

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Vyvažování motorů s nízkým počtem válců

Autor: **Pavel VRÁTNÍK**

Vedoucí práce: **Ing. Roman ČERMÁK, Ph. D.**

Akademický rok 2016/2017

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Bc. Pavel VRÁTNÍK
Osobní číslo: S15N0004P
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Dopravní a manipulační technika
Název tématu: Vyvažování motorů s nízkým počtem válců
Zadávací katedra: Katedra konstruování strojů

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

Základní požadavky:

Proveďte rešerši v oblasti vyvažovacích mechanismů spalovacích motorů s nízkým počtem válců, se zaměřením především na motocyklové motory. Porovnejte výhody a nevýhody jednotlivých koncepcí. Vytvořte simulační model vyvažovacího mechanismu a vhodným způsobem ho verifikujte (porovnáním s komerčními SW balíky, experiment, apod.). Proveďte analýzu vybraného motoru a optimalizujte vyvažovací mechanismus s ohledem na použití motocyklu a další požadavky.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše.
2. Vytvoření simulačního modelu klikového mechanismu a vyvažovacího hřídele.
3. Ověření modelu zpětnou analýzou existujícího motoru.
4. Návrh variant vyvážení setrvačných účinků.

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HEISLER, H. *Advanced engine technology*. BUTTERWORTH-HEINEMANN, 2001

VLK, F. *Teorie a konstrukce motocyklů 1*. Brno: NAKLADATELSTVÍ VLK, 2004

VLK, F. *Teorie a konstrukce motocyklů 2*. Brno: NAKLADATELSTVÍ VLK, 2004

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Roman Čermák, Ph.D.**

Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Ing. Pavel Florian**

Katedra konstruování strojů

Datum zadání diplomové práce: **19. září 2016**

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



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 19. září 2016

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou/diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Vrátník	Jméno Pavel		
STUDIJNÍ OBOR	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Čermák, Ph. D.	Jméno Roman		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Vyvažování motorů s nízkým počtem válců			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	100	TEXTOVÁ ČÁST	80	GRAFICKÁ ČÁST	20
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Tato práce pojednává o vyvažování motorů, se zaměřením na motocyklové motory. Práce se skládá ze shrnutí teoretických poznatků o dané problematice, popisu matematického modelu, popisu tvorby skriptů používajících matematický model a ukázky praktického použití těchto skriptů pro návrh vyvažovacího hřídele jednoválcového motoru.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">vyvažování motorů, Matlab, vyvažovací hřídel, Ansys</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Vrátník	Name Pavel	
FIELD OF STUDY	2301T001 “Transport and handling machinery“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Čermák, Ph. D.	Name Roman	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Balancing of engines with low number of cylinders		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2017
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	100	TEXT PART	80	GRAPHICAL PART	20
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This thesis is aimed at balancing of engines, especially at motorcycle engines. The thesis consists of summary of theoretical knowledges, description of mathematical model, description of scripts based on this model and a case study, where scripts are used during design of balancing shaft.
KEY WORDS	engine balancing, Matlab, balancing shaft, Ansys

Obsah:

Seznam použitých zkratk a veličin.....	5
1. Úvod.....	6
2. Poznátky o vyvažování motorů.....	7
2.1. Statické vyvážení setrvačných sil rotujících částí.....	8
2.2. Vyvážení setrvačné síly posuvných částí u jednoválcového motoru.....	8
2.3. Vyvážení setrvačné síly posuvné I. řádu i setrvačné síly rotačních částí.....	10
3. Konstrukční řešení vyvažování motorů.....	13
3.1. Vyvažovací hřídele.....	13
3.2. Vyvažovací disk.....	14
3.3. Vyvažovací páka.....	15
4. Princip vyvažování dle typu motoru.....	16
4.1. Jednoválec.....	16
4.3. Víceválcové motory.....	17
4.3.1. Dvouválec do V.....	17
4.3.2. Řadový dvouválec.....	18
4.3.3. Boxer.....	19
4.3.4. Tříválcové řadové motory.....	20
4.3.5. Čtyřválcové motory.....	20
5. Matematický model jednoválcového motoru.....	22
5.1. Určení pohybové rovnice hmotného bodu m_{pos}	23
5.2. Verifikace matematického modelu.....	24
5.3. Rozšíření matematického modelu o vyvažovací hřídel.....	27
5.4. Skript pro optimalizaci parametrů.....	30
6. Multibody simulace klikového mechanismu a vyvažovacího hřídele.....	34
6.1. Porovnání matematického modelu a multibody modelu.....	35
7. Matematický model dvouválcového motoru.....	39
7.1. Ověření chování matematického modelu dvouválce.....	40
7.1.1. Řadový dvouválec $180^\circ I_2$	41
7.1.2. Boxer $180^\circ V_2$	41
7.1.3. Dvouválec $90^\circ V_2$	42
8. Případová studie - jednoválcový motor VM 450.....	43
8.1. Analýza stávajícího řešení vyvážení motoru VM 450.....	44
8.1.1. Návrh alternativních vyvažovacích poměrů.....	46
8.1.2. Návrh a testování nového vyvažovacího hřídele.....	50
8.2. Návrh nového rozvržení vnitřních komponent motoru.....	50
8.2.1. Klikový hřídel C.....	51
8.2.2. Vyvažovací hřídel.....	52
8.3. Únavová analýza.....	57
8.4. Campbellův diagram.....	62
9. Závěr.....	64
Zdroje.....	65
PŘÍLOHA č. 1.....	66

Pevnostní a tuhostní porovnání hřídelů.....	66
PŘÍLOHA č. 2.....	72
Výstupy výpočtů dvouválcových konfigurací s konečnou délkou ojnice.....	72
PŘÍLOHA č. 3.....	75
Skica úpravy vyvažovacího hřídele na variantu A4.....	75
PŘÍLOHA č. 4.....	77
Odhad úhlového zrychlení klikového mechanismu.....	77
PŘÍLOHA č. 5.....	79
Tvorba datového souboru pro únavovou analýzu.....	79

Seznam obrázků

Obr. 1- redukce hmotnosti pístní skupiny [10].....	7
Obr. 2 - vyvážení rotujících hmot [10].....	8
Obr. 3 - vyvážení setrvačných sil 1. řádu [10].....	9
Obr. 4 - schéma zobrazující působení sil u jednoválce [10].....	9
Obr. 5 - schéma matematického modelu.....	10
Obr. 6 - schéma matematického modelu s vyvažovacím hřídelem.....	11
Obr. 7 - schéma působení sil u jednoválce s vyvažovacím hřídelem.....	11
Obr. 8 - vyvážení jedním/dvěma vyvažovacími hřídeli[8].....	13
Obr. 9 - vyvažovací hřídel jednoválcového motoru.....	13
Obr. 10 - vyvažovací hřídel čtyřválcového motoru [13].....	14
Obr. 11 - vyvažovací disk – označen červeně [8].....	14
Obr. 12 - schéma vyvážení motoru motocyklu Norton Commando Triple 1978 [7].....	15
Obr. 13 - schéma vyvážení motoru motocyklu Ducati Supermono [8].....	15
Obr. 14 - schéma vyvážení motoru BMW F800 [9].....	16
Obr. 15 - schéma dvouválce V2 90° [8].....	17
Obr. 16 - schéma dvouválce I2 360° a 180° [8].....	19
Obr. 17 - schéma dvouválce V2 180° [8].....	19
Obr. 18 - levá: schéma I3 120°; pravá I3 180° [8].....	20
Obr. 19 - schéma čtyřválcového motoru [8].....	21
Obr. 20 - schéma pro odvození matematického modelu.....	22
Obr. 21 - schéma pro odvození matematického modelu.....	23
Obr. 22 - vývojový diagram.....	24
Obr. 23 - průběh dynamických sil klikového mechanismu.....	25
Obr. 24 - průběh dynamických sil klikového mechanismu.....	26
Obr. 25 - Průběh dynamických sil klikového mechanismu.....	26
Obr. 26 - průběh dynamických sil klikového mechanismu.....	27
Obr. 27 - schéma pro odvození matematického modelu.....	27
Obr. 28 - dynamické síly působící v matematickém modelu s vyvažovací hřídelí.....	28
Obr. 29 - průběh dynamických sil klikového mechanismu s vyvažovacím hřídelem.....	29
Obr. 30 - Vývojový diagram.....	31
Obr. 31 - průběh sil v závislosti na X2.....	32
Obr. 32 - vizualizace geometrie multibody modelu.....	34
Obr. 33 - porovnání průběhů složek síly $F_{vh}(\alpha)$	35
Obr. 34 - průběh odchytky matematického modelu od multibody simulace.....	35
Obr. 35 - porovnání průběhů složek síly $F_{vh}(\alpha)$	36
Obr. 36 - průběh odchytky matematického modelu od multibody simulace.....	36
Obr. 37 - porovnání průběhů složek síly $F_{vk}(\alpha)$	37
Obr. 38 - průběh odchytky matematického modelu od multibody simulace.....	37
Obr. 39 - porovnání průběhů složek síly $F_{vk}(\alpha)$	38
Obr. 40 - řadový dvouválec - nekonečná ojnice.....	41
Obr. 41 - boxer - nekonečná ojnice.....	42
Obr. 42 - 90 V2 - nekonečná ojnice.....	42

Obr. 43 - stávající vyvažovací hřídel - obrobený z jednoho kusu kulatiny.....	43
Obr. 44 - klikový mechanismus VM 450.....	43
Obr. 45 - uložení vodní pumpy - modrá plocha.....	43
Obr. 46 - geometrie původního klikového hřídele.....	44
Obr. 47 - model původního vyvažovacího hřídele.....	45
Obr. 48 - průběh setrvačné síly na klikovém mechanismu Fvk.....	45
Obr. 49 - součet síly Fvk a Fc.....	46
Obr. 50 - řez rovinou procházející osou vyvažovacího hřídele.....	47
Obr. 51 - geometrie klikového hřídele B.....	47
Obr. 52 - výstup skriptu pro optimalizaci parametrů.....	48
Obr. 53 - součet síly Fk a Fc ($X_2=31\%$).....	49
Obr. 54 - průběh sil v závislosti na X_2 pro $X=75\%$	49
Obr. 55 - návrh nové polohy vyvažovacího hřídele.....	50
Obr. 56 - princip přenosu M_k z vyvažovacího hřídele na hřídel vodní pumpy.....	51
Obr. 57 - skica uložení hřídele vodní pumpy.....	51
Obr. 58 - výstup skriptu pro optimalizaci parametrů.....	52
Obr. 59 - vizualizace navržené geometrie.....	53
Obr. 60 - výstup kontroly soukolí podle Merrita – Inventor 2016.....	54
Obr. 61 - model analytického řešení pevnosti a tuhosti vyvažovacího hřídele.....	55
Obr. 62 - analytické řešení - redukované napětí dle HMM.....	56
Obr. 63 - analytické řešení - deformace.....	56
Obr. 64 - Výpočtový model - Ansys.....	57
Obr. 65 - průběh změny zatížení.....	58
Obr. 66 - bezpečnost vůči požadované životnosti.....	60
Obr. 67 - bezpečnost vůči požadované životnosti.....	60
Obr. 68 - matice četnosti vyhodnocovaných napětí.....	61
Obr. 69 - matice poškození.....	61
Obr. 70 - model hřídele.....	62
Obr. 71 - zatížení.....	62
Obr. 72 - Campbellův diagram.....	63
Obr. 73 - tabulka prvních 12 vlastních tlumených frekvencí.....	63
Obr. 74 - setrvačná síla klikového mechanismu Fvk.....	67
Obr. 75 - průběh složek F vyvažovací hřídele A.1.....	67
Obr. 76 - uložení klikového hřídele.....	68
Obr. 77 - FEM model.....	68
Obr. 78 - deformace.....	69
Obr. 79 - napětí na ojnicím čepu.....	69
Obr. 80 - napětí ve vrubu.....	69
Obr. 81 - vyvažovací hřídel A.1. - deformace.....	70
Obr. 82 - vyvažovací hřídel A.1. - redukované napětí.....	70
Obr. 83 - deformace - varianta B.....	71
Obr. 84 - napětí - vrub varianta B.....	71
Obr. 85 - boxer - konečná ojnice.....	73
Obr. 86 - 90 V2 - konečná ojnice.....	73
Obr. 87 - řadový dvouválec - konečná ojnice.....	74

Seznam použitých zkratk a veličin

m_{ROT}	... hmotnost rotujících částí klikového mechanismus
R	... polovina zdvihu
ω	... úhlová rychlost
F_{sr}	... setrvačná síla od rotujících hmot
α	... úhel natočení klikového hřídele
F_{sp}	... celková setrvačná síla posuvných částí
m_{POS}	... hmotnost posuvných částí
λ_0	... zdvih/délka ojnice
r_{ROT}	... vzdálenost m_v^{ROT} od osy rotace
m_v^{ROT}	... hmotnost vývažku rotujících částí
F_v^{ROT}	... setrvačná síla od m_v^{ROT}
r_{POS}	... vzdálenost m_v^{POS} od osy rotace
m_v^{POS}	... hmotnost vývažku posuvných částí
F_v^{POS}	... setrvačná síla od m_v^{POS}
γ	... vzdálenost m_C od osy rotace klikového hřídele
m_C	... hmotnost celkového vývažku
F_{vh}	... setrvačná síla vyvažovacího hřídele
X	... vyvažovací poměr na klikovém hřídeli
X_2	... vyvažovací poměr na vyvažovacím hřídeli
γ_2	... vzdálenost m_{vh} od osy rotace vyvažovacího hřídele
m_{vh}	... hmotnost vyvažovacího hřídele
δ	... úhel mezi válci
ε	... úhel odsazení ojnicních čepů
T_1	... délka ojnice
m_{pistu}	... hmotnost pístu a pístního čepu
$m_{ložisko}$... hmotnost ojnicního ložiska
$m_{rot. ojnice}$... rotační část hmotnosti ojnice
$m_{pos. ojnice}$... posuvná část hmotnosti ojnice
n	... otáčky za minutu
β	... úhel zaklonění válce
F	... výsledná setrvačná síla klikového mechanismu s vyvažovacím hřídelem
F_{vk}	... výsledná setrvačná síla klikového mechanismu
a_w	... osová vzdálenost vyvažovacího a klikového hřídele
m	... modul ozubení
Z_i	... počet zubů

1. Úvod

Cílem této práce je v první části shrnout základní teoretické poznatky o vyvažování klikového mechanismu motocyklového motoru a provést rešerši o používaných konstrukčních řešeních. V druhé části je popsána tvorba matematického modelu a vytvoření skriptů v SW Matlab, jejichž cílem je za použití odvozeného matematického modelu nalézt optimální vyvažovací poměr pro zadaný klikový mechanismus. V poslední části je popsána aplikace těchto skriptů při návrhu vyvažovacích hřídelů pro experimentální jednoválcový čtyřdobý motor VM 450.

Vibrace motoru jsou způsobeny jednak nepravidelností točivého momentu (čtyřtakt „pálí“ jednou za dvě otáčky hřídele), jednak nevyvážením setrvačných sil způsobených částmi motoru vykonávajícími posuvný pohyb. Tyto vibrace způsobují kromě nepohodlné jízdy a zvýšeného opotřebení motoru i případné rezonance s ostatními komponenty motocyklu. Cílem vyvažování klikového ústrojí je tyto síly za použití vhodně zvolených hmot minimalizovat a tím zajistit hladší chod motoru a jeho delší životnost.

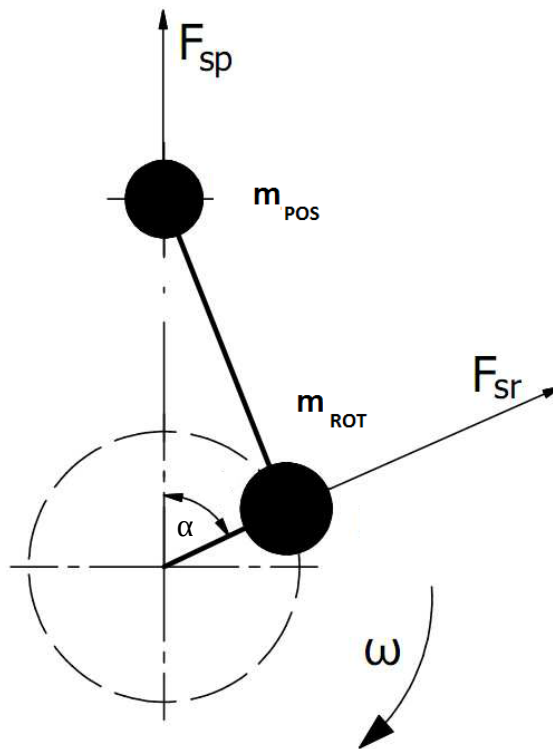
2. Poznatky o vyvažování motorů

V této kapitole jsou shrnuty poznatky o principu vyvažování motorů, zejména interakce mezi setrvačnými silovými účinky jednotlivých hmot.

Rozlišujeme vyvažování:

- setrvačné síly posuvné I. řádu
- setrvačné síly posuvné II. řádu
- dvojicové nevyváhy

Komponenty klikového mechanismu jednoválcového motoru lze rozdělit do dvou skupin podle pohybu, který vykonávají. Jedná se o skupiny komponent, které vykonávají posuvný nebo rotační pohyb.



Obr. 1- redukce hmotnosti pístní skupiny ^[10]

Pohyb rotační

Vykonávají tyto části: klikový hřídel, klikový čep a větší část redukované hmotnosti ojnice. Pro výslednou sílu platí následující vztah:

$$F_{sr} = m_{rot} \cdot R \cdot \omega^2 \quad [\text{N}]$$

kde: m_{ROT} [kg] hmotnost rotujících částí
 R [m] polovina zdvihu klikového hřídele
 ω [rad/s] úhlová rychlost rotace

Pohyb posuvný

Vykonává píst, pístní kroužky, pístní čep, pojistky pístního čepu a redukovaná posuvná hmotnost ojnice.

$$F_{sp} = m_{POS} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha) + m_{POS} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda_0 \cdot \cos(2\alpha) \quad [\text{N}]$$

F_{spI} F_{spII}

kde:

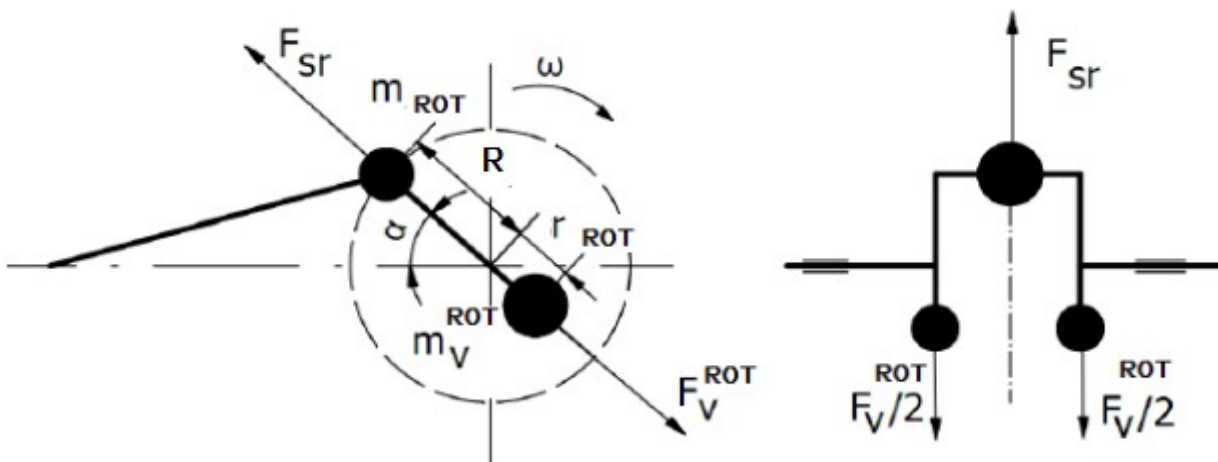
F_{spi}	[N]	setrvačná síla posuvná i-tého řádu
λ_0	[-]	poměr zdvihu klikového hřídele ku délce ojnice
m_{POS}	[kg]	hmotnost rotujících částí
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele

Pro praktické řešení vyvažování má největší význam setrvačná síla prvního, případně druhého řádu, setrvačné síly vyšších řádů jsou výrazně nižších amplitud, ale vysokých frekvencí. Cílem vyvažování klikového mechanismu je snížení vibrací motoru, které jsou způsobeny výše uvedenými setrvačnými silami.

[1], [5], [6], [10]

2.1. Statické vyvážení setrvačných sil rotujících částí

Setrvačná síla rotujících součástí F_{sr} má konstantní velikost při $w = konst$ nezávislou na poloze kliky. Vyvažuje se vývažkem o hmotnosti m_v^{ROT} umístěným na straně klikového hřídele protilehlé ojněnému čepu ve vzdálenosti r_{ROT} . Hmotu je třeba rozdělit tak, aby se vytvořila silová dvojice. Tyto vývažky vyvozují sílu F_v^{ROT} vyvažující účinky od síly F_{sr} .



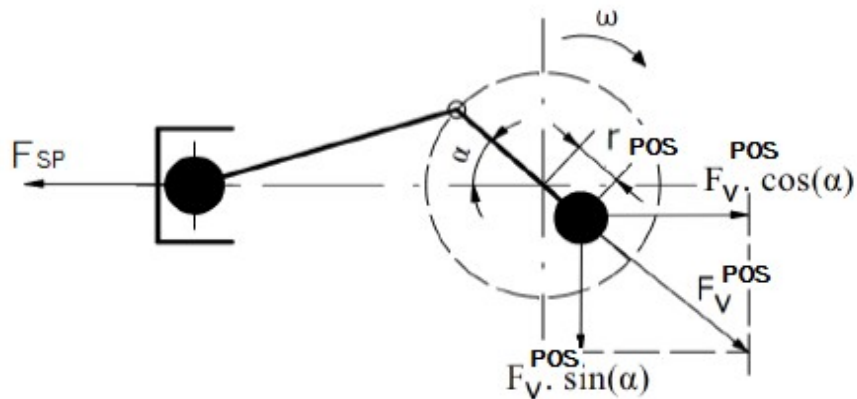
Obr. 2 - vyvážení rotujících hmot [10]

[1], [10]

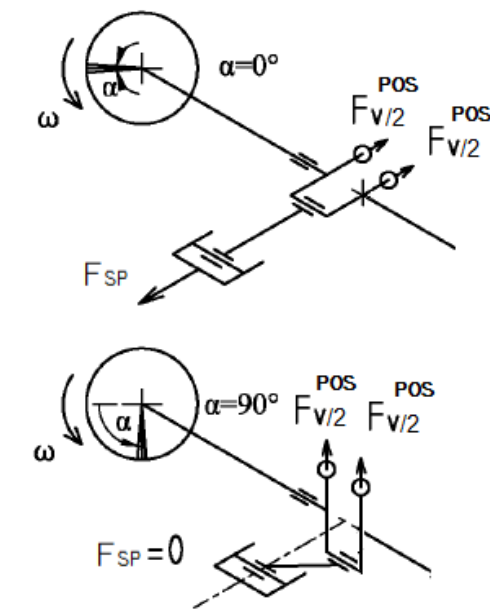
2.2. Vyvážení setrvačné síly posuvných částí u jednoválcového motoru

Vyvážení se provede umístěním vývažku na kliku, obdobně jako u vyvažování rotujících hmot s tím rozdílem, že velikost a poloha vývažku m_v^{POS} způsobujícího sílu F_v^{POS} jsou voleny s ohledem na vyvážení setrvačné síly prvního, případně druhého řádu. Tato vývaha je

doplňující k hmotě m_v^{ROT} , rozdělení je pouze virtuální. Lze použít vývažek různých parametrů tak, že jeho výsledná odstředivá síla je 0 až 100% maximální posuvné setrvačné síly. Z následujícího obrázku je patrné, že při použití velikosti vývažku, kdy $F_v^{POS} = 100\%$ maxima setrvačné síly, je sice mechanismus plně vyvážen ve směru osy válce, ale nevyváženost se přesune do směru kolmého na osu vrtání.



Obr. 3 - vyvážení setrvačných sil 1. řádu ^[10]



Obr. 4 - schéma zobrazující působení sil u jednoválce ^[10]

Přenos nevyváhy z horizontálního do vertikálního směru je dobře patrný na *Obr. 4* při $\alpha = 90^\circ$ je velikost setrvačné síly posuvné nulová (píst se pohybuje maximální rychlostí => má nulové zrychlení) tedy motor je rozkmitáván nekompenzovanou silou od vývahy F_v^{POS} .

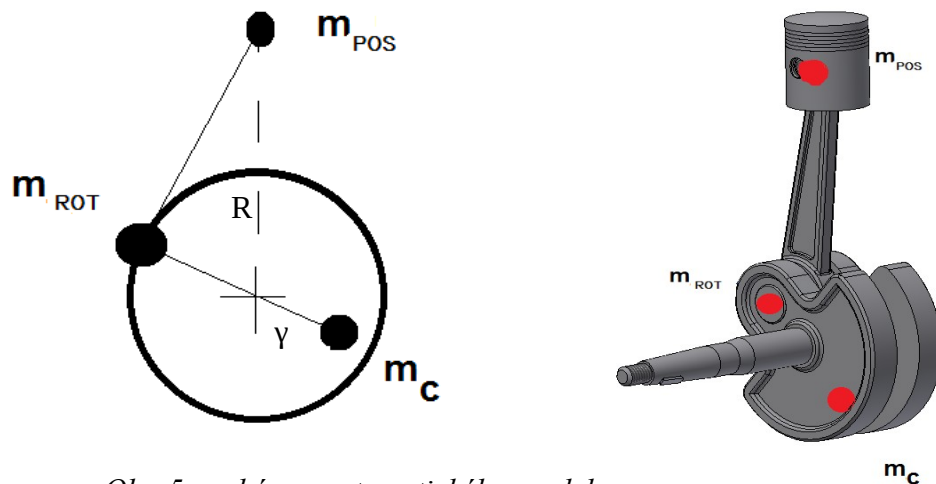
Proces vyvážení setrvačných sil posuvných u jednoválcového motoru si lze představit následovně:

- výchozím stavem je staticky vyvážený klikový hřídel
- na ojnicí čep se přidá hmotný bod ekvivalentní hmotnosti rotujících částí m_{rot}
- klikový hřídel se přidáním hmoty m_v^{ROT} opět staticky vyváží
- na klikový hřídel se přidá hmota m_v^{POS} zvolená tak, aby došlo k vyvážení určité části síly F_{sp} .

2.3. Vyvážení setrvačné síly posuvné I. řádu i setrvačné síly rotačních částí

Uvažujme kinetostatický model klikového mechanismu, kde budou vyvažovány jak rotační hmoty m_{ROT} , tak posuvné hmoty m_{POS} pomocí kompenzační hmoty m_C umístěné ve vzdálenosti γ od osy rotace klikového hřídele.

Kompenzační hmota m_C reprezentuje součet hmot m_v^{POS} i m_v^{ROT} .



Obr. 5 - schéma matematického modelu

Hmotný bod m_{ROT} se pohybuje na kružnici o poloměru R od osy klikové hřídele, m_C po kružnici o poloměru γ a hmota m_{POS} koná posuvný pohyb po přímce ležící v rovině kolmé na osu klikové hřídele.

