

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera

Návrh čtyřdobého motoru pro speciál Supermono 600 ccm

Bc. Oto Klíma

Diplomová práce

2009

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera  
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky  
Akademický rok: 2008/2009

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Oto KLÍMA**

Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**

Studijní obor: **Dopravní prostředky-Silniční vozidla**

Název tématu: **Návrh čtyřdobého motoru pro speciál Supermono 600ccm**

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

1. Úvod 2. Teoretický rozbor čtyřdobého motoru 3. Návrh parametrů a koncepčního řešení motoru 4. Výpočet komponentů motoru 5. Konstrukční návrh a vypracování výkresové dokumentace 6. Závěr

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

- [1] Kožoušek J.: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. Praha 1983, SNTL, ISBN 04-222-83. [2] Kovařík L., Ferencey V.: Konstrukce vozidlových spalovacích motorů. Praha 1992, Naše vojsko, ISBN 80-206-0131-7. [3] Husák P.: Sportovní motocykly. Praha 1972, Naše vojsko, ISBN 28-044-72. [4] Vlk F.: Teorie a konstrukce motocyklů I. Brno 2004, Nakladatelství a vydavatelství VLK, ISBN 80-239-1601-7.

Vedoucí diplomové práce:

**doc. Ing. Stanislav Gregora, Ph.D.**

Katedra elektrotechniky, elektroniky a zabezpečovací techniky v dopravě

Datum zadání diplomové práce: **20. února 2009**

Termín odevzdání diplomové práce: **25. května 2009**



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.

děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

vedoucí katedry

dne

## **SOUHRN**

Tato práce se zabývá rozborem konstrukčního řešení čtyřdobého motoru. Okrajově jsou zde nastíněny jednotlivé sací systémy, druhy ventilových rozvodů a výfukové systémy čtyřdobého motoru. Hlavním cílem této diplomové práce bylo provést návrh a výpočet jednotlivých komponentů čtyřdobého spalovacího motoru.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

čtyřdobý motor, kliková hřídel, ojnice, píst, rozvodový mechanismus

## **TITLE**

Design of four-cycle engine for Supermono 600 ccm

## **ABSTRACT**

The bachelor work is based on constructional solution analysis of four cycle engine. Each suction systems is mentioned marginally, types of the trip valve gear and exhaust systems.

The main task of the bachelor work is to make a suggestion and calculate each component of the four cycle engine.

## **KEYWORDS**

four-cycle engine, crankshaft, piston rod, piston, valve mechanism

## **Poděkování**

Na tomto místě bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Stanislavu Gregorovi, Ph.D. za odborné konzultace, rady a náměty.

# OBSAH

1 Úvod .....	8
2 Teoretický rozbor čtyřdobého motoru .....	9
2.1 Historie čtyřdobého motoru v konstrukci jednostopých vozidel .....	9
2.2 Sací systémy .....	11
2.2.1 Náporové sání .....	11
2.2.2 Systém SRAD .....	12
2.2.3 Systém ICCY .....	13
2.3 Druhy ventilových rozvodu .....	14
2.3.1 Rozvod typu SV .....	14
2.3.2 Rozvod typu OHV .....	15
2.3.3 Rozvod typu OHC .....	15
2.3.4 Desmodromický rozvod .....	16
2.4 Výfukové systémy .....	16
2.4.1 Systém EXUP .....	17
2.4.2 Systém SET .....	17
2.4.3 Systém H-VIX .....	18
3 Návrh parametrů a koncepčního řešení motoru .....	19
3.1 Základní parametry motoru .....	19
3.2 Koncepční řešení .....	19
4 Výpočet komponentů motoru .....	21
4.1 Výpočet hlavních rozměrů motoru .....	21
4.1.1 Střední pístová rychlost .....	21
4.1.2 Výpočet průměru válce .....	22
4.1.3 Maximální užitečný výkon .....	22
4.2 Kinematika klikového ústrojí .....	23
4.2.1 Dráha pístu .....	23
4.2.2 Rychlost pístu .....	25
4.2.3 Zrychlení pístu .....	25
4.3 Návrh setrvačníku .....	25
4.3.1 Součinitel nerovnoměrnosti chodu motoru .....	26
4.4 Vyvážení klikového hřídele .....	26
4.4.1 Vyvážení setrvačných sil rotujících součástí .....	27

4.4.2	Vyvážení setrvačné síly posuvné I. řádu vývažkem na klice .....	28
4.5	Kontrola čepů klikového hřídele .....	29
4.5.1	Kontrola ojničního čepu .....	29
4.5.2	Kontrola hlavních čepů .....	31
4.6	Návrh a kontrola pístu .....	33
4.6.1	Volba hlavních rozměrů .....	33
4.6.2	Kontrola tlakového napětí pláště.....	34
4.6.3	Kontrola měrného tlaku v okách pístu pro pístní čep .....	35
4.6.4	Kontrola namáhání dna pístu .....	35
4.7	Návrh a kontrola pístního čepu .....	36
4.7.1	Kontrola namáhání pístního čepu .....	36
4.7.2	Kontrola středního smykového napětí v pístním čepu .....	37
4.8	Návrh a kontrola namáhání ojnice .....	37
4.8.1	Volba rozměrů ojnice .....	38
4.8.2	Kontrola namáhání ojnice .....	38
4.8.3	Kontrola namáhání ojnice při velmi nízkém počtu otáček .....	38
4.8.4	Kontrola namáhání ojnice při přetočeném motoru .....	40
4.9	Návrh rozvodového ústrojí .....	41
4.9.1	Kinematické veličiny .....	41
4.9.2	Silové poměry v rozvodu .....	43
4.10	Návrh ventilů .....	46
4.11	Návrh sedel ventilů .....	47
4.12	Návrh vedení ventilů .....	47
4.13	Návrh a kontrolní výpočet ventilové pružiny .....	48
4.13.1	Kontrolní výpočet pružiny .....	49
4.14	Návrh a kontrola vačkové hřídele .....	50
4.14.1	Pevnostní výpočet vačkového hřídele .....	51
4.14.2	Měrný Hertzův tlak .....	53
4.15	Návrh plochého zdvihátka .....	54
5	Konstrukční návrh a vypracování výkresové dokumentace .....	55
6	Závěr .....	56
7	Seznam použité literatury .....	57
8	Seznam příloh .....	58

# 1 Úvod

V dnešní době se návrh nového motoru do jisté míry děje pomocí počítačových simulací, které jsou velkým přínosem v této problematice. Nic méně velice důležité je porozumět vlastní konstrukci motoru a některým zásadám při jeho počátečním návrhu. Proto jsem se rozhodl sepsat tuto práci s ohledem na její omezený rozsah, která se zabývá zjednodušeným návrhem čtyřdobého motoru.

V části mé práce s názvem Teoretický rozbor čtyřdobého motoru stručně popisují používané sací systémy, druhy ventilových rozvodů a výfukové systémy. Hlavním úkolem mé práce je však návrh a výpočet jednotlivých komponentů motoru pro Supermono 600 ccm, kde jsem se zaměřil především na návrh a výpočet klikového hřídele, ojnice, pístního a ojnicního čepu, pístu a zjednodušený návrh a výpočet komponentů rozvodového ústrojí.



## 2 Teoretický rozbor čtyřdobého motoru

V této části mé diplomové práce se nebudu zabývat popisem činnosti čtyřdobého motoru a jeho jednotlivých částí jako takových, jelikož to jsou věci do jisté míry všeobecně známé a hojně vyučované na školách mého zaměření. Chtěl bych se však zaměřit především na používané sací systémy, druhy ventilových rozvodů a výfukové systémy.

### 2.1 Historie čtyřdobého motoru v konstrukci jednostopých vozidel

1869 - Michaux-Perreaux, Francie - pokus o využití parního pohonu při konstrukci jeho velocipédu, avšak pára byla postupně nahrazována benzínovými motory.

1885 - Gottlieb Daimler - první motocykl se spalovacím motorem Einspur - dřevěný rám i kola, jednoválec 265 ccm.

1894 - bratři Hildebrandovi, Německo - první sériový motocykl - vodou chlazený čtyřdobý dvouválec v ocelovém rámu, využili nový vynález Johna Boyda Dunlopa - vzduchem plněné pneumatiky, nejvyšší rychlost 40 km/h, brzdilo se kovovou tyčí o zem.

1901 - bratři Wernerovi - nová koncepce motocyklu - motor se nachází nízko mezi koly v ocelovém rámu a pohání přes kožený řemen zadní kolo. Sedadlem z bicyklu, brzdami působícími na ráfek a zlepšeným řízením díky níže umístěnému těžišti položili bratři Wernerovi základ pro konstrukci motocyklu 20. století, tento formát je používán dodnes.

Od tohoto okamžiku nastal bleskový vývoj v Evropě i Americe. Ve stejném roce byl vyroben první motocykl Indián, o tři roky později se firma snažila prosadit přidávání plynu rukojetí řídítek, vyvinula první dvouválcový model a objevil se na trhu Harley-Davidson. V tomto období se rozšířily vidlicové dvouválcové motory.

1909 - objevily se první čtyřválcové modely od amerických firem Indián a Pierce, nejvyspělejší byl ovšem vzduchem chlazený řadový čtyřválec o objemu 363 ccm belgické firmy FN, který měl hřídelový sekundární převod - jednalo se o první superbike.

1910 - motocykl Scott vyráběný v Británii již měl dvouválcový dvoudobý vodou chlazený motor, nožní spouštěč, řetězový sekundární převod a teleskopické přední vidlice.

20. léta - u čtyřdobých motorů se rozvíjelo mechanické ovládání ventilů postupně i se dvěma vačkovými hřídeli a čtyřmi ventily v hlavě válce. V Americe nastal hluboký útlum motocyklového průmyslu, naopak v Evropě vzkvétaly různé značky: Matchless, Triumph, Velocette, BMW (první plochý dvouválec o objemu 493 ccm - R 32 v roce 1923), Zundapp, Benelli a Moto Guzzi.
30. léta - motocykly se vyvinuly v rychlé, spolehlivé a snadno ovladatelné stroje, vrcholem byl Square Four (čtyřválec o objemu motoru 1000 ccm) firmy Ariel.
40. léta - v těchto i následujících letech se tempo vývoje díky 2. světové válce zpomalilo, silnicím vládly britské jedno a dvouválce (Norton Dominator, BSA Gold Star, Triumph Thunderbird, Velocette Venom).
50. léta - standardní výbavou motocyklu se staly teleskopické vidlice, zadní zavěšení s výkyvným ramenem, stojánek, rychloměr, dvojitá sedla a náročnější elektrická zařízení, britské stroje dosahovaly rychlosti 160 km/h, začaly se vzpamatovávat německé (BMW, NSU) a italské firmy (Ducati, Gilera, MV Agusta).
60. léta - velmi rychle se začal rozvíjet motocyklový průmysl v Japonsku, v roce 1965 přišla Honda s úspěšným dvouválcem CB 450 a v zápětí pokračovaly firmy Kawasaki, Suzuki i Yamaha.
- 1969 - Honda představila model CB 750 čtyřválec, vačkové hřídele v hlavě motoru, elektrický startér, přední kotoučová brzda, maximální rychlost 193 km/h a velmi bohatá výbava - začalo se hovořit o nové moderní éře motocyklů.
70. léta - zcela patřila japonským výrobcům, v roce 1973 posunula hranice Kawasaki Z1, devítistovka, max. rychlost 209 km/h, která byla velice spolehlivá a měla přezdívku King. Díky špatné ovladatelnosti japonských motocyklů držely tempo vývoje italské motocykly Ducati, Moto Guzzi a Laverda, jež vynikaly výbornými jízdními vlastnostmi.
80. léta - úspěšný vývoj zahrnoval použití kapotáže, zavazadlových sad pro cestovní motocykly, vylepšení podvozku zadní kyvnou vidlicí, radiálními pneumatikami a častější použití hliníku při výrobě rámu.
90. léta - Japonci téměř univerzálně přejali vodní chlazení pro sériové motocykly, byla představena děsivá novinka Kawasaki ZZ-R 1100 s 16-ti ventilovým motorem o výkonu 140 koní a max. rychlosti 281 km/h, celková dokonalost motocyklů zapříčinila to, že vývoj již nebyl tak dramatický, přesto se objevilo několik výjimečných strojů: Honda CBR 900 RR z roku 1992, Kawasaki ZX-6R, Honda CBR 600F v roce 1995 dosahovala rychlosti 257 km/h. Postupně se začala vytvářet rovnováha na

motocyklovém trhu, který dokázal uspokojit všechny zákazníky různými druhy motocyklů. Do popředí se opět dostávají evropské i americké firmy jako BMW se svými kultivovanými plochými dvouválci a ABS, znovuzrozený klasický tříválcový Triumph, sportovní dvouválcové V Ducati a křižníky silnic Harley-Davidson. [7]

## 2.2 Sací systémy

Spalovací motor má maximální kroutící moment pouze v určitých otáčkách, při kterých dosahuje nejlepšího plnění. Je zřejmé, že tlak na píst bude tím větší, čím větší bude hmotnost směsi. I když je zvykem udávat objem motoru, tak s ohledem na problematiku kroutícího momentu motoru je vhodnější uvádět hmotnost nasáté směsi. Důvod je ten, že velikost expanze je přímo úměrná počtu uhlovodíkových a kyslíkových molekul (samozřejmě při dodržení požadovaného směšovacího poměru).

Poměrně snadným řešením jak dostat do válce co největší množství náplně je náporové sání. Jedná se o vstup vzduchu do airboxu z přední části motocyklu a využívající dynamiky vzduchu k plnění motoru. Katalogy výrobců motocyklů udávají ohromující údaje o nárůstu výkonových parametrů, realita je však trochu horší. Ne každý motocykl má vstup do airboxu z míst s dostatečným přetlakem. Další způsoby plnění motoru jsou pomocí kompresorů a turbodmychadel. Zajímavých výsledků se dá dosáhnout i použitím oxidu dusného (nitro). Sladění sacího i výfukového systému je touha každého konstruktéra, a u každého výrobce najdeme u sportovních motocyklů určitá vylepšení. Pomocí těchto systémů lze rozšířit pásmo použitelnosti motoru. Každé otáčky vyvolávají specifické pulsace jak na sací tak na výfukové straně motoru. Tyto pulsace vůči navrženému sacímu nebo výfukovému potrubí mohou být pozitivní a motoru pomáhat, nebo negativní a tím škodit. Snahou je v závislosti na otáčkách přizpůsobovat sací a výfukový trakt požadavkům motoru. Tyto systémy jsou ovládané elektronikou na základě údajů z patřičných senzorů. [10]

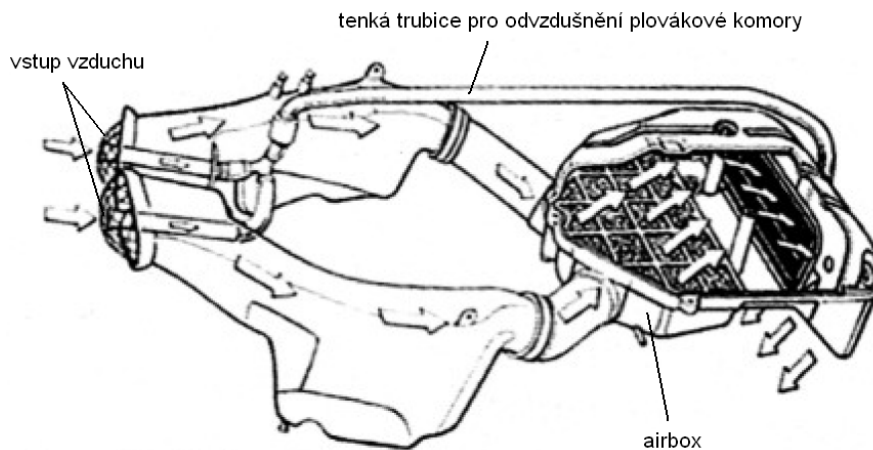
### 2.2.1 Náporové sání

Vychází z předpokladu, že čím větší bude tlak v sacím potrubí, tím větší bude účinnost plnění motoru (natlačí se více směsi do válce) a sníží se ztráty při sání (motor nemusí sát směs, nýbrž je mu do válce vtlačena).

Touto cestou se ubírá většina současných sportovních motocyklů. Poprvé byl systém náporového sání použit na sériově vyráběných motocyklech Kawasaki ZZ-R 1100 (obr.2.1). V místě největšího přetlaku vstupuje soustavou trubíc vzduch do airboxu. Pokud by však u

karburátorových motorů byl přetlak v místě vyústění trubice s palivem, nemohlo by dojít k nasátí směsi, pokud by tlak byl vyšší než v plovákové komoře. Palivo do difuzoru je dopravováno pouze přetlakem v plovákové komoře vůči tlaku v difuzoru. Z tohoto důvodu je nutné přivést část vzduchu z náporového sání (ram-air) do plovákové komory.

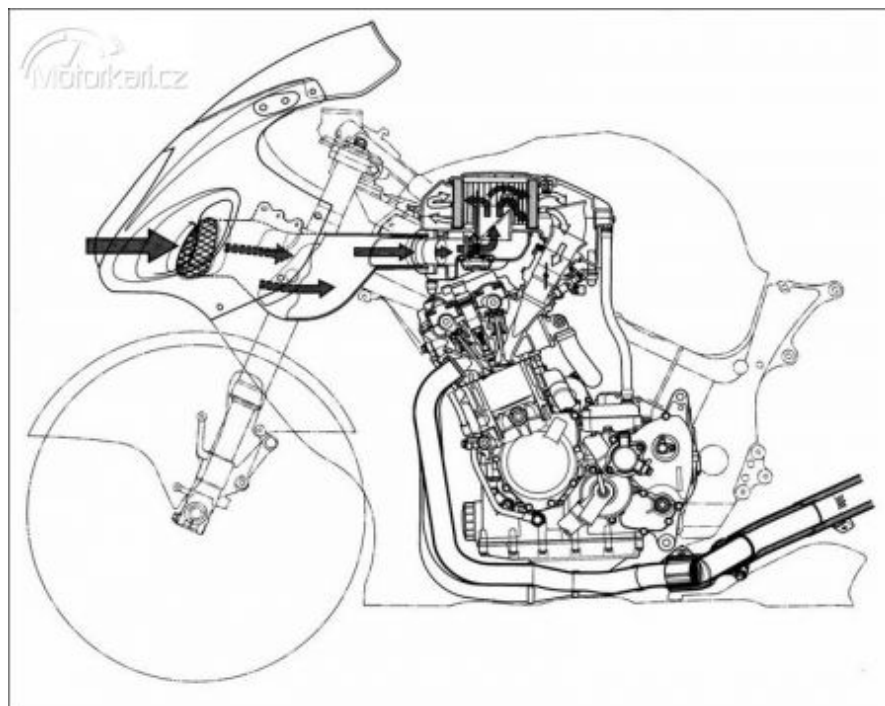
Účinnost náporového sání závisí především na vhodném odběru vzduchu z přední části kapotáže. Místo musí být zvoleno s ohledem na maximální přetlak a zároveň na dostatečné množství proudícího vzduchu. [7]



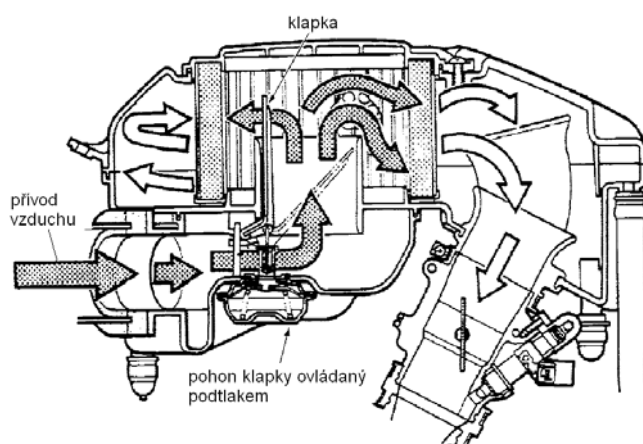
Obrázek 2.1 Systém náporového sání Kawasaki ZZ-R 1100

### 2.2.2 Systém SRAD (Suzuki Ram Air Direct)

Tento systém přívodu vzduchu je navržen pro zásobení čerstvého a hlavně chladného vzduchu přímo do airboxu pro karburátory nebo později i u systémů vstřikování. Použito na motocyklu Suzuki GSX-R 600 ccm. Vzduch vstupuje otvory po stranách v přední části kapotáže (obr.2.2). Jedná se o náporové sání doplněné klapkou v airboxu před vstupem ke vzduchovému filtru. Klapka je ovládaná řídicí jednotkou na základě podtlaku v sacím traktu. Při nízkých otáčkách je klapka uzavřena přibližně do 2000 ot/min, ve vyšších se otevře. Jedná se o proměnnou geometrii sání.



Obrázek 2.2 Systém SRAD na motocyklu Suzuki GSX-R 600



Obrázek 2.3 Detail systému SRAD

### 2.2.3 Systém YCCI (Yamaha Chip Controlled Intake)

Firma Yamaha vyvinula systém měnící činnou délku sacího potrubí, která má výrazný vliv na plnění motoru. Využitím rezonance při plnění (rezonanční přeplňování) lze zlepšit průběh kroutícího momentu v širším pásmu otáček. Motocykl Yamaha R1 má v airboxu umístěno sací potrubí (obr.2.4) s možností skokově měnit činnou délku (bohužel neřeší systém se spojitou změnou délky).



