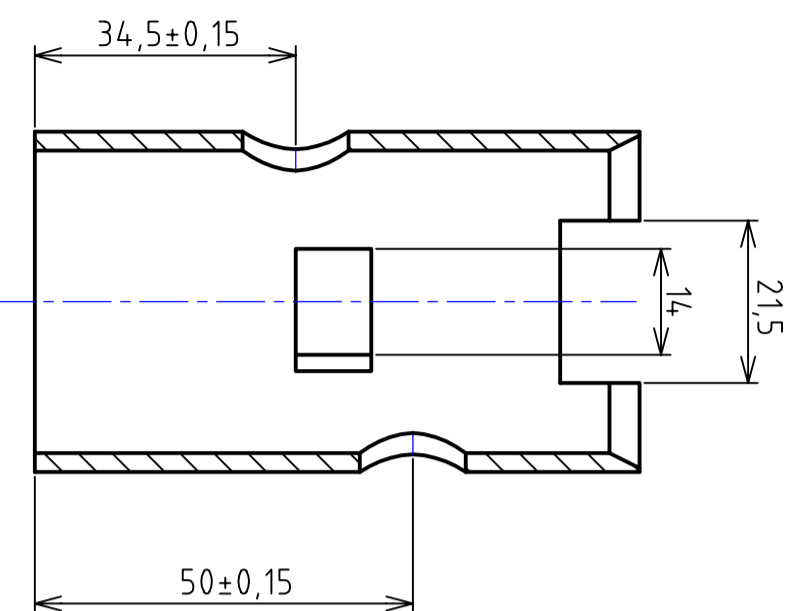
ŘEZ A-A

$\sqrt{3,2}$ ($\sqrt{0,8}$)

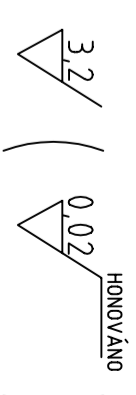
Materiál: ČSN 11 500	Navrhl: Ondřej Drábek
Hmotnost: -	Datum: 25. 5. 2011
Formát: A3	Měřítko: 1:1
Schválil:	Výkres: č. 6
Promítání:	
Škola: Univerzita Pardubice	Název: Bp_setrvačník pravá část



ŘEZ B-B



ŘEZ A-A



Materiál:	Slitina hliníku	Navrhl:	Ondřej Drábek
Hmotnost:	-	Datum:	25. 5. 2011
Formát:	A3	Měřítko:	1:1
Schválil:		Výkres:	č. 7
Promítání:			

Škola:

Univerzita
Pardubice

Název:

Bp_vložka_válce