Tyto hmotné body vyvozují setrvačné síly:

$$F_C = F_v^{ROT} + F_v^{POS} = m_C \cdot \gamma \cdot \omega^2 [N] \quad (2.3.a)$$

$$F_{spl} = m_{POS} \cdot R \omega^2 \cos(\alpha) [N] \quad (2.3.b)$$

$$F_{sr} = m_{ROT} \cdot R \cdot \omega^2 [N] \quad (2.3.c)$$

Požadujeme plně staticky vyvážený mechanismus, pak $F_v^{ROT} = F_{sr}$. Dále zavedme vyvažovací poměr X , který říká kolik % F_{spl} je vyváženo. Síla F_C má tedy velikost:

$$F_C = F_{sr} + \frac{X}{100} \cdot \max(|F_{spl}|) [N] \quad (2.3.d)$$

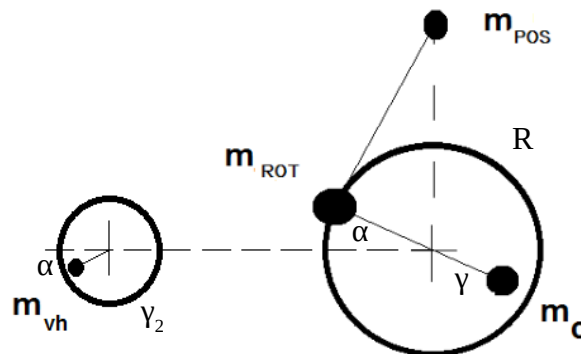
Dosadíme vztahy (1.3.a) až (1.3.c) do (1.3.d), síla F_{spl} dosáhne svého maxima při $\cos(\alpha)=1$.

$$m_C \cdot \gamma \cdot \omega^2 = m_{ROT} \cdot R \cdot \omega^2 + \frac{X}{100} \cdot m_{POS} \cdot R \omega^2 \quad (2.3.e)$$

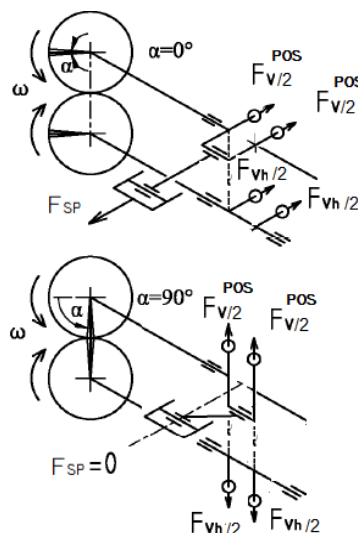
úpravou a vyjádřením vyvažovacího poměru X dostaneme:

$$X = \frac{m_C \cdot \gamma - R \cdot m_{ROT}}{m_{POS} \cdot R} \cdot 100 \quad [\%] \quad (2.3.f)$$

Uvažujme dále použití vyvažovacího hřídele. Převodový poměr mezi klikovým a vyvažovacím hřídelem musí být v poměru 1:1. Účelem vyvažovacího hřídele je svou statickou nevyvážeností generovat sílu F_{vh} dovažující mechanismus a utlumit nekompenzovaný výkmit síly F_v^{POS} při úhlu natočení $\alpha=90^\circ$. Princip je naznačen na Obr. 6 a Obr. 7.



Obr. 6 - schéma matematického modelu s vyvažovacím hřídelem



Obr. 7 - schéma působení sil u jednoválce s vyvažovacím hřídelem

Definujme vyvažovací poměr X_2 obdobně jako X u klikového hřídele:

$$m_{vh} \cdot \gamma_2 \cdot \omega^2 = \frac{X_2}{100} \cdot m_{POS} \cdot R \omega^2 \quad (2.3.g)$$

úpravou a vyjádřením vyvažovacího poměru X_2 dostaneme:

$$X_2 = \frac{m_{vh} \cdot \gamma_2}{m_{POS} \cdot R} \cdot 100 \quad [\%] \quad (2.3.h)$$

[1], [2], [5], [6], [10]

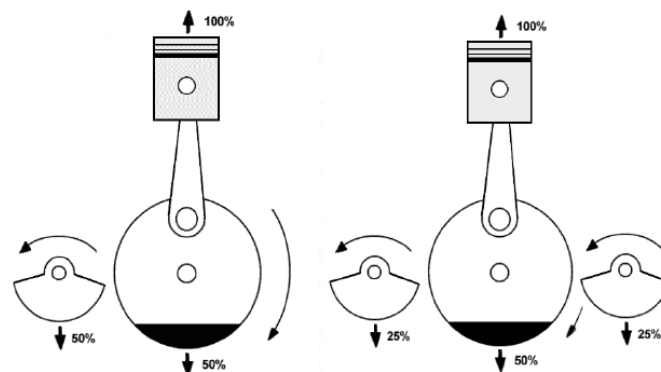
3. Konstrukční řešení vyvažování motorů

Tato kapitola obsahuje rešerši o konstrukčních řešeních vyvažování motocyklových motorů.

3.1. Vyvažovací hřídele

Vyvažovací hřídele jsou dnes běžnou součástí spalovacích motorů. Jejich princip byl navržen již před více jak 100 lety Frederickem W. Lanchesterem.

Budeme-li uvažovat vyvažovací poměr na klikové hřídeli $X=50\%$, pak bude setrvačná síla mít konstantní velikost a její směr se bude měnit úměrně s úhlem natočení klikové hřídele (viz 2.1.3.). Takovýto průběh setrvačné síly lze efektivně eliminovat silou o stejné velikosti otáčející se opačně, tedy vyvažovací hřídel o $X_2=50\%$, dojde k významnému vyvážení setrvačných sil I. řádu F_{spl} .



Obr. 8 - vyvážení jedním/dvěma vyvažovacími hřídeli^[8]

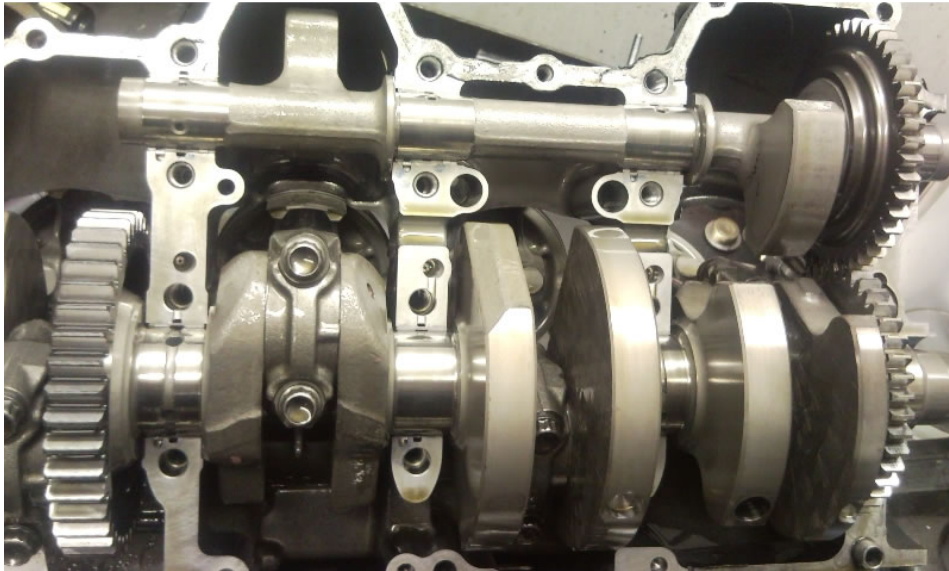
Použití jedné vyvažovací hřídele umožní dovážit motor, nicméně vznikne dynamická nevyváha od dvojice sil (rameno – vzdálenost os hřídelí) (viz Obr. 8.). Toto lze eliminovat použitím dvou vyvažovacích hřídelí, kde každá nese polovinu hmotnosti vývahy, tedy 25%. Pro vyvážení posuvných setrvačných sil I. řádu se používají vyvažovací hřídele se souhlasně orientovanými vyvažovacími tělesy a s převodovým poměrem vůči klikové hřídeli 1:1.

Pro vyvažování posuvných setrvačných sil II. řádu je nutné, aby vyvažovací hřídel vykonal dvě otočky na jednu otočku klikové hřídele, tedy převodový poměr se volí 2:1.



Obr. 9 - vyvažovací hřídel jednoválcového motoru

Pro vyvažování dvojicové nevývahy má vyvažovací hřídel nesouhlasně orientovaná vyvažovací tělesa. Pro názornost je na následujícím obrázku vidět vyvažovací hřídel s dvěma protilehlými vyvažovacími tělesy motoru z Yamaha YZF-R1 (řadový čtyřválec)

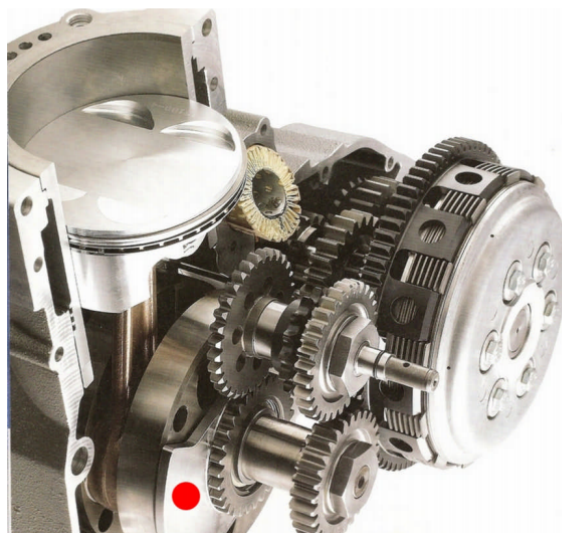


Obr. 10 - vyvažovací hřídel čtyřválcového motoru ^[13]

[1], [2], [5], [6], [8]

3.2. Vyvažovací disk

Vyvažovací disk používaly jednoválcová endura Husaberg místo vyvažovací hřídele.



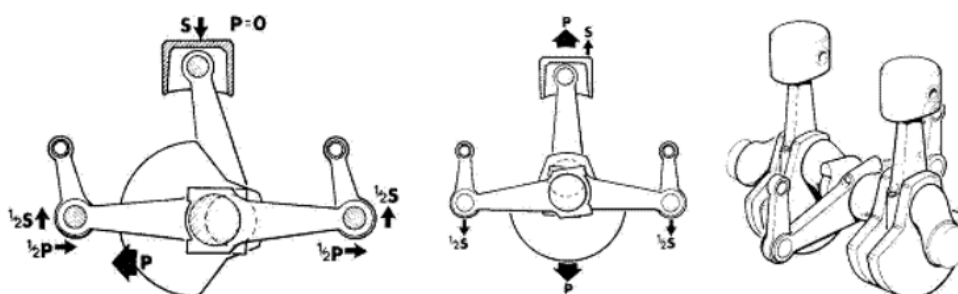
Obr. 11 - vyvažovací disk – označen červeně ^[8]

[8]

3.3. Vyvažovací páka

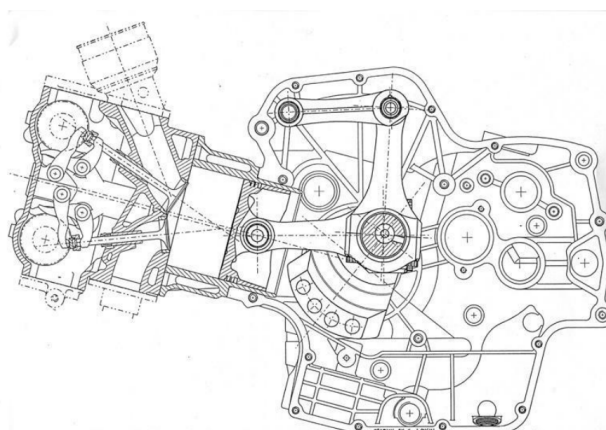
Výhodou vyvážení pomocí vyvažovací páky (případně přidavné ojnice) oproti konvenční vyvažovací hřídeli je menší odběr výkonu motoru pro funkci (není převod ozubenými koly). Další výhodou je nižší cena provedení.

Prvním motocyklem používající tento princip byl model Norton Commando Triple s paralelním dvouválcem. Princip vyvážení je takový, že proti vývaze na klikové hřídeli P, působí v bodě kdy má píst maximální rychlost setrvačnost dvou přidaných ojníc (každá o $m=0,5 P$). Dále tyto přidané ojnice v okamžiku maximálního zrychlení pístu (před horní resp. dolní úvratí) dovažují část setrvačnosti s.



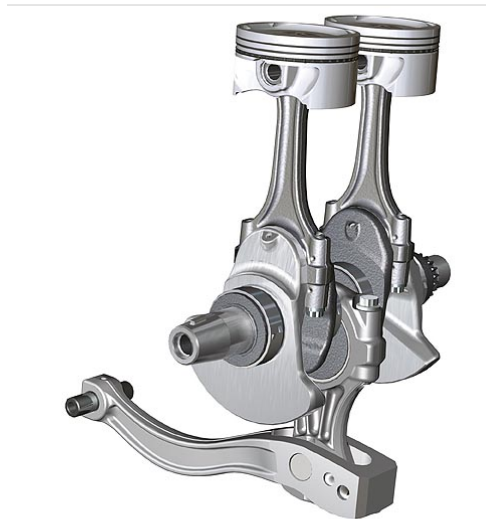
Obr. 12 - schéma vyvážení motoru motocyklu Norton Commando Triple 1978 [7]

Obdobného principu využila Ducati při konstrukci motocyklu pro závodní kategorii Supermono (jednoválce do 800 ccm, resp. v Anglii do 1300 ccm). Enormní hmotnost pístu závodního jednoválcového motoru o takto velkém objemu vyžaduje kompenzaci posuvných setrvačných sil I. řádu, aby bylo možno dosáhnout k 10 000 ot/min. S ohledem na účel motocyklu pro závody, a tedy požadavku co nejnižší hmotnosti by byla hmotnost konvenční vyvažovací hřídele přijatelných rozměrů neakceptovatelná. Ducati tedy v roce 1992 vyšla ze svého úspěšného dvouválce do V (V 90°) a jeden píst byl nahrazen oscilujícím táhlem, které svojí hmotností zastupovalo druhý píst co se vyvažování týká, ale s téměř nulovými třecími ztrátami. Toto řešení zachovává perfektní vyvážení jako původní dvouválec do V.



Obr. 13 - schéma vyvážení motoru motocyklu Ducati Supermono [8]

V roce 2008 společnost BMW představila novou řadu paralelních dvouválců (odsazení jednotlivých pístů je 0°) využívajících vyvážení pomocí kyvné páky. Tato páka je s klikovou hřídelí spojena pomocí třetí ojnice, těžiště kyvné páky je umístěno pod písty. Principem je, že těžiště této páky se pohybuje téměř po přímce rovnoběžné (po rádiusu o velkém poloměru) s osou válců, opačně než oba písty (tato třetí ojnice je odsazena o 180° od pístů) a tím eliminuje setrvačné síly I. řádu.



Obr. 14 - schéma vyvážení motoru BMW F800 ^[9]

[1], [11]

4. Princip vyvažování dle typu motoru

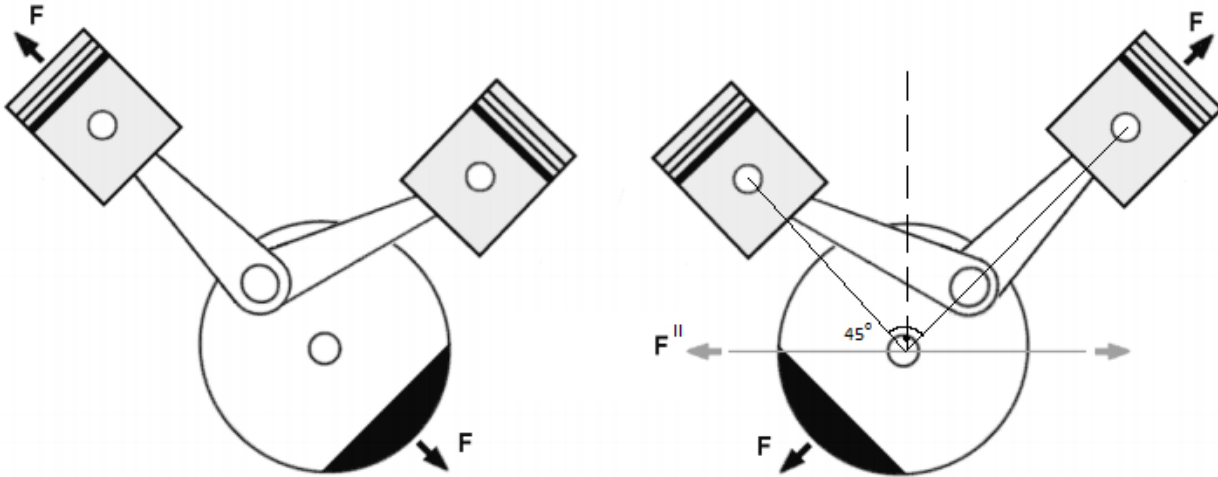
Tato kapitola je věnována rešerši zabývající se vyvažováním motocyklových motorů podle počtu válců. V této kapitole jsou popsány obvyklé konfigurace jednoválcových až čtyřválcových motorů.

4.1. Jednoválec

Princip vyvažování jednoválcového motoru byl již popsán v 2.2..

4.3. Víceválcové motory

4.3.1. Dvouválec do V



Obr. 15 - schéma dvouválce V2 90° [8]

Dvouválcové motory do V (dále jen V2) mohou být konstruovány s úhlem mezi válci $\delta=0^\circ$ (řadové) až 180° (boxery). Podle zvoleného úhlu δ je nutné upravovat další parametry motoru, jako např. úhlové odsazení ojnicních čepů za účelem dosažení úplného vyvážení setrvačných sil I. řádu.

Výhodou motorů V2 je, že lze dosáhnout perfektního vyvážení setrvačných sil I. řádu bez použití vyvažovacího hřídele. Na Obr. 15. je znázorněno schéma V2 $\delta=90^\circ$, uvažujme, že na klikové hřídeli bude umístěna vyvažovací hmota odpovídající $X=100\%$ pro vyvážení jednoho válce.

Bude-li levý píst v horní úvrati, posuvná setrvačná síla F_{spl} bude eliminována stejnou silou opačného směru na klikové hřídeli. Při pootočení klikového hřídele o 90° se do horní úvrati dostane druhý píst, nicméně kliková hřídel se rovněž pootočí o 90° a opět dojde k vyvážení primární setrvačné síly F_{spl} .

Díky malé vzdálenosti mezi ojnicemi na ojnicním čepu vzniká dvojitá nevyváha zanedbatelné velikosti. Setrvačné síly druhého řádu od jednoho válce působí rovnoběžně s osou tohoto válce, nicméně díky přítomnosti druhého válce působí výslednice setrvačné druhého řádu působí v ose kolmé na osu dělící oba válce. Maximální amplituda výslednice setrvačných sil druhého řádu má velikost 1,4 násobku maximální amplitudy setrvačné síly II. řádu F_{spII} od jednoho válce.

V případě, že úhel mezi válci δ je menší než 90° a obě ojnice sdílí jeden ojnicní čep (typicky motocykly značky Harley - Davidson), není možné dosáhnout plného vyvážení setrvačných sil I. řádu F_{spl} bez vyvažovacího hřídele.

V případě, že motor s úhlem jiným než 90° má dva ojnicní čepy, pak pro dosažení

optimálního vyvážení je potřeba vypočítat úhel mezi ojnicními čepy a velikost užitého vyvažovacího faktoru podle následujících rovnic:

δ úhel mezi válci

ϵ úhel odsazení ojnicních čepů

X vyvažovací faktor na klikovém hřídeli (vztažený k jednomu válci)

$$\epsilon = 2 \cdot \delta - 180 \quad [^\circ]$$

$$X = \sin(\delta) \cdot 100 \quad [\%]$$

snadno ověříme, že tyto rovnice platí pro výše uvažovaný $V90^\circ$

$$\epsilon = 2 \cdot 90 - 180 = 0^\circ$$

$$X = \sin(90) \cdot 100 = 100 \quad \%$$

[8], [1]

4.3.2. Řadový dvouválec

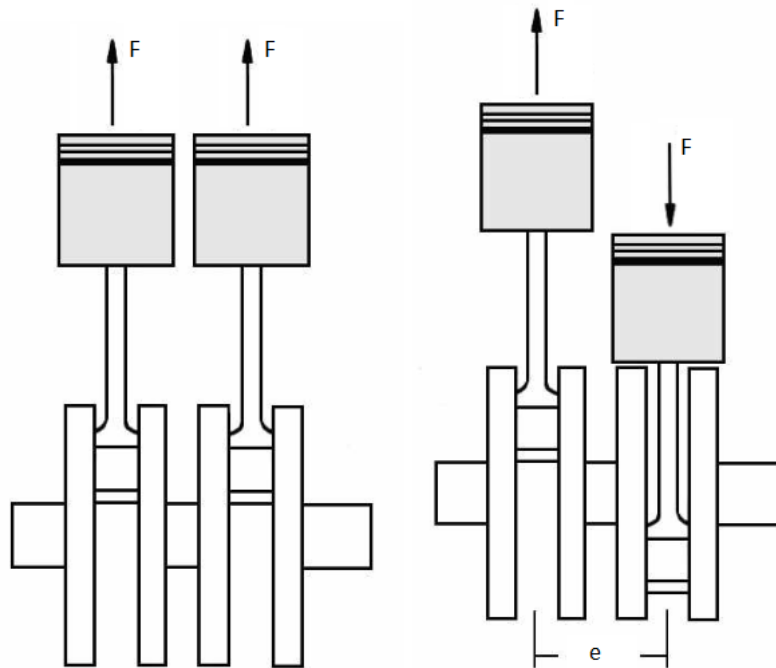
Jak bylo uvedeno v 4.3.1., řadový dvouválec je speciálním případem V2 s úhlem mezi válci $\delta=0^\circ$ (označme řadový dvouválec jako I2). V praxi se používají dvě konfigurace: 360° I2 a 180° I2 (úhel odpovídá hodnotě úhlu ϵ).

S ohledem na poznatky o vyvažování V2 a výše uvedené rovnice, pouze konfigurace 180° I2 s vyvážením $X=0\%$ na klikové hřídeli zajišťuje vyvážení setrvačných sil I. řádu, ale za cenu vzniku dvojitkové nevyváhy na rameni e .

Konfigurace 360° I2 se chová jako jednoválec o 2x větších hmotách, než má jeden uvažovaný válec.

$$\epsilon = 2 \cdot 0 - 180 = -180^\circ$$

$$X = \sin(0) \cdot 100 = 0 \quad \%$$



Obr. 16 - schéma dvouválce I2 360° a 180° [8]

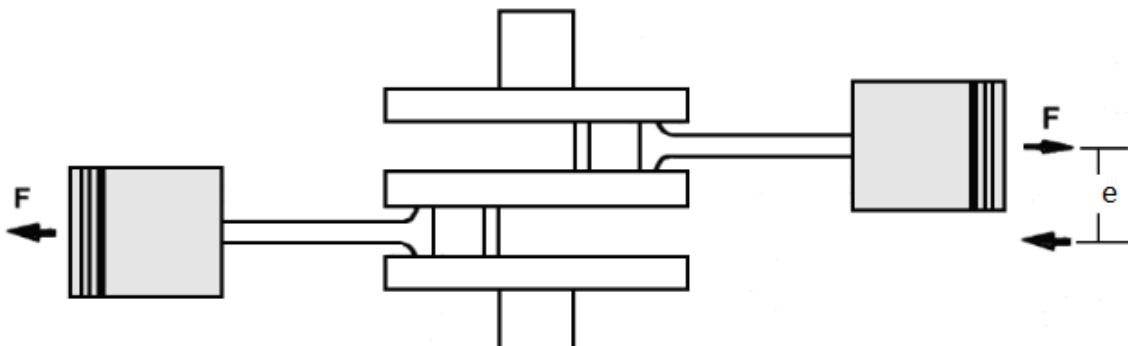
[8], [1]

4.3.3. Boxer

Boxer je opět speciálním případem V2, tentokrát s úhlem mezi válci $\delta=180^\circ$. Aplikací rovnic z 4.3.1. dostaneme, že z hlediska vyvažování primárních setrvačných sil je vhodné mít ojníční čepy odsazené o $\epsilon=180^\circ$ s vyvážením $X=0\%$ na klikové hřídeli. Sice obdobně jako u 180° I2 vzniká dvojitá nevyvaha, ale u boxeru je rameno e menší.

$$\epsilon = 2 \cdot 180 - 180 = 180^\circ$$

$$X = \sin(180) \cdot 100 = 0 \%$$

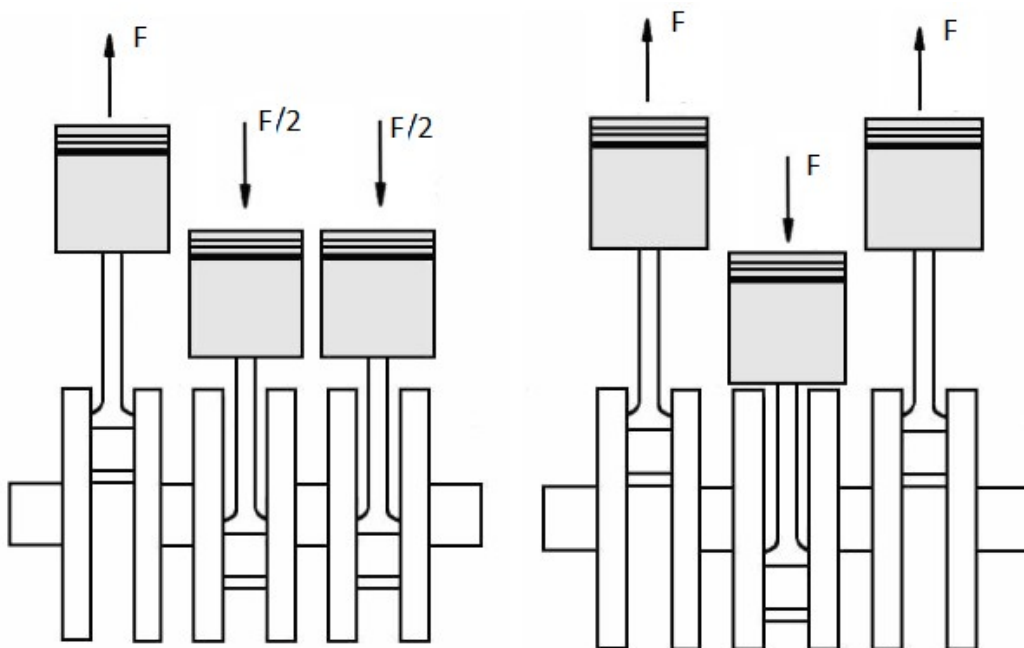


Obr. 17 - schéma dvouválce V2 180° [8]

4.3.4. Tříválcové řadové motory

Nejběžnější variantou tříválcce je motor s ojničními čepy pootočenými o 120° . Toto symetrické rozvržení kompletně vyvažuje setrvačné síly I. řádu a II. řádu, ale vznikají významné dvojicové nevývahy.

Alternativní konfigurací řadového tříválcce je motor, kde ojniční čepy krajních válců jsou sousedé a prostřední válec má ojniční čep pootočen o 180° . Tato konfigurace eliminuje dvojicové nevývahy, ale za cenu ztráty úplné vývahy setrvačných sil I. řádu a II. řádu. V této konfiguraci jsou setrvačné síly I. řádu vyváženy pouze ze $2/3$, setrvačné síly II. řádu od každého válce se sčítají.

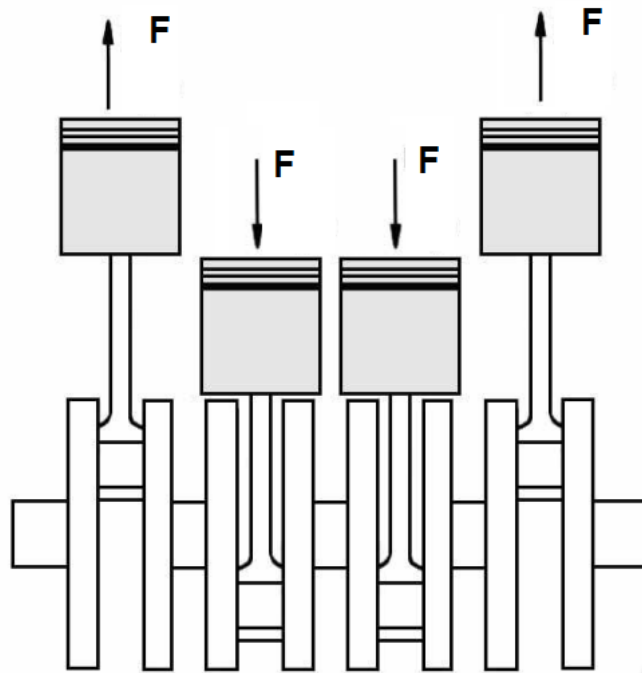


Obr. 18 - levá: schéma I3 120° ; pravá I3 180° [8]

[8], [1], [12]

4.3.5. Čtyřválcové motory

Nejběžnějším typem čtyřválcového motocyklového motoru je konfigurace, kdy se vnější písty pohybují společně a dva vnitřní písty se pohybují s posunutím o 180° . Tato konfigurace zajišťuje plné vyvážení posuvných sil I. řádu a nevzniká žádná dvojicová nevývaha, nicméně setrvačné síly II. řádu od jednotlivých pístů se sčítají, tedy tyto motory často produkují vysokofrekvenční vibrace. K odstranění tohoto jevu se používá dvou vyvažovacích hřídelí.