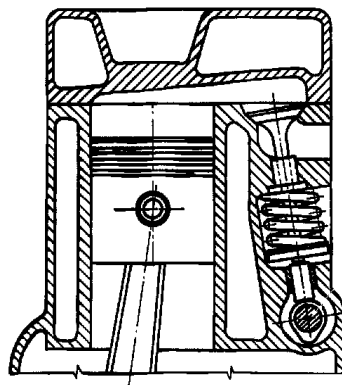
Obrázek 2.4 Systém Yamaha YCCI

## 2.3 Druhy ventilových rozvodů

Požadavky na rozvodový mechanismus jsou mj. velká tuhost a malá hmotnost (malá setrvačnost). Během vývoje motorů se řešilo různé umístění vačkové hřídele, přičemž vše má své klady i zápory.

### 2.3.1 Rozvod typu SV (side valves)

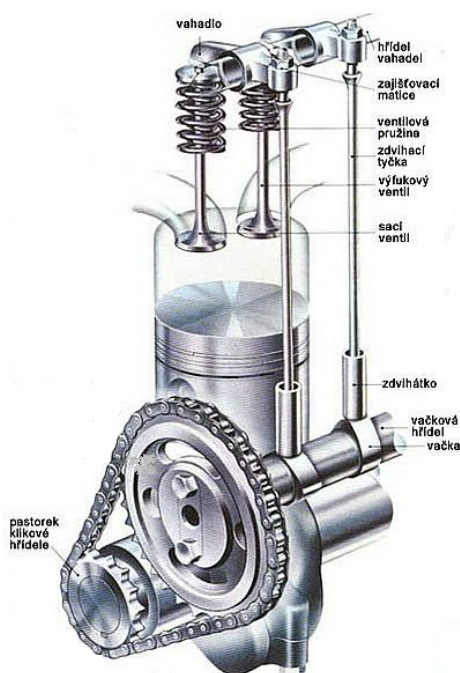
Tento typ rozvodu má ventily umístěné po straně válce motoru (obr.2.5). Výhodou tohoto rozvodu byla nízká hmotnost, jednoduchost výroby a fakt, že se píst nikdy nemohl střetnout s ventily. Nevýhodou naopak bylo, že tvar spalovacího prostoru nebyl ideální a přenos tlaku spalin na píst nebyl perfektní. Dnes se tento typ rozvodu u motocyklů nepoužívá, ale lze ho najít u malých motorů benzinových sekaček.



Obrázek 2.5 Rozvod SV

### 2.3.2 Rozvod typu OHV (Over head valves)

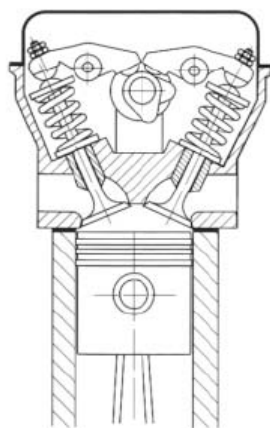
V dnešních motocyklech už jen málokdy je k nalezení systém OHV (obr.2.6). Vačková hřídel u tohoto systému je umístěna v klikové skříní blízko klikové hřídele a přenos síly na ventily je pomocí zdvihací tyčky a vahadla. Tento systém má velký počet součástí a není dostatečně tuhý pro vysokootáčkový motor. Lze se s ním setkat například u motocyklů Harley-Davidson.



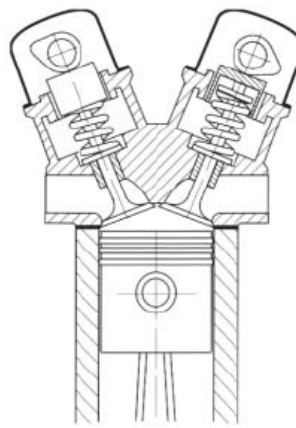
Obrázek 2.6 Rozvod OHV

### 2.3.3 Rozvod typu OHC (Over Head Camshaft)

V současnosti je nejrozšířenější systém OHC. Vačková hřídel je uložena v hlavě válců. Pokud je použito jedné vačkové hřídele (obr.2.7) je systém označen jako SOHC (single OHC), pokud je pro sací a výfukový ventil použito po jedné vačkové hřídeli (obr.2.8) je systém značen jako DOHC (double OHC). Výhodou systému OHC je malý počet součástí z čehož vyplývá velká tuhost a malé setrvačné hmoty. Nevýhodou tohoto systému je komplikovanější konstrukce hlavy válců. Pro dnešní sportovní motocykly s více ventilovou technikou se téměř výhradně používá systém DOHC.



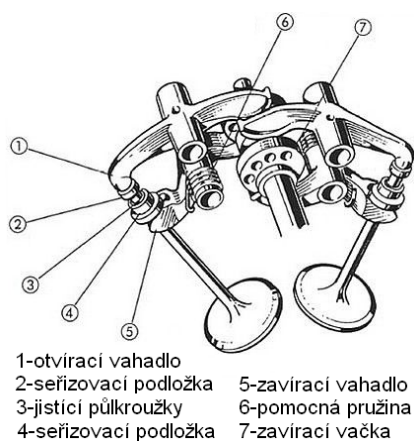
Obrázek 2.7 SOHC



Obrázek 2.8 DOHC

### 2.3.4 Desmodromický rozvod

U tohoto systému je zavírání ventilu nucené v čemž spočívá zásadní rozdíl oproti předešlým systémům kdy ventily byly zavírány pomocí ventilových pružin. Desmodromický rozvod má dvě vačky pro jeden ventil. Jedna vačka ovládá vahadlo pro otvírání, druhá jej zavírá. Systém je náročnější na seřízení a je možné navrhnout vhodnější zdvihovou křivku, jelikož si zde můžeme dovolit větší zrychlení (zpomalení) ventilu. Desmodromický rozvod používá na svých strojích převážně firma Ducati (obr.2.9).



Obrázek 2.9 Desmodromický rozvod Ducati

## 2.4 Výfukové systémy

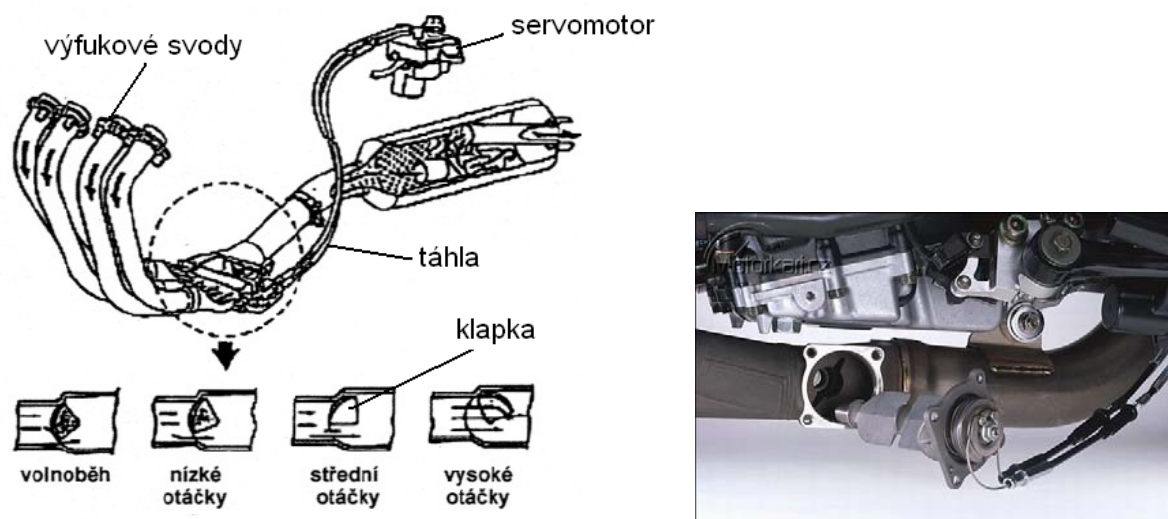
Jako u dvoudobých tak i u čtyřdobých motorů dochází při výfukovém taktu k nežádoucímu úniku čerstvé směsi do výfuku. Při příliš nízkém protitlaku výfukových plynů uniká příliš mnoho čerstvé směsi do výfukového potrubí, naopak při příliš vysokém protitlaku nemůže proces vyplachování válce proběhnout v plném rozsahu což má za následek zhoršení plnění



válce. Proto se u čtyřdobých motorů používají systémy řízení výfuku, které přímo ovlivňují geometrii výfukového potrubí a tím i podmínky šíření a odrazu tlakových vln.

### 2.4.1 Systém EXUP (Exhaust Ultimate Power Valve)

Tento systém (obr.2.10) byl vyvinut u značky Yamaha v polovině 80. let minulého století. Byl použit u modelů FZR 1000 a nyní YZF R1. U tohoto systému je průtok spalin výfukem regulován pomocí válcové klapky (otočná válcová výseč) umístěné pod motorem za místem sloučení svodů výfuku. Ovládání klapky je řešeno servomotorem, regulace je prováděna na základě otáček motoru. Oproti systému bez přívěry má motor lepší průběh kroutícího momentu v nižších otáčkách motoru.



Obrázek 2.10 Systém EXUP od firmy Yamaha

### 2.4.2 Systém SET (Suzuki Exhaust Tuning)

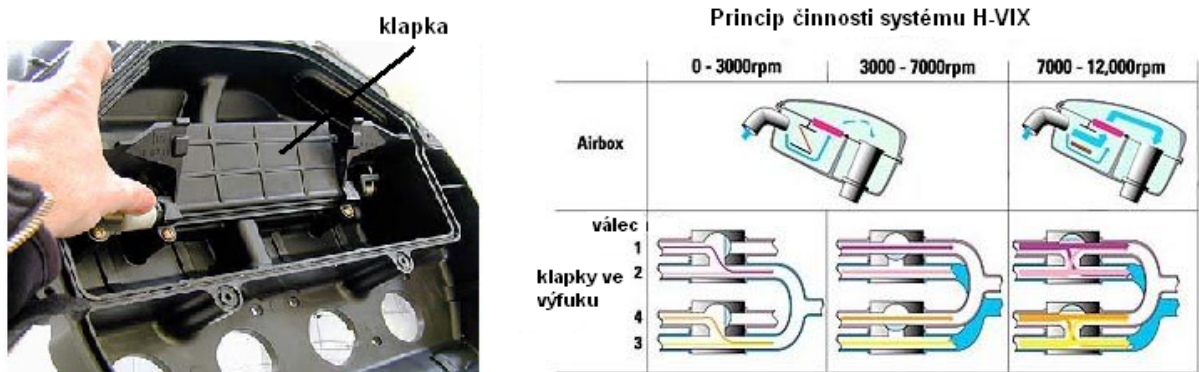
Obdobou systému EXUP se stejným principem, avšak mírně odlišnou konstrukcí je systém SET od firmy Suzuki (obr.2.11). Tento systém má kruhovou klapku umístěnou za místem sloučení jednotlivých výfukových svodů. Ovládaná je též na základě otáček motoru pomocí servomotoru.



Obrázek 2.11 Systém SET od firmy Suzuki

### 2.4.3 Systém H-VIX (Honda Variable intake/exhaust)

Tento systém představuje skloubení systému změny geometrie sacího i výfukového potrubí. Sací strana obsahuje v airboxu klapku a je tak obdobou systému SRAD. Klapka je ovládána skokově a je pouze dvoustavová (obr.2.12). Ve výfukovém potrubí (na rozdíl od systémů EXUP a SET) jsou ještě před spojením jednotlivých svodů umístěny rotační klapky umožňující vytvořit tři kombinace průchodu spalin a tím pozitivně využívat tlakových vln v potrubí. U Hondy CBR 1000 se klapka v airboxu otevírá při otáčkách 7000 ot/min, první změna polohy klapky ve výfukovém potrubí je ve 3000 ot/min, druhá v 7000 ot/min.



Obrázek 2.12 Systém Honda H-VIX

### 3 Návrh parametrů a koncepčního řešení motoru

Vzhledem k ustanovením platnými pro sportovní motocykly třídy Supermono volím pro svůj návrh jednoválcový čtyřventilový vodou chlazený motor s rozvodem DOHC.

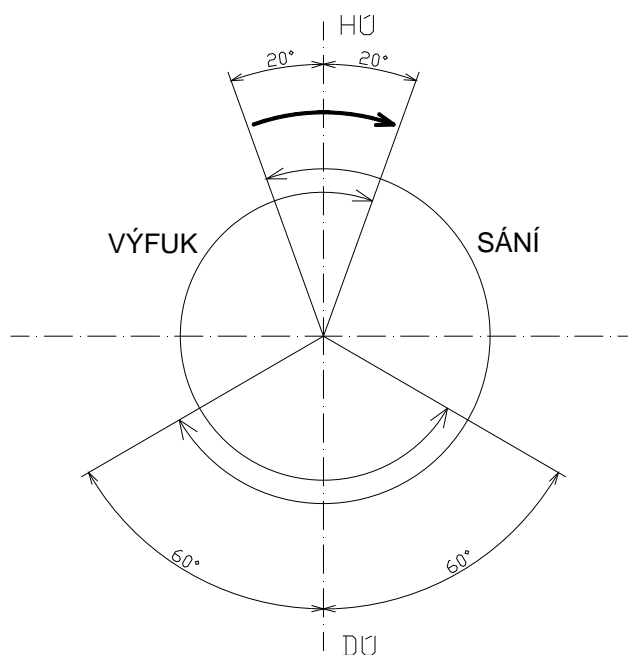
#### 3.1 Základní parametry motoru

- objem válce  $V_z = 600 \text{ ccm}$
- předpokládaný kompresní poměr  $\varepsilon_c = 12$
- předpokládané maximální otáčky  $n = 8000 \text{ ot. min}^{-1}$
- časování rozvodů: sání otvírá  $20^\circ$  před HÚ

sání zavírá  $60^\circ$  za DÚ

výfuk otvírá  $60^\circ$  před DÚ

výfuk zavírá  $20^\circ$  za HÚ



Obrázek 3.1 Symetrický rozvodový diagram

#### 3.2 Koncepční řešení

V této části bych se chtěl zaměřit především na možné uspořádání ventilového rozvodu a jeho časování, které má z hlediska průběhu výkonových parametrů obrovský význam.

Vzhledem ke sportovnímu využití motoru s předpokladem dosahování vyšších otáček je důležité, aby rozvodový mechanismus byl dostatečně tuhý a s malou hmotností. V dnešní době se nejčastěji u sportovních motorů používá rozvodový mechanismus DOHC, který tyto požadavky splňuje nejlépe.

Pro dosažení vyššího výkonu je nutné dostat do válce co největší množství čerstvé směsi. Za tímto účelem a také z hlediska velikosti setrvačných sil se volí více menších ventilů na válec např. tři sací a dva výfukové ventily.

Důležité je také uspořádání ventilů a jejich tvar, který do jisté míry ovlivňuje účinnost plnění. Dnes se k ověření správnosti navrženého tvaru ventilů, sacích a výfukových kanálů a tvaru spalovacího prostoru používá anemometr (analyzátor proudění plynů). Jedná se o zařízení schopné zjistit v celém válci s hlavou směr a rychlost proudu vzduchu (směsi), vykreslit proudové pole na monitor a z výsledků je pak možné odvodit potřebné úpravy k idealizaci proudění.

Jednotlivé hodnoty časování ventilů (úhly otevření, zavření a překrytí výfukových a sacích ventilů) jsou otázkou experimentálního výzkumu a měření na výkonových brzdách. Velký úhel překrytí ventilů znamená velkou ztrátu náplně při nízkých otáčkách, naopak při vysokých otáčkách je žádoucí prodlužovat doby otevření jednotlivých ventilů. To ovšem vyžaduje variabilní řízení rozvodu.

## 4 Výpočet komponentů motoru

### 4.1 Výpočet hlavních rozměrů motoru

#### 4.1.1 Střední pístová rychlost

Důležitým technickým parametrem motoru je střední pístová rychlost. Její hodnota závisí na zdvihu pístu a na otáčkách motoru. Hodnota střední pístové rychlosti je důležitým měřítkem rychloběžnosti motoru, neboť namáhání pohybujících se součástí je úměrné právě této rychlosti.

Podle dosavadních zkušeností by střední pístová rychlost u cestovních motocyklů neměla překročit hodnotu  $15\text{ms}^{-1}$ . U sportovních, terénních, ale hlavně silničních závodních motocyklů překračuje však střední pístová rychlost často hranici  $20\text{ms}^{-1}$  a při použití speciálních materiálů se meze střední pístové rychlosti speciálních strojů stále zvyšují.

Kontrola střední pístové rychlosti se provádí při počtu otáček odpovídajícím maximálnímu výkonu motoru.

Pro mnou navrhovaný motor požaduji, aby střední pístová rychlost nepřesáhla  $24\text{ms}^{-1}$  při výpočtových otáčkách motoru  $n = 8000\text{ot min}^{-1}$  rozhodující veličinou je tedy zdvih pístu, ten se vyjádří ze vztahu pro střední pístovou rychlost

$$c_s = \frac{z \cdot n}{30} \quad (4.1)$$

zdvih pístu je pak

$$z = \frac{c_s \cdot 30}{n}$$

po dosazení

$$z = \frac{24 \cdot 30}{8000} = 0,09\text{ m} = 90\text{ mm}$$

pro svůj návrh volím zdvih  $z = 88,5\text{ mm}$ .

### 4.1.2 Výpočet průměru válce

Při výpočtu průměru válce vycházíme ze zvoleného objemu válce  $V_z$  a zdvihu pístu  $z$ .

Průměr válce se vypočítá ze vztahu

$$D = \sqrt{\frac{V_z \cdot 4}{\pi \cdot z}} \quad (4.2)$$

po dosazení

$$D = \sqrt{\frac{600000 \cdot 4}{\pi \cdot 88,5}} = 92,9 \text{ mm}$$

Volím průměr válce  $D = 93 \text{ mm}$ .

### 4.1.3 Maximální užitečný výkon

Maximální užitečný výkon čtyřdobého motoru  $P_e$  se vypočítá ze vzorce

$$P_e = \frac{V_z \cdot p_e \cdot n}{2 \cdot 60} \quad (4.3)$$

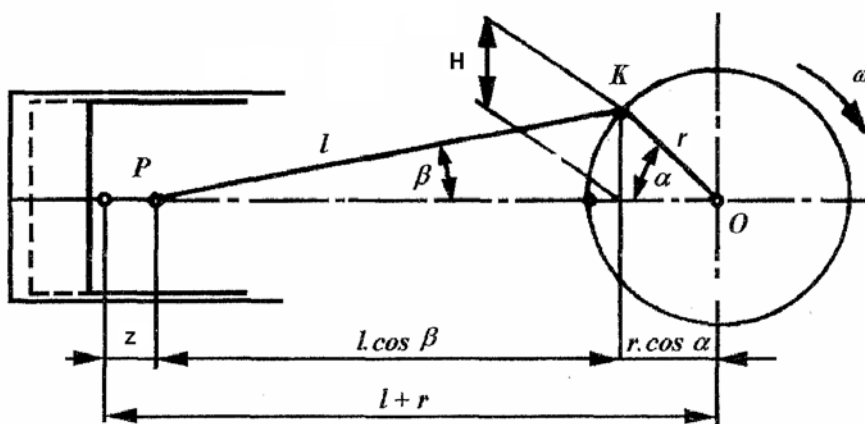
kde  $p_e$  je střední užitečný tlak, který jsem přibližně odhadl na základě hodnot skutečného motoru podobných parametrů

potom pro  $p_e = 1,3 \text{ MPa}$

$$P_e = \frac{600 \cdot 10^{-6} \cdot 1,3 \cdot 10^6 \cdot 8000}{2 \cdot 60} = 52000 \text{ W} = 52 \text{ kW}$$

## 4.2 Kinematika klikového ústrojí

### 4.2.1 Dráha pístu



Obrázek 4.1

Dráha pístu je dána vzdáleností polohy bodu  $P$  v horní úvratí a polohy bodu  $P$ , příslušejícímu danému úhlu  $\alpha$  otočení klikového hřídele. V obr.4.1 je označena  $z$ , a její velikost je

$$z = l + r - (l \cdot \cos \beta + r \cdot \cos \alpha)$$

pak

$$\begin{aligned} z &= l \cdot (1 - \cos \beta) + r \cdot (1 - \cos \alpha) \\ z &= r \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{l}{r} \cdot (1 - \cos \beta) \right] \end{aligned} \quad (4.4)$$

Pro praktický převod dráhy pístu na pootočení klikového hřídele potřebujeme ze vzorce vyloučit úhel  $\beta$ , tj. vychýlení ojnice.

Proto zavedeme tzv. **ojniční poměr**  $\lambda = \frac{r}{l}$ , který má u současných motorů hodnotu 0,2 až 0,3. Z obr.4.1 si vyjádřím výšku  $H$  bodu  $K$  závislou na natočení klikového hřídele.

$$H = l \cdot \sin \beta = r \cdot \sin \alpha$$

odkud

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \cdot \sin \alpha = \lambda \cdot \sin \alpha$$

a pomocí goniometrických funkcí a vztahy mezi nimi

$$\cos \beta = \pm \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \pm \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}$$

Vychýlení ojnice  $\beta$  dosahuje hodnot asi  $\pm 20^\circ$ , do rovnice (4.4) tedy bude dosazována pouze kladná hodnota  $\cos \beta$  a tím dostaneme

$$z = r \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} \cdot (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}) \right] \quad (4.5)$$

tato rovnice udává přesnou závislost dráhy pístu na úhlu pootočení klikového hřídele. Pro praktické využití se však výraz pod odmocninou nahrazuje s dostatečnou přesností využitím binomické věty kde se využívají pouze první dva členy rozvoje.