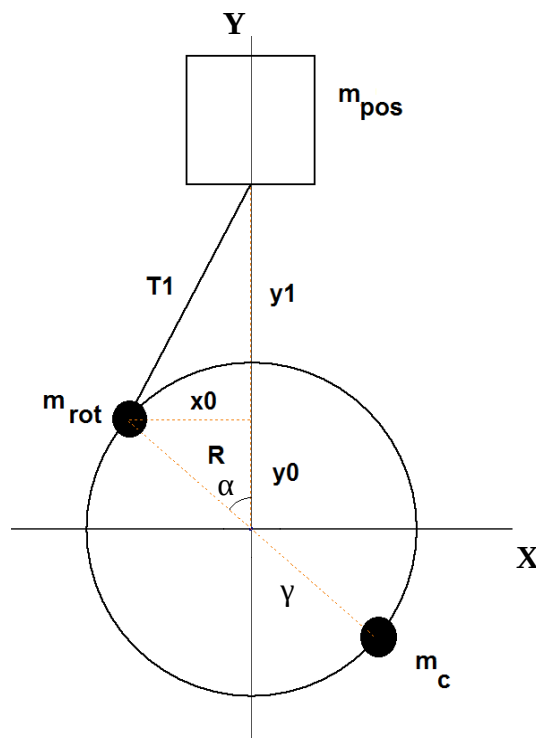
Obr. 19 - schéma čtyřválcového motoru [8]

[1], [8]

5. Matematický model jednoválcového motoru

V této kapitole je popsáno odvození výchozích rovnic pro základní matematický model dále používaný v této práci. Model je dále ověřován tak, že po zadání určitých, v teorii popsaných, hodnot vstupních parametrů ověřujeme, zda se model chová v souladu s teorií. V poslední části kapitoly jsou popsány komplexnější skripty používající tento matematický model.

Při vytváření matematického modelu navážeme na závěry popsané v 2.2. s tím rozdílem, že rovnicí popisující sílu F_{sp} nebudeme nadále uvažovat v aproximované podobě uvedené v 2. *Poznátka o vyvažování motorů*, ale v neupravené podobě za účelem co nejpřesnějšího chování modelu.



Obr. 20 - schéma pro odvození matematického modelu

Model se skládá ze třech hmotných bodů m_c (kompenzační hmota), m_{ROT} (hmota rotujících částí) a m_{POS} (hmota posouvajících se částí) ležících v rovině. Účelem modelu je určit výsledný vektor setrvačných sil, jakým bude působit klikový mechanismus na skříň motoru při libovolné kombinaci vstupních parametrů.

Těmito parametry jsou:

α	[°]	počáteční úhel natočení mechanismu
R	[m]	vzdálenost ojnicního čepu od osy rotace klikového hřídele
T_1	[m]	délka ojnice
m_{pistu}	[kg]	hmotnost pístu a pístního čepu
$m_{lozisko}$	[kg]	hmotnost ojnicního ložiska
$m_{rot. ojnice}$	[kg]	hmotnost ojnice (podíl na rotačním pohybu)

$m_{\text{pos. ojnice}}$	[kg]	hmotnost ojnice (podíl na posuvném pohybu)
n	[1/min]	otáčky za minutu
X	[%]	vyvažovací poměr

5.1. Určení pohybové rovnice hmotného bodu m_{pos}

Z Obr. 20. plyne:

$$\alpha = \omega \cdot t$$

$$x_0 = R \cdot \sin(\alpha)$$

$$y_0 = R \cdot \cos(\alpha)$$

pak:
$$y_1 = \sqrt{(T_1^2 - x_0^2)} = \sqrt{(T_1^2 - R^2 \sin^2(\alpha))} = R \cdot \sqrt{(p^2 - \sin^2(\alpha))}$$

kde:

$$p = \frac{T_1}{R}$$

$$y_{m_{\text{pos}}} = y_0 + y_1 = R(\cos(\alpha) + \sqrt{(p^2 - \sin^2(\alpha))})$$

$$v_{m_{\text{pos}}} = \frac{dy_{m_{\text{pos}}}}{dt} = -R\omega \sin(\alpha) \cdot \left(1 + \cos \frac{\alpha}{\sqrt{(p^2 - \sin^2 \alpha)}}\right)$$

$$a_{\text{pos}} = \frac{dv_{m_{\text{pos}}}}{dt} = -R\omega^2 \cdot \left(\cos \alpha \cdot \left(1 + \cos \frac{\alpha}{\sqrt{(z)}}\right) + \sin^2 \alpha \cdot \left(\frac{\cos^2 \alpha - z}{z^{(3/2)}}\right)\right)$$

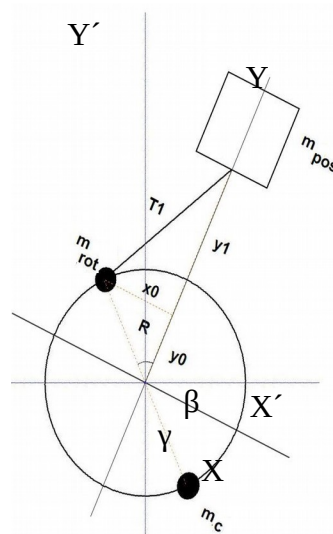
kde:

$$z = p^2 - \sin^2 \alpha$$

síla způsobená posuvným pohybem hmoty m_{pos} :

$$F_{\text{sp}} = m_{\text{pos}} \cdot a_{\text{pos}} = -m_{\text{pos}} \cdot R\omega^2 \cdot \left(\cos \alpha \cdot \left(1 + \cos \frac{\alpha}{\sqrt{(z)}}\right) + \sin^2 \alpha \cdot \left(\frac{\cos^2 \alpha - z}{z^{(3/2)}}\right)\right)$$

Model byl dále rozšířen o další parametr - zaklonění osy válce o úhel β , tedy o transformaci ze souřadného systému XY do X'Y'.

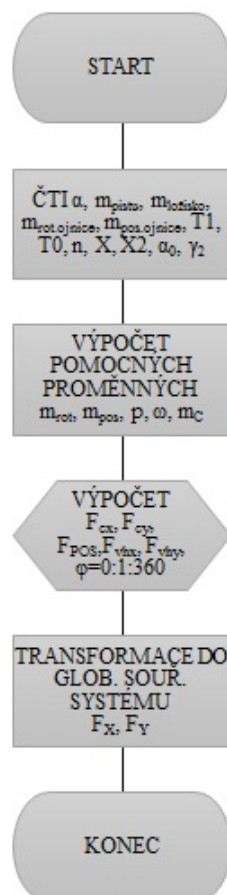


Obr. 21 - schéma pro odvození matematického modelu

5.2. Verifikace matematického modelu

Výše popsaný matematický model byl naprogramován v software Matlab, výstupem programu je vektor složek výsledné setrvačné síly v souřadném systému XY, který je naznačen na *Obr. 23*. Tento vektor je dále vykreslen ve třech grafech:

- složky F_x a F_y v závislosti na úhlu natočení
- v polárních souřadnicích
- v systému $F_y(F_x)$



Obr. 22 - vývojový diagram

V kapitole 2. bylo popsáno charakteristické chování systému pro vyvažovací poměr $X=0\%$, 50% a 100% . Tyto hodnoty budou použity dále pro ověření chování modelu.

Parametry modelu:

$$\alpha = 0^\circ$$

$$\beta = 0^\circ$$

$$R = 0.0302 \text{ m}$$

$$T_1 = 0.1102 \text{ m}$$

$$m_{\text{písta}} = 0.358 \text{ kg}$$

$$m_{\text{lozisko}} = 0.042 \text{ kg}$$

$$m_{\text{rot. Ojnice}} = 0.148953 \text{ kg}$$

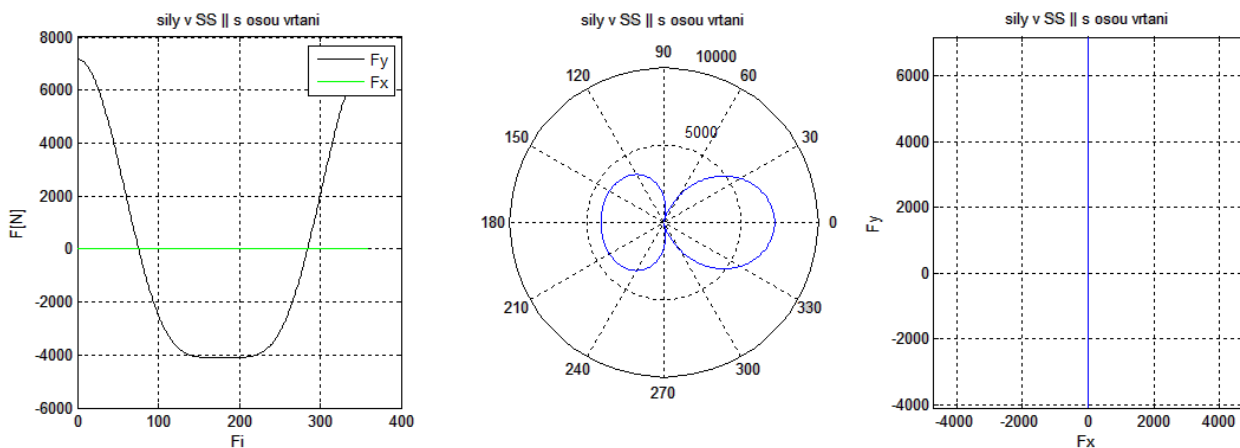
$$m_{\text{pos. Ojnice}} = 0.114447 \text{ kg}$$

$$n = 6000 \text{ ot/min}$$

$$X = 0/50/100 \%$$

X=0%

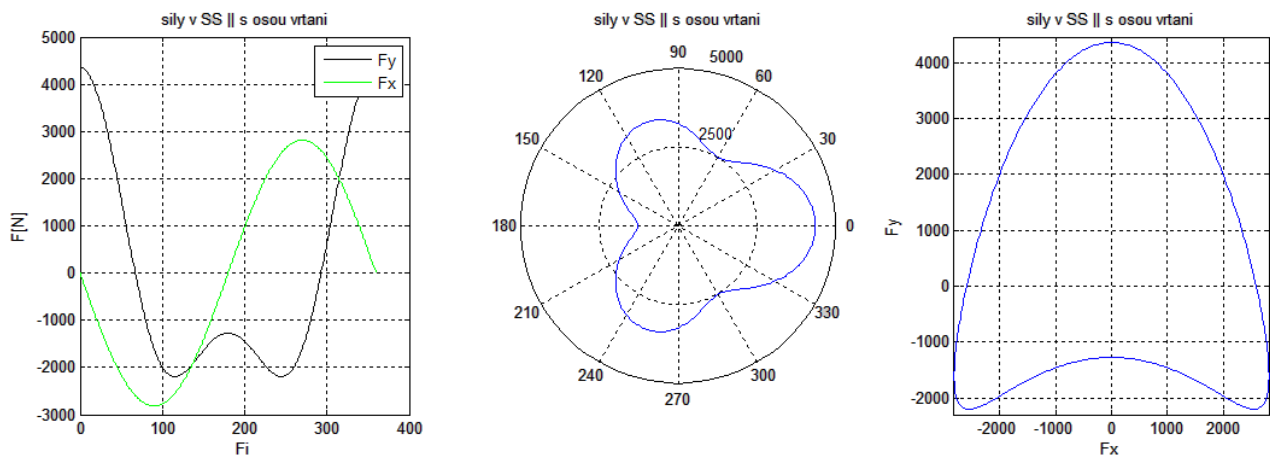
V tomto případě očekáváme, že výslednice setrvačné síly bude působit pouze v ose Y, neboť $X=0\%$ znamená, že klikový hřídel je staticky vyvážený ($m_c \cdot \gamma \cdot \omega^2 = m_{\text{rot}} \cdot R \cdot \omega^2$). Jak je zobrazeno na *Obr. 23*, složka setrvačné síly F_{vk} ve směru X je nulová v průběhu celé otáčky mechanismu.



Obr. 23 - průběh dynamických sil klikového mechanismu

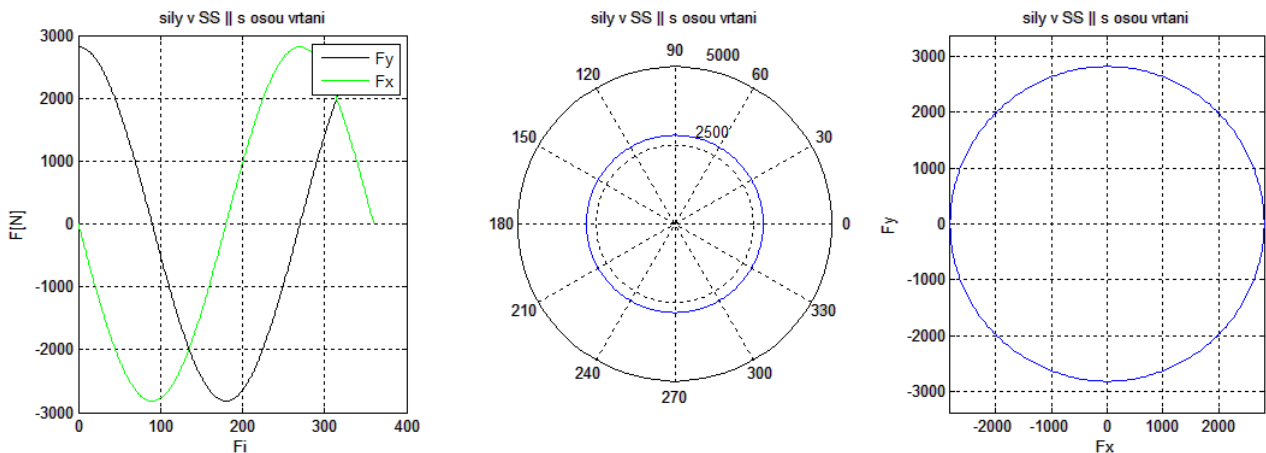
X=50%

Při vyvážení setrvačné síly posuvné jednoválcového motoru na 50% očekáváme, že výsledná dynamická síla generovaná klikovým mechanismem bude vektor o konstantní velikosti rotující úměrně úhlu natočení klikové hřídele. Jak je na *Obr. 23* vidět, tento jev nenastal, rozdíl oproti očekávanému výsledku je způsoben složkami setrvačné síly vyšších řádů.



Obr. 24 - průběh dynamických sil klikového mechanismu

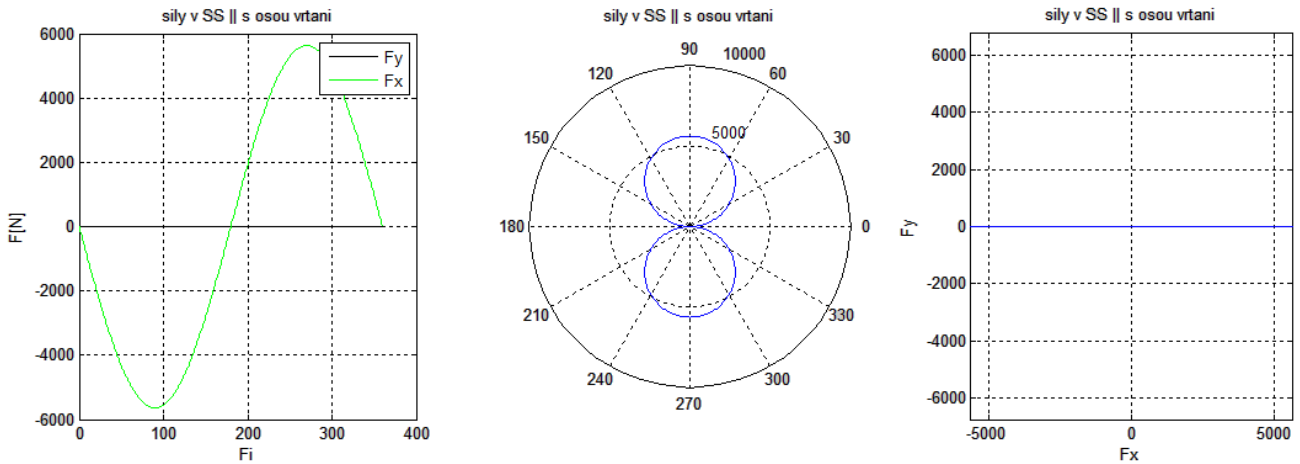
Vstup výpočtu byl upraven tak, aby se setrvačná síla vyšších řádů neprojevovala, toho bylo dosaženo změnou parametru T_I (délka ojnice) na hodnotu $T_I=1000$ m. Tato „nekonečná“ ojnice způsobí, že síla F_{sp} bude zredukována na F_{sl} . Výsledný vektor setrvačné síly s takto pozměněnými vstupy je znázorněn na Obr. 25. Vektor setrvačné síly má konstantní velikost a rotuje úměrně k úhlu natočení klikového hřídele.



Obr. 25 - Průběh dynamických sil klikového mechanismu

X=100%

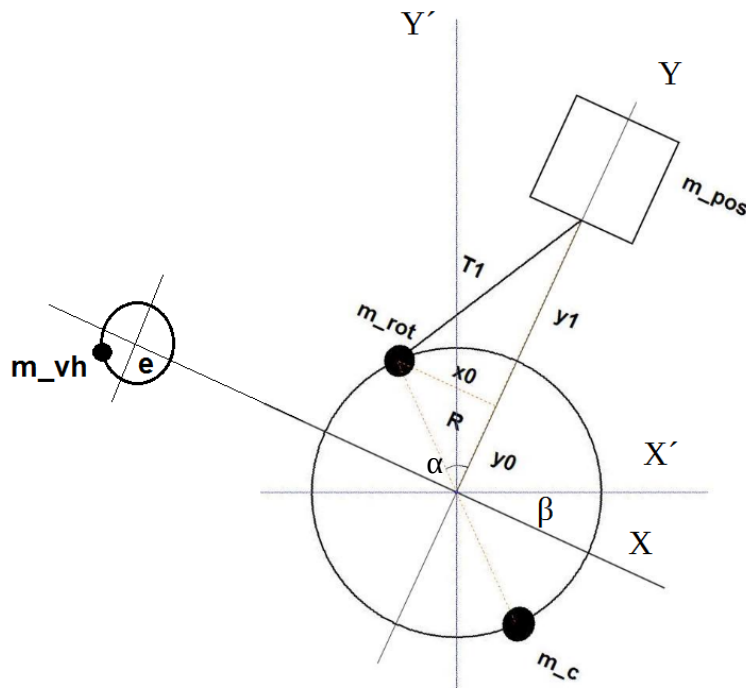
V případě zvolení $X=100\%$ očekáváme, že výslednice setrvačné síly F_{vk} bude působit pouze v ose X. Tento jev opravdu nastal, jak je zobrazeno na následujícím obrázku.



Obr. 26 - průběh dynamických sil klikového mechanismu

5.3. Rozšíření matematického modelu o vyvažovací hřídel

V části 5.2. bylo ukázáno, že matematický model klikového mechanismu se chová v souladu s očekáváním. Proto bude nyní výše popsán model rozšířen o další hmotný bod m_{vh} představující vyvažovací hřídel. Účel vyvažovacího hřídele byl popsán v kapitole 2. této práce.



Obr. 27 - schéma pro odvození matematického modelu

Vyvažovací hřídel bude generovat sílu o požadované velikosti $F_{vh} = \frac{X_2}{100} \cdot F_{spl} = m_{vh} \cdot e \cdot \omega^2$ [N]

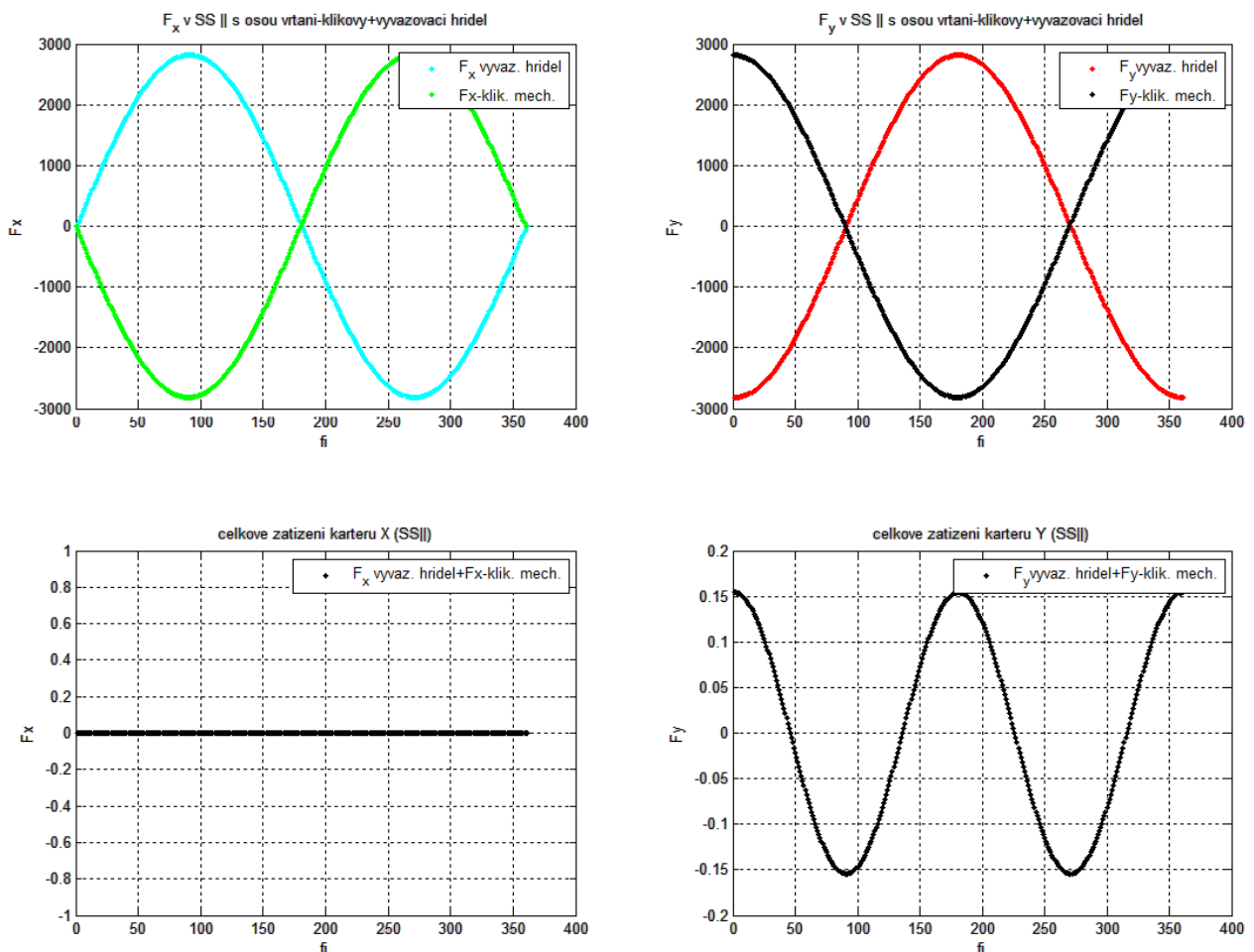
Matematický model byl tedy rozšířen o dva nové parametry:

- γ_2 excentricita těžiště vyvažovacího hřídele od osy rotace této hřídele
- m_{vh} hmotnost vyvažovacího hřídele

Z těchto parametrů plyne:

- X_2 vyvažovací poměr klikového hřídele

Ověřme tedy chování systému s parametry $X = X_2 = 50\%$. Pracujeme opět s variantou s „nekonečnou“ ojnicí (v modelu uvažujeme pouze F_{spl}). Tento mechanismus by měl být teoreticky dokonale vyvážený, co se týče vlivu F_{spl} . Složky ve směru X a Y výsledné setrvačné síly klikového mechanismu a vyvažovacího hřídele jsou zobrazeny v následující Obr. 28.



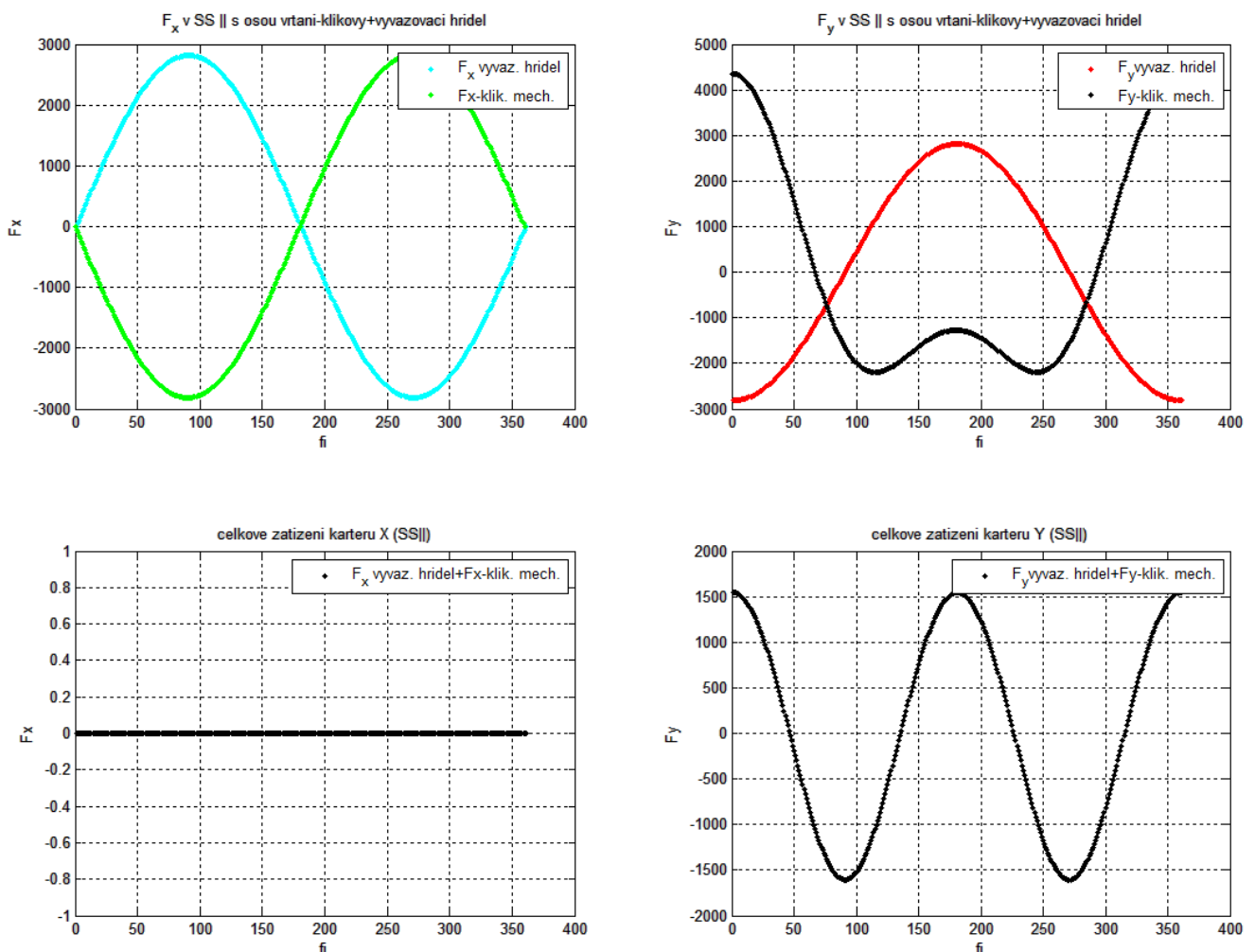
Obr. 28 - dynamické síly působící v matematickém modelu s vyvažovací hřídelí

V levých grafech jsou znázorněny průběhy složek sil působících v ose X, v pravých grafech pak průběhy složek působících v ose Y. V horní řádce grafů jsou znázorněny výslednice setrvačných sil klikového mechanismu a vyvažovací hřídele. Ve spodní řádce grafů jsou

vektorové součty sil zobrazených v řádku horním. Tedy v levém horním grafu vidíme složku výsledné setrvačné síly klikového mechanismu ve směru X (zelená) a složku výsledné setrvačné síly ve směru X vyvažovacího hřídele (modrá). V levém spodním grafu pak jejich vektorový součet. Analogicky v pravém horním grafu vidíme složky výslednic ve směru Y klikového mechanismu (černá) a vyvažovacího hřídele (červená). V pravém spodním grafu opět jejich vektorový součet.

Z pravých grafů plyne, že výsledná setrvačná síla F , jakou působí systém klikový mechanismus + vyvažovací hřídel na okolí je téměř nulová.

Upravme nyní parametry modelu tak, abychom pracovali s celkovou silou F_{sp} (tedy délka ojnice bude reálná). Výstupy jsou vykresleny na Obr. 28.



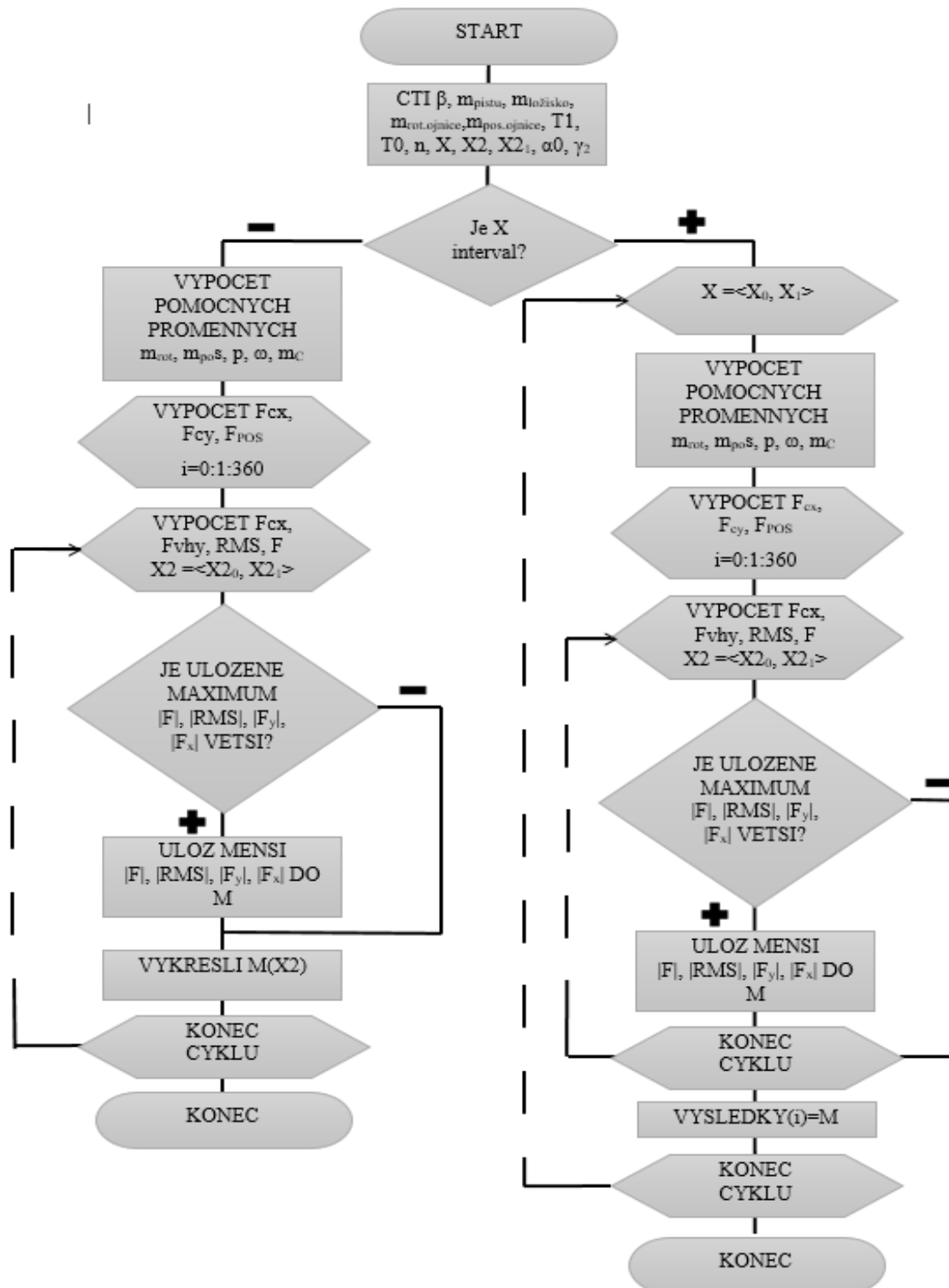
Obr. 29 - průběh dynamických sil klikového mechanismu s vyvažovacím hřídelem

Při srovnání Obr. 28 a 29 je patrný značný rozdíl v průběhu F_y klikového mechanismu, tento rozdíl odpovídá síle $F_{sp} - F_{spl}$.

5.4. Skript pro optimalizaci parametrů

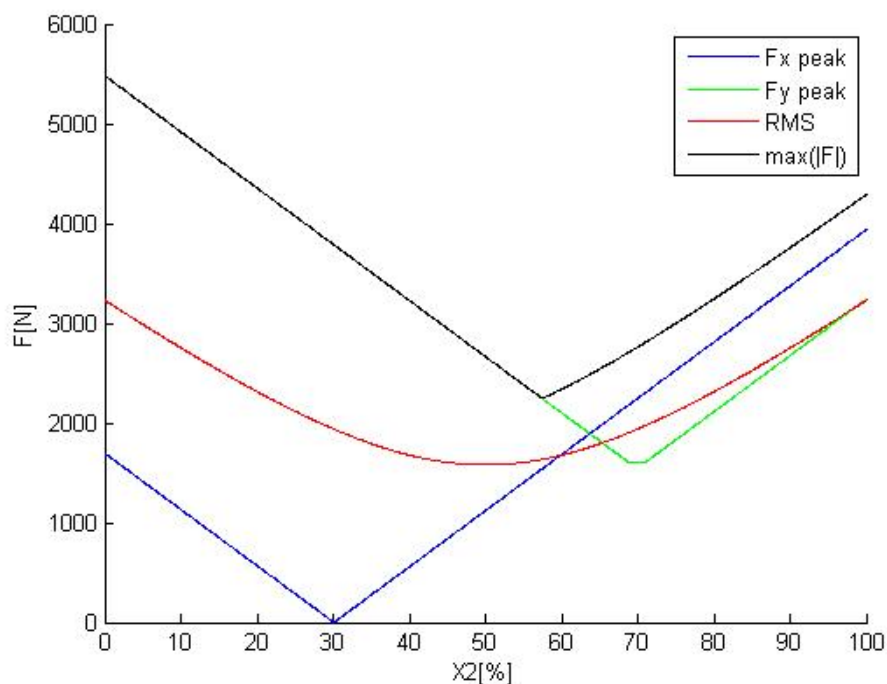
Tento skript používá matematický model popsany v kapitole 5. pro vyhodnocení silových účinků při dané kombinaci vyvažovacích poměrů klikového mechanismu. Mechanismus vykoná vždy jednu plnou otočku, výchozím stavem je horní úvrať. Sledované silové účinky jsou:

- F_x^{peak} maximální absolutní hodnota výsledné síly F ve směru osy X
- F_y^{peak} maximální absolutní hodnota výsledné síly F ve směru osy Y
- RMS střední efektivní hodnota výsledné síly F
- $\max(|F|)$ maximální absolutní hodnota výsledné síly F



Obr. 30 - Vývojový diagram

Skript může být spuštěn ve dvou režimech. V prvním režimu je klikový mechanismus plně definován (hodnota vyvažovacího poměru X je dána, konkrétně $X=31\%$). V tomto režimu jsou vykresleny grafy průběhu výše uvedených sil v závislosti na vyvažovacím poměru vyvažovacího hřídele X_2 . Ten je cyklicky měněn v zadaném intervalu se zadaným krokem. Výstupem je následující graf:



Obr. 31 - průběh sil v závislosti na X_2

Z výše uvedeného grafu (Obr. 31) plyne, že v kombinaci zadaného klikového mechanismu a vyvažovacího hřídele o $X_2=31\%$ dojde k potlačení síly F_x (modrá křivka). Střední efektní hodnota síly F (červená křivka) má minimum pro $X_2=50\%$. Maximum absolutní hodnoty síly F (černá křivka) je minimální pro $X_2=57\%$. Minimalizace složky F_y je dosaženo použitím vyvažovacího hřídele $X_2=68\%$.

V druhém režimu není plně definován klikový hřídel (vyvažovací poměr X je další proměnný parametr) a je potlačeno vykreslení grafu (Obr. 31). Skript postupně prochází zadaný interval parametru X , ke každé hodnotě X vypočte průběh sil, jako v prvním režimu a do matice uloží minimální hodnotu každého sledovaného silového účinku a hodnotu parametru X_2 , při které bylo toto minimum dosaženo. Výstupem je tedy matice o rozměru $a \times 8$, kde a je počet různých hodnot X v zadaném intervalu. Matice má následující podobu pro vstupní interval parametru $X(31,40)$ s krokem změny 1:

vysledky=

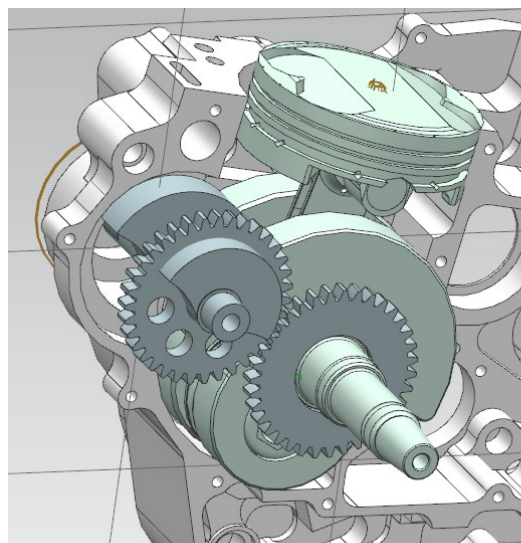
1.0e+003 *	0	1.6051	0.0310	0.0680	1.5480	2.2196	0.0500	0.0570
	0	1.6051	0.0320	0.0670	1.5095	2.1632	0.0500	0.0570
	0	1.6051	0.0330	0.0660	1.4721	2.1139	0.0500	0.0570
	0	1.6051	0.0340	0.0650	1.4359	2.0754	0.0500	0.0570
	0	1.6051	0.0350	0.0640	1.4011	2.0381	0.0500	0.0570
	0	1.6051	0.0360	0.0630	1.3677	1.9943	0.0500	0.0560
	0	1.6051	0.0370	0.0620	1.3358	1.9379	0.0500	0.0560
	0	1.6051	0.0380	0.0610	1.3056	1.9048	0.0500	0.0560
	0	1.6051	0.0390	0.0600	1.2771	1.8736	0.0500	0.0560
	0	1.6051	0.0400	0.0590	1.2506	1.8253	0.0500	0.0550

První řádek matice odpovídá mechanismu s $X=31\%$, tedy model byl totožný s modelem uvažovaným při popisu prvního režimu skriptu. Následující řádky odpovídají dalšímu běhu cyklu procházení intervalu parametru X , tedy druhý řádek odpovídá mechanismu s $X=32\%$ a každý další řádek odpovídá následujícímu X v zadaném intervalu. První sloupec uchovává hodnotu minimálního maxima síly F_x . Nahlédneme-li do Obr. 31, odpovídá první sloupec minimu modré křivky. Třetí sloupec uchovává hodnotu parametru X_2 , při kterém bylo této minimální hodnoty dosaženo. Druhý a čtvrtý sloupec obdobně uchovává hodnoty minimálního maxima síly F_y (Obr. 31 – zelená křivka), pátý a sedmý střední efektivní hodnoty (Obr. 31 – červená křivka) a šestý a osmý maxima absolutní hodnoty síly F (Obr. 31 – černá křivka).

6. Multibody simulace klikového mechanismu a vyvažovacího hřídele

V této kapitole je popsáno ověření v kapitole 5. popsaného matematického modelu za použití komerčního software. Pro verifikaci výše popsaného matematického modelu byla zvolena *Multibody* simulace v software NX 9.0. Byly zvoleny následující parametry modelu:

$$\begin{aligned} \alpha &= 0^\circ \\ \beta &= 10^\circ \\ R &= 0.0302 \text{ m} \\ T_1 &= 0.1102 \text{ m} \\ m_{\text{pistu}} &= 0.358 \text{ kg} \\ m_{\text{lozisko}} &= 0.042 \text{ kg} \\ m_{\text{rot. Ojnice}} &= 0.148953 \text{ kg} \\ m_{\text{pos. Ojnice}} &= 0.114447 \text{ kg} \\ n &= 6000 \text{ ot/min} \\ X &= 38\% \\ X_2 &= 54\% \end{aligned}$$



Obr. 32 - vizualizace geometrie multibody modelu

S ohledem na výše uvedené parametry byla vytvořena geometrie komponent motoru. Z těchto komponent byl vytvořen *Multibody simulation* model.

Sestava se skládá z následujících těles (linků) :

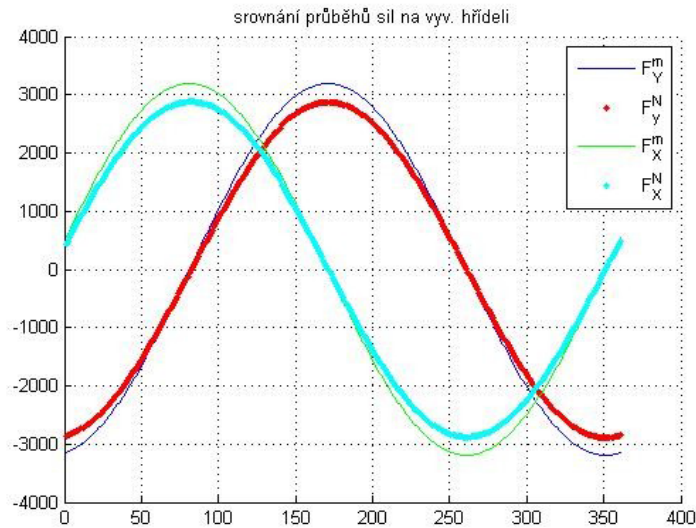
- kliková hřídel+ozubené kolo hnací
- vyvažovací hřídel
- píst + pístní čep
- ojnice
- blok motoru

Použité vazby:

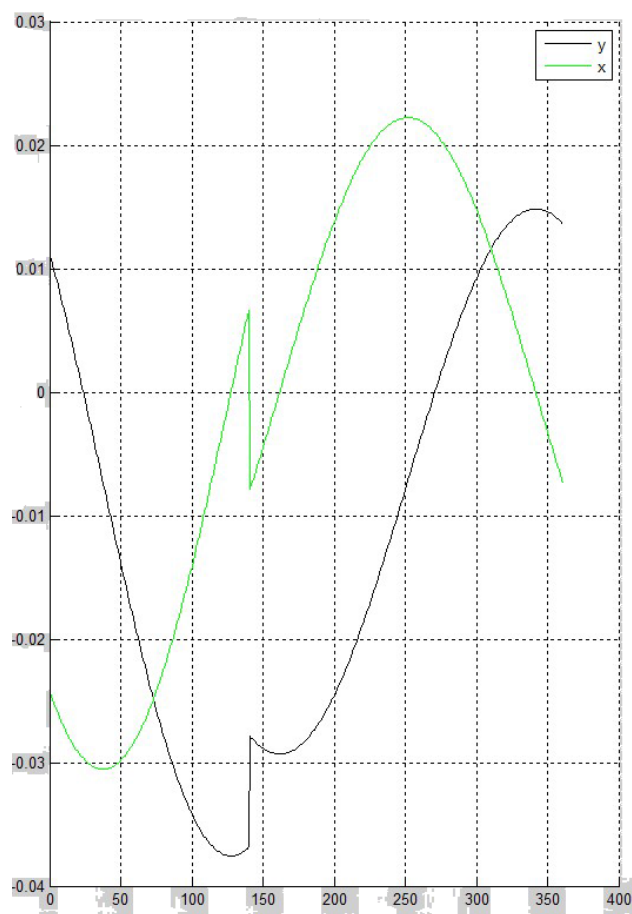
- vyvažovací hřídel – blok : revolute
- blok : vazba fixed
- píst + pístní čep : vazba slider
- píst + pístní čep – ojnice : vazba cylindrical
- ojnice - klikový hřídel : vazba cylindrical
- klikový hřídel – hnací ozubené kolo : fixed
- klikový hřídel – blok : revolute
- hnací ozubené kolo – hnané ozubené kolo : gear (1:1)

Síla, jakou mechanismus působí na blok motoru byla sledována 4mi sondami (probe). Sondy byly umístěny na vazby kliková hřídel – blok resp. vyvažovací hřídel – blok a každá sonda sledovala složku příslušné síly v ose X a Y.

6.1. Porovnání matematického modelu a multibody modelu

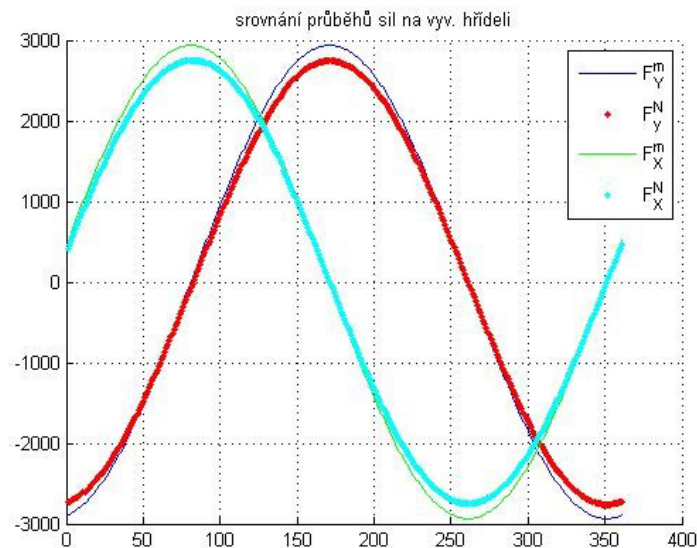


Obr. 33 - porovnání průběhů složek síly $F_{vh}(\alpha)$



Obr. 34 - průběh odchylky matematického modelu od multibody simulace

Porovnáme-li průběh složek setrvačné síly generované otáčením vyvažovacího hřídele, zjistíme, že hodnota odchylky velikosti síly matematického (tenká modrá křivka je složka v Y a zelená v X) od multibody modelu (tyrkysová křivka je složka v ose X a červená v Y) nepřekročí 4% (Obr. 33). Upravíme-li geometrii vyvažovacího hřídele, tak aby se vyvažovací poměr snížil na $X_2=48\%$, dojdeme opět k závěru, že průměrná hodnota odchylky velikosti síly je $<8\%$ (viz dva následující obrázky).

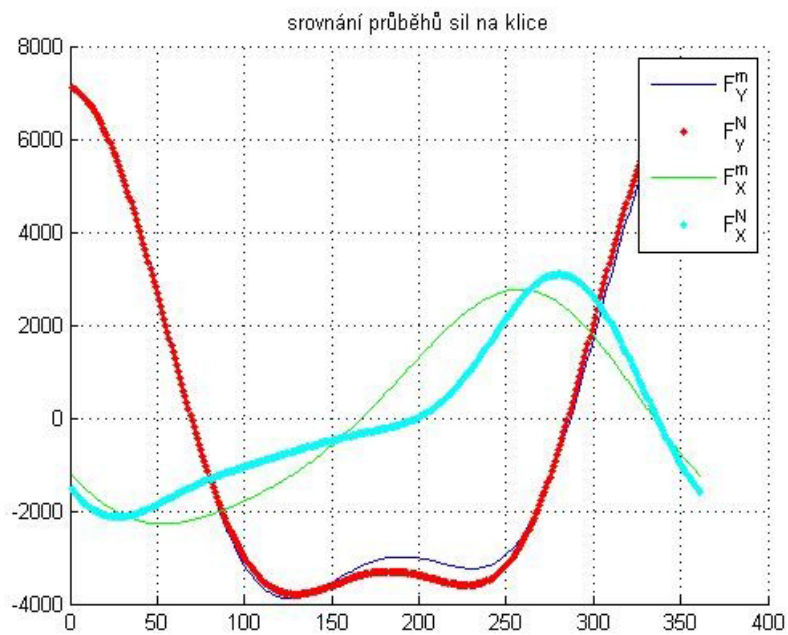
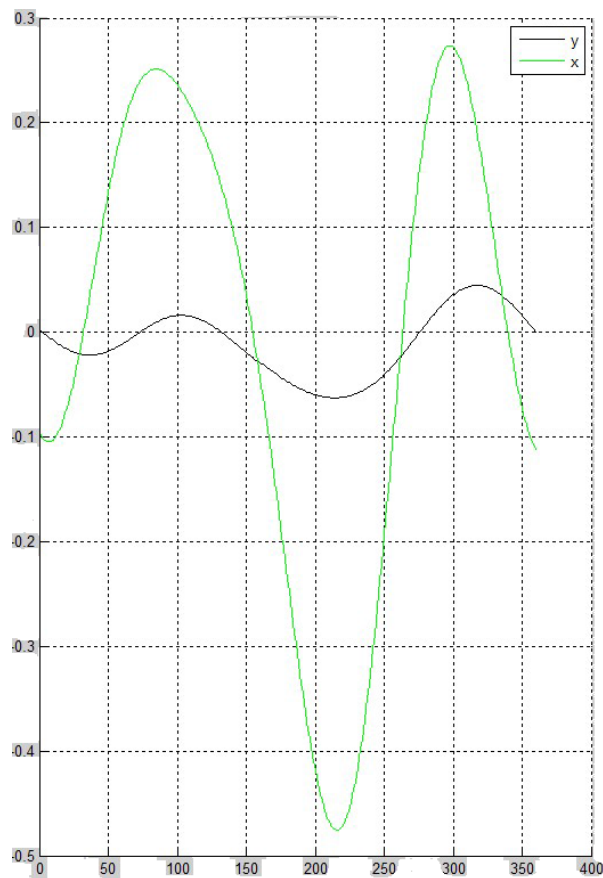


Obr. 35 - porovnání průběhů složek síly $F_{vh}(\alpha)$



Obr. 36 - průběh odchylky matematického modelu od multibody simulace

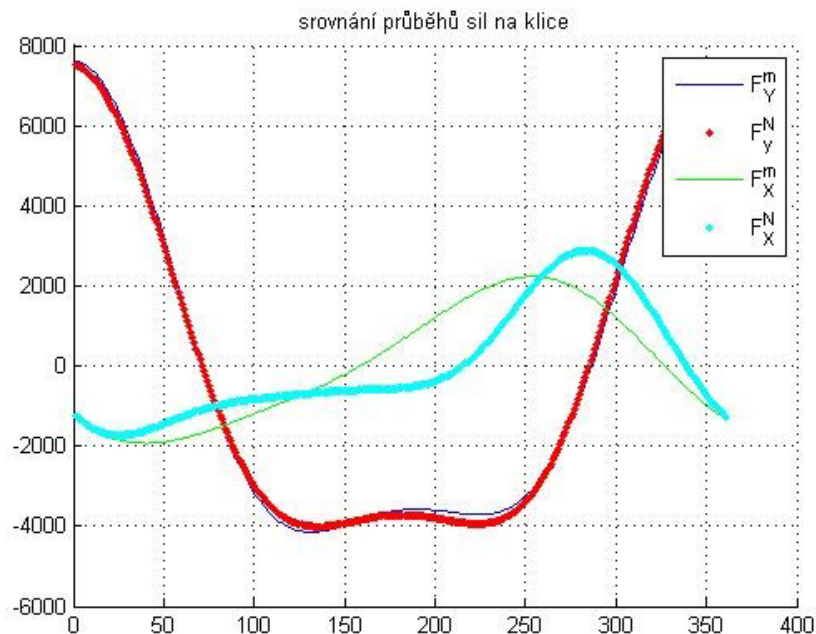
Porovnáme-li výstupy ze sond multibody modelu s průběhem složek výsledné setrvačné síly F_{vk} vypočtené matematickým modelem o totožných parametrech získáme následující graf:

Obr. 37 - porovnání průběhů složek síly $F_{vk}(\alpha)$ 

Obr. 38 - průběh odchylky matematického modelu od multibody simulace

Z průběhu složky v ose X je patrné mírné fázové zpoždění síly získané z multibody modelu za silou vypočtenou v matematickém modelu. Zanedbáme-li toto fázové posunutí, pak je odchylka mezi složkou F_x obou modelů menší 10%. Modely ve složce Y vykazují odchylku menší 8%.

Dále byla geometrie klikového hřídele upravena tak, aby došlo k výrazné změně hmotnosti a excentricity těžiště, tedy vyvažovací poměru. Nový vyvažovací poměr klikové hřídele má hodnotu: $X=31,8\%$, ostatní komponenty zůstaly nezměněny. I pro simulaci se změněnými vstupy platí závěry popsané výše, odchylka v ose X obou modelů je menší 8% a v ose Y při zanedbání fázového posunu menší 10%.



Obr. 39 - porovnání průběhů složek síly $F_{vk}(\alpha)$

Závěry o shodě modelů platí i při změně dalších parametrů, jako např. hmotnosti pístu nebo změně otáček.

7. Matematický model dvouválcového motoru

Princip vyvažování dvouválcových motorů byl popsán v kapitole 4.3. tohoto textu. Pro vytvoření matematického modelu dvouválcového klikového mechanismu byl použit model jednoválce popsaný v kapitole 5. této práce.

Pro vytvoření modelu s lomeným klikovým hřídelem byly rovnice popisující jednoválec zduplikovány a díky již implementovanému parametru zaklonění osy válce β v modelu jednoválce šlo jednoduše oba válce spojit několika parametry popisujícími konstrukční uspořádání dvouválcového motoru.

Pro vytvoření motoru do V se sdíleným ojnicím čepem byl z modelu dvouválce odstraněn druhý hmotný bod s kompenzační hmotou $m_c/2$.

Model o dvou válcích bude mít následující vstupní parametry:

Válec 1.	Válec 2.	Obecné
$\alpha = 0^\circ$	$\alpha_2 = 0^\circ$	$n=6000$ ot/min
$\beta = 0^\circ$	$\beta_2 = 0^\circ$	$\delta=0^\circ$
$R_1= 0.03$ m	$R_2= 0.03$ m	$\varepsilon=0^\circ$
$T_1= 0.11$ m	$T_{12}= 0.11$ m	
$m_{pistu}= 0.36$ kg	$m_{pistu2}= 0.36$ kg	
$m_{lozisko}= 0.04$ kg	$m_{lozisko2}= 0.04$ kg	
$m_{rot. Ojnice} = 0.15$ kg	$m_{rot. Ojnice2} = 0.15$ kg	
$m_{pos. Ojnice} = 0.12$ kg	$m_{pos. Ojnice2} = 0.12$ kg	
$X = 50$ %	$X_3 = 50$ %	

Kde parametry definující konstrukční uspořádání dvouválcového motoru jsou:

δ	[$^\circ$]	úhel mezi válci
ε	[$^\circ$]	úhel odsazení ojnicích čepů

Použijeme-li parametry definující konstrukční uspořádání dvouválcového motoru, rovnice uvedené v kapitole 4.3. této práce a budeme předpokládat, že parametry komponent klikového mechanismu jsou pro oba válce totožné, pak bude vždy zajištěno vyvážení posuvné setrvačné síly I. řádu F_{SPI} a vstupní parametry modelu dvouválcového motoru budou mít následující tvar:

Válec 1.	Válec 2.	Obecné
$\alpha_{01} = 0^\circ$	$\alpha_{02} = \alpha_{01} - \delta - \varepsilon$	$n=6000$ ot/min
$\beta_1 = \delta/2$	$\beta_2 = -\delta/2$	$\delta=0^\circ$
$R_1= 0.03$ m	$R_2= R$	$\varepsilon=(2\delta-180^\circ)$
$T_1= 0.11$ m	$T_{12}= T_1$	
$m_{pistu}= 0.36$ kg	$m_{pistu2}= m_{pistu}$	
$m_{lozisko}= 0.04$ kg	$m_{lozisko2}= m_{lozisko}$	
$m_{rot. Ojnice} = 0.15$ kg	$m_{rot. Ojnice2} = m_{rot. Ojnice}$	
$m_{pos. Ojnice} = 0.12$ kg	$m_{pos. Ojnice2} = m_{pos. Ojnice}$	
$X = \sin(\delta) \times 100$ %	$X_3 = X$ %	

Každá pístní skupina generuje posuvnou setrvačnou sílu F_{sp} a sílu od vývažku F_v^{POS} . Výpočet těchto sil je totožný jako u modelu jednoválce. Po rozložení sil do složek lokálního souřadného systému každého válce X_i a Y_i máme tedy celkem 8 složek sil:

Válec 1.

$$F_{spX}^1 = 0$$

$$F_{spY}^1 = F_{sp}^1$$

$$F_{vX}^{POS1} = F_v^{POS1} \cdot \sin(\alpha_1)$$

$$F_{vY}^{POS1} = F_v^{POS1} \cdot \cos(\alpha_1)$$

Válec 2.

$$F_{spX}^2 = 0$$

$$F_{spY}^2 = F_{sp}^2$$

$$F_{vX}^{POS2} = F_v^{POS2} \cdot \sin(\alpha_2)$$

$$F_{vY}^{POS2} = F_v^{POS2} \cdot \cos(\alpha_2)$$

Nyní složky sil z lokálních souřadných systémů $X_i Y_i$ transformujeme do globálního souřadného systému $X' Y'$. Vektory sil generovaných jednotlivými pístními skupinami se posléze jednoduše sečtou.