Binomická věta

$$(a - b)^n = a^n - na^{n-1} \cdot b + \frac{n \cdot (n-1)}{2!} a^{n-2} \cdot b^2 - \dots \quad (4.6)$$

kde pro výpočet

$$a = 1$$

$$b = \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha$$

$$n = \frac{1}{2}$$

pak

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha$$

dále tedy lze psát

$$z = r \left\{ (1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} \cdot \left[ 1 - \left( 1 - \frac{\lambda^2 \sin^2 \alpha}{2} \right) \right] \right\}$$

kde

$$\sin^2 \alpha = \frac{1}{2} \cdot (1 - \cos 2\alpha)$$

po úpravách bude přibližný vzorec pro dráhu pístu v závislosti na natočení klikového hřídele ve tvaru



$$z = r \cdot \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{r}{l \cdot 4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad (4.7)$$

### 4.2.2 Rychlost pístu

Rychlost pístu  $c$  se stanoví derivací rovnice (4.7) pro dráhu pístu  $z$  podle času  $t$ . Přibližný vzorec pro rychlost pístu je

$$c = r \cdot \omega \cdot \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \quad (4.8)$$

### 4.2.3 Zrychlení pístu

Zrychlení pístu se odvodí, derivuje-li se rovnice (4.8) podle času. Pak přibližný vzorec pro zrychlení pístu je

$$a = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (4.9)$$

## 4.3 Návrh setrvačnicku

Průměr setrvačnicku klikového mechanismu spolu s tloušťkou desek setrvačnicku, nebo přesněji řečeno moment setrvačnosti klikového mechanismu má podstatný vliv na chod motoru. Pro početní řešení by bylo nutno znát přesné parametry a hmotnosti klikového ústrojí včetně zapalování a spojky, jelikož tyto se výrazně podílejí na celkovém momentu setrvačnosti. Protože neznám potřebné parametry součástí, omezím se pouze na teoretickou stránku věci.

K objasnění problému lze říci, že moment setrvačnosti je přesným měřítkem práce potřebné ke změně otáček a je u setrvačnicků přímo úměrná šířce, avšak vzrůstá se čtvrtou mocninou průměru.

Setrvačné hmoty spojené s klikovým hřídelem převodem do pomala lze zanedbat, protože jejich účinek se zmenšuje s druhou mocninou převodového poměru.

### 4.3.1 Součinitel nerovnoměrnosti chodu motoru

Důležitým parametrem při návrhu setrvačnicku je součinitel nerovnoměrnosti chodu motoru, který se vypočítá ze vztahu.

$$\delta_s = \frac{\Delta E}{\sum m_{red} \cdot r^2 \omega^2} \quad (4.10)$$

kde  $\Delta E$  je přebytek kinetické energie,

$m_{red}$  je hmotnost klikového ústrojí, zapalování a spojky (pokud je přímo na klikovém hřídeli) redukována do osy klikového čepu,

$r$  - poloměr kliky,

$\omega$  - úhlová rychlost.

Je možno také psát

$$\delta_s = \frac{\Delta E}{\Theta_c \cdot \omega^2} \quad (4.11)$$

kde  $\Theta_c$  je celkový hmotnostní moment setrvačnosti.

Čím více se součinitel nerovnoměrnosti chodu motoru  $\delta_s$  blíží nule, tím klidnější je chod motoru. Pro čtyřtákní motocyklové motory bývá  $\delta_s$  v mezích 1/180 až 1/300.

## 4.4 Vyvážení klikového hřídele

Jelikož pro vyvážení klikového hřídele motoru je nutno znát hmotnosti veškerých zúčastněných dílů (píst, kroužky, čep, pojistné kroužky, ložiska, atd.) omezím se pouze na možný postup vyvážení. Vyvážení zejména jednoválcového motoru je poměrně složitou záležitostí, která by si vyžadovala vlastní rozbor a přesáhla by rámec této práce.

Každá nevyvážená část klikového mechanismu vyvolává nepříjemné chvění motoru, které se přenáší do celého motocyklu. Nevyvážené hmoty jsou dvojího druhu. Především ty, které pouze rotují  $m_r$ ; jsou to ojnicní čep, ojnicní ložisko, dolní část ojnice, popřípadě příložky.

Tyto hmoty musíme vyvážit na opačné straně klikového čepu přidáním stejného množství materiálu ve stejné vzdálenosti od osy, anebo jednodušeji odebráním materiálu na straně ojnicního čepu.

Složitější záležitostí je vyvážení posuvných hmot  $m_p$ , do kterých zahrnujeme hmotu pístu, pístních kroužků, pístního čepu, pojistných kroužků a horní část ojnice s pouzdem nebo jehlovou klecí. Tyto hmoty musíme buď vyvážit na opačné straně klikového hřídele, nebo odvrtáním materiálu na straně ojničního čepu, avšak nevyvažujeme již celou jejich hmotnost. Část posuvných hmot, kterou budeme vyvažovat nám udává procento vyvážení.

#### 4.4.1 Vyvážení setrvačných sil rotujících součástí

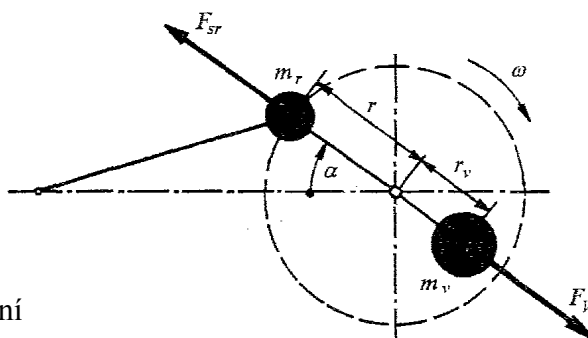
Pro setrvačnou sílu rotujících součástí  $F_{sr}$  (obr.4.2) působící v těžišti výstředně uložené rotující součásti platí známý vztah

$$F_{sr} = m \cdot r \cdot \omega^2$$

kde  $m$  je hmotnost součásti

$r$  je vzdálenost těžiště od osy otáčení

$\omega$  je úhlová rychlost.



Obrázek 4.2

Tato síla se vyvažuje vývažkem na opačné straně kliky. Jeho hmotnost  $m_v$  i vzdálenost jeho těžiště  $r_v$  od osy klikového hřídele se volí tak, aby vývažek vyvolal stejně velikou odstředivou sílu jako setrvačná síla rotujících součástí, tedy

$$F_v = F_{sr} \tag{4.12}$$

pak

$$m_v \cdot r_v \cdot \omega^2 = m_r \cdot r \cdot \omega^2$$

potom hmotnost vývažku

$$m_v = m_r \cdot \frac{r}{r_v} \tag{4.13}$$

Důležité je rozdělit hmotnost vývažku na dvě stejné části umístěné na ramenech kliky symetricky k působišti  $F_{sr}$ , tak aby odstředivá síla vývažku  $F_v$  a setrvačná síla rotační  $F_{sr}$  netvořila dvojici.

## 4.4.2 Vyvážení setrvačné síly posuvné I. řádu vývažkem na klice

Zvolíme-li hmotnost vývažku  $m_v$  ve vzdálenosti  $r_v$  od osy otáčení tak, aby

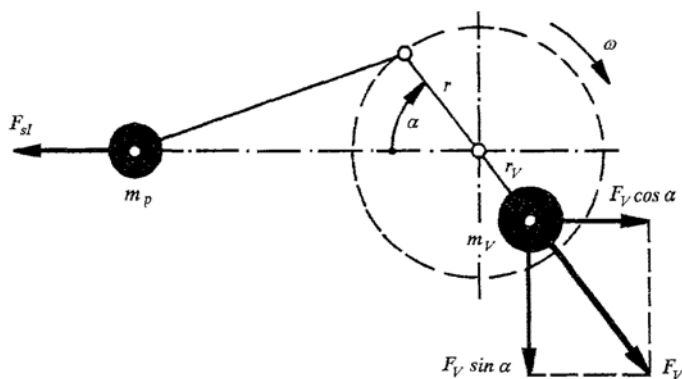
$$m_p \cdot r \cdot \omega^2 = m_v \cdot r_v \cdot \omega^2$$

pak složka odstředivé síly vývažku ve směru osy válce o velikosti

$$F_v \cos \alpha = m_v \cdot r_v \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha$$

je v rovnováze se setrvačnou silou  $F_{sl}$  (obr.4.3) a vyvažuje ji. Nevyvážená však zůstává složka kolmá k ose válce o velikosti

$$F_v \sin \alpha = m_v \cdot r_v \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha \quad (4.14)$$



Obrázek 4.3

Procento vyvážení nám udává, jakou část hmotnosti  $m_p$  budeme vyvažovat. Běžně se procento vyvážení pohybuje mezi 45 až 65 %.

Kdyby se procento rovnalo 0, což znamená, že posuvné hmoty by nebyly vůbec vyváženy, kmital by motor velmi silně ve směru osy válce. Naproti tomu při vyvážení posuvných hmot na 100% by nastalo intenzivní kmitání v kolmém směru k ose válce v rovině pohybu ojnice vlivem síly  $F_v \sin \alpha$ .

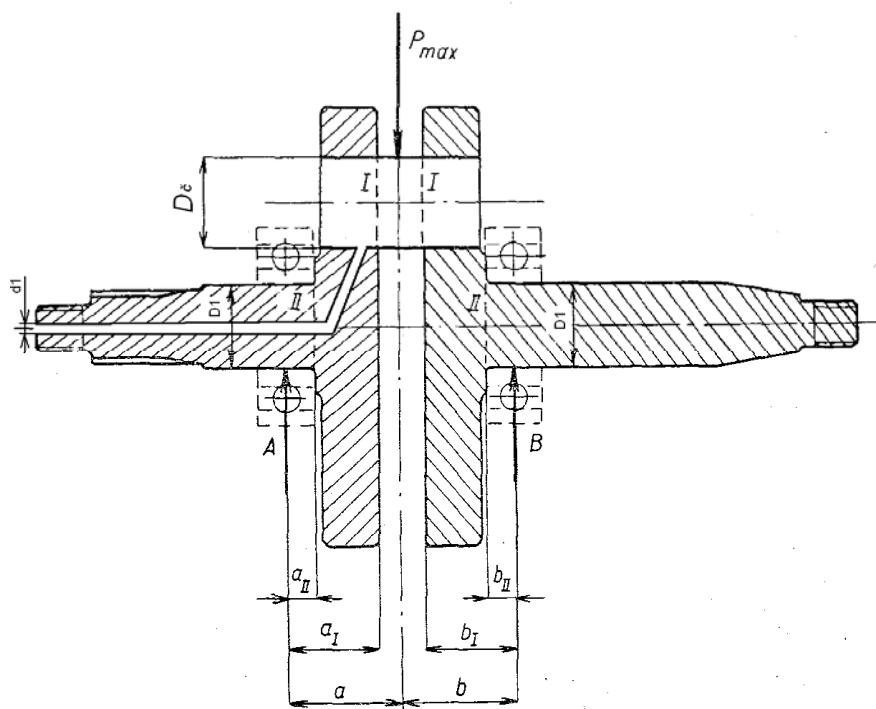
Pro dokonalejší vyvážení by se muselo použít vyvažovacího (jalového) hřídele, který ovšem zvyšuje složitost a hmotnost motoru.

## 4.5 Kontrola čepů klikového hřídele

Při kontrole čepů klikového hřídele uvažují zatěžující sílu  $P_{\max}$  od tlaku plynů, jelikož ta má největší hodnotu, která působí v horní úvratí pístu. V dolní úvratí uvažují klikový mechanismus bez zatížení. Ve všech čepích klikového hřídele nastává opakované napětí. Uvažované zatížení bude však přicházet v úvahu jen při velmi nízkém počtu otáček motoru. Při vyšším počtu otáček motoru již znatelně působí na posuvné hmoty setrvačná síla, jejichž vlivem se zmenšuje rozkmit napětí. S rostoucím počtem otáček se zmenšuje i síla  $P_{\max}$ , takže zvolené namáhání při velmi nízkém počtu otáček bude nejnepříznivější. To souhlasí se skutečným provozem. Pístový motor je nejvíce namáhán při velmi nízkých otáčkách.

### 4.5.1 Kontrola ojničního čepu

Vlivem vrubového účinku bude nejvyšší namáhání čepu v místech I (obr.4.4).



Obrázek 4.4

Ojniční čep je namáhán na ohyb a pro souměrný klikový mechanismus platí

$$M_{ol} = \frac{P_{\max}}{2} \cdot a_I \quad (4.15)$$

kde síla od tlaku plynů

$$P_{\max} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{\max} \quad (4.16)$$

dále je potřeba určit největší tlak plynů  $p_{\max}$  expandujících ve válci. Hodnotu tohoto tlaku jsem odhadl na základě prostudované literatury a hodnot podobného motoru.

Pak pro  $p_{\max} = 5,5 \text{ MPa}$

$$P_{\max} = \frac{\pi \cdot 0,093^2}{4} \cdot 5,5 \cdot 10^6 = 37361 \text{ N}$$

**ohybový moment** tedy bude

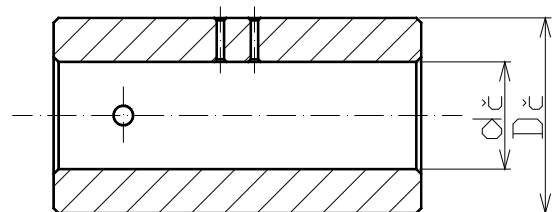
$$M_{ol} = \frac{37361}{2} \cdot 0,0345 = 644,5 \text{ Nm}$$

Pak napětí ojnicního čepu (obr.4.5) v místě *I* (obr.4.4) bude

$$\sigma_{ol} = \frac{M_{ol}}{W_{ol}} = \frac{M_{ol}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_{\check{c}}^4 - d_{\check{c}}^4}{D_{\check{c}}}} = \frac{644,5 \cdot 32 \cdot 0,04}{\pi \cdot (0,04^4 - 0,022^4)} = 113 \text{ MPa}$$

kde  $D_{\check{c}}$  - vnější průměr ojnicního čepu

$d_{\check{c}}$  - vnitřní průměr ojnicního čepu



Obrázek 4.5

Vlivem vrubového účinku, který zvyšuje napětí vzroste napětí v místě *I* na hodnotu danou součinitelem  $\alpha$ , který má pro zalisovaný čep hodnotu  $\alpha = 2$ . U čepů které tvoří se setrvačником jeden celek je  $\alpha = 3,5$  až  $4,5$  podle poloměru zaoblení přechodu. Skutečné napětí tedy bude

$$\sigma_{ol}' = \alpha \cdot \sigma_{ol} = 2 \cdot 113 = 226 \text{ MPa}$$

Pro můj návrh motoru volím materiál ojničního čepu ČSN 16 420, u kterého mohu s bezpečností počítat s mezí kluzu  $R_e = 735 \text{ MPa}$ . Potom je bezpečnost

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{ol}'} = \frac{735}{226} = 3,25$$

Doporučená bezpečnost je  $k = 2,5$  až  $4$

#### 4.5.2 Kontrola hlavních čepů

Na základě poznatků z konstrukce motocyklových čtyřdobých spalovacích motorů volím průměr hlavních klikových čepů  $D_1 = 35 \text{ mm}$ , jelikož je ojniční ložisko mazáno tlakovým olejem bude v jednom z čepů mazací kanál **Chyba! Záložka není definována. Chyba! Záložka není definována.**  $d_1 = 3 \text{ mm}$ .

Je-li průměr hlavních čepů stejný, stačí kontrolovat čep, který přenáší kroutící moment motoru. Největší namáhání v ohybu bude v místě *II* (obr.4.4)

$$M_{oII} = \frac{P_{\max}}{2} \cdot a_{II} \quad (4.17)$$

po dosazení

$$M_{oII} = \frac{37361}{2} \cdot 0,0085 = 158,8 \text{ Nm}$$

pak napětí v hlavním čepu klikového hřídele způsobené ohybem v místě *II* bude

$$\sigma_{oII} = \frac{M_{oII}}{W_{oII}} = \frac{M_{oII}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_1^4 - d_1^4}{D_1}} = \frac{158,8 \cdot 32 \cdot 0,035}{\pi \cdot (0,035^4 - 0,003^4)} = 37,7 \text{ MPa}$$

Vrubovým účinkem se napětí zvýší na

$$\sigma_{oII}^l = \alpha \cdot \sigma_{oII} = 4 \cdot 37,7 = 150,8 \text{ MPa}$$

V hnacím čepu však bude ještě vznikat smykové napětí vyvolané přenosem kroutícího momentu. Jeho maximální hodnota by se měla volit se zřetelem na nerovnoměrnost chodu motoru přibližně jako dvojnásobek maximálního kroutícího momentu motoru  $M_m$ . Tedy

$$M_{k \max} = 2 \cdot M_m \quad (4.18)$$

pro návrh uvažuji maximální moment motoru  $M_m = 70 \text{ Nm}$  což přibližně odpovídá praxi, pak

$$M_{k \max} = 2 \cdot 70 = 140 \text{ Nm}$$

Z toho plynoucí smykové napětí bude

$$\tau = \frac{M_{k \max}}{W_k} = \frac{M_{k \max}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_1^4 - d_1^4}{D_1}} = \frac{140 \cdot 16 \cdot 0,035}{\pi \cdot (0,035^4 - 0,003^4)} = 16,6 \text{ MPa}$$

Tvarový součinitel se pohybuje v rozmezí  $\alpha_\tau = 2,5$  až  $3,5$ .

Skutečné smykové napětí tedy bude

$$\tau^l = \alpha_\tau \cdot \tau = 3 \cdot 16,6 = 49,8 \text{ MPa}$$

Ohybové i smykové napětí lze sečíst pomocí hypotézy HMH na napětí redukované

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{oII}^l{}^2 + 3 \cdot \tau^l{}^2} \quad (4.19)$$



po dosazení

$$\sigma_{red} = \sqrt{150,8^2 + 3 \cdot 49,8^2} = 173,7 \text{ MPa}$$

Materiál klikového hřídele volím ČSN 16 420, u kterého mohu s bezpečností počítat s mezí kluzu  $R_e = 735 \text{ MPa}$ . Potom bezpečnost

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{735}{173,7} = 4,23$$

Což bezpečně vyhovuje doporučené bezpečnosti  $k = 2,5$  až  $4$

## 4.6 Návrh a kontrola pístu

Polotovár pístu bude vyroben technologií tlakového lití z materiálu AlSi (Silumin). Požadavky na materiál pístu jsou především pevnost, teplotní stálost a dobrá obrobiteľnosť.

### 4.6.1 Volba hlavních rozměrů

Stanovit geometrii povrchu pístu je vzhledem k nesouměrnému tepelnému namáhání pístu velice náročným úkolem. Vychází se z empirických poznatků.

Pro návrh základních rozměrů (obr.4.6) vycházím z přibližných vzorců a zvolené délky pláště pístu, kterou volím na základě poznatků z praxe.

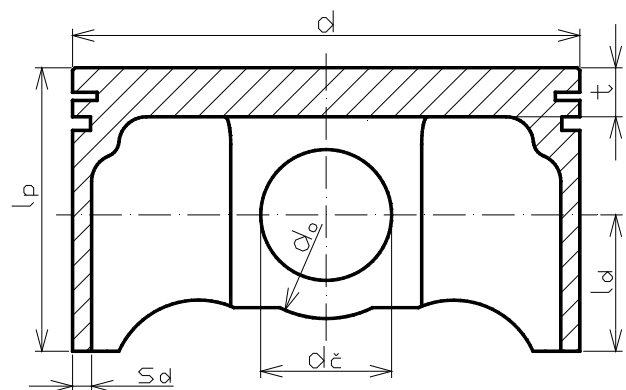
$$l_p = 52 \text{ mm}$$

délka dolní části pístu

$$l_d = (0,45 \text{ až } 0,75) \cdot l_p$$

tloušťka dna pístu

$$t = (0,06 \text{ až } 0,13) \cdot d$$



Obrázek 4.6

tloušťka dna pístu  $t$  nemá být menší než  $6\text{ mm}$   
minimální tloušťka pláště pístu v jeho dolní části

$$s_d = (0,035 \text{ až } 0,07) \cdot d$$

minimální vnější průměr ok pro pístní čep

$$d_o = (1,4 \text{ až } 1,6) \cdot d_\varepsilon$$

kde  $d_\varepsilon$  je průměr pístního čepu.

Moje hodnoty  $l_d = 25\text{ mm}$ ,  $t = 9\text{ mm}$ ,  $s_d = 3,5\text{ mm}$ ,  $d_o = 38\text{ mm}$ .

#### 4.6.2 Kontrola tlakového napětí pláště

Kontrola se provádí v místě spodního pístního kroužku, kde se většinou nacházejí otvory pro odvod stíraného oleje

$$\sigma_d = \frac{4 \cdot P_{\max}}{\pi \cdot (d_k^2 - d_s^2)} \quad (4.20)$$

kde  $d_k$  je vnitřní průměr drážky pro pístní kroužek,  $d_s$  je vnitřní průměr pístu v místě spodního kroužku.