Válec 1.

$$F_{spX'}^1 = -F_{sp}^1 \cdot \sin(\beta_1)$$

$$F_{spY'}^1 = F_{sp}^1 \cdot \cos(\beta_1)$$

$$F_{vX'}^{POS1} = F_v^{POS1} \cdot \sin(\alpha_1) \cdot \cos(\beta_1) - F_v^{POS1} \cdot \cos(\alpha_1) \cdot \sin(\beta_1)$$

$$F_{vY'}^{POS1} = F_v^{POS1} \cdot \sin(\alpha_1) \cdot \sin(\beta_1) + F_v^{POS1} \cdot \cos(\alpha_1) \cdot \cos(\beta_1)$$

Válec 2.

$$F_{spX'}^2 = -F_{sp}^2 \cdot \sin(\beta_2)$$

$$F_{spY'}^2 = F_{sp}^2 \cdot \cos(\beta_2)$$

$$F_{vX'}^{POS2} = F_v^{POS2} \cdot \sin(\alpha_2) \cdot \cos(\beta_2) - F_v^{POS2} \cdot \cos(\alpha_2) \cdot \sin(\beta_2)$$

$$F_{vY'}^{POS2} = F_v^{POS2} \cdot \sin(\alpha_2) \cdot \sin(\beta_2) + F_v^{POS2} \cdot \cos(\alpha_2) \cdot \cos(\beta_2)$$

Výsledná síla F

$$F_{X'} = F_{spX'}^1 + F_{spX'}^2 + F_{vX'}^{POS1} + F_{vX'}^{POS2}$$

$$F_{Y'} = F_{spY'}^1 + F_{spY'}^2 + F_{vY'}^{POS1} + F_{vY'}^{POS2}$$

7.1. Ověření chování matematického modelu dvouválce

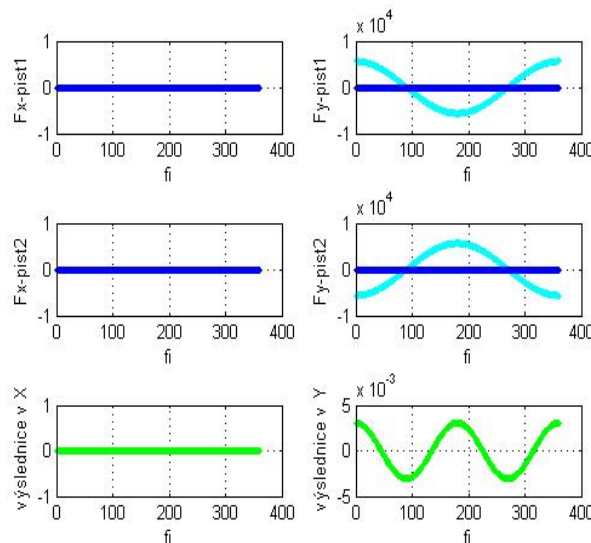
Ověřme, že se model chová podle závěrů o vyvažování dvouválcových motorů do V popsanych v kapitole 4.3. této práce. Pro definici parametrů komponent klikového mechanismu použijeme níže uvedené hodnoty:

$$\begin{aligned}\alpha_{01} &= 0^\circ \\ R_1 &= 0.03 \text{ m} \\ T_1 &= 1100 \text{ m} / 0.11 \text{ m} \\ m_{\text{pistu}} &= 0.36 \text{ kg} \\ m_{\text{lozisko}} &= 0.04 \text{ kg} \\ m_{\text{rot. Ojnice}} &= 0.15 \text{ kg} \\ m_{\text{pos. Ojnice}} &= 0.12 \text{ kg} \\ n &= 6000 \text{ ot/min} \\ \delta &\dots \text{ proměnná}\end{aligned}$$

Parametr T_1 (délka ojnice) má první hodnotu 1100 m – pracujeme s „nekonečnou“ ojnicí za účelem potlačení posuvných setrvačných sil vyšších řádů. Pro srovnání budou zobrazeny i výsledky s „konečnou“ ojnicí, kdy $T_1 = 0.11$ m.

7.1.1. Řadový dvouválec 180° I2

Této konfiguraci odpovídá parametr $\delta = 0^\circ$. Podle rovnic uvedených v kapitole 4.3. je vývaha na klikovém hřídeli $X=0\%$. Na Obr. 38 je vyobrazen průběh složek sil F_v^{POS} , F_{sp} a F . Grafy v první řádce odpovídají silám na prvním válci (tmavě modrá je síla F_v^{POS} , světle modrá je síla F_{sp}), druhý řádek odpovídá silám na druhém válci (tmavě modrá je síla F_v^{POS} , světle modrá je síla F_{sp}), ve třetím řádku je vykreslena výsledná síla F (zeleně).

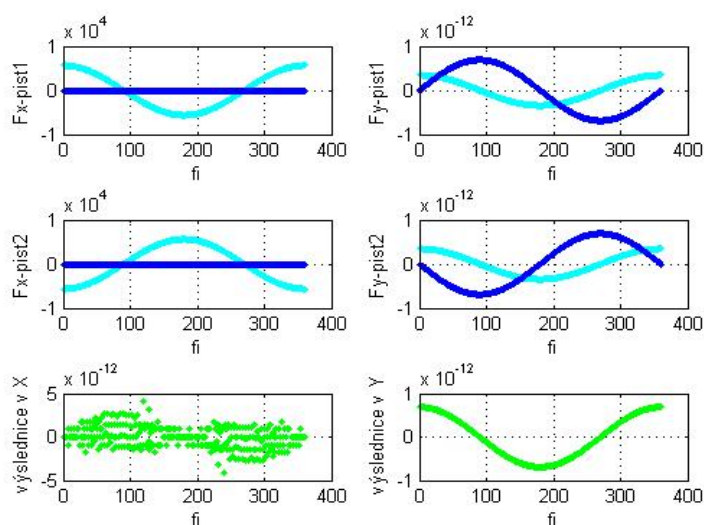


Obr. 40 - řadový dvouválec - nekonečná ojnice

V případě nekonečně ojnice je patrné, že složky síly F jsou téměř nulové v průběhu celé otáčky mechanismu. Při konečné délce ojnice se projeví setrvačná síla vyššího řádu.

7.1.2. Boxer 180°V2

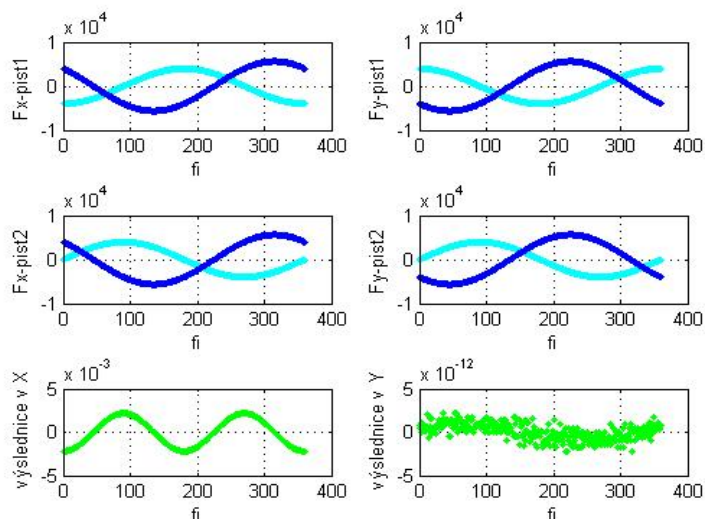
Této konfiguraci odpovídá parametr $\delta = 180^\circ$.



Obr. 41 - boxer - nekonečná ojnice

7.1.3. Dvouválec 90°V2

Této konfiguraci odpovídá parametr $\delta=90^\circ$.

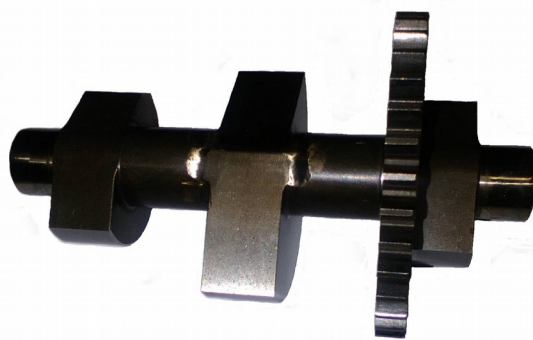


Obr. 42 - 90 V2 - nekonečná ojnice

Po vyhodnocení Obr. 38-40 lze říci, že se modely pro dvouválcové konfigurace chovají dle očekávání. Bez použití vyvažovacího hřídele došlo k vyvážení setrvačné síly I. řádu. Grafy odpovídající výpočtu s konečnou délkou ojnice jsou uvedeny v příloze 2.

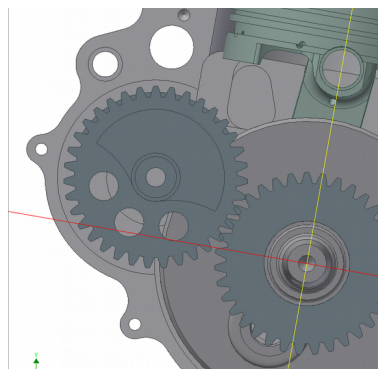
8. Případová studie - jednoválcový motor VM 450

Součástí této diplomové práce je aplikování vytvořené metodiky a skriptů pro návrh vyvážení klikového ústrojí ve vývoji čtyřtaktního jednoválcového motoru o zdvihovém objemu 446 ccm. Z důvodu napřimení sání je válec motoru zakloněn o 10° . V prvním kroku je cílem redukce hmotnosti motoru a návrh alternativních vyvažovacích poměrů, v kroku druhém návrh výrobně jednoduššího provedení vyvažovacího hřídele.

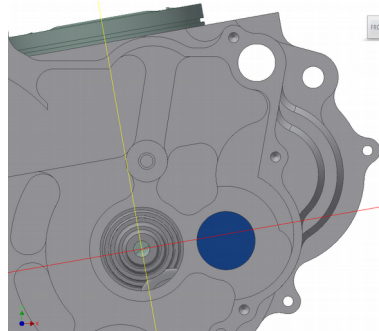


Obr. 43 - stávající vyvažovací hřídel - obrobený z jednoho kusu kulatiny

Z konstrukčních důvodů není vyvažovací hřídel umístěna v rovině procházející osou rotace klikového hřídele a kolmé na osu válce (Obr. 44 - červená rovina), ale o 24,283 mm nad touto rovinou. Důvodem tohoto umístění je uložení vodní pumpy z druhé strany stěny karteru (Obr. 45).



Obr. 44 - klikový mechanismus VM 450



Obr. 45 - uložení vodní pumpy - modrá plocha

8.1. Analýza stávajícího řešení vyvážení motoru VM 450

Parametry analyzovaného motoru:

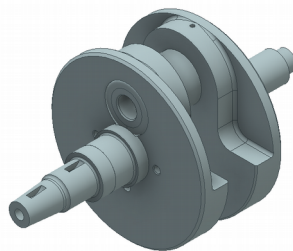
$\beta = -10^\circ$... úhel zaklonění válce
$R = 0,0302 \text{ m}$... rameno osy ojnicního čepu k ose rotace
$T_1 = 0,1102 \text{ m}$... délka ojnice
$m_{\text{pístu}} = 0,358 \text{ kg}$... hmotnost pístu a pístního čepu
$m_{\text{ložisko}} = 0,042 \text{ kg}$... hmotnost ojnicního ložiska
$m_{\text{rot. ojnice}} = 0,148953 \text{ kg}$... část hmotnosti ojnice konající rotaci
$m_{\text{pos. ojnice}} = 0,114447 \text{ kg}$... část hmotnosti ojnice konající posuvný pohyb
$m_{\text{vh}} = 0,9473 \text{ kg}$... hmotnost vyvažovacího hřídele
$m_C = 3,678 \text{ kg}$... hmotnost klikového hřídele
$\gamma_2 = 8,22 \text{ mm}$... vzdálenost těžiště vyvažovacího hřídele od osy rotace
$\gamma = 2,739 \text{ mm}$... vzdálenost těžiště klikového hřídele od osy rotace

pak tedy:

$$m_{\text{POS}} = 0,358 + 0,115 = 0,473 \text{ kg}$$

$$m_{\text{ROT}} = 0,042 + 0,149 = 0,191 \text{ kg}$$

Určení vyvažovacího poměru X:

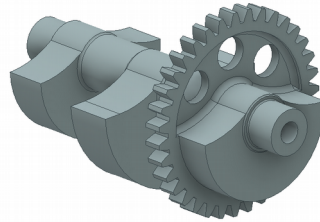


Obr. 46 - geometrie původního klikového hřídele

použijeme vztah 2.3.f:

$$X = \frac{m_C \cdot \gamma - m_{\text{ROT}} \cdot R}{m_{\text{POS}} \cdot R} \cdot 100 = \frac{3,678 \cdot 0,00274 - 0,191 \cdot 0,0302}{0,473 \cdot 0,0302} \cdot 100 = 30,16 \%$$

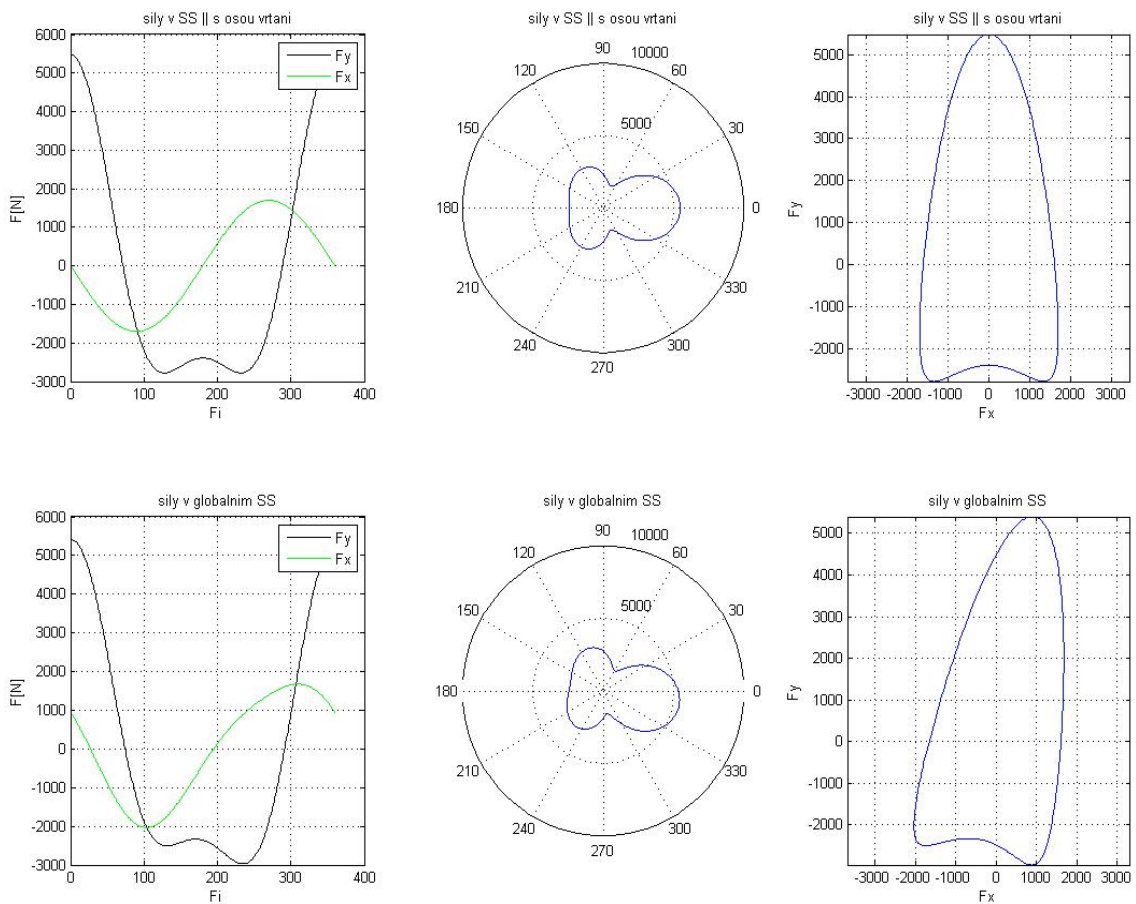
Určení vyvažovacího poměru X_2 :



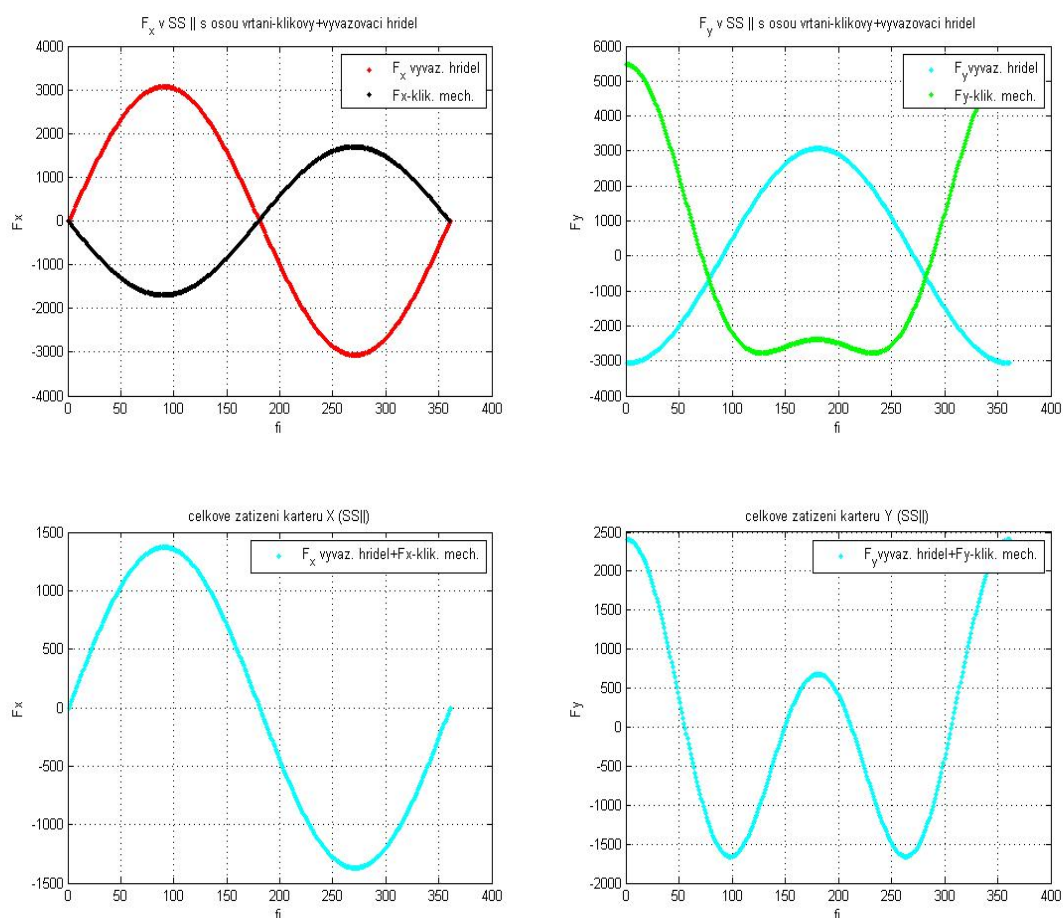
Obr. 47 - model původního vyvažovacího hřídele

použijeme vztah 2.3.h :
$$X_2 = \frac{m_{vh} \cdot e}{m_{POS} \cdot R} \cdot 100 = \frac{0,947 \cdot 0,00822}{0,473 \cdot 0,0302} \cdot 100 = 54,5 \%$$

použijeme-li dopočtené hodnoty pro výpočet průběhu výsledných setrvačných sil klikového mechanismu a vyvažovacího hřídele pomocí skriptu popsaného v kapitole 5. získáme následující výstup:



Obr. 48 - průběh setrvačné síly na klikovém mechanismu F_{vk}

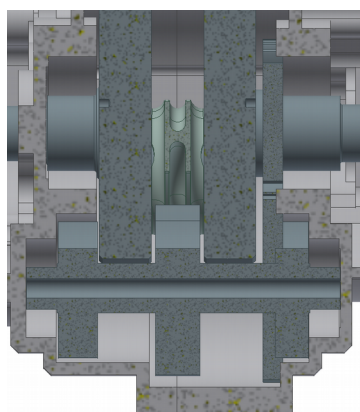
Obr. 49 - součet síly F_{vk} a F_c

Sečteme-li průběh výsledné setrvačné síly klikového mechanismu F_{vk} a setrvačné síly F_c zjistíme, že maximum této výsledné síly F působí v horní úvrati a má velikost 2390 N.

8.1.1. Návrh alternativních vyvažovacích poměrů

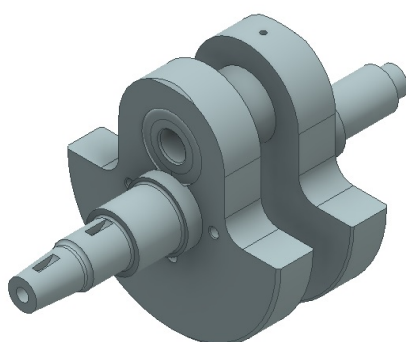
Cílem návržení alternativního vyvažovacího poměru klikového a vyvažovacího hřídele je snížení hmotnosti komponent a snížení zatížení karterů motoru za současného zachování přijatelných vibrací motoru.

Při návrhu alternativního vyvažovacího poměru na klikovém hřídeli jsme limitováni především požadavky na pevnost, tuhost, zástavbový prostor a vyrobiteľnost.



Obr. 50 - řez rovinou procházející osou vyvažovacího hřídele

Proto pro účely prototypu vycházíme ze stávající geometrie klikového hřídele a budeme hledat nejvyšší teoreticky dosažitelný vyvažovací poměr X , jakého lze dosáhnout úpravou stávajícího klikového hřídele.



Obr. 51 - geometrie klikového hřídele B.

Výše vizualizovanou úpravou geometrie došlo ke změně parametrů klikové hřídele z:

$$\begin{aligned} m_C &= 3,68 \text{ kg} \\ \gamma &= 2,74 \text{ mm} \end{aligned}$$

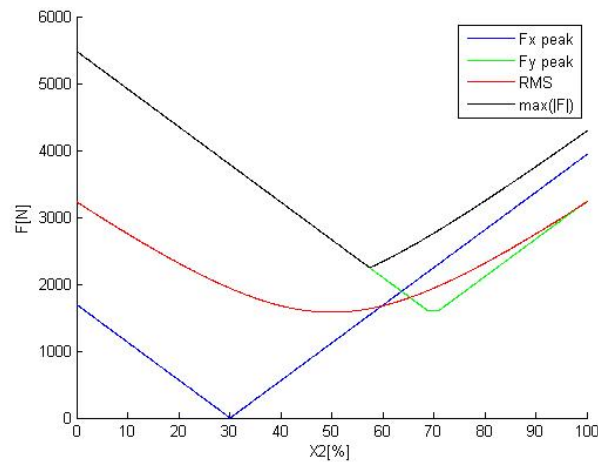
na:

$$\begin{aligned} m_C &= 3,40 \text{ kg} \\ \gamma &= 4,85 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$X = \frac{m_C \cdot \gamma - m_{ROT} \cdot R}{m_{POS} \cdot R} \cdot 100 = \frac{3,4 \cdot 0,00485 - 0,191 \cdot 0,0302}{0,473 \cdot 0,0302} \cdot 100 = 75,06 \text{ \%}$$

Pevnostní a tuhostní porovnání původního klikového a vyvažovacího hřídele je popsána v příloze 1. Rovněž byla provedena i pevnostní a tuhostní kontrola klikového hřídele B. Tato analýza se rovněž nachází v příloze 1.

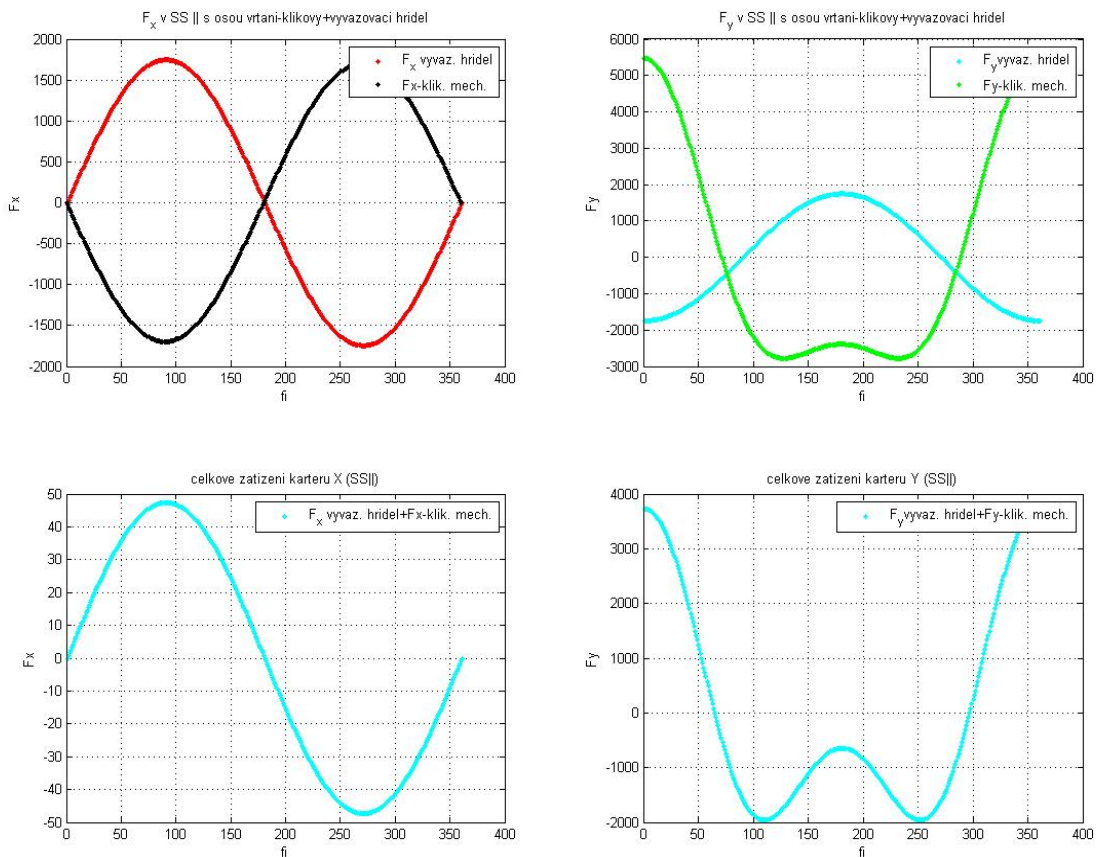
Vyvažovací poměr X lze tedy teoreticky měnit v intervalu 30 – 75%. Použijme skript popsany v kapitole 5.4. pro prozkoumání možnosti změny původního vyvažovacího poměru X_2 .



Obr. 52 - výstup skriptu pro optimalizaci parametrů

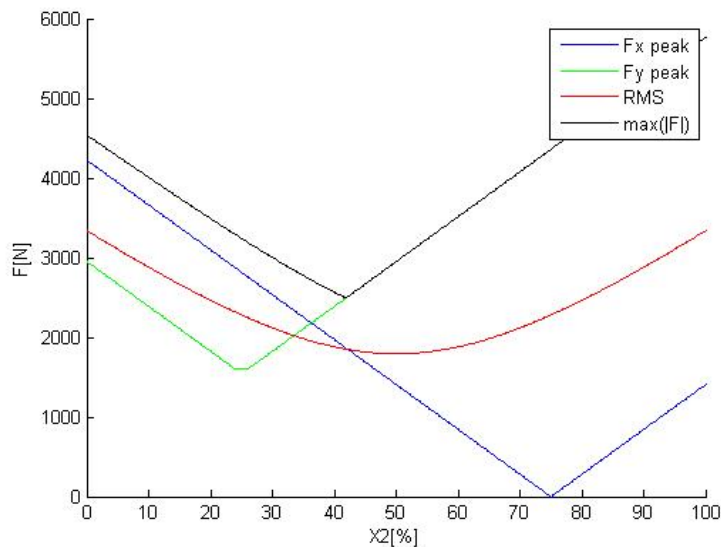
Z výše uvedeného grafu (Obr. 52) plyne, že v kombinaci zadaného klikového mechanismu a vyvažovacího hřídele o $X_2=31\%$ dojde k potlačení síly F_x (modrá křivka). Střední efektivní hodnota síly F (červená křivka) má minimum pro $X_2=50\%$. Maximum absolutní hodnoty síly F (černá křivka) je minimální pro $X_2=57\%$. Minimalizace složky F_y je dosaženo použitím vyvažovacího hřídele $X_2=68\%$.

Vzhledem k limitujícímu zástavbovému prostoru není za použití vyvažovacího hřídele pouze z oceli možné dosáhnout vyššího vyvažovacího poměru než je stávající hodnota $X_2=54,5\%$, proto blíže prozkoumáme řešení o $X_2=31\%$.



Obr. 53 - součet síly F_k a F_c ($X_2=31\%$)

Maximum výsledné síly F působí opět v horní úvratí, nicméně vzrostlo z 2390 N na 3731 N, tedy o 56%. Složka výslednice ve směru X byla potlačena. Použijme opět skript pro hledání optimálních parametrů X_2 , tentokrát na klikový hřidel z horní hranice možného intervalu, tedy o $X=75\%$.



Obr. 54 - průběh sil v závislosti na X_2 pro $X=75\%$

8.1.2. Návrh a testování nového vyvažovacího hřídele

Výše byla zdůvodněna volba alternativního vyvažovacího poměru $X_2=31\%$. Cílem nyní je navrhnout výrobně jednoduchou úpravu stávajícího vyvažovacího hřídele na nový vyvažovací poměr. Takto navržený hřídel nebude mít tedy optimální využití hmoty, ale umožní experimentálně ověřit dosavadní závěry. Skica této úpravy je k nahlédnutí v příloze 3, spočívá pouze ve zmenšení rádiusu středního nevývažku z R35 na R20. Hmotnost nového vyvažovacího hřídele A4 je $m_{vh}^{A4}=0,765$ kg a excentricita těžiště $\gamma_2=5,74$ mm.

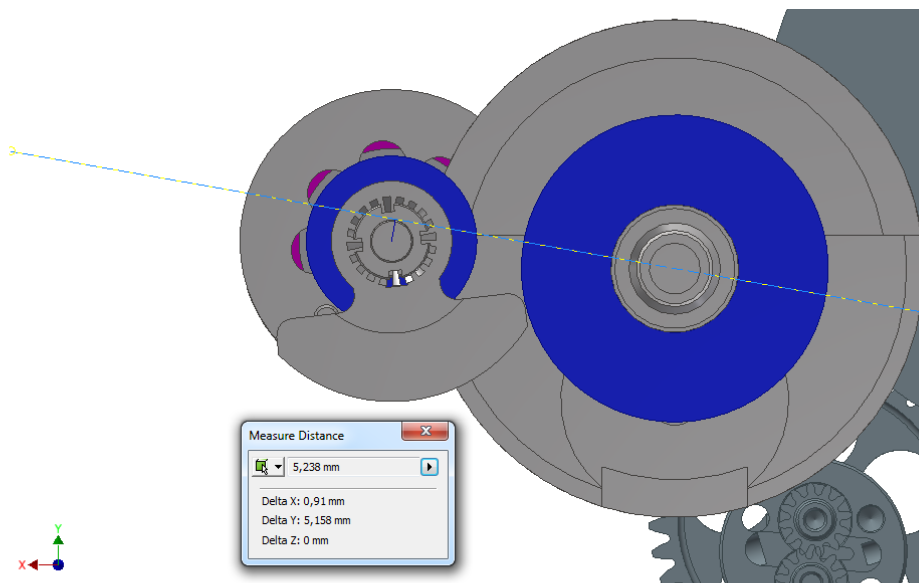
$$\text{použijeme vztah 2.3.h : } X_2 = \frac{m_{vh} \cdot e}{m_{POS} \cdot R} \cdot 100 = \frac{0,765 \cdot 0,00574}{0,473 \cdot 0,0302} \cdot 100 = 30,74 \%$$

Dále byl navržen výrobně složitější vyvažovací hřídel o stejném parametru $X_2=31\%$, ovšem byl kladen důraz na efektivní využití hmoty. Výrobní výkres vyvažovacího hřídele A2 číslo DP_000_00_001 je přiložen k této práci.

8.2. Návrh nového rozvržení vnitřních komponent motoru

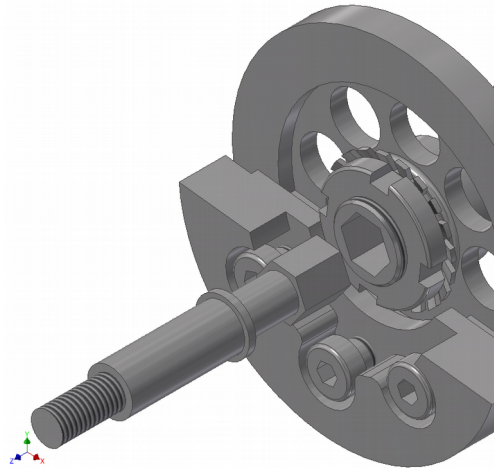
V průběhu práce na tomto textu pokročil vývoj motoru do fáze tvorby odlévaných karterů. Se změnou karterů vyjádřil zadavatel přání přeuspořádat umístění vnitřních komponent motoru. Pro tuto práci je podstatné, že tímto vznikl prostor pro vytvoření nového vyvažovacího hřídele nesvázaného zástavbovým prostorem.

Hlavní překážkou pro optimálnější umístění vyvažovacího hřídele je tedy vodní pumpa. Jak bylo uvedeno na začátku kapitoly 8., vzdálenost osy rotace vyvažovacího hřídele od roviny kolmé na osu válce procházející osou rotace klikového hřídele bylo u původního řešení 24,283 mm. Tato vzdálenost je v novém rozvržení zmenšena na 5,238 mm. Rovněž byla upravena osová vzdálenost klikového a vyvažovacího hřídele z původní hodnoty 71 mm, na 66,724 mm.



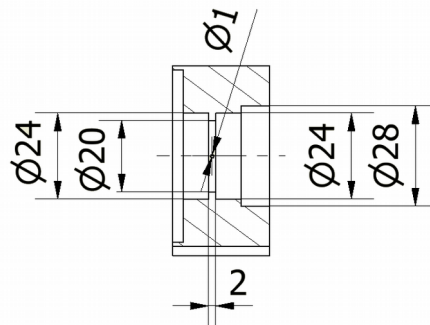
Obr. 55 - návrh nové polohy vyvažovacího hřídele

V tomto rozvržení jsou vyvažovací hřídel a vodní pumpa souosé. Nové řešení uvažuje náhon přes hřídelku spojenou šestihřanným zakončením velikosti $s=8$ s šestihřannou dírou hlubokou 10 mm ve vyvažovacím hřídeli. Převodový poměr se tímto změní z $i=0.95$ na $i=1$.



Obr. 56 - princip přenosu M_k z vyvažovacího hřídele na hřídel vodní pumpy

Typ uložení a těsnění vodní pumpy zůstane nezměněné. Těsnění je zajištěno dvěma NBR guferami o rozměru 10x24x7. Konstrukce díry pro uložení vodní pumpy ve víku doznala změny. Gufera již na sebe nedoléhají, ale je mezi nimi zmenšený průměr díry na 20 mm. Do tohoto osazení je vyvrtána díra o průměru 1 mm. V případě poškození gufera, ať ze strany chladicí kapaliny nebo ze strany oleje, slouží tato díra pro únik prosáklé provozní kapaliny ven z motoru a tedy indikaci pro uživatele motocyklu.



Obr. 57 - skica uložení hřídele vodní pumpy

8.2.1. Klikový hřídel C

Po změnách v rozvržení motoru a následných nutných úpravách klikového hřídele jsou parametry pro vyvažování následující:

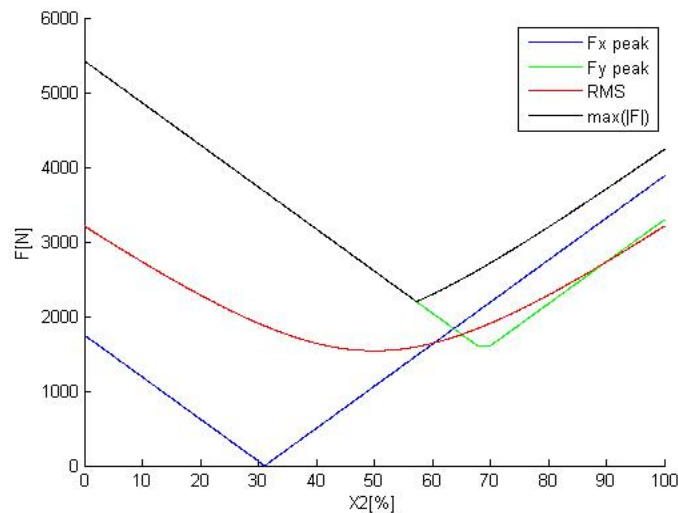
$$m_c = 3,580 \text{ kg}$$

$$\gamma = 2,85 \text{ mm}$$

$$X = 31,1\%$$

8.2.2. Vyvažovací hřídel

Kromě lehkých změn klikového hřídele, klikový mechanismus zůstal nezměněn. Použijme opět skript popsaný v kapitole 5.4. pro nalezení zajímavých vyvažovacích poměrů X_2 , vhodných pro vyvážení mechanismu s novým klikovým hřídelem o $X=31,1\%$.



Obr. 58 - výstup skriptu pro optimalizaci parametrů

Podle očekávání se význačné hodnoty X_2 změnilo minimálně, pro potlačení složky celkové síly F_x by měl být vyvažovací hřídel zkonstruován o $X_2 = 31\%$. V případě zajištění minimálního maxima absolutní hodnoty síly F o $X_2 = 57,3\%$. Vzhledem k novým možnostem konstrukce (díky absenci omezení zástavbovým prostorem) se nabízí možnost vytvořit takový vyvažovací hřídel, na kterém by se pro účely testování nechal měnit vyvažovací poměr, například výměnou nebo přidáváním vývažků.

V průběhu řešení této diplomové práce jsem prozatím uvažoval 3 varianty klikového hřídele:

původní klikový hřídel A o $X=30,16\%$

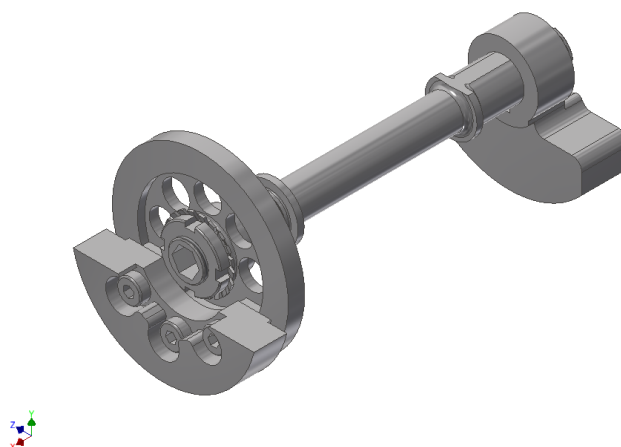
klikový hřídel B o $X=75\%$

klikový hřídel C se změnami pro nové uspořádání vnitřních komponent o $X=31\%$

Z Obr. 52, 54 a 58 plynou následující vhodné hodnoty vyvažovacího poměru X_2 pro jednotlivé varianty klikového hřídele:

Klikový hřídel A	X_2 : 31% 50% 57%
Klikový hřídel C	X_2 : 31% 57,3%
Klikový hřídel B	X_2 : 42%

Popis návrhu geometrie vyvažovacího hřídele C



Obr. 59 - vizualizace navržené geometrie

Na rozdíl od původního konstrukčního řešení, vyvažovací hřídel již není vyráběn jako jeden celistvý komponent obráběním z kulatiny o $\varnothing 80$, ale jako sestava několika komponent. Výroba bude tedy levnější. Vývažky se přesunuly na vnější stranu karterů, konstrukce tedy již není omezena zástavbovým prostorem.

Vyvažovací hřídel C se skládá z ozubeného kola, hřídele, vývažku 1 a vývažku 2. Ozubené kolo a vývažek 2 jsou s hřídelem spojeny pomocí těsného pera, axiální zajištění je realizováno pomocí KM matice a MB podložky. Vývažek 1 je k ozubenému kolu uchycen pomocí tří šroubů M6x16 dle DIN7984.

Byly vytvořeny 4 páry vývažků – pro vyvažovací poměr $X_2 = 31/42/50/57\%$. Parametry vyvažovacího hřídele v jednotlivých konfiguracích jsou shrnuty v níže uvedené tabulce. Rozložení hmoty mezi vývažky 1 a 2 bylo voleno s ohledem na vzdálenost těžiště vyvažovacího hřídele od dělicí roviny motoru x_T ale i s ohledem na co nejmenší na zástavbový prostor.

$X_2[\%]$	$m[\text{kg}]$	$\gamma_2 [\text{mm}]$	$x_T [\text{mm}]$
31	0,619	7,47	-5,450
42	0,685	8,90	-4,237
50	0,716	9,95	-3,332
57	0,761	10,76	-4,696

Výrobní výkresy pod sestavy vyvažovacího hřídele jsou součástí příloh této práce.

Pohon vyvažovacího hřídele

Z důvodu změny osové vzdálenosti a_w z 71 mm na 66,724 mm je nutné upravit i původní soukolí. Původní soukolí používá přímé zuby o $m=2$. Tato úprava spočívá ve zmenšení počtu zubů o dva, tedy $z_1=z_2=35$ na $z_1=z_2=33$.

Pro kontrolu soukolí pohonu vyvažovacího hřídele je potřeba určit moment, který se bude

ozubením přenášet při akceleraci motocyklu. Dále je uvažována nejmasivnější varianta C o $X_2=57\%$.

moment setrvačnosti vyvažovacího hřídele k ose rotace $I_o = 432,229 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$

moment setrvačnosti vodní pumpy k ose rotace $I_o = 0,363 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$

$$M = I_o \cdot \alpha = (0,000432 + 0,000000363) \cdot 869 = 0,376 \text{ Nm}$$

Provedeme-li kontrolu podle Merrita při zatížení 9500 ot/min a 1,5 M dostáváme, že bezpečnost obou kol je $s=33,93$. Síly vznikající v soukolí jsou zanedbatelné velikosti.

The screenshot shows the 'Design' environment in Inventor 2016, specifically the 'Calculation' tab for a Merrit (complex design) strength analysis. The 'Loads' section is configured for Gear 1 and Gear 2 with the following values:

	Gear 1	Gear 2
Power (P)	0,560 kW	0,548 kW
Speed (n)	9500	9500,00 rpm
Torque (T)	0,375*1,5	0,551 N m
Efficiency (η)	0,980 ul	

The 'Material Values' section shows both gears are made of CSN 16420. Allowable stresses are set to 350,0 MPa for bending (σ_{Ab}) and 100,0 MPa for contact (σ_{Ac}). The 'Required Life' is set to 10000 hr. The 'Results' panel on the right lists various force and stress values for both gears, including tangential force (F_t), radial force (F_r), axial force (F_a), normal force (F_n), velocity (v), mesh speed (η_{E1}), contact stress (γ_c), and safety factor (v). Gear 1 results include $F_t = 16,860 \text{ N}$, $F_r = 6,690 \text{ N}$, $F_n = 18,139 \text{ N}$, $v = 32,830 \text{ mps}$, $\eta_{E1} = 14851,873 \text{ rpm}$, $\gamma_c = 1,455 \text{ ul}$, and $v = 1,000 \text{ ul}$. Gear 2 results include $F_t = 16,860 \text{ N}$, $F_r = 6,690 \text{ N}$, $F_n = 18,139 \text{ N}$, $v = 32,830 \text{ mps}$, $\eta_{E1} = 14851,873 \text{ rpm}$, $\gamma_c = 1,455 \text{ ul}$, and $v = 1,000 \text{ ul}$.

Obr. 60 - výstup kontroly soukolí podle Merrita – Inventor 2016

Návrh per

Pro návrh spojení pery uvažujeme nejmasivnější variantu hřídele C o $X_2=57\%$. Pero přenášející točivý moment z ozubeného kola na hřídel je uloženo na části hřídele o $\varnothing 17$. Podle normy ČSN 02 2562 pro hřídel tohoto průměru použijeme pero 5x5. Materiál pera je zvolen 11 600.

$$\sigma_{pt}^{dyn} = 300 \text{ MPa}$$

$$\sigma_d = \frac{0,6 \cdot \sigma_{pt}}{1,5} = \frac{0,6 \cdot 300}{1,5} = 120 \text{ MPa}$$

Zatížení:

$$M = I_o \cdot \alpha = (0,000432 + 0,000000363) \cdot 869 = 0,376 \text{ Nm}$$

$$p^I = p^II = \frac{F_c}{S_c} = \frac{2 \frac{M_t}{d}}{\frac{c_{ef} \cdot n_p \cdot l_{st} \cdot h_{st}}{2}} \leq \sigma_d$$

vyjádříme délku pera l_{st} :

$$l_{st} = \frac{2 \frac{M_t}{d}}{\frac{c_{ef} \cdot n_p \cdot p_d \cdot h_{st}}{2}} = \frac{2 \cdot 0,376}{\frac{1 \cdot 1 \cdot 140 \cdot 10^6 \cdot 0,005}{2}} = 0,126 \text{ mm}$$

Nejkratší pero podle ČSN 02 2562 rozměru 5x5 má délku 8. Zvoleno pero 5x5x8. Jelikož druhé pero přenášející točivý moment na vývažek 2 je také uloženo na $\varnothing 17$ a bude přenášet menší zatížení, než pero první, volíme rovněž nejmenší možný rozměr kupovaného pera 5x5x8.

Pevnostní a tuhostní kontrola vyvažovacího hřídele

Zatížení přenášené ozubeným kolem je zanedbáno. Je o několik řádů menší než setrvačné síly vývažků. Pro určení reakcí v uložení, průhybu a redukovaného napětí byl použit modul SW Autodesk Inventor pro řešení hřídelů. Ložiska byla nahrazena rotační, resp. rotačně posuvnou vazbou a vývažky silou odpovídající odstředivé síle, kterou budou namáhat hřídel při rotaci 10 000 ot/min.

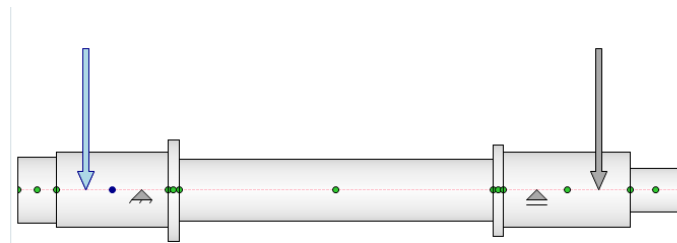
$$\text{Kolo: } F_{kolo} = m \cdot e \cdot \omega^2 = 0,152 \cdot 0,00136 \cdot 1047,2^2 = 227 \text{ N}$$

$$\text{vývažek 2: } F_{v2} = m \cdot e \cdot \omega^2 = 0,24 \cdot 0,02023 \cdot 1047,2^2 = 5324 \text{ N}$$

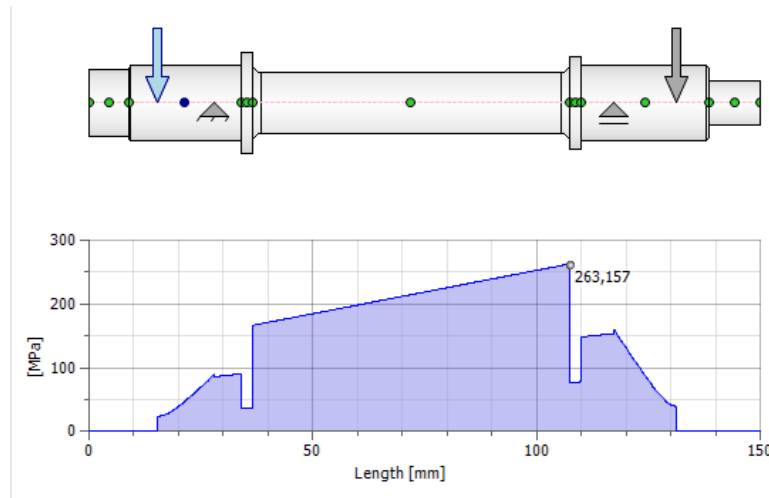
$$\text{vývažek 1: } F_{v1} = m \cdot e \cdot \omega^2 = 0,125 \cdot 0,02259 \cdot 1047,2^2 = 3097 \text{ N}$$

$$F_1 = F_{kolo} + F_{v1} = 227 + 3097 = 3324 \text{ N}$$

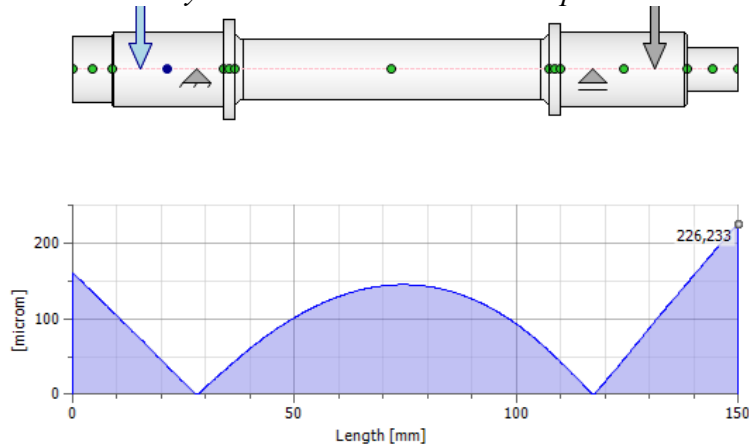
Analytické řešení:



Obr. 61 - model analytického řešení pevnosti a tuhosti vyvažovacího hřídele



Obr. 62 - analytické řešení - redukované napětí dle HMM



Obr. 63 - analytické řešení - deformace

Z důvodu deformace pod ozubeným kolem větší než 0,03 mm (konkrétně 0,063 mm) bude použito dvouřadé ložisko. Maximální redukované napětí dle HMM hypotézy dosahuje hodnoty 263,157 MPa. Mez kluzu materiálu 16 420 je 540 MPa.

V části kde je nejmenší vůle mezi klikovým a vyvažovacím hřídelem (1,4 mm) dosahuje průhyb vyvažovacího hřídele velikosti 0,1 mm.

Radiální síla působící na uložení u ozubeného kola má velikost 2689 N, na druhé ložisko působí síla o velikosti 5921 N.

Volba ložisek

S ohledem na proměnné zatížení ložisek při provozu motoru byl pro návrh ložisek zvolen postup požadující životnost ložisek po 50 000 km jízdy na 7000 ot/min průměrnou rychlostí 70 km/h. Požadovaná hodnota L_{10h} tedy je:

$$L_{10h}^{min} = \frac{50000}{70} = 714 h$$

Vstupní hodnoty analytického řešení hřídele odpovídající těmto otáčkám:

$$n = 7000 \text{ ot/min}$$

$$\text{Kolo: } F_{kolo} = m \cdot e \cdot \omega^2 = 0,152 \cdot 0,00136 \cdot 733^2 = 111 \text{ N}$$

$$\text{vývažek 2: } F_{v2} = m \cdot e \cdot \omega^2 = 0,24 \cdot 0,02023 \cdot 733^2 = 2609 \text{ N}$$

$$\text{vývažek 1: } F_{v1} = m \cdot e \cdot \omega^2 = 0,125 \cdot 0,02259 \cdot 733^2 = 1517 \text{ N}$$

$$F_1 = F_{kolo} + F_{v1} = 111 + 1517 = 1628 \text{ N}$$

Radiální síla působící na uložení u ozubeného kola má velikost 1308 N, na druhé ložisko působí síla o velikosti 2931 N. Pro odpovídající provozní podmínky bylo z katalogu ZKL vybráno dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem typ 3303. Hlavní rozměry tohoto ložiska jsou 17x47x22,2.

Provedeme kontrolu základní trvanlivosti L_{10h} :

$$L_{10h} = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{\left(\frac{23649}{2931}\right)^3 \cdot 10^6}{60 \cdot 7000} = 1250,7 \text{ h}$$

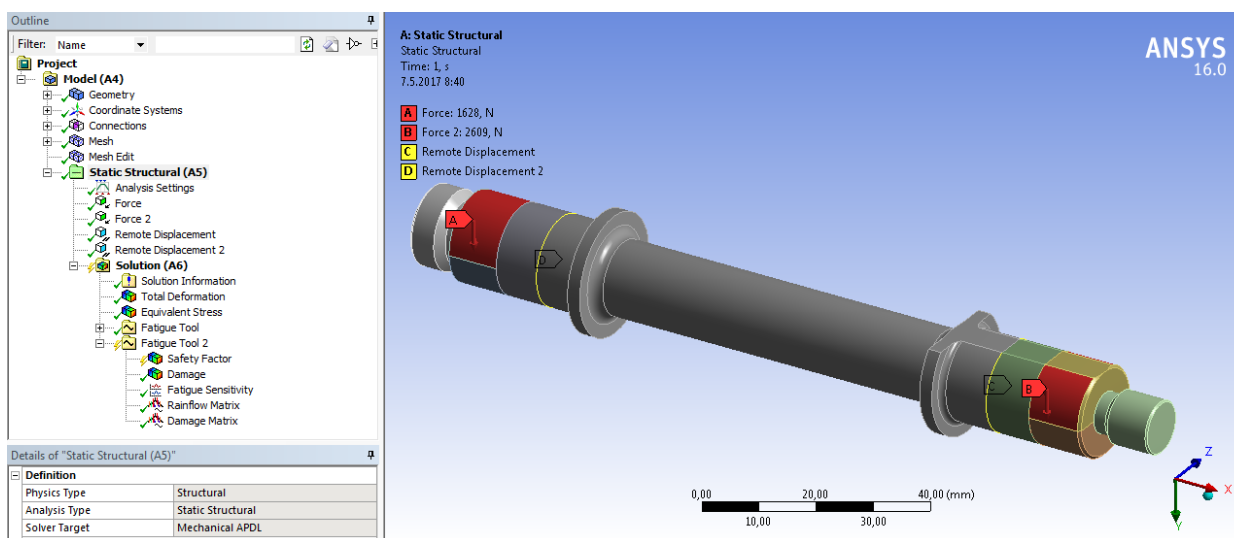
$$L_{10h} > L_{10h}^{min}$$

Po konzultaci se zadavatelem bylo na základě výše popsaného konzervativního návrhu zvoleno ložisko o řadu menší, a to ZKL typ 3203. Dosadíme-li parametry ložiska do vztahu pro určení L_{10h} , dostáváme hodnotu $L_{10h} = 283,4 \text{ h}$ při extrémním režimu jízdy.