Pro můj návrh jsou průměry  $d_k = 86,4\text{ mm}$ ,  $d_s = 74,5\text{ mm}$ , viz. výkresová dokumentace

pak

$$\sigma_d = \frac{4 \cdot 37361}{\pi \cdot (86,4^2 - 74,5^2)} = 24,8\text{ MPa}$$

Toto napětí u pístů současných motorů bývá 20 až 30 MPa.

### 4.6.3 Kontrola měrného tlaku v okách pístu pro pístní čep

$$p_{\varepsilon} = \frac{P_{\max}}{d_{\varepsilon} \cdot (l_{\varepsilon} - e)} \quad (4.21)$$

kde  $l_{\varepsilon}$  je délka pístního čepu, pro můj případ  $l_{\varepsilon} = 55 \text{ mm}$

$e$  je vzdálenost mezi oky pístu,  $e = 25$

po dosazení

$$p_{\varepsilon} = \frac{37361}{24 \cdot (55 - 25)} = 51,9 \text{ MPa}$$

V dnešní době se měrný tlak v okách pístu pro pístní čep pohybuje v rozmezí 20 až 35 *MPa* a pro sportovní motory s předpokládanou nižší životností se připouští až 55 *MPa*.

### 4.6.4 Kontrola namáhání dna pístu

Dno pístu uvažují jako vetknutou desku, která je namáhána ohybovým napětím, které se stanoví ze vzorce

$$\sigma_o = 0,25 \cdot p_{\max} \cdot \left( \frac{r_s}{t} \right)^2 \quad (4.22)$$

kde  $r_s$  je poloměr vnitřní strany pístu v místě pístních kroužků,  $r_s = 37,25 \text{ mm}$ .

Po dosazení

$$\sigma_o = 0,25 \cdot 5,5 \cdot \left( \frac{37,25}{9} \right)^2 = 23,6 \text{ MPa}$$

u pístů, které mají dno bez žebor se připouští ohybové napětí 20 až 25 *MPa*, pro písty s nízkými žebry 40 až 50 *MPa*.

## 4.7 Návrh a kontrola pístního čepu

Přibližně lze hlavní rozměry pístního čepu (obr.4.7) určit ze vztahů:

vnější průměr pístního čepu

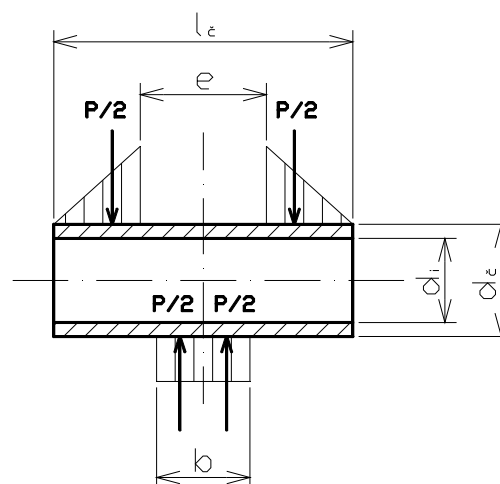
$$d_{\zeta} = (0,2 \text{ až } 0,3) \cdot d$$

vnitřní průměr pístního čepu

$$d_i = (0,5 \text{ až } 0,75) \cdot d_{\zeta}$$

délka pístního čepu

$$l_{\zeta} = (0,55 \text{ až } 0,8) \cdot d$$



Obrázek 4.7

Moje hodnoty  $d_{\zeta} = 24 \text{ mm}$  ,  $d_i = 16,5 \text{ mm}$  ,  $l_{\zeta} = 55 \text{ mm}$  viz. výkresová dokumentace.

### 4.7.1 Kontrola namáhání pístního čepu

Materiál pístního čepu ČSN 16 420 , který má mez kluzu  $R_e = 735 \text{ MPa}$  . Uvažuji zatížení pístního čepu podle obr.4.7. Maximální ohybový moment je uprostřed délky čepu a jeho velikost se vypočítá ze vztahu

$$M_{o \max} = \frac{P_{\max}}{2} \cdot \left( \frac{1}{3} \cdot \frac{l_{\zeta} - e}{2} + \frac{e}{2} \right) - \frac{P_{\max}}{2} \cdot \frac{b}{4} \quad (4.23)$$

kde  $b$  je šířka oka ojnice, pro můj případ  $b = 23 \text{ mm}$  .

Pak po dosazení

$$M_{o \max} = \frac{37361}{2} \cdot \left( \frac{1}{3} \cdot \frac{0,055 - 0,025}{2} + \frac{0,025}{2} \right) - \frac{37361}{2} \cdot \frac{0,023}{4} = 219,5 \text{ Nm} .$$

Napětí v ohybu pístního čepu

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_\varepsilon^4 - d_i^4}{d_\varepsilon}} = \frac{219,5 \cdot 32 \cdot 0,024}{\pi \cdot (0,024^4 - 0,0165^4)} = 208,3 \text{ MPa}$$

Potom bezpečnost

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{735}{208,3} = 3,5$$

která bezpečně vyhovuje  $k = 2,5$  až  $4$ .

#### 4.7.2 Kontrola středního smykového napětí v pístním čepu

Střední smykové napětí je dáno výrazem

$$\tau = \frac{2 \cdot P_{\max}}{\pi \cdot (d_\varepsilon^2 - d_i^2)} \quad (4.24)$$

po dosazení

$$\tau = \frac{2 \cdot 37361}{\pi \cdot (0,024^2 - 0,0165^2)} = 78,3 \text{ MPa}$$

toto napětí může dosahovat hodnot až  $220 \text{ MPa}$ .

### 4.8 Návrh a kontrola namáhání ojnice

Ojnice je namáhána střídavými silami, proto její materiál podléhá únavě. Používají se oceli ČSN 12 040, nebo 12 050. Mají-li válečky běhat přímo v ojnicí hlavě, používá se cementačních ocelí ČSN 14 220, 15 222, 16 420, nebo 16520. U rychlo běžných motorů se někdy používá kovaného duralu, popřípadě hiduminia.

Pro můj návrh volím materiál ojnice ČSN 16 420.4.

### 4.8.1 Volba rozměrů ojnice

Délku ojnice volíme tak, aby vyhovovala podmínce

$$l > r + \frac{d_{st}}{2} + l_d$$

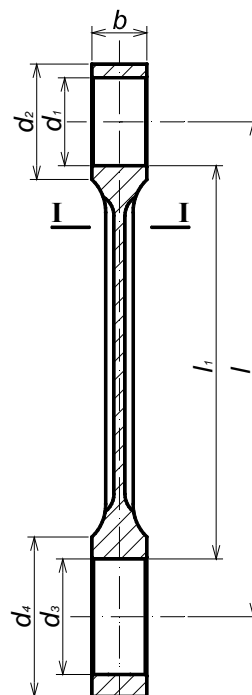
kde  $d_{st}$  je průměr setrvačnicku.

Určení vnějšího průměru oka pro pístní čep

$$d_2 = (1,2 \text{ až } 1,4) \cdot d_1$$

určení vnějšího průměru oka pro klikový čep

$$d_4 = (1,2 \text{ až } 1,4) \cdot d_3$$



Obrázek 4.8

### 4.8.2 Kontrola namáhání ojnice

Ojnice je namáhána setrvačnými silami posuvných hmot v horní úvrati pístu na tah, v dolní úvrati na tlak. Expandujícím plynem je v horní úvrati namáhána na tlak a dřík ojnice je namáhán na ohyb dostředivým zrychlením, které působí na jeho vlastní hmotu. Pro kontrolu maximálního namáhání ojnice nutno volit nepříznivé pracovní podmínky. Jsou to

- plný výkon motoru při velmi nízkém počtu otáček,
- přetočení odlehčeného motoru.

### 4.8.3 Kontrola namáhání ojnice při velmi nízkém počtu otáček

Při velmi nízkém počtu otáček lze setrvačné síly působící na ojnici zanedbat. V horní úvrati působí pouze síla  $P_{max}$ , v dolní úvrati uvažují ojnici nezátíženou. Nejvíce namáhaným místem dříku ojnice bude průřez I-I (obr.4.8). Protože je ojnice krátká, nenastává čistý vzpěr. Tlakové napětí bude podle vzorce

pro rovinu  $x$

$$\sigma_{dx} = P_{\max} \cdot \left( \frac{1}{S_I} + \sigma_e \cdot \frac{l^2}{\pi^2 \cdot E \cdot I_x} \right) \quad (4.25)$$

pro rovinu  $y$

$$\sigma_{dy} = P_{\max} \cdot \left( \frac{1}{S_I} + \sigma_e \cdot \frac{l_1^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I_y} \right) \quad (4.26)$$

kde  $S_I$  je plocha kontrolovaného průřezu,

$\sigma_e$  - mez pružnosti materiálu ojnice,

$E$  - modul pružnosti v tahu,  $E = 220\,000 \text{ MPa}$  pro ocel,

$I_x$  - moment setrvačnosti profilu dřívku ojnice vzhledem k ose  $x$  kolmé na rovinu klikového ústrojí,

$I_y$  - moment setrvačnosti profilu dřívku ojnice vzhledem k ose  $y$  ležící v rovině klikového ústrojí,

$l_1$  - délka ojnice mezi ojnicním ložiskem a pístním čepem

Pro nejčastěji používaný profil I (obr.4.9) bude

$$I = \frac{1}{12} \cdot (B \cdot H^3 - b \cdot h^3)$$

pro rovinu  $x$

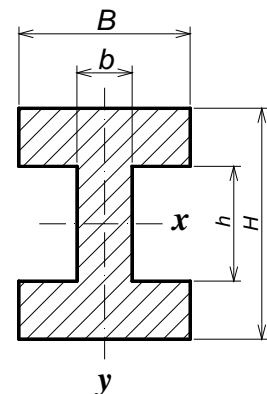
$$I_x = \frac{1}{12} \cdot (10 \cdot 28^3 - 4 \cdot 18^3) = 16349,3 \text{ mm}^4$$

pro rovinu  $y$

$$I_y = \frac{1}{12} \cdot (10^3 \cdot 28 - 4^3 \cdot 18) = 2237,3 \text{ mm}^4$$

plocha průřezu

$$S_I = B \cdot H - b \cdot h = 10 \cdot 28 - 4 \cdot 18 = 208 \text{ mm}^2$$



Obrázek 4.9

Po dosažení bude napětí v tlaku pro rovinu  $x$  při  $\sigma_e = 735 \text{ MPa}$

$$\sigma_{dx} = 37361 \cdot \left( \frac{1}{208 \cdot 10^{-6}} + 735 \cdot 10^6 \frac{0,15^2}{\pi^2 \cdot 220 \cdot 10^9 \cdot 16349,3 \cdot 10^{-12}} \right) = 197 \text{ MPa}$$

pro rovinu  $y$

$$\sigma_{dy} = 37361 \cdot \left( \frac{1}{208 \cdot 10^{-6}} + 735 \cdot 10^6 \frac{0,113^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 220 \cdot 10^9 \cdot 2237,3 \cdot 10^{-12}} \right) = 197,7 \text{ MPa}$$

Potom bezpečnost

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{dy}} = \frac{735}{197,7} = 3,7$$

#### 4.8.4 Kontrola namáhání ojnice při přetočeném motoru

Předpokládám, že při přetočení nezátíženého motoru nepřekročí jeho otáčky dvojnásobný počet otáček, při nichž má motor maximální výkon. K dosažení vyššího počtu otáček již nestačí průřezy sacích kanálů a mechanické ztráty motoru spotřebují celý jeho výkon. V horní a dolní úvrati budou působit pouze síly vyvolané zrychlováním posuvných hmot, mezi úvratěmi pak ještě ohyb způsobený dostředivým zrychlením hmoty dřívku ojnice.

Jelikož neznám přesné hmotnosti jednotlivých komponent, které ovlivňují hodnotu posuvné hmoty  $m_p$  omezím se na pouhý postup výpočtu.

Namáhání tahem průřezu  $I-I$  (obr.4.8) v horní úvrati bude způsobeno silou

$$F_{h \max} = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) \quad (4.27)$$

kde úhlová rychlost  $\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{30}$



potom by se napětí v tahu vypočítalo dle vzorce

$$\sigma_t = \frac{F_{h \max}}{S_I}$$

Napětí v tlaku průřezu  $I-I$  (obr.4.8) v dolní úvrti vyvolá síla

$$F_{d \max} = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 - \lambda) \quad (4.28)$$

pak napětí v tlaku pro rovinu  $x$  by bylo

$$\sigma_{dx} = F_{d \max} \cdot \left( \frac{1}{S_I} + \sigma_e \cdot \frac{l^2}{\pi^2 \cdot E \cdot I_x} \right)$$

pro rovinu  $y$

$$\sigma_{dy} = F_{d \max} \cdot \left( \frac{1}{S_I} + \sigma_e \cdot \frac{l_1^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I_y} \right)$$

a opět by se stanovila bezpečnost  $k$ .

## 4.9 Návrh rozvodového ústrojí

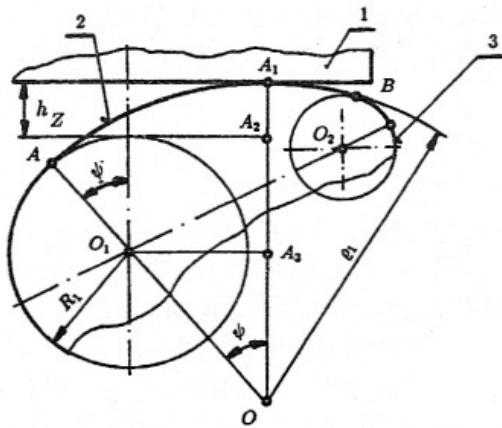
Před návrhem jednotlivých dílů rozvodového ústrojí je nutné ujasnit si určité kinematické a silové poměry, které se v rozvodovém ústrojí vyskytují.

### 4.9.1 Kinematické veličiny

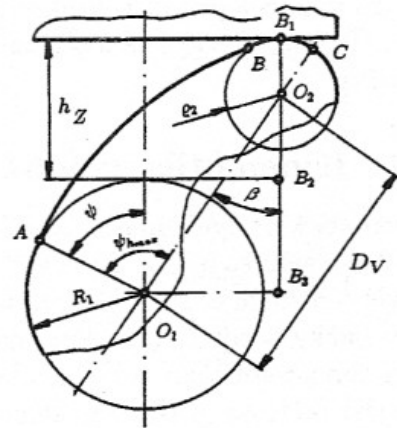
Kinematické veličiny, které popisují pohyb zdvihátka (ventilu) udělený vačkou, jsou zdvih  $h_z$ , rychlost  $w_z$  a zrychlení  $a_z$ .

V mé práci se nebudu zabývat jejich odvozováním, které je možno dohledat v odborné literatuře a omezím se pouze na uvedení konečných vztahů vycházejících z obr.4.10 a obr.4.11, potřebných pro můj návrh.

Dále uvažuji, že tyto vztahy platí i pro kinematiku ventilu což by ve skutečnosti platilo pouze při nulové ventilové vůli, nebo při použití hydraulických zdvihátek ventilů.



Obrázek 4.10 Schéma boku harmonické vačky a plochého zdvihátka:  
1 — ploché zdvihátko, 2 — bok vačky,  
3 — vrchol vačky



Obrázek 4.11 Schéma vrcholu harmonické vačky a plochého zdvihátka

Zrychlení plochého zdvihátka (ventilu) na boku harmonické vačky

$$a_b = \omega_{VH}^2 \cdot (\rho_1 - R_1) \cdot \cos \psi \quad (4.29)$$

kde  $\omega_{VH}$  - úhlová rychlost vačkového hřídele

$$\omega_{VH} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 4000}{60} = 418,9 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

pak pro můj návrh  $\rho_1 = 42 \text{ mm}$ ,  $\rho_2 = 5 \text{ mm}$ ,  $R_1 = 14 \text{ mm}$ ,  $D_V = 18 \text{ mm}$ ,  $\psi = 28^\circ$ ,

$$\beta = 0^\circ$$

po dosazení

$$a_b = 418,9^2 \cdot (0,042 - 0,014) \cdot \cos 28^\circ = 4338 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

## Zrychlení plochého zdvihátka (ventilu) na vrcholu harmonické vačky

$$a_v = -\omega_{vH}^2 \cdot D_v \cdot \cos \beta \quad (4.30)$$

po dosazení

$$a_v = -418,9^2 \cdot 0,018 \cdot \cos 0 = -3158 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

### 4.9.2 Silové poměry v rozvodu

V rozvodovém ústrojí působí síly způsobené rozdílem tlaků a proudění plynů, dále síly třecí, setrvačné a síly ventilových pružin.

#### Síly od plynů

Při jednom cyklu čtyřdobého spalovacího motoru se mění poměr tlaků nad ventilem a pod ním. Rozdíl těchto tlaků působí na hlavu výfukového ventilu v době sání podle obr.4.12 silou.

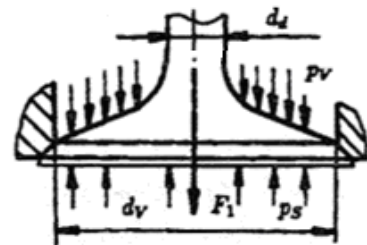
$$F_1 = (p_v - p_s) \cdot \frac{\pi}{4} (d_v^2 - d_d^2)$$

kde  $p_v$  - tlak ve výfuku

$p_s$  - tlak v sání

$d_v$  - průměr ventilu

$d_d$  - průměr dřívku ventilu



Obrázek 4.12

Je zanedbán rozdíl vnějšího průměru hlavy ventilu a  $d_v$ . Musí platit  $F_1 < F_0$ , kde  $F_0$  je předpětí ventilové pružiny v zamontovaném stavu.

#### Síly třecí

Tyto síly jsou za předpokladu správné funkce mazání vzhledem k ostatním silám působícím v rozvodovém mechanismu zanedbatelné. Avšak třecí síly vznikají na všech vzájemně se pohybujících plochách součástí rozvodového mechanismu.

## Síly setrvačné

Vznik setrvačných sil vyplývá ze samé podstaty ventilového rozvodu. K přesnému výpočtu setrvačných sil je potřeba znát velikost hmotností pohybujících se částí rozvodu. Pro svůj návrh jsem odhadl hmotnosti jednotlivých komponent rozvodu zvážením skutečných částí podobných parametrů. Tyto hmotnosti se pak pro rozvod 2xOHC redukují do osy ventilu resp. do osy zdvihátka dle obr.(4.13).

Redukovaná hmotnost pohybujících se částí rozvodu se vyjádří vztahem:

$$m_{roz} = m_v + m_{tal} + \frac{1}{2}m_p + m_{vp} + m_z$$

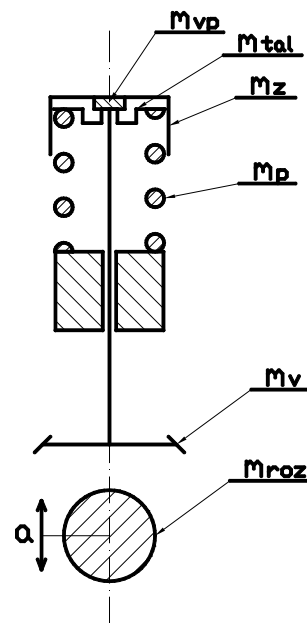
kde  $m_v$  - hmotnost ventilu

$m_{tal}$  - hmotnost talířku se zámkem

$m_p$  - hmotnost pružiny

$m_{vp}$  - hmotnost vymešovacích podložek

$m_z$  - hmotnost hrníčkového zdvihátka



Obrázek 4.13

Hmotnost pružiny, soustředěná v jejím těžišti, koná pohyb pouze s polovičním zrychlením než konec pružiny spojený s ventilem. Druhý konec pružiny se nepohybuje. Chceme-li redukovat do hmotnosti pohybující se se zrychlením  $a$  je nutno započítat pouze její poloviční hmotnost.

Pro můj návrh:  $m_v = 48g$ ,  $m_{tal} = 8g$ ,  $m_p = 36g$ ,  $m_{vp} = 2g$ ,  $m_z = 20g$

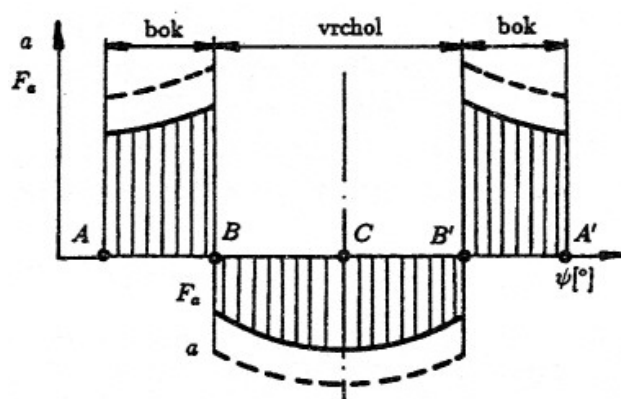
pak

$$m_{roz} = 48 + 8 + \frac{1}{2}36 + 2 + 20 = 96g = 0,096kg$$

**Setrvačná síla** hmotností rozvodu v ose ventilu (zdvihátka) je:

$$F_a = m_{roz} \cdot a_{b,v} \quad (4.31)$$

Průběh zrychlení a setrvačné síly v závislosti na úhlu natočení vačkového hřídele  $\psi$  znázorňuje obr. 4.14. Zrychlení a síla jsou označeny obecně. Zanedbán je náběh vačky, kdy jsou síly malé. V úseku  $\overline{AB}$  jsou součásti urychlovány vačkou, která překonává sílu  $F_a$ . V úseku  $\overline{BC}$  je setrvačná síla pohybujících se součástí rozvodu zachycována ventilovou pružinou, v úseku  $\overline{CB'}$  naopak pružina urychluje součásti rozvodu a překonává jejich setrvačnou sílu. V úseku  $\overline{B'A'}$  setrvačné síly součástí rozvodu zachycuje vačka. [2]



Obrázek 4.14

### Síly ventilových pružin

Pro správnou funkci rozvodů je nezbytné zajistit neustálý styk součástí rozvodu. Zatím co v oblasti boku vačky zajišťuje stálý styk součástí rozvodu vačka, v oblasti vrcholu má tento úkol ventilová pružina.

Pro zajištění správné funkce rozvodů i při překročení výpočtových otáček je nutné, aby síla pružiny  $F_p$  překonávala sílu setrvačnou  $F_a$  s určitou rezervou.

Potom požadovaná síla pružiny je

$$F_p \geq k \cdot F_a \quad (4.32)$$

kde  $k$  - součinitel bezpečnosti 1,25 až 2,2.

## 4.10 Návrh ventilů

Materiál pro výrobu ventilů, zvláště výfukových, nesmí ztrácet pevnost ani tvrdost při vysokých teplotách, musí mít velkou vrubovou houževnatost a vzdorovat dobře korozním účinkům zplodin hoření. Dále je kladen požadavek na dobrou tepelnou vodivost, odolnost proti opotřebení a malá náchylnost k opalování.

Těmto požadavkům nejvíce vyhovují oceli dle, ČSN 13251, ČSN 17115 pro méně namáhané ventily a ČSN 17322, ČSN 17465, ČSN 18711 pro více namáhané ventily.

Pro svůj návrh volím materiál ČSN 17322.

Rozměry ventilů volím na základě empirických vztahů dle obr.4.15

$$\frac{d_v}{D} = 0,33 \text{ až } 0,37$$

pro sací ventil

$$\frac{d_v}{D} = 0,28 \text{ až } 0,32$$

pro výfukový ventil

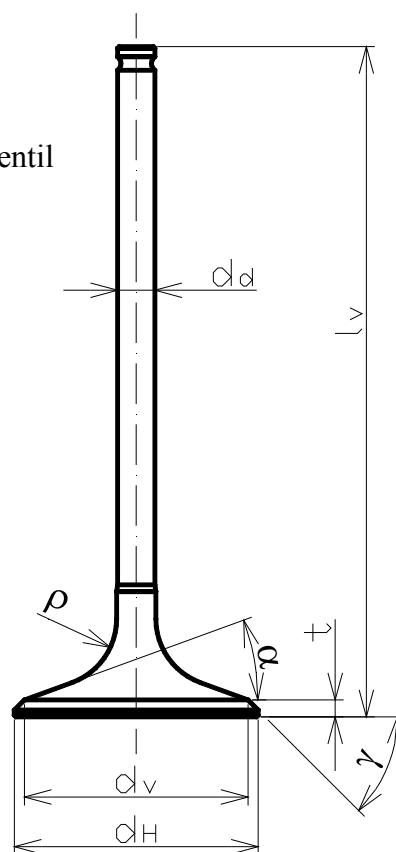
$$\frac{d_H}{d_v} = 1,06 \text{ až } 1,12$$

$$\frac{t}{d_v} = 0,075 \text{ až } 0,11$$

$$\alpha = 10^\circ \text{ až } 30^\circ$$

$$\frac{\rho}{d_v} = \text{až } 0,5$$

$$\frac{d_d}{d_v} = 0,16 \text{ až } 0,25$$



Obrázek 4.15

Pro můj návrh:

sací ventil  $d_v = 33\text{mm}$ ,  $d_H = 36\text{mm}$ ,  $t = 2,5\text{mm}$ ,  $\gamma = 45^\circ$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $\rho = 10\text{mm}$ ,

$$d_d = 5,5\text{mm}, l = 99\text{mm}$$

výfukový ventil  $d_v = 29\text{mm}$ ,  $d_H = 32\text{mm}$ ,  $t = 2,5\text{mm}$ ,  $\gamma = 45^\circ$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,

$$\rho = 10\text{mm}, d_d = 5,5\text{mm}, l = 99\text{mm}, \text{ viz. výkresová dokumentace.}$$

## 4.11 Návrh sedel ventilů

Vložená sedla u hlav z hliníkových slitin musí být tuhá, po celém obvodu se musí dobře chladit a materiál sedel se musí vyznačovat stálostí za tepla, vysokou odolností proti opotřebení a zadírání při styku s materiálem ventilu.

Ventilová sedla pro hlavy z hliníkových slitin se vyrábí z cementačně vytvrzené oceli nebo chrommanganové oceli pro hlavy válců se zvláště vysokým namáháním, popřípadě z kovaného hliníkového bronzu ČSN 423045 nebo ČSN 423147. [1]

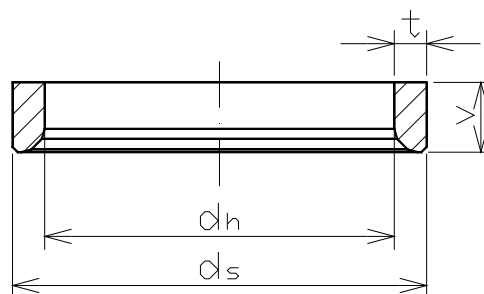
Pro svůj návrh volím materiál ČSN 423147.

Základní rozměry sedla ventilu volím dle empirických vztahů:

$$t = (0,08 \text{ až } 0,15) \cdot d_h$$

$$v = (0,18 \text{ až } 0,25) \cdot d_h$$

$$\frac{v}{t} = 1,7 \text{ až } 2,5$$



Obrázek 4.16

Pro můj návrh:

sedla sacích ventilů  $d_h = 32,5 \text{ mm}$ ,  $t = 3 \text{ mm}$ ,  $v = 6,5 \text{ mm}$ ,  $d_s = 38,5$

sedla výfukových ventilů  $d_h = 28,5 \text{ mm}$ ,  $t = 3 \text{ mm}$ ,  $v = 6,5 \text{ mm}$ ,  $d_s = 34,5$ ,

viz. výkresová dokumentace.

## 4.12 Návrh vedení ventilů

Ventilová vodítka (obr.4.17) musí zabezpečit správné vedení ventilu vzhledem k sedlu ventilu, dostatečný odvod tepla z dříku ventilu do materiálu hlavy a udržovat tak i bezpečné mazání dříku při pohybu ventilu.

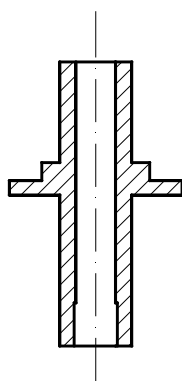
Z těchto požadavků plyne, že vedení by mělo být co nejdelší a vůle mezi dříkem a vedením co nejmenší. Naproti tomu delší vedení zvětšuje stavební výšku motoru, prodlužuje se dřík ventilu a roste hmotnost pohybujících se částí rozvodu. A však délka vedení v horní části má být co nejdelší s ohledem na zachování dostatečné vůle mezi vedením a talířkem ventilu při maximálním zdvihu ventilu. U vedení výfukových ventilů se provádí v dolní

prodloužené části, zasahující do výfukového kanálu, zvětšení vůle mezi vodítkem a ventilem o 0,5 až 1mm. Jelikož může v této oblasti mazací olej z důvodu vysoké teploty uhelnatět a docházet k zadírání ventilu.

Vodítka ventilů se nejčastěji vyrábí z perlitické šedé litiny ČSN 422415, ČSN 422425, ČSN 422456 nebo hliníkového bronzu ČSN 423147. Litinu je možno legovat pro zvýšení odolnosti proti korozi a zadření chromem, manganem nebo niklem. Někdy se používají speciální slitiny jako Cuprodur nebo Niresist.

Pro svůj návrh volím materiál ČSN 423147.

Rozměry ventilového vedení se obvykle volí na základě již odzkoušených motorů viz. výkresová dokumentace.



Obrázek 4.17

## 4.13 Návrh a kontrolní výpočet ventilové pružiny

Úkolem ventilových pružin je držet ventil zavřený s daným počátečním předpětím, které musí být takové, aby se uzavřený ventil neotevřel z působení tlaku plynů. Například při sacím zdvihu a uzavřené škrtkové klapce při současném přetlaku ve výfukovém potrubí. Dalším úkolem je uzavírat ventil při zavíracím zdvihu vačky vačkové hřídele tak, aby se i při nejvyšších otáčkách motoru včas zavřel.

Odhlédneme-li od několika výjimek, zpravidla se používají válcové spirálové pružiny. Čím větší jsou otáčky motoru, tím tvrdší pružiny jsou použity. Dále platí, že čím je pružina tvrdší, tím menší má počet závitů.

Pružiny všech ventilů jsou zpravidla stejné jak pro plnicí, tak pro výfukové ventily a to bez zřetele k rozměrům a hmotnosti obou druhů ventilu. Kontrolní výpočet se provádí pro pružiny sacích ventilů (rozměr).

Ventilové pružiny se zhotovují ze speciální pružinové oceli obsahující mangan, křemík, chrom podle ČSN 12090, ČSN 14260, ČSN 15260 a další.

Pro svůj návrh volím materiál ČSN 14260.



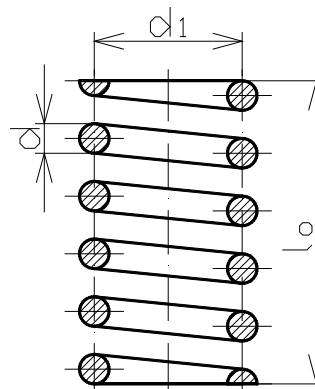
Rozměry ventilových pružin obr.4.18 volím na základě poznatků z praxe.

$$l_o = 41 \text{ mm}$$

$$d_1 = 20 \text{ mm}$$

$$d = 4 \text{ mm}$$

Délka pružiny v zamontovaném stavu  $l_z = 36 \text{ mm}$ .



Obrázek 4.18

Pružina bude mít 4 činné a 1 dosedací závit na každé straně. Vůle mezi závity při plném zdvihu ventilu by neměla být menší než 0,5 až 0,9 mm.

Pro ověření správnosti návrhu pružiny je nutné vycházet ze vztahu (4.32) do kterého dosadíme setrvačnou sílu

$$F_a = m_{roz} \cdot a_v$$

po dosazení

$$F_a = 0,096 \cdot 3158 = 303 \text{ N}$$

a tedy síla pružiny

$$F_p \geq k \cdot F_a = 1,65 \cdot 303 = 500 \text{ N}$$

Což je síla pružiny při maximálním zdvihu ventilu.

### 4.13.1 Kontrolní výpočet pružiny

Ventilová pružina je namáhána kroutícím momentem, který vzniká působením síly  $F_p$  v ose pružiny a vzhledem k závitů pružiny vyvolává moment o velikosti

$$M_k = F_p \cdot \frac{d_1}{2} = 500 \cdot \frac{0,02}{2} = 5 \text{ Nm} \quad (4.33)$$

pak napětí v krutu

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{5 \cdot 16}{\pi \cdot 0,004^3} = 398 \text{ MPa}$$

Síla  $F_p$  vyvolává kromě toho i smykové napětí, zavádí se proto opravný součinitel  $x$

$$x = \frac{\frac{d_1}{d} + 0,5}{\frac{d_1}{d} - 0,75} = \frac{\frac{20}{4} + 0,5}{\frac{20}{4} - 0,75} = 1,06$$

potom má napětí v krutu hodnotu

$$\tau_k = \tau \cdot x = 398 \cdot 1,06 = 422 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí by nemělo přesáhnout 400 až 590 MPa .

## 4.14 Návrh a kontrola vačkové hřídele

Návrh vačkové hřídele je jedním z nejsložitějších kroků při návrhu rozvodového mechanismu. Tvar obrysu vačky musí zajistit co největší naplnění válce čerstvou náplní a co nejdokonalejší odvedení zplodin z válce. Proto se časové otevření ventilů má vyznačovat co nejplnější plochou mezi čarou udávající závislost zdvihu ventilu na úhlu pootočení vačkového hřídele tj. vačka má mít velkou plnost. Velká plnost zdvihové křivky spolu s úhlem otevření ventilu může v nízkých otáčkách způsobovat pomalé proudění vzduchu nebo směsi a její malé rozvíření, což negativně ovlivňuje proces hoření. S rostoucími otáčkami je velká plnost naopak přínosem, neboť se čas potřebný pro naplnění válce zkracuje. V případě, že není možné mít parametry zdvihové křivky proměnné v závislosti na režimu motoru, nezbyvá nic jiného než si jeden režim a jeho okolí vybrat a s ním rozvodový mechanismus sladit.

Při návrhu vačky se často vychází z požadovaného průběhu zrychlení ventilu. U rychloběžných motorů vyžadujeme, aby křivka obrysu vačky byla spojitá v co nejvyšším řádu spjitosti, alespoň však během druhé a třetí derivace.

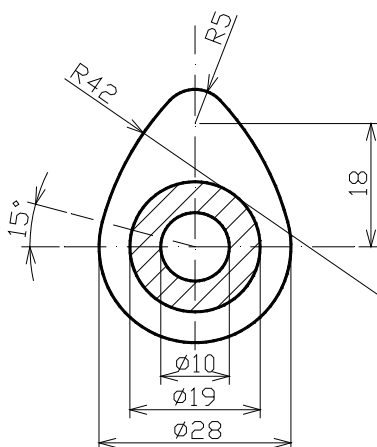
Vzhledem ke složitosti návrhu správného obrysu vačky, který by si zasluhoval hlubší rozbor, jehož rozsah by přesáhl rámec diplomové práce, nebudu se jim již dále zabývat.

Pro svůj zjednodušený návrh volím harmonickou vačku, jejíž obrys je tvořený třemi kruhovými oblouky (obr.4.19).

Vačkový hřídel je výrobně složitou součástí a je nutné počítat s přesností na čtyři desetinná místa  $mm$ . Výrobní odchylka připadající na tři úhlové stupně pootočení vačkového hřídele nesmí přesáhnout  $0,01mm$  a na počátku zdvihu  $0,003mm$ .

Obvykle se vačkové hřídele vyrábí kováním z cementačních ocelí ČSN 12020, ČSN 12050, ČSN 14120, ČSN 14220, ČSN 15240 nebo ČSN 16250. Části hřídele, které podléhají opotřebení, jsou cementovány a kaleny. Je možné použít i nitridační ocel ČSN 15330.

Pro oba páry ventilů uvažuji stejné vačkové hřídele z materiálu ČSN 14220.



Obrázek 4.19 Geometrie obrysu vačky

Jelikož neznám přesné vzdálenosti pro uložení vačkového hřídele do kluzných ložisek, omezím se ve své práci pouze na uvedení geometrie obrysu vačky a průměrů hřídele nezbytných pro mé výpočty.

#### 4.14.1 Pevnostní výpočet vačkového hřídele

Vačkový hřídel je namáhán dle obr.4.20 . Síla  $F_H$  působící na rameni  $\overline{OE}$  , které vyplývá z geometrie vačky, vyvolává ve vačkové hřídeli kroutící moment

$$M_{\max} = (F_H \cdot \overline{OE})_{\max}$$

kde

$$F_H = \frac{F_Z}{\cos \delta_2}$$

kde  $\delta_2$  lze zjistit ze vztahu  $f = \operatorname{tg} \delta_2$

kde  $f = 0,1$  je součinitel tření mezi vačkou a zdvihátkem

pak  $\delta_2 = 6^\circ$

síla  $F_Z$  se vypočítá ze vztahu

$$F_Z = F_{p0} + F_a = F_{p0} + m_{roz} \cdot a_b$$

do kterého dosadíme setrvačnou sílu

$$F_a = m_{roz} \cdot a_b$$

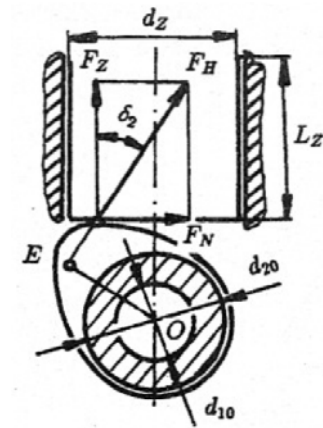
kde  $F_{p0}$  je okamžitá síla pružiny při maximálním ramenu  $\overline{OE}$ .

Pro můj návrh jsem určil okamžitou sílu ventilové pružiny na základě měření síly skutečné pružiny stejných parametrů při odpovídajícím stlačení vyplývajícím z geometrie vačky potom pro  $F_{p0} = 400 \text{ N}$

$$F_Z = F_{p0} + F_a = 400 + 0,096 \cdot 4338 = 816,5 \text{ N}$$

pak

$$F_H = \frac{816,5}{\cos 6^\circ} = 821 \text{ N}$$



Obrázek 4.20

Potom velikost kroutícího momentu pro  $\overline{OE} = 0,015 m$  je

$$M_{\max} = (821 \cdot 0,015) = 12,3 Nm$$

Tento moment vyvolává ve vačkové hřídeli napětí v krutu o velikosti

$$\tau_k = \frac{M_{\max}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_{20}^4 - d_{10}^4}{d_{20}}} = \frac{12,3 \cdot 16}{\pi \cdot \frac{0,019^4 - 0,01^4}{0,019}} = 9,8 MPa$$

kde  $d_{10}$  vnitřní průměr vačkového hřídele

$d_{20}$  vnější průměr vačkového hřídele

Dovolené napětí je 100 až 110 MPa.

Vačkový hřídel se musí vyznačovat velkou tuhostí v krutu a ohybu, aby nebyla za provozu porušena geometrie rozvodu. Průhyb pod vačkou nesmí přesáhnout dovolenou mez, která je nejvýše 0,05 až 0,1 mm.

#### 4.14.2 Měrný Hertzův tlak

Měrný Hertzův tlak mezi vačkou a plochým zdvihátkem se stanoví ze vztahu:

$$p_z = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{F_z \cdot E}{b_v \cdot \rho_1}} \quad (4.34)$$

kde  $b_v$  je šířka vačky

$\rho_1$  poloměr oblouku vačky v bodě styku

pak po dosazení

$$p_z = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{816,5 \cdot 2,2 \cdot 10^{11}}{0,011 \cdot 0,042}} = 261 MPa$$

Měrný Hertzův tlak nemá překročit 600 až 1200 MPa .

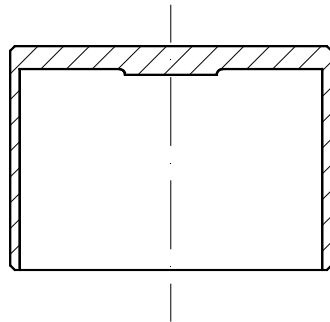
## 4.15 Návrh plochého zdvihátka

Úkolem zdvihátka je zachytávat radiální síly vznikající pohybem vačky po kluzné ploše zdvihátka. Síla přenášená z vačky prostřednictvím zdvihátka na ventil, pak působí pouze v jeho ose.

Hrníčková zdvihátka mají hlavní výhodu ve větším průměru tělesa a z toho plynoucí větší styčné ploše a menších měrných tlacích mezi zdvihátkem a vedením. Přitom mají poměrně malou hmotnost, velkou tuhost a jsou výrobně jednoduchá.

Zdvihátko se zhotovuje z litiny nebo cementační oceli ve stejném složení jako vačkový hřídel. Pro můj návrh je materiál zdvihátka ČSN 14220.

Rozměry zdvihátka volím na základě poznatků z praxe.



Obrázek 4.21 Zdvihátko

## 5 Konstrukční návrh a vypracování výkresové dokumentace

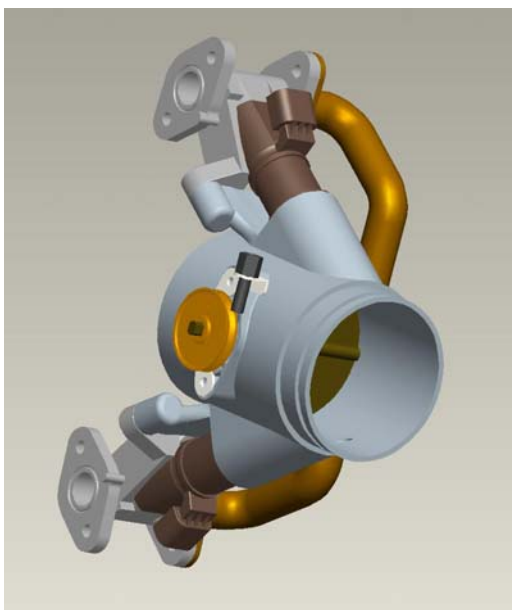
Pracovní plocha válce bude vyrobena speciální technologií NIKASIL.

Předpokládá se, že motor bude vybaven bezkontaktním kondenzátorovým zapalováním s variabilní regulací předstihu. Příprava směsi bude prováděna nízkotlakým nepřímým vstřikováním (obr.5.1), které bylo vyvinuto naší fakultou na katedře – KEEZ.

Výrobní dokumentace pro výrobu válce, hlavy válce a bloku motoru je poměrně složitou záležitostí vyžadující podrobné rozkreslení jednotlivých částí v řezech, což by svým rozsahem přesáhlo rámec diplomové práce. Možné řešení motoru je na obrázku 5.2.