8.3. Únavová analýza

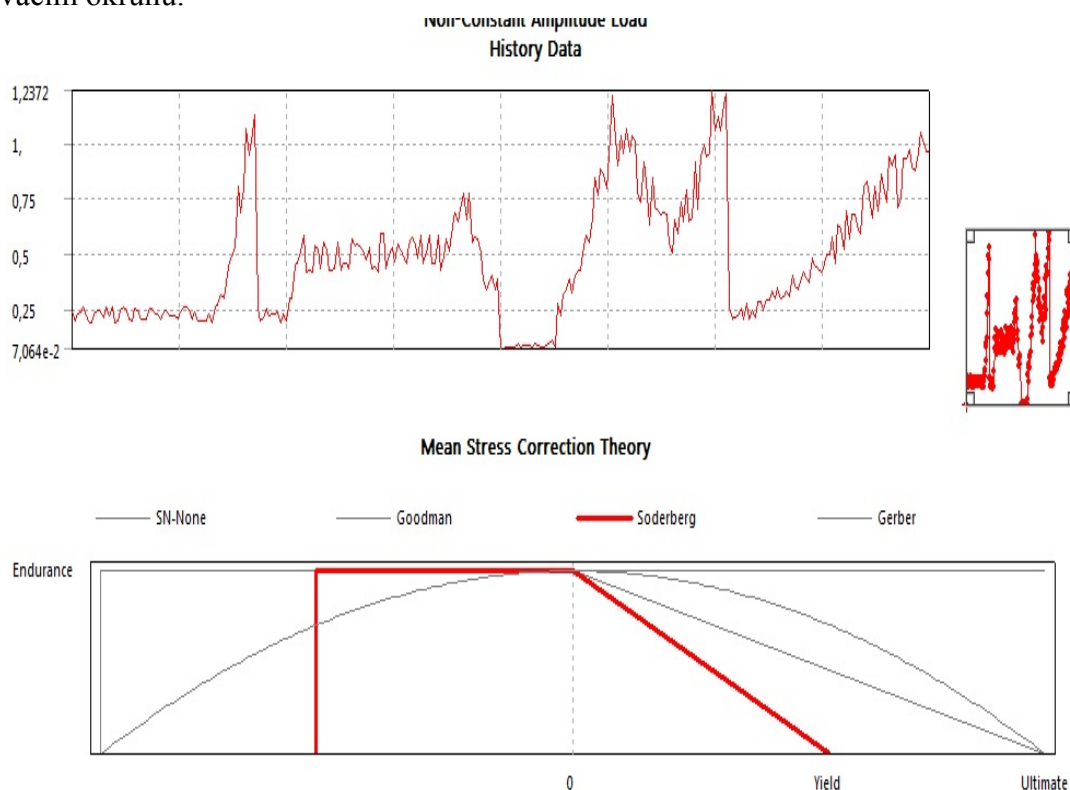
V této kapitole bude popsána únavová analýza navrhovaného vyvažovacího hřídele. Analýza byla provedena za použití Ansys 16.0.

Zatížení a okrajové podmínky



Obr. 64 - Výpočtový model - Ansys

Vyvažovací hřídel byl z důvodu umístění okrajových podmínek a zatížení rozdělen do několika částí. Tyto jednotlivé části geometrie byly spojeny kontaktní vazbou *bonded*. Jako nominální zatížení byly zvoleny síly odpovídající odstředivé síle nevyvážků při rotaci 7000 ot/min. F_1 (1628 N) a F_{v2} (2609 N). Tyto síly působí na polovinu válcové části, se kterou jsou komponenty, které tyto síly způsobují, v kontaktu (červené plochy). Jelikož proměnnost zatížení se mění s kvadrátem otáček motoru a jelikož motor není provozován při konstantních otáčkách, nemohla být proměnnost zatížení modelována pomocí v software definovaného pulsujícího, proměnného nebo střídavého sinového průběhu zatížení. Bylo třeba definovat vlastní funkci popisující průběh zatížení. Byl vytvořen datový soubor, ve kterém byl zaznamenán fiktivní průběh kvadrátu otáček během 5ti minut jízdy (300 vzorků – jeden vzorek za vteřinu). Tento vektor byl následně znormován hodnotou 7000². Tedy výsledný vektor uložený do souboru *rpm.dat* při výpočtu násobí nominální hodnotu zatížení – jeho průběh je zobrazen na Obr. 65 a jeho generování popsáno v příloze 5. Pro zpřesnění návrhu by bylo nutné tento průběh nahradit záznamem průběhu otáček při jízdě na vhodném testovacím okruhu.



Obr. 65 - průběh změny zatížení

Okrajové podmínky – uložení hřídele v ložiskách bylo realizováno kombinací okrajových podmínek typu *Remote Displacement* působící na středový bod kruhového průřezu hřídele ve středu válcové plochy pod ložiskem a hranu vzniklou rozdělením plochy pod ložiskem rovinou. Tato okrajová podmínka odebrává rotaci okolo osy X (osa hřídele) a v případě ložiska u ozubeného kola 1 i posuv v ose X. Tyto okrajové podmínky byly doplněny vazbou *Bushing* aplikovanou na středový bod kruhového průřezu hřídele ve středu válcové plochy pod

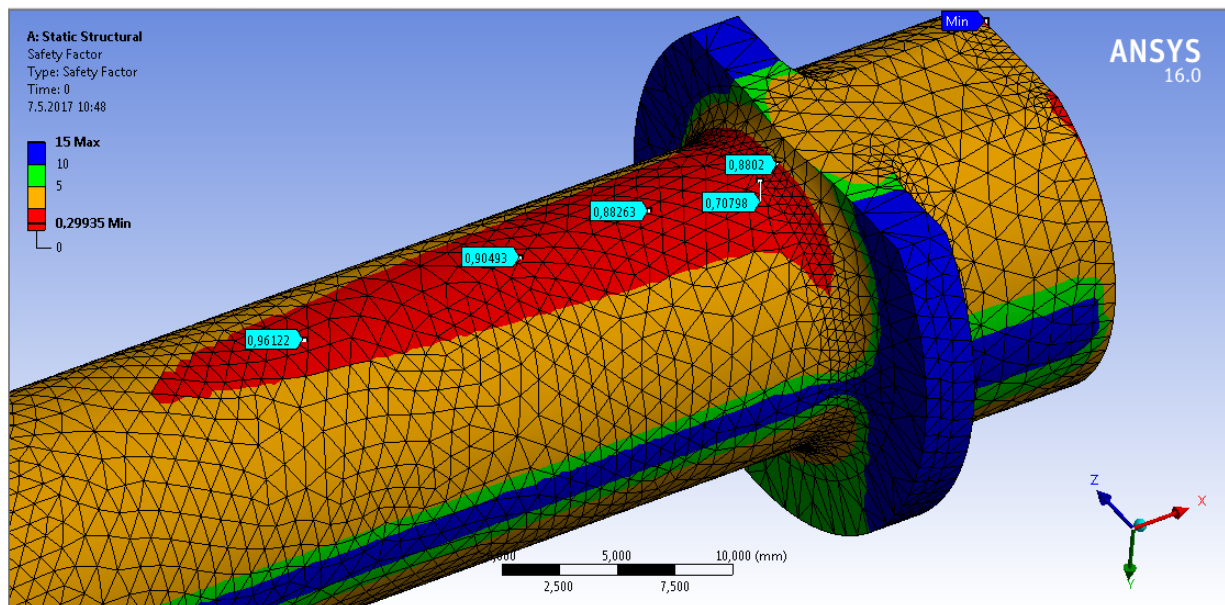
ložiskem. Těmto ložiskům byla přiřazena matice tuhosti o prvcích: $K_{11}=K_{22}=35030$ N/mm a $K_{12}=K_{21}=8756$ N/mm.

Nastavení řešiče

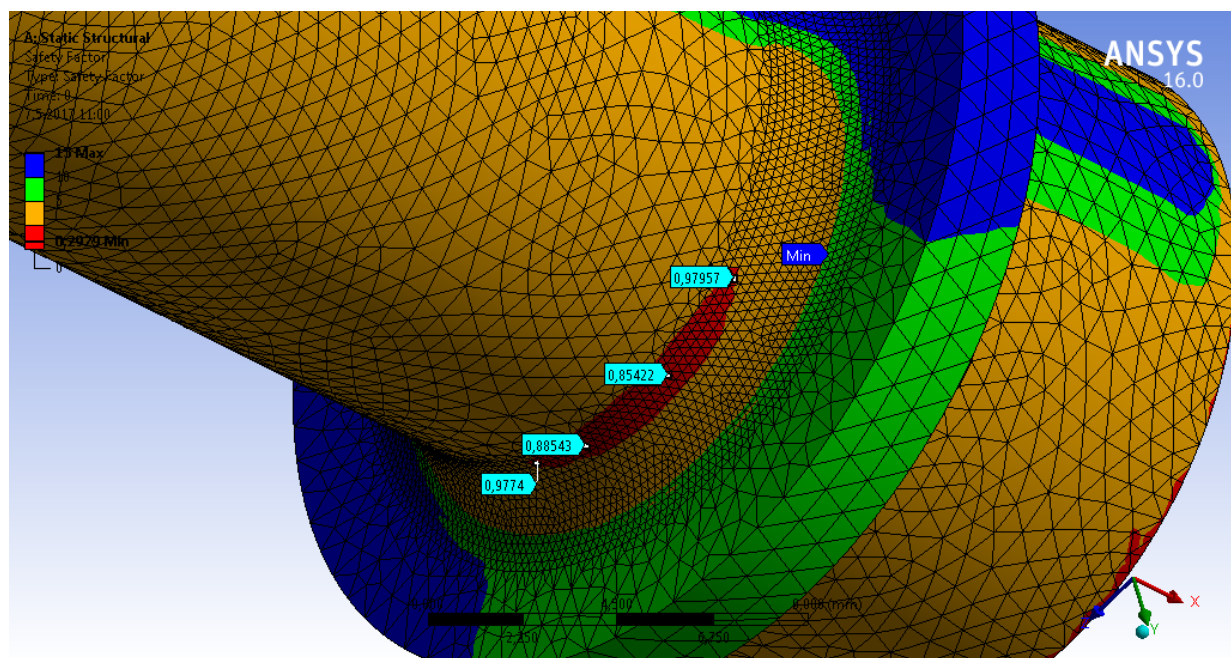
Pro stanovení středního napětí byla použita Soderbergova teorie vlivu středního napětí. Jako materiál vyvažovacího hřídele byla zvolena běžná ocel z databáze software. S materiálovými charakteristikami je porovnáváno napětí dle Von Mises. Při určení bezpečnostního faktoru vůči únavě byla zvolena hranice 10^7 cyklu.

Na *Obr. 66* a *67* je zobrazeno rozložení součinitele bezpečnosti (safety factor). Minimum vzniká v singulárním bodě na ploše pod ložiskem a je z vyhodnocení úlohy vynecháno. Výpočet naznačuje, že k únavovému porušení dojde v rádiusu u těžšího nevyvážku (na straně kde není ozubené kolo). Požadavku na bezpečnost vůči únavě při 10^7 cyklu hřídel vyhoví se součinitelem bezpečnosti 0,7, tedy nevyhoví.

Součinitel bezpečnosti v tomto rádiusu překročí hodnotu 1 až při snížení počtu cyklů na 25 000.



Obr. 66 - bezpečnost vůči požadované životnosti

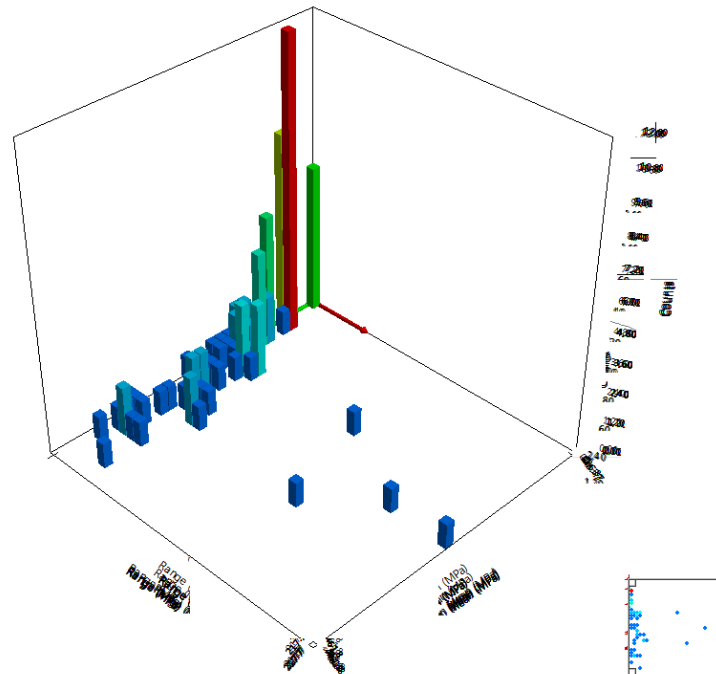


Obr. 67 - bezpečnost vůči požadované životnosti

Jelikož vektor průběhu zatížení odpovídá provozu po dobu pěti minut a hřídel vyhoví pro 25000 cyklů, tak po přepočtu na hodiny dostáváme hodnotu únavové meze rovnu 2083 h jízdy. Při průměrné rychlosti 70 km/h je tedy možný kilometrový nájezd před preventivní výměnou vyvažovacího hřídele 145810 km. Tato hodnota odpovídá přibližně maximální obvyklé odhadované životnosti jednoválcového motoru.

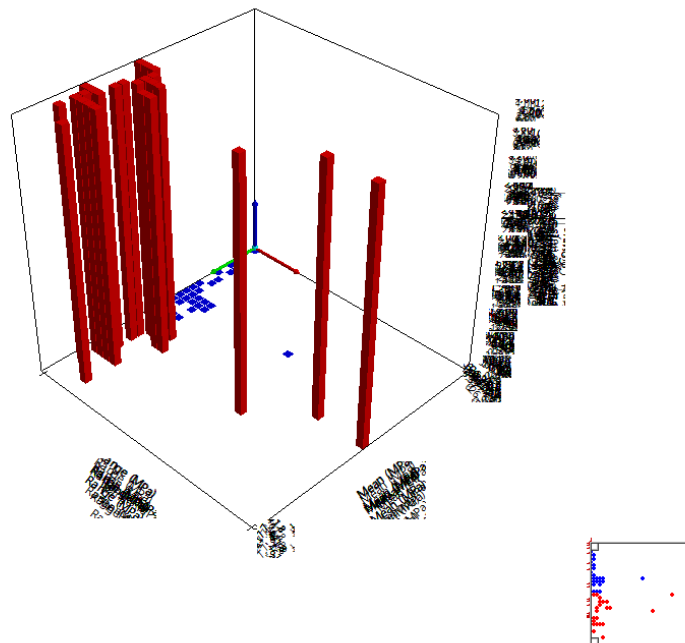
Provedeme-li dekompozici časového průběhu zatížení metodou Rain-flow, získáme

následující matici četnosti vyhodnocovaných napětí (Rainflow matrix):



Obr. 68 - matice četnosti vyhodnocovaných napětí

Porovnáme-li tuto matici s maticí poškození (Obr. 69), dojdeme k závěru, že na únavovém poškození hřídele se nejvíce podílejí ty složky zatížení, které jsou ve spektru zatížení nejméně zastoupeny.



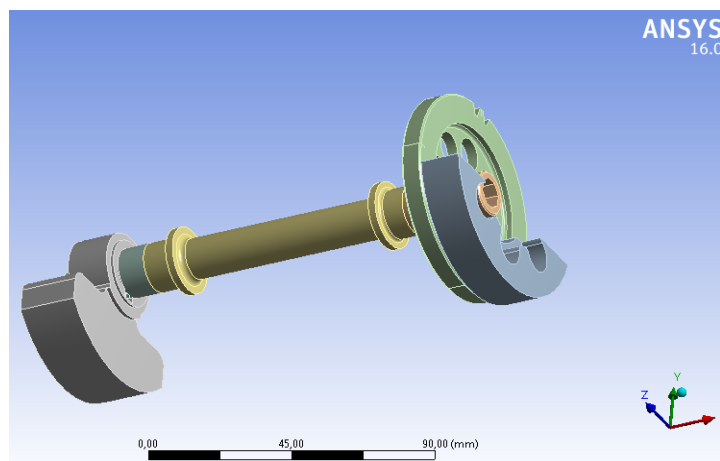
Obr. 69 - matice poškození

8.4. Campbellův diagram

V této kapitole je popsán výpočet Campbellova diagramu vyvažovacího hřídele. Diagram byl vypočten v Ansys 16.0 v modulu *Rotor dynamics*.

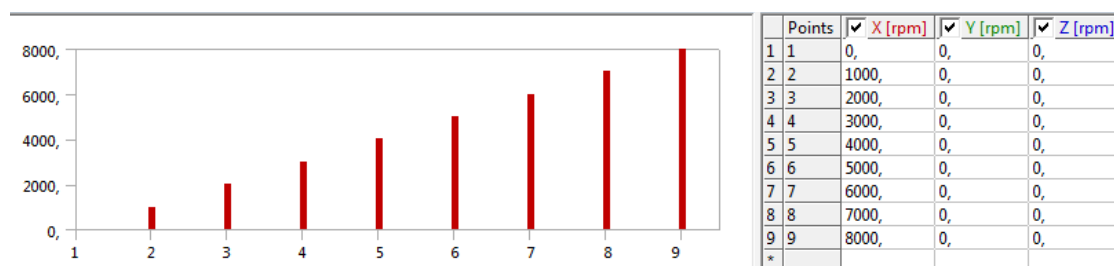
Zatížení a okrajové podmínky

Vyvažovací hřídel byl z důvodu umístění okrajových podmínek a zatížení rozdělen do několika částí. Tyto jednotlivé části geometrie byly spojeny kontaktní vazbou *bonded*. Okrajové podmínky byly řešeny totožně jako v předchozí kapitole - uložení hřídele v ložiskách bylo realizováno kombinací okrajových podmínek typu *Remote Displacement* působící na středový bod kruhového průřezu hřídele ve středu válové plochy pod ložiskem a hranu vzniklou rozdělením plochy pod ložiskem rovinou. Tato okrajová podmínka odebrá rotaci okolo osy X (osa hřídele) a v případě ložiska u ozubeného kola 1 i posuv v ose X. Tyto okrajové podmínky byly doplněny vazbou *Bushing* aplikovanou na středový bod kruhového průřezu hřídele ve středu válcové plochy pod ložiskem (žlutá křivka u poznámky C a D). Těmto ložiskům byla přiřazena matice tuhosti o prvcích: $K_{11}=K_{22}=35030$ N/mm a $K_{12}=K_{21}=8756$ N/mm.



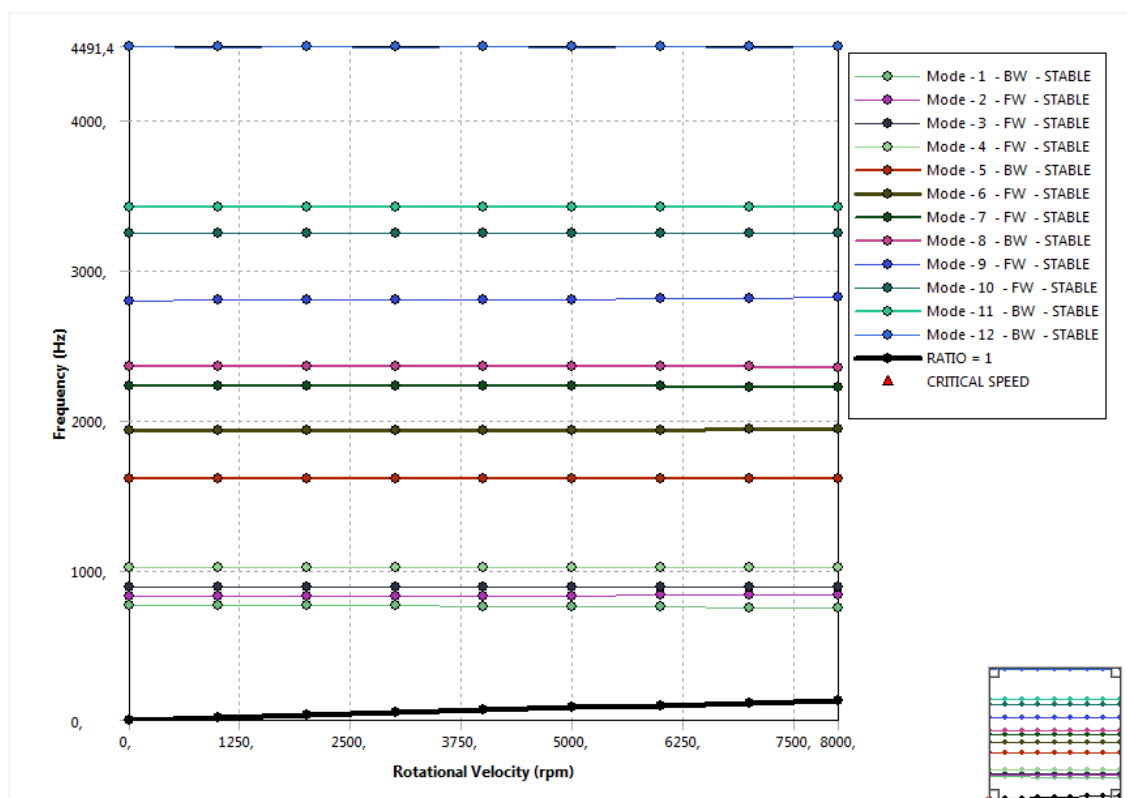
Obr. 70 - model hřídele

Hřídel byla zatížena pouze rychlostí rotace okolo osy X (osy hřídele) – ta se lineárně měnila z 0 na 8000 ot/min po 1000 ot/min.



Obr. 71 - zatížení

Campbell Diagram



Obr. 72 - Campbellův diagram

Z Campbellova diagramu plyne, že tlumené vlastní frekvence (prvních dvanáct analyzovaných) se s rostoucími otáčkami hřídele výrazně nemění. Kritická rychlost žádné z těchto vlastních frekvencí se v uvažovaném intervalu 0 - 8000 ot/min nenachází.

	Mode	<input checked="" type="checkbox"/> Damped Frequency [Hz]	<input type="checkbox"/> Stability [Hz]	<input type="checkbox"/> Modal Damping Ratio
1	1,	766,29	0,	0,
2	2,	825,79	0,	0,
3	3,	884,34	0,	0,
4	4,	1014,4	0,	0,
5	5,	1609,	0,	0,
6	6,	1932,7	0,	0,
7	7,	2225,7	0,	0,
8	8,	2362,4	0,	0,
9	9,	2798,3	0,	0,
10	10,	3250,3	0,	0,
11	11,	3419,8	0,	0,
12	12,	4489,8	0,	0,

Obr. 73 - tabulka prvních 12 vlastních tlumených frekvencí

9. Závěr

V této práci byly splněny všechny zadané body osnovy. V první části byla provedena rešerše obecných poznatků o vyvažování klikového mechanismu, používaných konstrukčních řešení aktivního vyvažování a principů vyvažování různých typů motorů. V druhé části v prostředí software Matlab vytvořen a otestován simulační model usnadňující práci při návrhu vyvážení klikového mechanismu motoru VM – 450 vyvíjeného ve společnosti VM motor. V poslední části byl model využit pro vypracování několika návrhů vyvažovacích poměrů a geometrií vyvažovacích hřídelů pro tento motor. Finální podoba vyvažovacího hřídele byla podrobena únavové analýze a analýze v modulu *Rotor dynamics*.

Součinitel bezpečnosti vůči únavovému poškození je větší než 1 při cílovém počtu cyklů $n_z=25000$. Jelikož vektor průběhu zatížení odpovídá provozu po dobu pěti minut a hřídel vyhoví pro 25000 cyklů, tak po přepočtu na hodiny dostáváme hodnotu únavové meze rovnu 2083h jízdy. Při průměrné rychlosti 70 km/h je tedy možný kilometrový nájezd před preventivní výměnou vyvažovacího hřídele 145810 km. Tato hodnota odpovídá přibližně maximální obvyklé odhadované životnosti jednoválcového motoru.

Z Campellova diagramu plyne, že tlumené vlastní frekvence (prvních dvanáct analyzovaných) se s rostoucími otáčkami hřídele výrazně nemění. Kritická rychlost žádné z těchto vlastních frekvencí se v uvažovaném intervalu 0 - 8000 ot/min nenachází.

Úprava v rozvržení vnitřních komponent umožnila změnit konstrukci vyvažovacího hřídele, oproti původnímu stavu již není celý hřídel obráběn z kulatiny $\varnothing 80$, ale již lze jednotlivé komponenty vyrobit z polotovaru vhodné velikosti a jakosti. Hmotnost vyvažovacího hřídele byla, při stejném vyvažovacím účinku, snížena z 0,947 na 0,619 kg. Bezpečnost hnacího soukolí vyvažovacího hřídele i per sloužících k přenosu točivého momentu z ozubeného kola na hřídel a z hřídele na nevyváhu je značně předimenzována. Pro uložení vyvažovacího hřídele byla zvolena ložiska ZKL typ 3203. Při velice konzervativním návrhu ložisek (uvažován extrémní režim jízdy) je základní trvanlivost $L_{10h} = 283,4h$. Dalším krokem ve vývoji motoru bude prototypové testování nového provedení motoru.

Zdroje:

Knižní publikace

- [1] HEISLER, H. *Advanced engine technology*. BUTTERWORTH-HEINEMANN, 2001, 794 s. ISBN 0340568224
- [2] VLK, F. *Převodová ústrojí motorových vozidel: spojky, převodovky, rozvodovky, diferenciály, hnací hřídele, klouby*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství Vlk, 2000, 312 s. ISBN 80-238-5275-2.
- [3] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, říditelnost, ovladatelnost, stabilita*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství Vlk, 2000, 434 s. ISBN 80-238-5273-6.
- [4] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, říditelnost, ovladatelnost, stabilita*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství Vlk, 2000, 434s. ISBN 80-238-5273-6.
- [5] VLK, F. *Teorie a konstrukce motocyklů 1*. Brno: Nakladatelství Vlk, 2003, 355 s. ISBN 80-239-1601-7
- [6] VLK, F. *Teorie a konstrukce motocyklů 2*. Brno: Nakladatelství Vlk, 2004, 306 s. ISBN 80-239-1601-7
- [14] KOVAŘÍK, L., FERENČEY, V., SKALSKÝ, R., ČÁSTEK, L. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Naše vojsko, 1. vyd., Praha, 1992. ISBN 80-206-0131-7.

Elektronické publikace

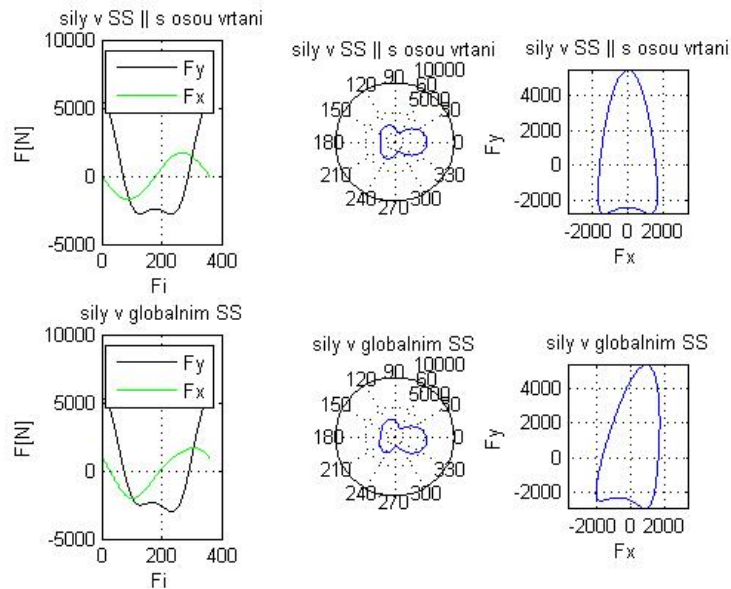
- [7] *Norton Motors Group: Andover Norton* [online]. [cit. 2016-10-09]. Dostupné z: <http://www.andover-norton.co.uk>
- [8] *Some science of balance* [online]. [cit. 2016-10-15]. Dostupné z : <http://www.tonyfoale.com/Articles/EngineBalance>
- [9] BMW F800 engine balancer. *Ashonbikes* [online]. [cit. 2016-10-15]. Dostupné z: http://www.ashonbikes.com/bmw_engine_balancer
- [10] MUCHNA, Z. *Modelování a simulace silničních vozidel se zaměřením na pohony*. Plzeň, 2012. Bakalářská práce
- [11] BOLCEK, A. *Dvouválcový motocyklový motor*. Brno, 2015. Diplomová práce
- [12] KOVÁŘ, P. *Hnací ústrojí tříválcového vznětového motoru* Brno, 2011. Diplomová práce
- [13] *Three cylinder engine balancer*. [online]. [cit. 2016-10-17]. Dostupné z: <https://rideapart.com/articles>

PŘÍLOHA č. 1

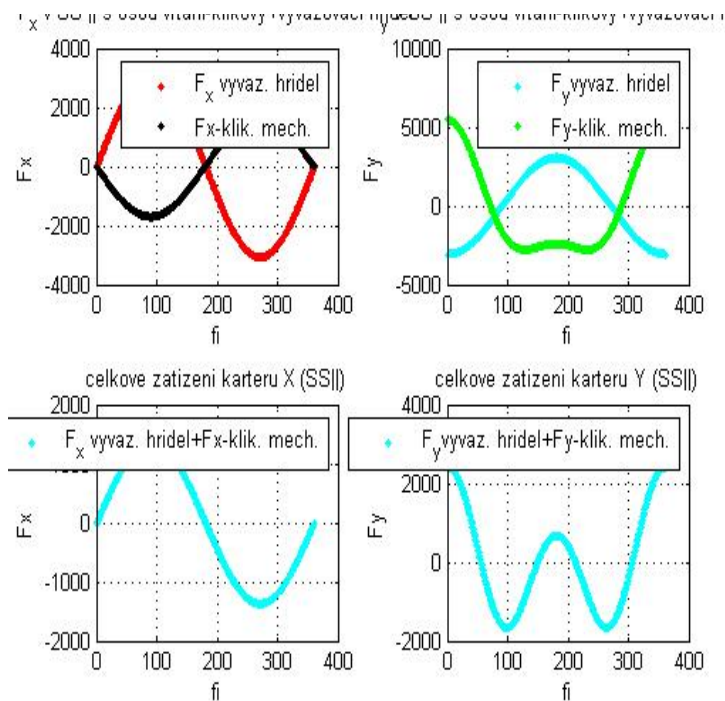
Pevnostní a tuhostní porovnání hřídelů

Zatížení:

Pro určení zatížení byla provedena simulace matematického modelu pro výše uvedené parametry motoru a 6000 ot/min.