Z těchto důvodů jsem se omezil pouze na výkresy klikového hřídele, ojnice, pístního a ojnicního čepu, pístu, sedel ventilů, ventilů, vodítek ventilů, zdvihátek ventilů a obrys vačky viz. text.

Výkresy viz. přílohy



Obrázek 5.1 Vstřikovací jednotka



Obrázek 5.2 Motor od firmy ASM Jawa

## 6 Závěr

Cílem mé práce bylo navrhnout čtyřdobý motor pro Supermono 600 ccm a vytvořit tak zjednodušený návod na stavbu čtyřdobého motoru, který by měl sloužit především začínajícím konstruktérům čtyřdobých spalovacích motorů a pro jejich představu o složitosti věci.

Je však nutno podotknout, že návrh skutečného sportovního čtyřdobého motoru, který by byl konkurence schopný je mnohonásobně složitější záležitostí vyžadující značnou míru teoretických a v neposlední řadě praktických zkušeností. Proto si na tomto místě neodpustím podotknout, že nejlepší konstruktéřskou školou je praxe.

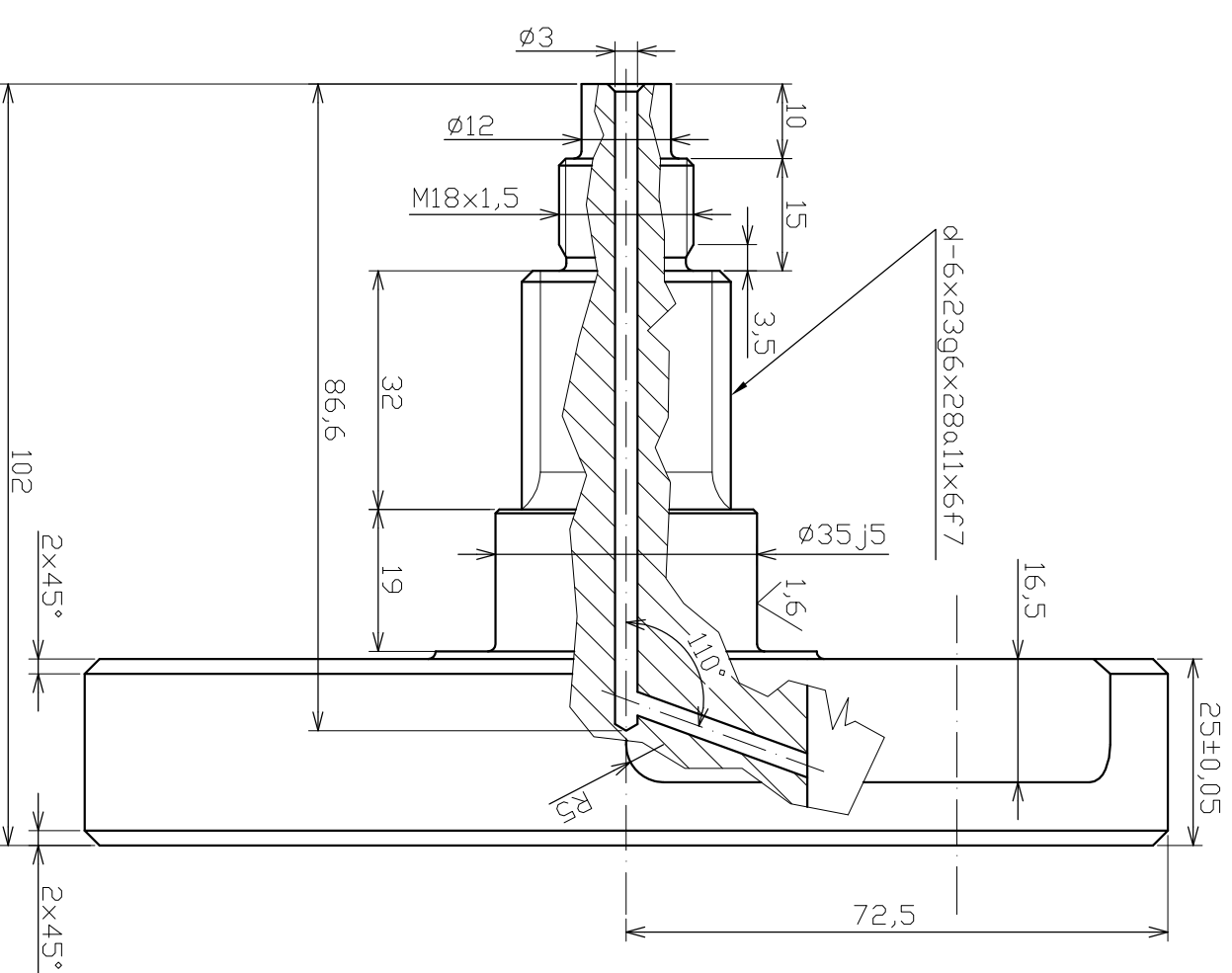
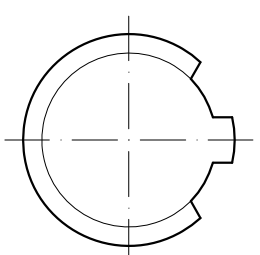
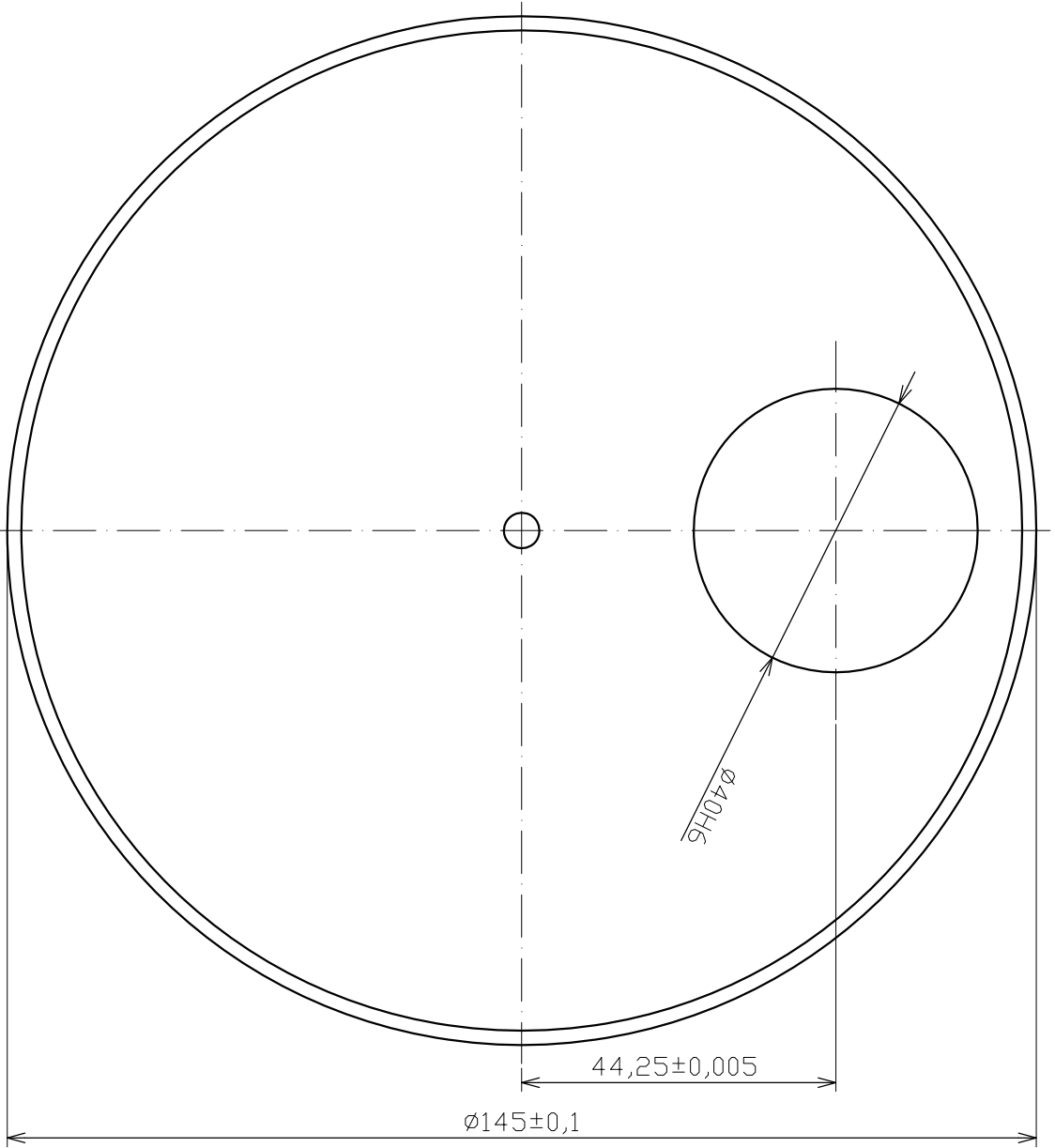


## 7 Seznam použité literatury

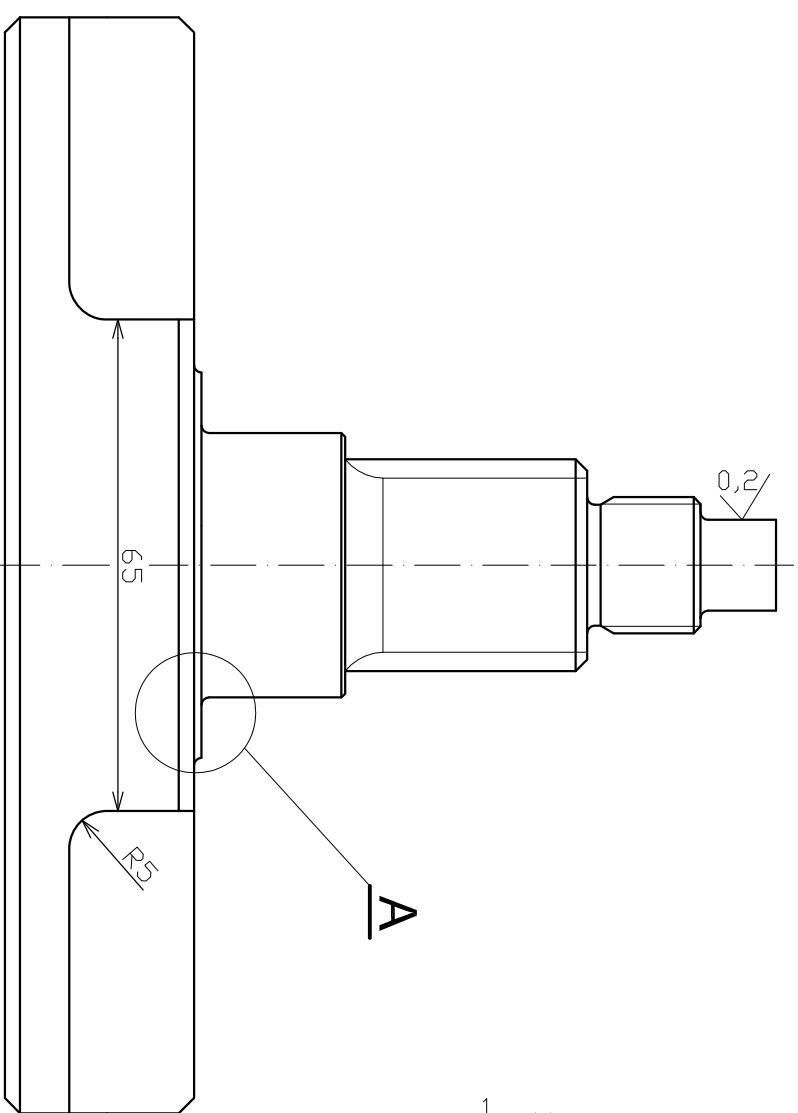
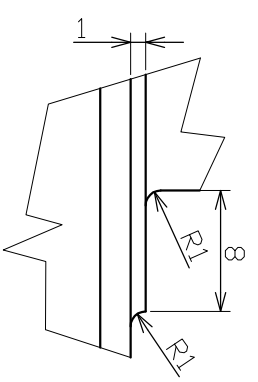
- [1] Kožoušek J.: *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. Praha: SNLT, 1983. 488 s. ISBN 04-222-83.
- [2] Kovařík L., Ferencey V.: *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Praha: Naše vojsko, 1992. 492 s. ISBN 80-206-0131-7.
- [3] Husák P.: *Sportovní motocykly*. Praha: Naše vojsko, 1972. ISBN 28-044-72.
- [4] Vlk F.: *Teorie a konstrukce motocyklů I*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2004. 355 s. ISBN 80-239-1601-7.
- [5] Nepomuck B.L., Janneck U.: *Technická rukověť motocyklisty*. České Budějovice: KOPP, 1999. 480 s. ISBN 80-7232-059-9.
- [6] Tesař M., Šefčík I.: *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-550-1.
- [7] Cihlář P., Rollinger M., Machát L.: *Motocykly*. Blansko: Novatisk, a.s., 2008. 283 s. ISBN 978-80-254-2726-2.
- [8] Fiala J., Bebr A., Matoška Z.: *Strojnické tabulky I*. 2. vyd. Praha: SNTL, 1990. 880 s. ISBN 80-03-00457-8.
- [9] *Zkratky systémů motocyklů* [online]. Dostupné na WWW: <<http://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/zkratky-systemu-motocyklu-4376.html>>.
- [10] *Výkon a kroutící moment* [online]. Dostupné na WWW: <<http://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/technika-motocyklu-13.-cast-vykon-a-kroucici-moment-3636.html>>.

## 8 Seznam příloh

- Příloha 1 Výkres: Pravý díl klikové hřídele
- Příloha 2 Výkres: Levý díl klikové hřídele
- Příloha 3 Výkres: Ojnice
- Příloha 4 Výkres: Píst
- Příloha 5 Výkres: Pístní a ojniční čep
- Příloha 6 Výkres: Sestava 1
- Příloha 7 Výkres: Sedla ventilů
- Příloha 8 Výkres: Sací a výfukový ventil
- Příloha 9 Výkres: Zdvihátko ventilu
- Příloha 10 Výkres: Vodítka ventilů
- Příloha 11 Výkres: Sestava 2

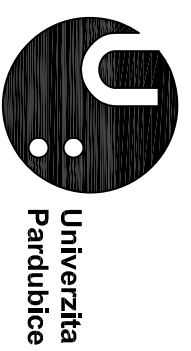


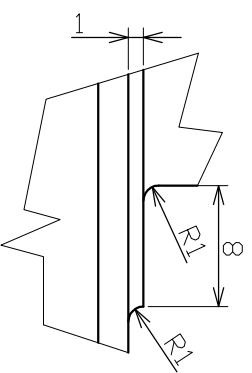
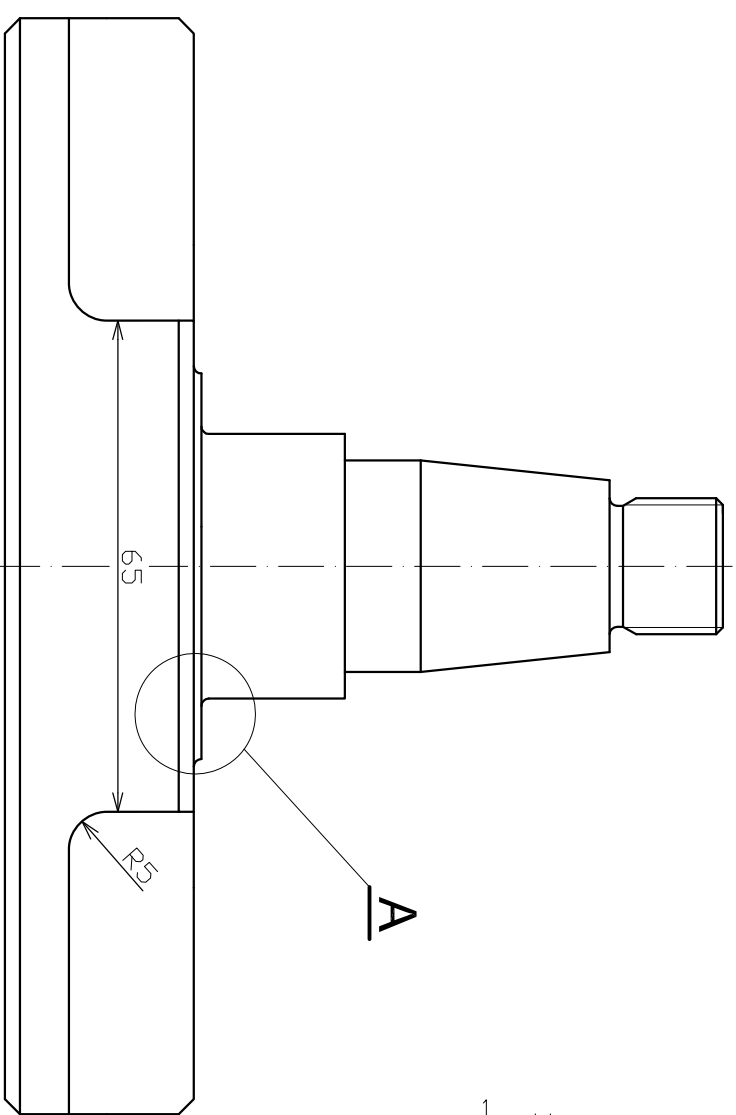
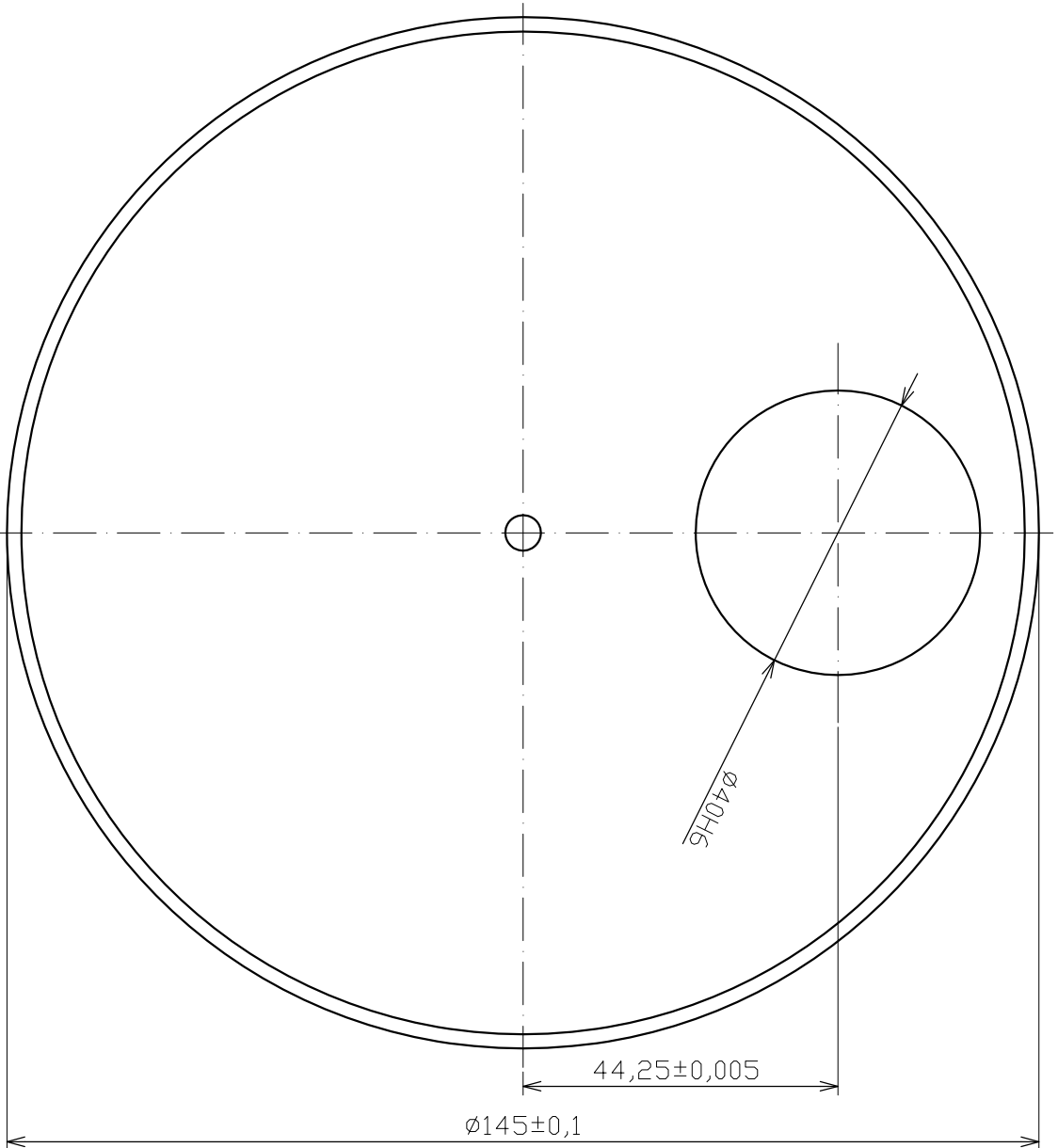
**A**  
**M2:1**



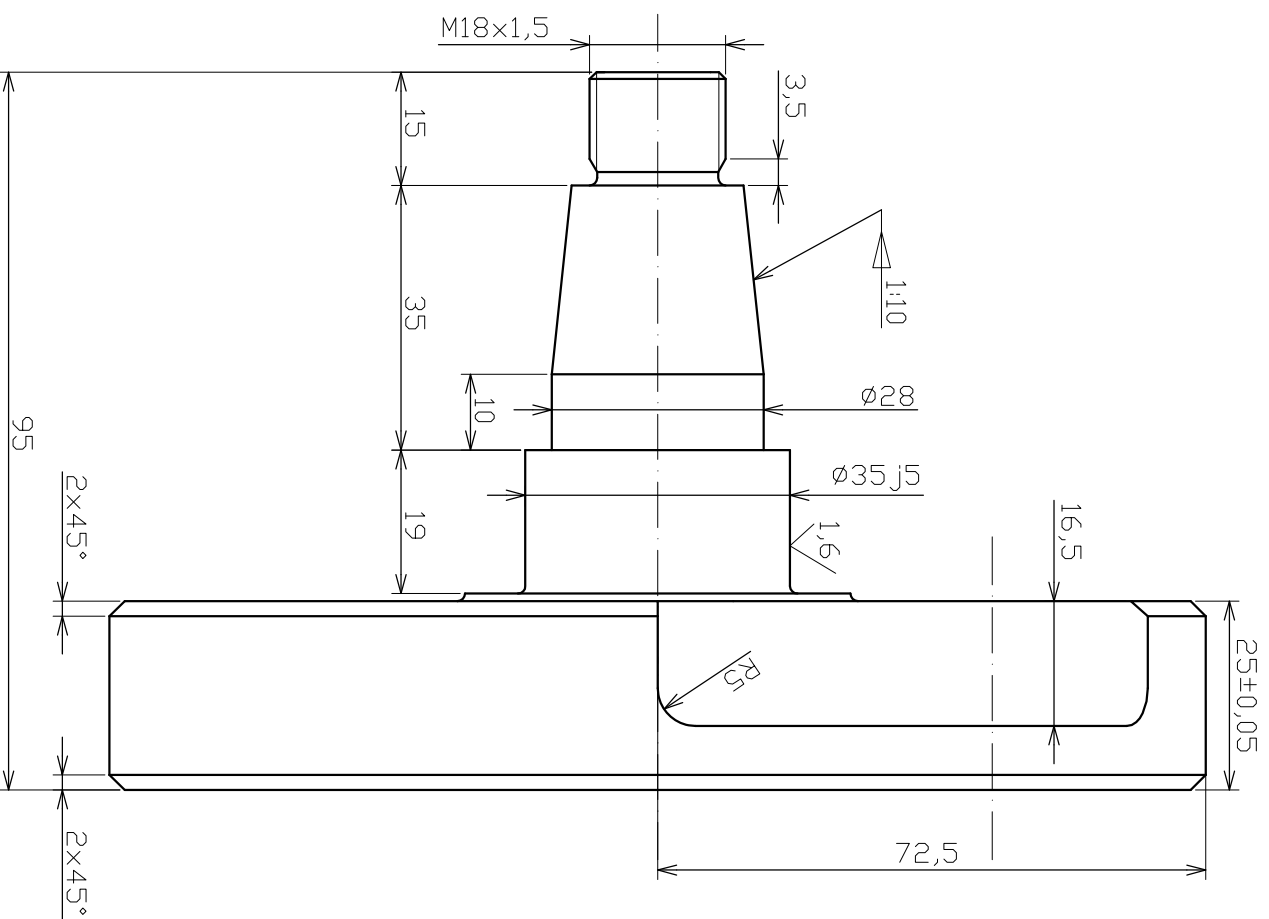
cementovat h 0,7±0,9mm, kalit 60±2HRC,  
závit M18x1,5 a  $\varnothing 145 \pm 0,1$  chránit před cementací

MATERIÁL:	16 420.4	INDEX		ZMĚNA		DATUM		PODPIS	
POLOTOVAR:									
TOLEROVÁNÍ:									
PŘESNOST:	ISO 2768 - fH								
NAVRHL:	KLÍMA OTO	HMOTNOST:	kg	PROMÍTÁNÍ:		MĚŘÍTKO:			
SCHVÁLIL:		SESTAVA:		KUSOVNÍK:					1:1
DATUM:		NÁZEV:	PRAVÝ DÍL KLIKOVÉ HŘÍDELE						
		ČÍSLO VÝKRESU:	1						





**A**  
**M2:1**



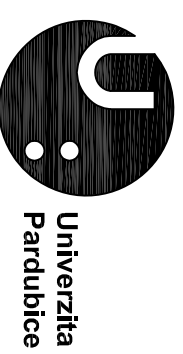
Cementovat h 0,7±0,9mm, kalit 60±2HRC,  
závit M18x1,5 a  $\varnothing 145 \pm 0,1$  chránit před cementací

MATERIÁL:	16 420.4	INDEX	
POLOTOVAR:		ZMĚNA	
TOLEROVÁNÍ:		DATUM	
PŘESNOST:	ISO 2768 - fH	PODPIS	
NAVRHL:	KLÍMA OTO	HMOTNOST:	kg
SCHVÁLIL:		SESTAVA:	
DATUM:		KUSOVNÍK:	
		NÁZEV:	
		PROMÍTÁNÍ:	
		MĚŘÍTKO:	1:1

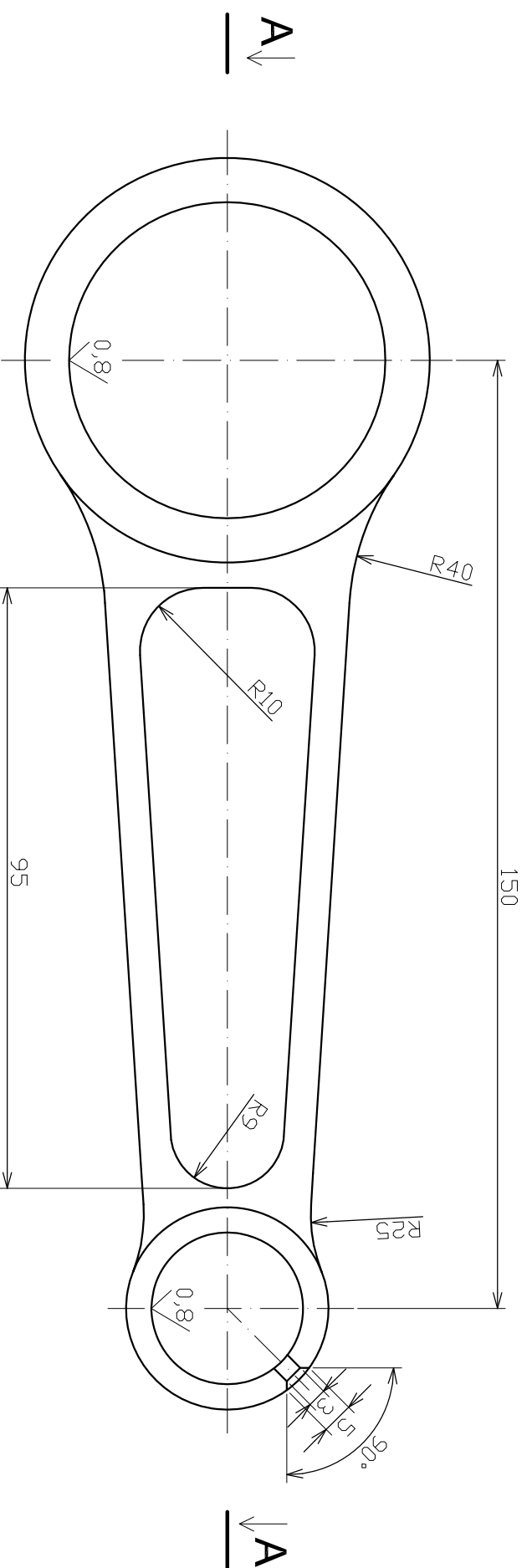
**LEVÝ DÍL KLIKOVÉ HŘÍDELE**

ČÍSLO VÝKRESU:

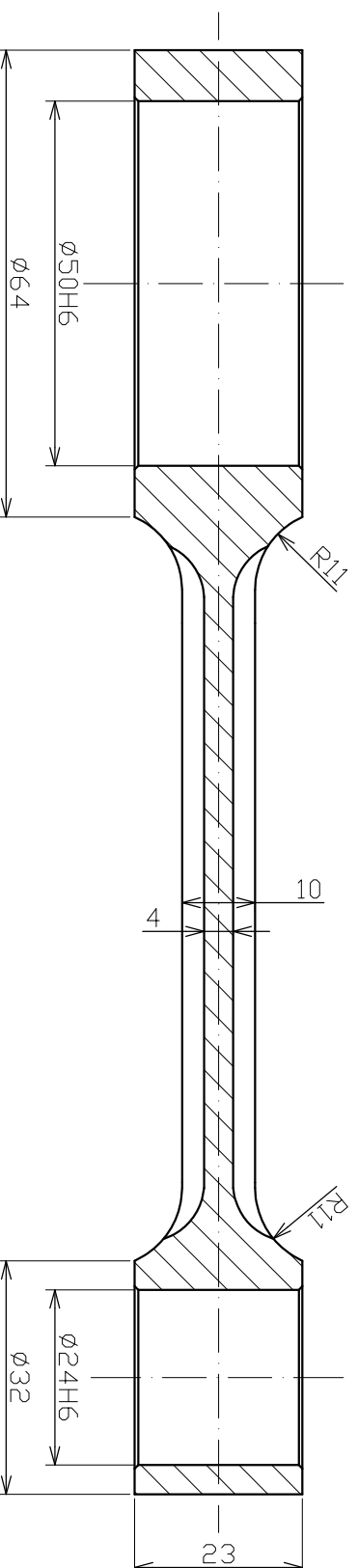
**2**



Univerzita  
Pardubice



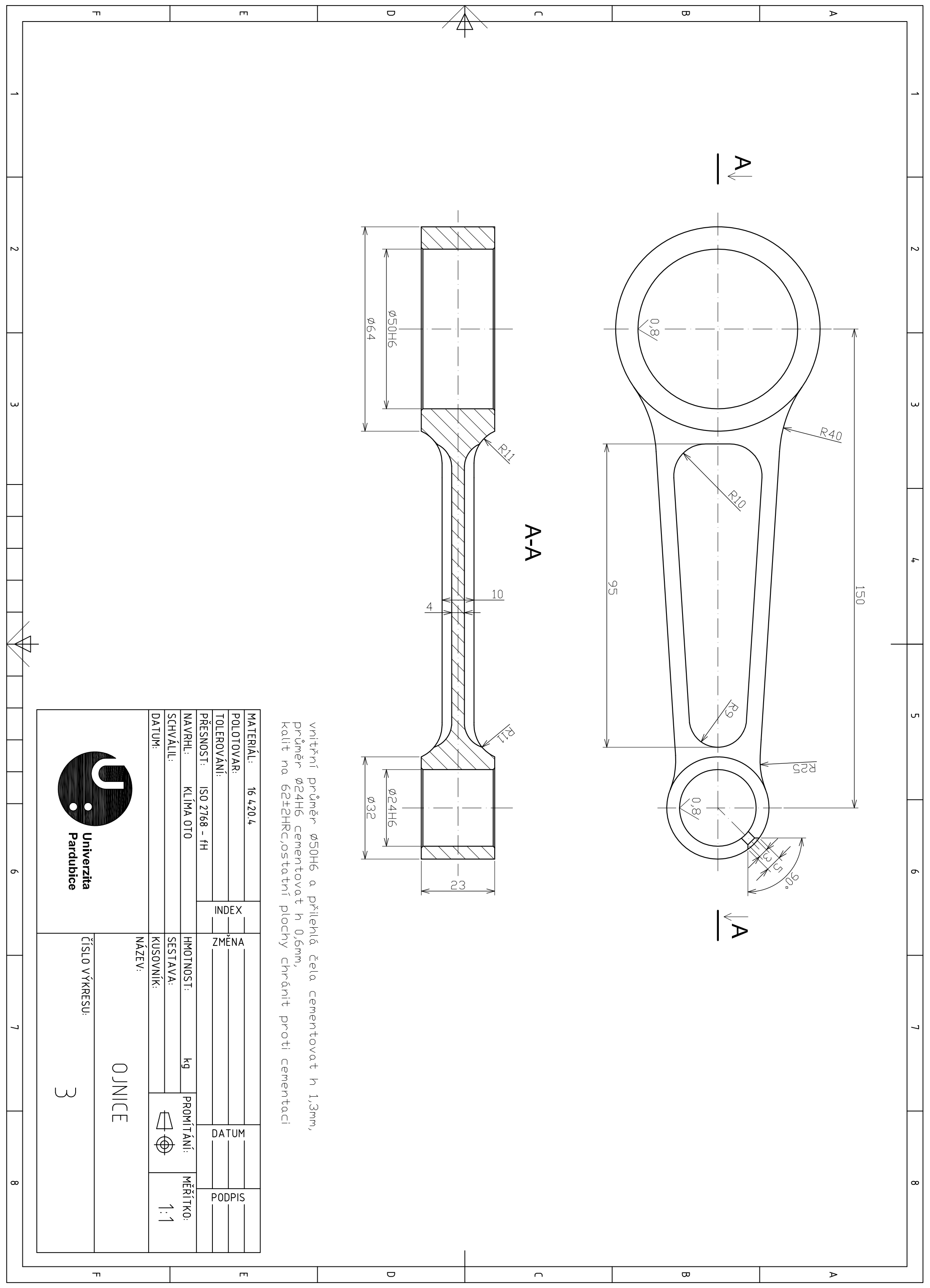
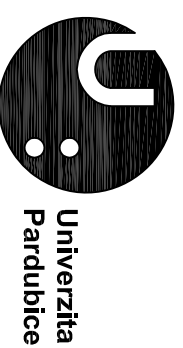
A-A

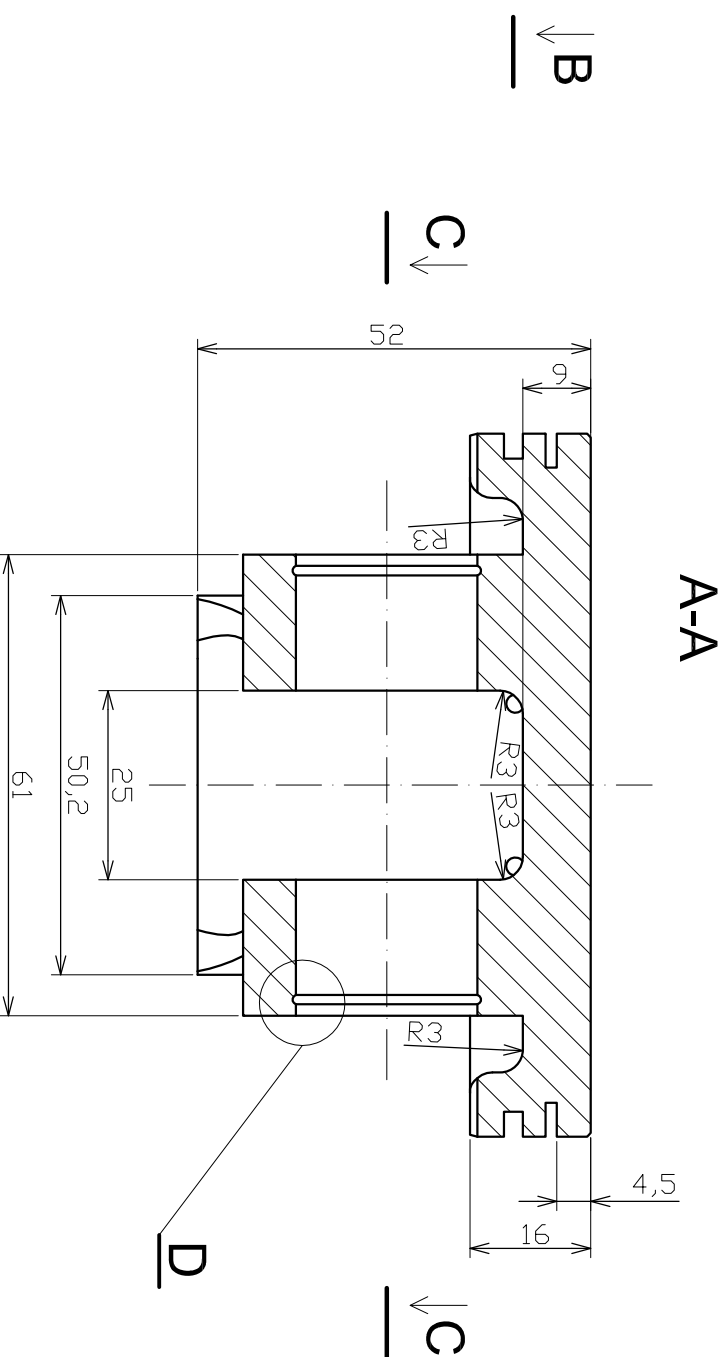
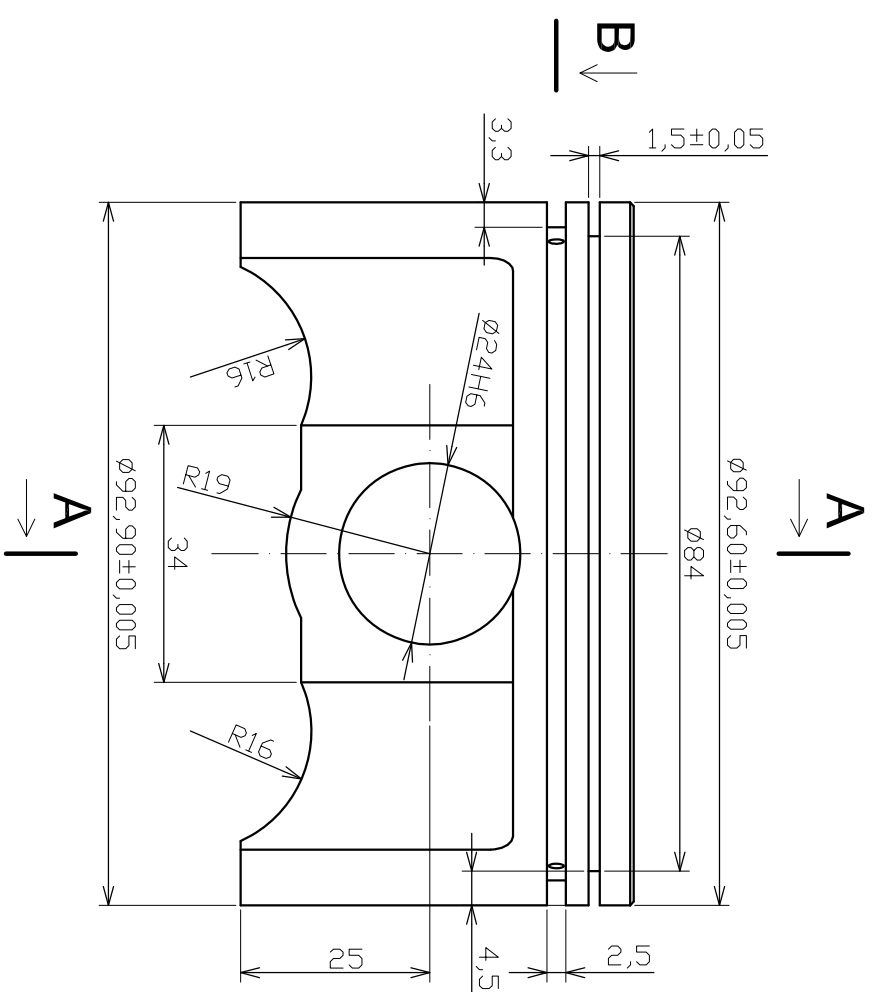


vnitřní průměr  $\varnothing 50H6$  a přilehlá čela cementovat h 1,3mm,  
 průměr  $\varnothing 24H6$  cementovat h 0,6mm,  
 kalit na  $62\pm 2HRC$ , ostatní plochy chránit proti cementaci

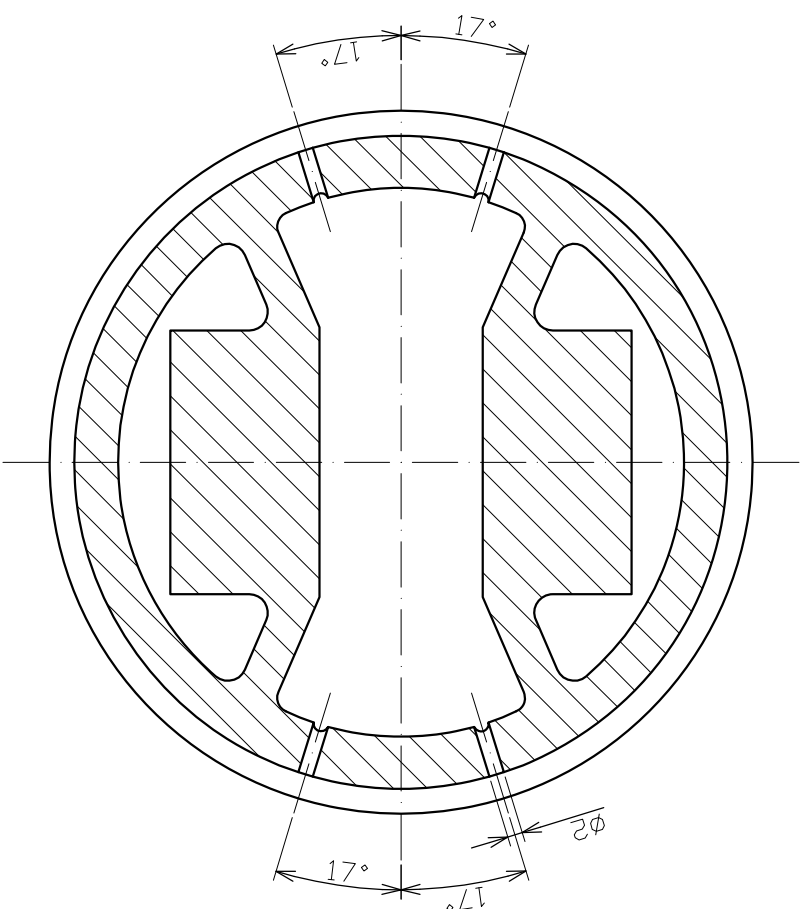
MATERIÁL:	16 420.4	INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
POLOTOVAR:					
TOLEROVÁNÍ:					
PŘESNOST:	ISO 2768 - fH				
NAVRHL:	KLÍMA OTO	HMOTNOST:	kg	PROMÍTÁNÍ:	MĚŘÍTKO:
SCHVÁLIL:		SESTAVA:			1:1
DATUM:		KUSOVNÍK:			
		NÁZEV:	OJNICE		

ČÍSLO VÝKRESU:	3
----------------	---

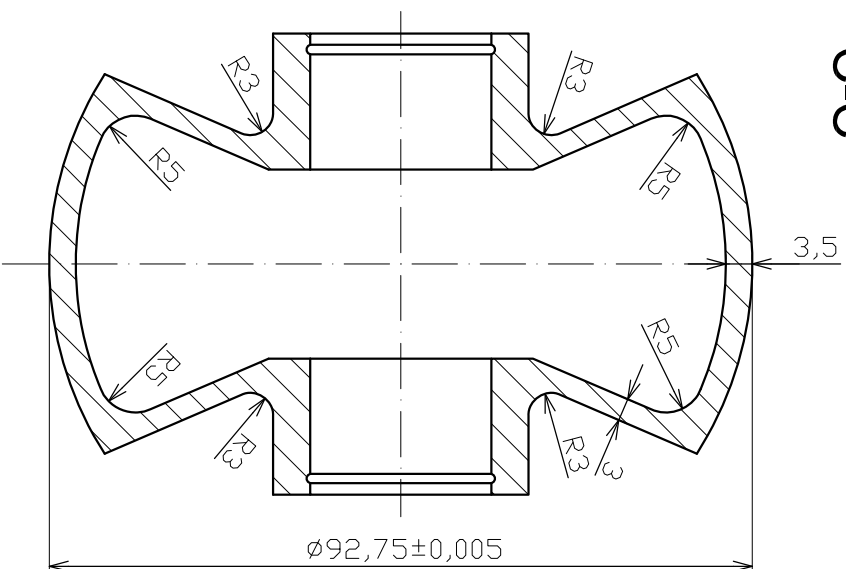




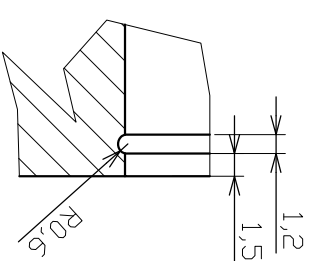
B-B



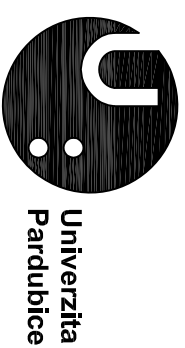
C-C



D  
M2:1



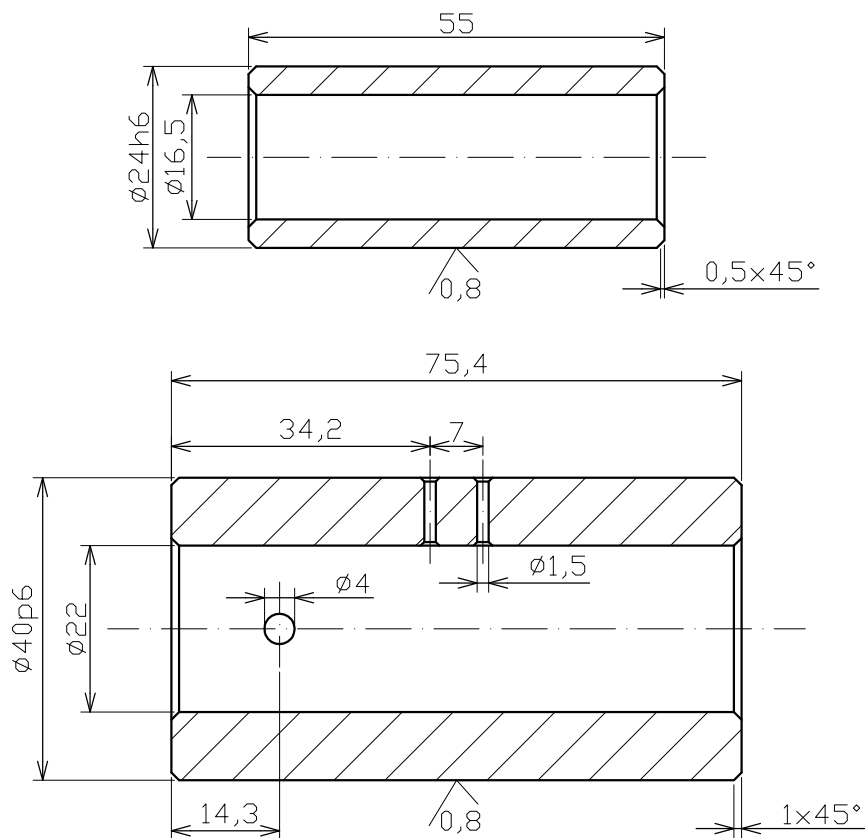
MATERIÁL:	AISI	INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
POLOTOVAR:					
TOLEROVANÍ:					
PŘESNOST:	ISO 2768 - fH				
NAVRHL:	KLÍMA OTO	HMOTNOST:	kg	PROMÍTÁNÍ:	MĚŘÍTKO:
SCHVÁLIL:		SESTAVA:			1:1
DATUM:		KUSOVNÍK:			
		NÁZEV:	PÍST		



Univerzita  
Pardubice

ČÍSLO VÝKRESU:

4



cementovat  $\varnothing 40_{p6}$   $h=1,2\text{mm}$ ,  $\varnothing 24_{h6}$   $h=0,6$ , kalit HRc  $60 \pm 1$ ,  
vnitřní otvory chránit před cementací

MATERIÁL: 16420	INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
POLOTOVAR:				
TOLEROVÁNÍ:				
PŘESNOST:				
NAVRHL: Klíma Oto		HMOTNOST: kg	PROMÍTÁNÍ:	MĚŘÍTKO:
SCHVÁLIL:		SESTAVA:		1:1
DATUM:		KUSOVNÍK:		
 <b>Univerzita Pardubice</b>	NÁZEV: PÍSTNÍ A OJNÍČNÍ ČEP			
	ČÍSLO VÝKRESU: 5			





1 2 3 4

A

A

B

B

C

C

D

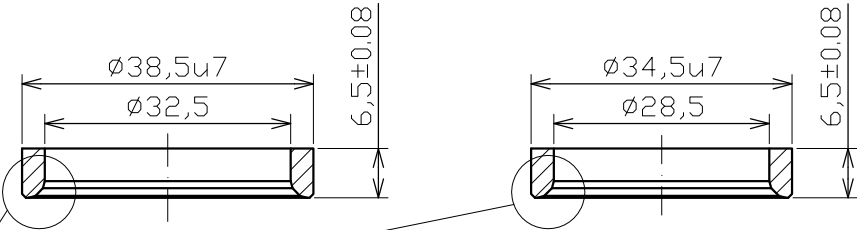
D

E

E

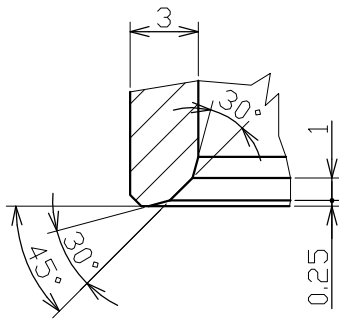
F

F



A

A  
M3:1



MATERIÁL: 423147	INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
POLOTOVAR:				
TOLEROVÁNÍ:				
PŘESNOST:				
NAVRHL: Klíma Oto	HMOTNOST: kg	PROMÍTÁNÍ:	MĚŘÍTKO:	
SCHVÁLIL:	SESTAVA:		1:1	
DATUM:	KUSOVNÍK:			
 Univerzita Pardubice	NÁZEV: SEDLA VENTILŮ			
	ČÍSLO VÝKRESU: 7			

1

4

1

2

3

4

A

A

A

B

B

C

C

D

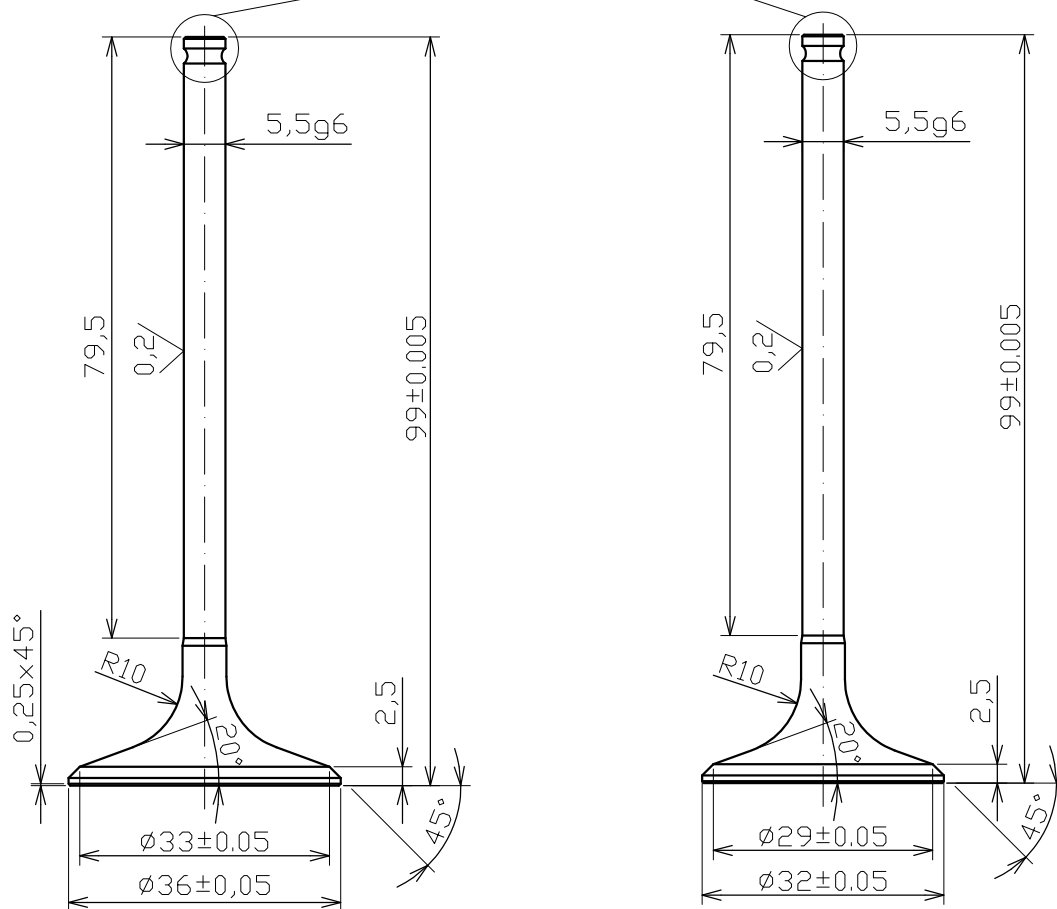
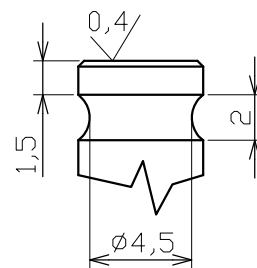
D

E

E

F

F

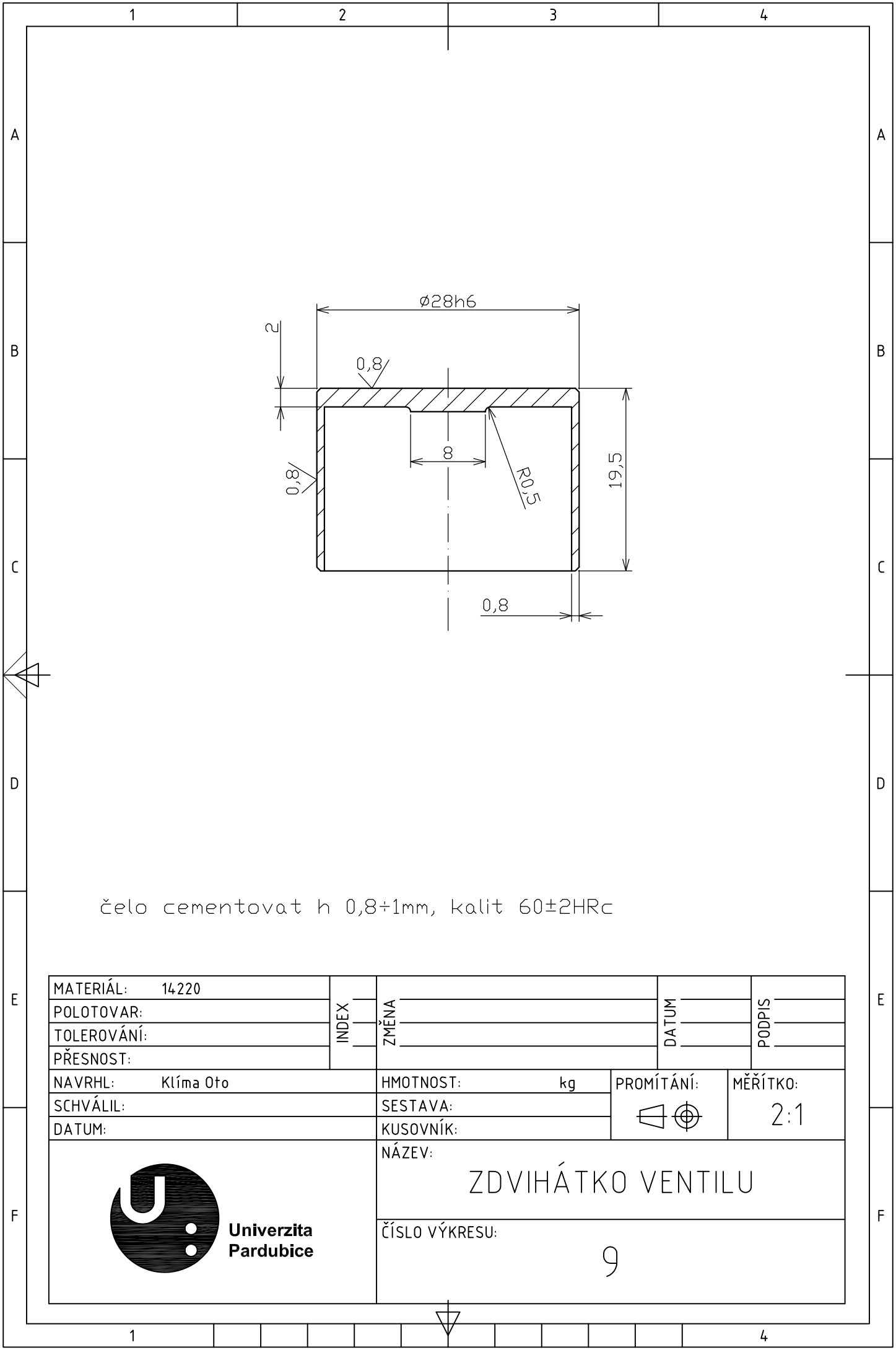
A  
M3:1

čelo dříku cementovat h 0,8, kalit na 62±2HRC,  
ostatní plochy chránit proti cementaci

MATERIÁL: 17322	INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
POLOTOVAR:				
TOLEROVÁNÍ:				
PŘESNOST:				
NAVRHL: Klíma Oto		HMOTNOST: kg	PROMÍTÁNÍ:	MĚŘÍTKO:
SCHVÁLIL:		SESTAVA:		1:1
DATUM:		KUSOVNÍK:		
		NÁZEV:	SACÍ A VÝFUKOVÝ VENTIL	
		ČÍSLO VÝKRESU:	8	

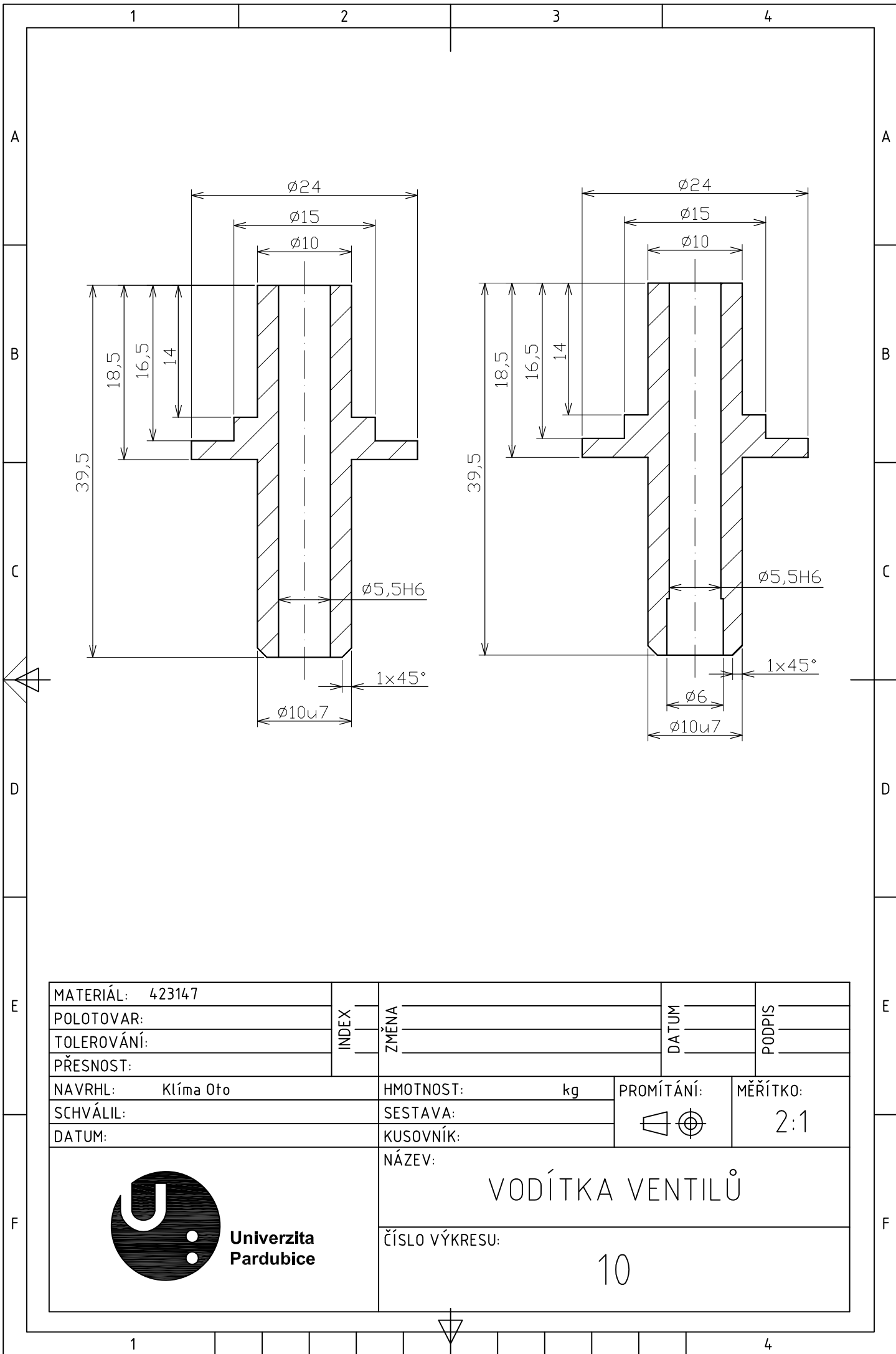
1

4



čelo cementovat h 0,8+1mm, kalit 60±2HRc

MATERIÁL: 14220	INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
POLOTOVAR:				
TOLEROVÁNÍ:				
PŘESNOST:				
NAVRHL: Klíma Oto	HMOTNOST: kg		PROMÍTÁNÍ:	MĚŘÍTKO:
SCHVÁLIL:	SESTAVA:			2:1
DATUM:	KUSOVNÍK:			
 <b>Univerzita Pardubice</b>	NÁZEV: ZDVIHÁTKO VENTILU			
	ČÍSLO VÝKRESU: 9			



MATERIÁL: 423147	INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
POLOTOVAR:				
TOLEROVÁNÍ:				
PŘESNOST:				
NAVRHL: Klíma Oto	HMOTNOST: kg	PROMÍTÁNÍ:	MĚŘÍTKO:	
SCHVÁLIL:	SESTAVA:		2:1	
DATUM:	KUSOVNÍK:			
 <b>Univerzita Pardubice</b>	NÁZEV:			
	VODÍTKA VENTILŮ			
ČÍSLO VÝKRESU:			10	