Obr. 74 - setrvačná síla klikového mechanismu F_{vk}



Obr. 75 - průběh složek F vyvažovací hřídele A.1.

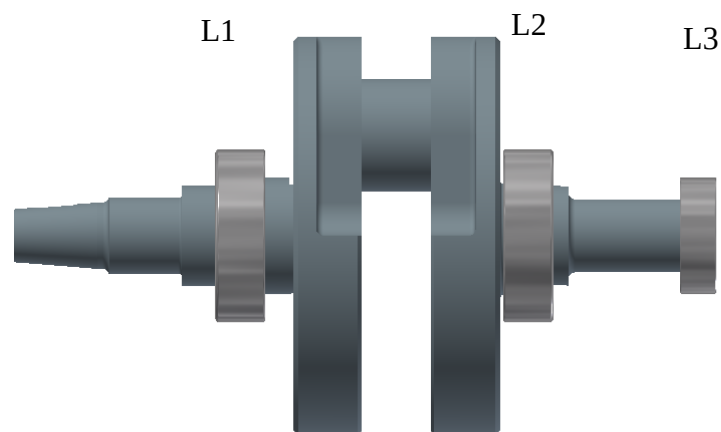
Absolutní hodnota maxima síly F_{vk} :

$$\max(|F_k|) = 5437 \text{ N}$$

Absolutní hodnota maxima síly F :

$$\max(|F_c|) = 3073 \text{ N}$$

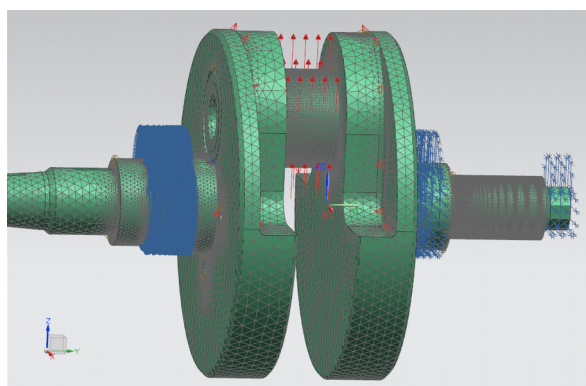
Klikový hřídel



Obr. 76 - uložení klikového hřídele

Klikový hřídel je uložen na třech kuličkových ložiskách L1, L2 a L3. Ložisko L1 a L2 je typu 7205 a L3 je 6002. L1 je radiálně – axiální.

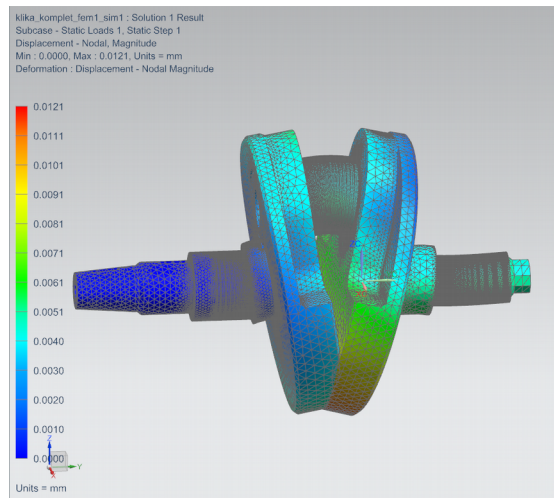
Při znalosti zatížení a okrajových podmínek byl vytvořen FEM model, jehož cílem bylo určit napětí a deformaci klikového hřídele při 6000 ot/min pomocí NX Nastran sol 101.



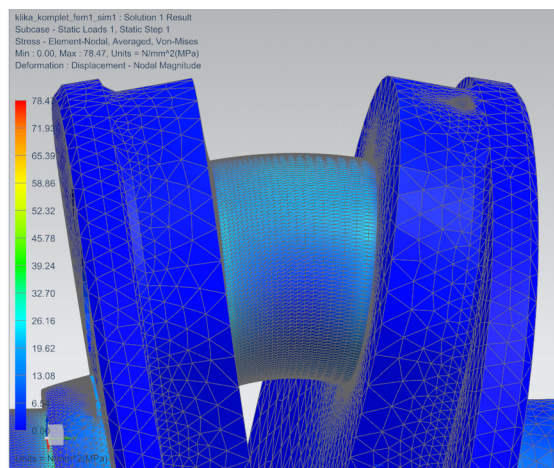
Obr. 77 - FEM model

Omezení posuvu v radiálním směru bylo aplikováno na plochy pod všemi ložisky, u L1 bylo navíc zamezeno posuvu i v axiálním směru.

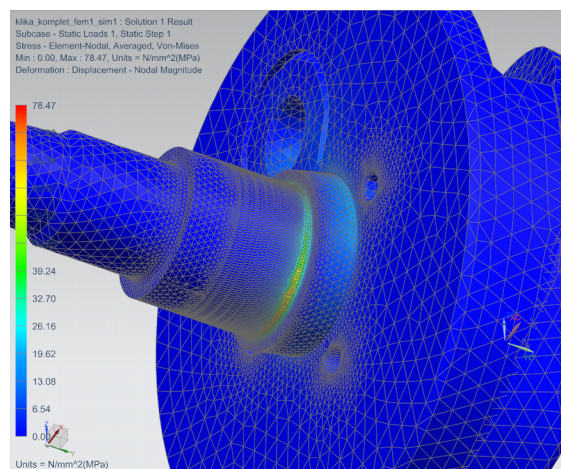
Zatížení bylo aplikováno na plochu ojnicního čepu.



Obr. 78 - deformace



Obr. 79 - napětí na ojnicním čepu



Obr. 80 - napětí ve vrubu

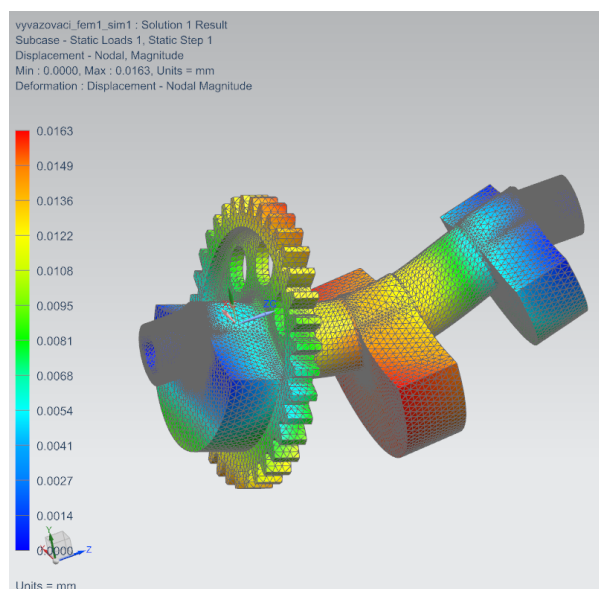
Maximální deformace na klikovém hřídeli má velikost 0,0121 mm. Maximální redukované napětí vzniká podle očekávání ve vrubu pod radiálně – axiálním ložiskem. Maximum tohoto napětí je 78,47 MPa. Napětí na ojnicním čepu je 34 MPa.

Vyvažovací hřídel

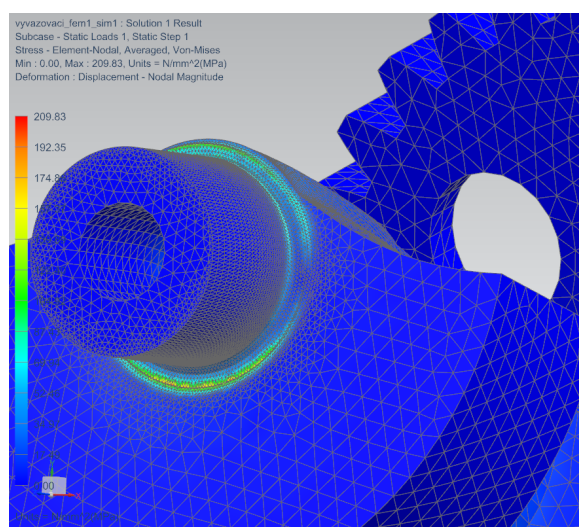
Vyvažovací hřídel je uložen dvěma kuličkovými ložisky na krajních sekcích, uvažujme zatížení odstředivou silou působící v těžišti kolmo k ose rotace při 6000 ot/min. Okrajové podmínky řešeny jako u klikového hřídele

Při těchto otáčkách hřídel generuje odstředivou sílu o velikosti:

$$F_{vh} = m \cdot e \cdot \omega^2 = 0,947 \cdot 0,00822 \cdot 628,3^2 = 3073 \text{ N}$$



Obr. 81 - vyvažovací hřídel A.1. - deformace



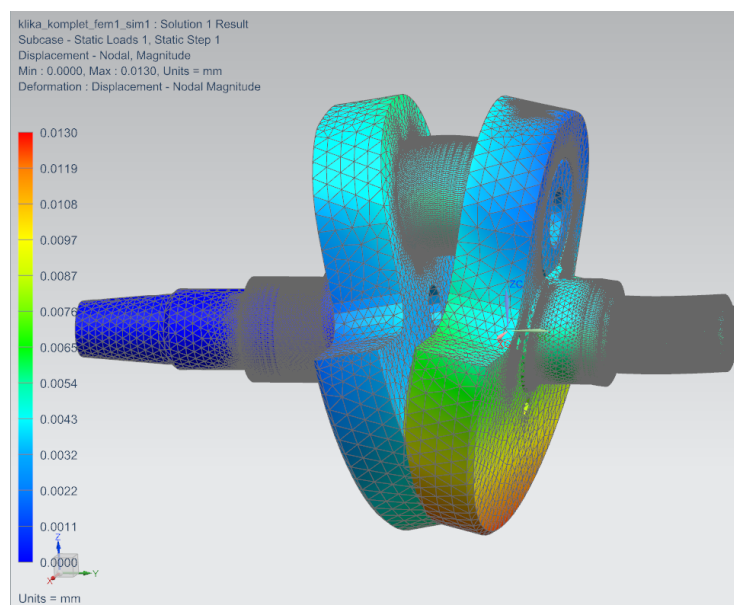
Obr. 82 - vyvažovací hřídel A.1.-
redukované napětí

Maximální deformace má velikost 0,0163 mm a maximální redukované napětí má hodnotu 210 MPa, toto napětí vzniká ve vrubu u radiálně – axiálního ložiska. Napětí ve zbytku hřídele je menší než 40 MPa.

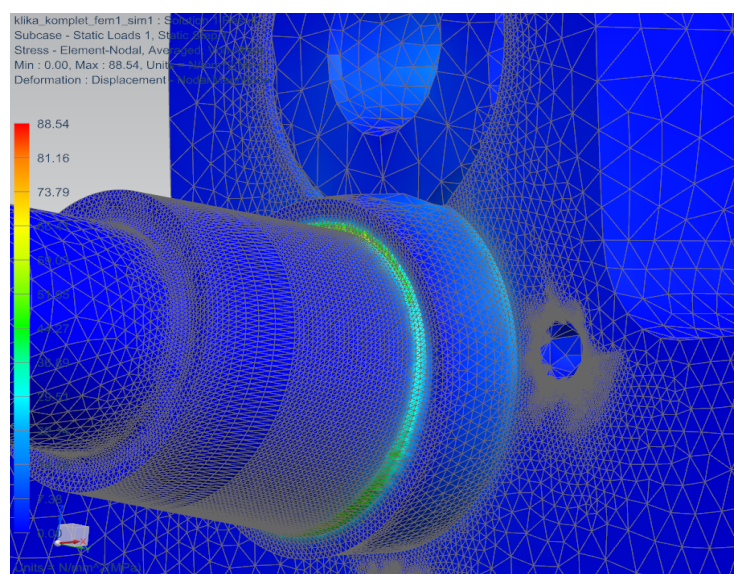
Klikový hřídel B o $X=75\%$

FEM model vznik úpravou modelu výchozího klikového hřídele, okrajové podmínky zůstaly zachovány, velikost a směr síly působící na ojnicí čep byly upraveny.

deformace na klikovém hřídeli má velikost 0,0130 mm. Maximální redukované napětí vzniká podle očekávání ve vrubu pod radiálně – axiálním ložiskem. Velikost tohoto špičkového napětí je 88 MPa. Napětí na ojnicím čepu je 38 MPa.



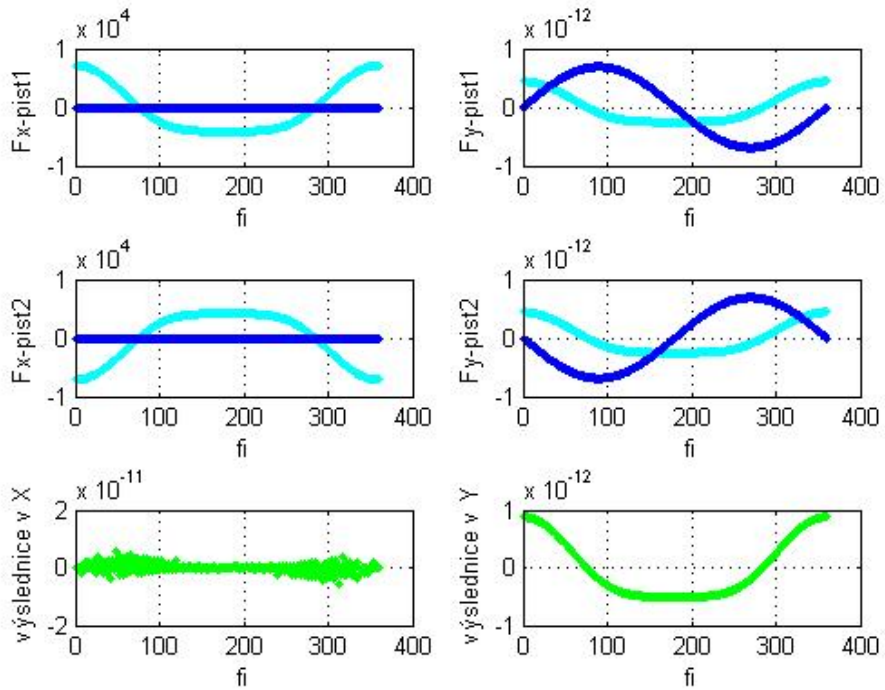
Obr. 83 - deformace - varianta B.



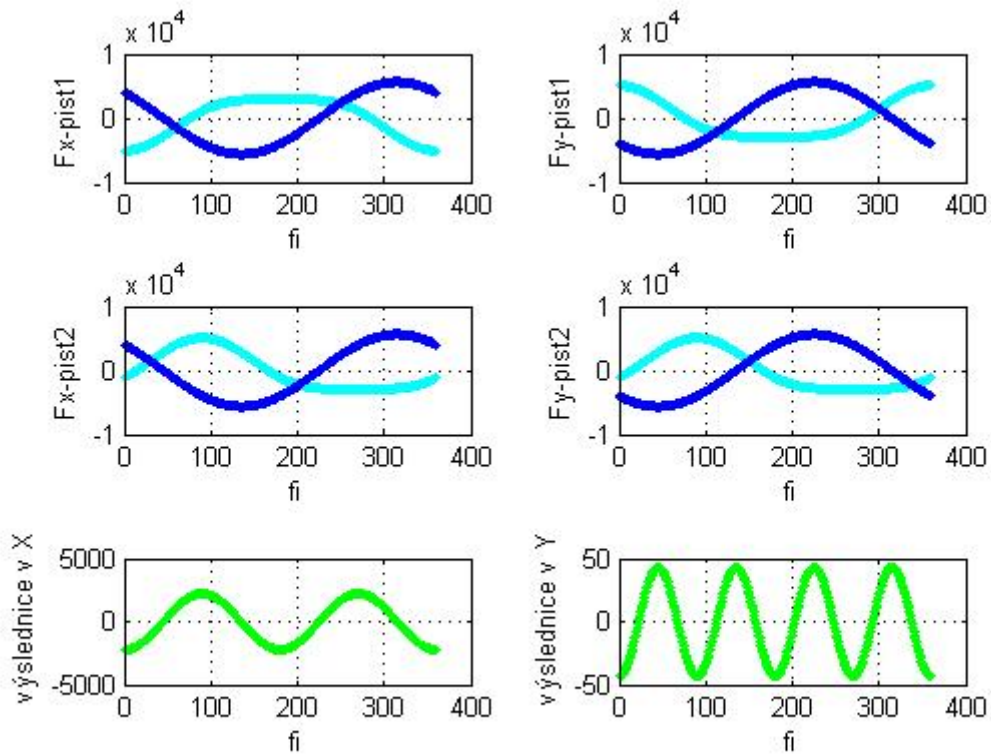
Obr. 84 - napětí - vrub varianta B.

PŘÍLOHA č. 2

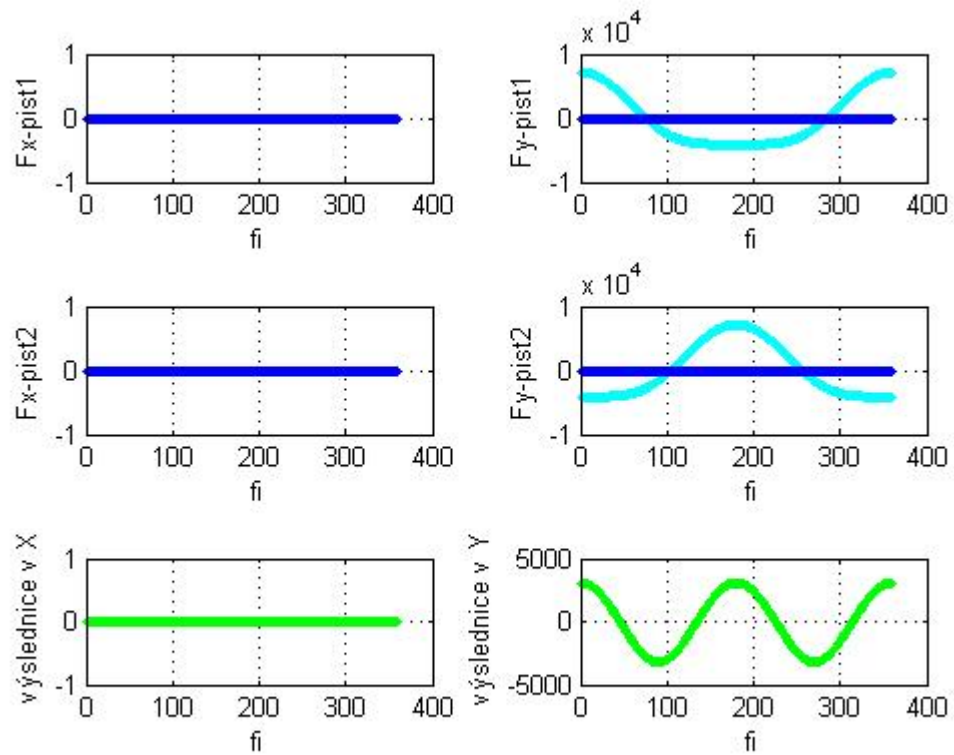
Výstupy výpočtů dvouválcových konfigurací s konečnou délkou ojnice



Obr. 85 - boxer - konečná ojnice



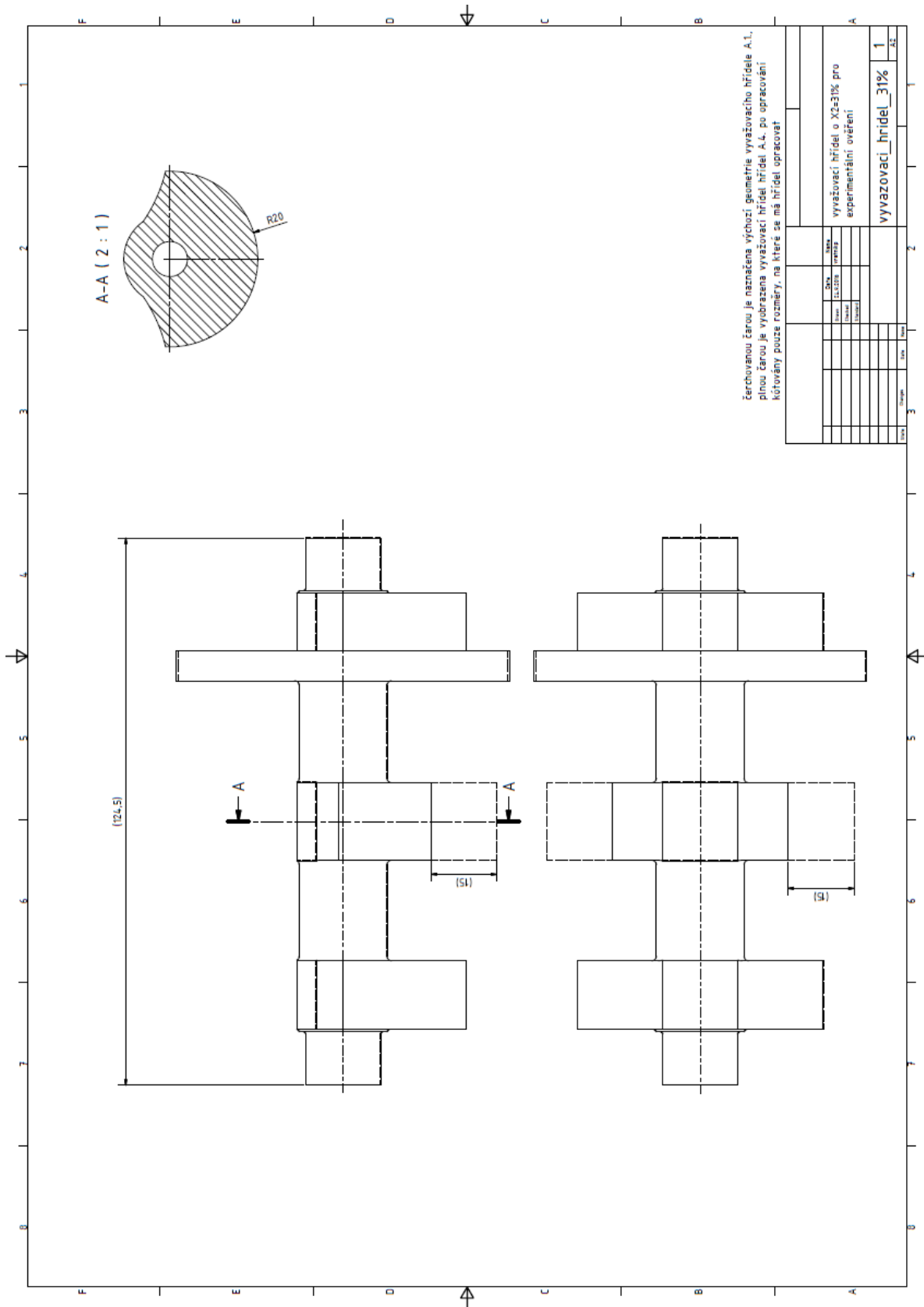
Obr. 86 - 90 V2 - konečná ojnice



Obr. 87 - řadový dvouválec - konečná ojnice

PŘÍLOHA č. 3

Skica úpravy vyvažovacího hřídele na variantu A4



PŘÍLOHA č. 4

Odhad úhlového zrychlení klikového mechanismu

Maximální úhlové zrychlení mechanismu odhadneme z následující úvahy. Volnoběžné otáčky motoru jsou 1200 ot/min (125.66 rad/s). Maximální povolené otáčky motoru jsou 9500 ot/min (994.84 rad/s). Budeme uvažovat, že doba přechodu motoru z volnoběžných otáček na maximální otáčky je 1s. Dále budeme předpokládat lineární závislost změny otáček na čase.

Rovnice popisující tuto lineární závislost má tedy tvar:

$$\omega(t) = 869.17396749 \cdot t + 125.66370614 \text{ rad/s}$$

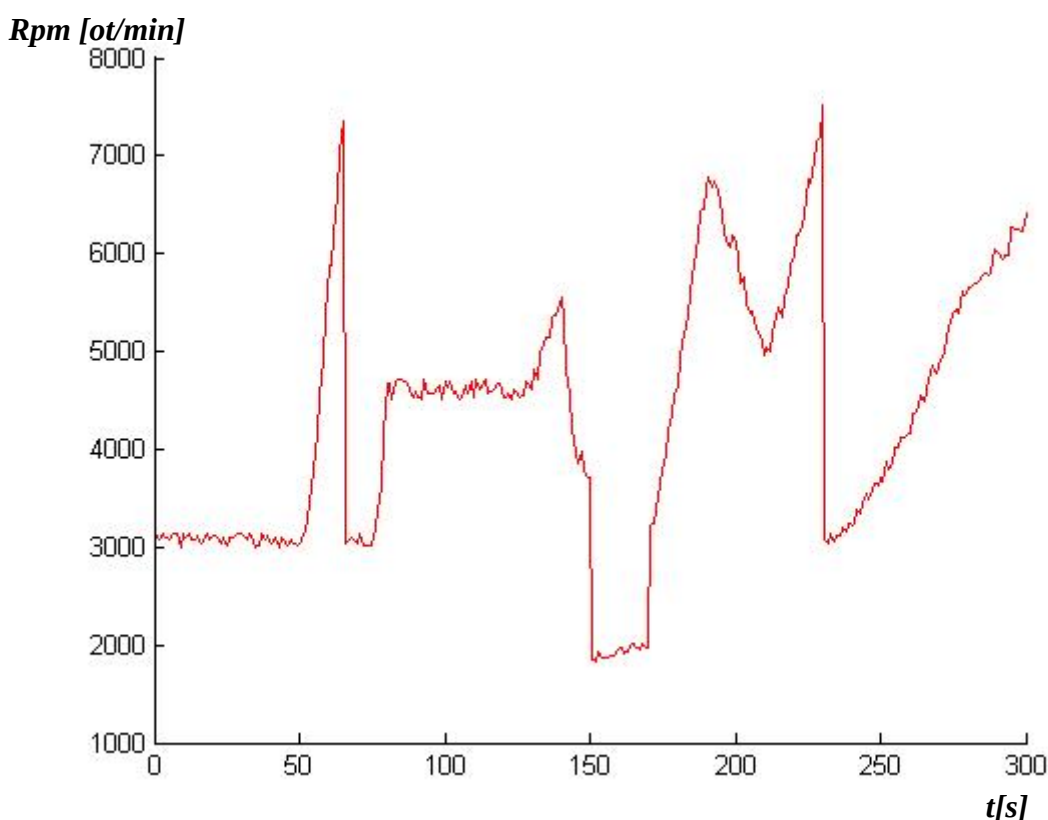
$$\frac{d\omega(t)}{dt} = \alpha = 869.2 \text{ rad/s}^2$$

PŘÍLOHA č. 5

Tvorba datového souboru pro únavovou analýzu

Únavová analýza vychází z úlohy lineární statiky. Byla řešena kvasistatická strukturální analýza, kde na nevyváhy vyvažovacího hřídele působila síla odpovídající setrvačné síle při 7000 ot/min. V únavové analýze řešič pracuje s těmito silami – přenásobuje je funkcí definovanou v datovém souboru. Datový soubor reprezentuje 5ti minut jízdy - obsahuje 300 vzorků, tedy jeden vzorek za vteřinu.

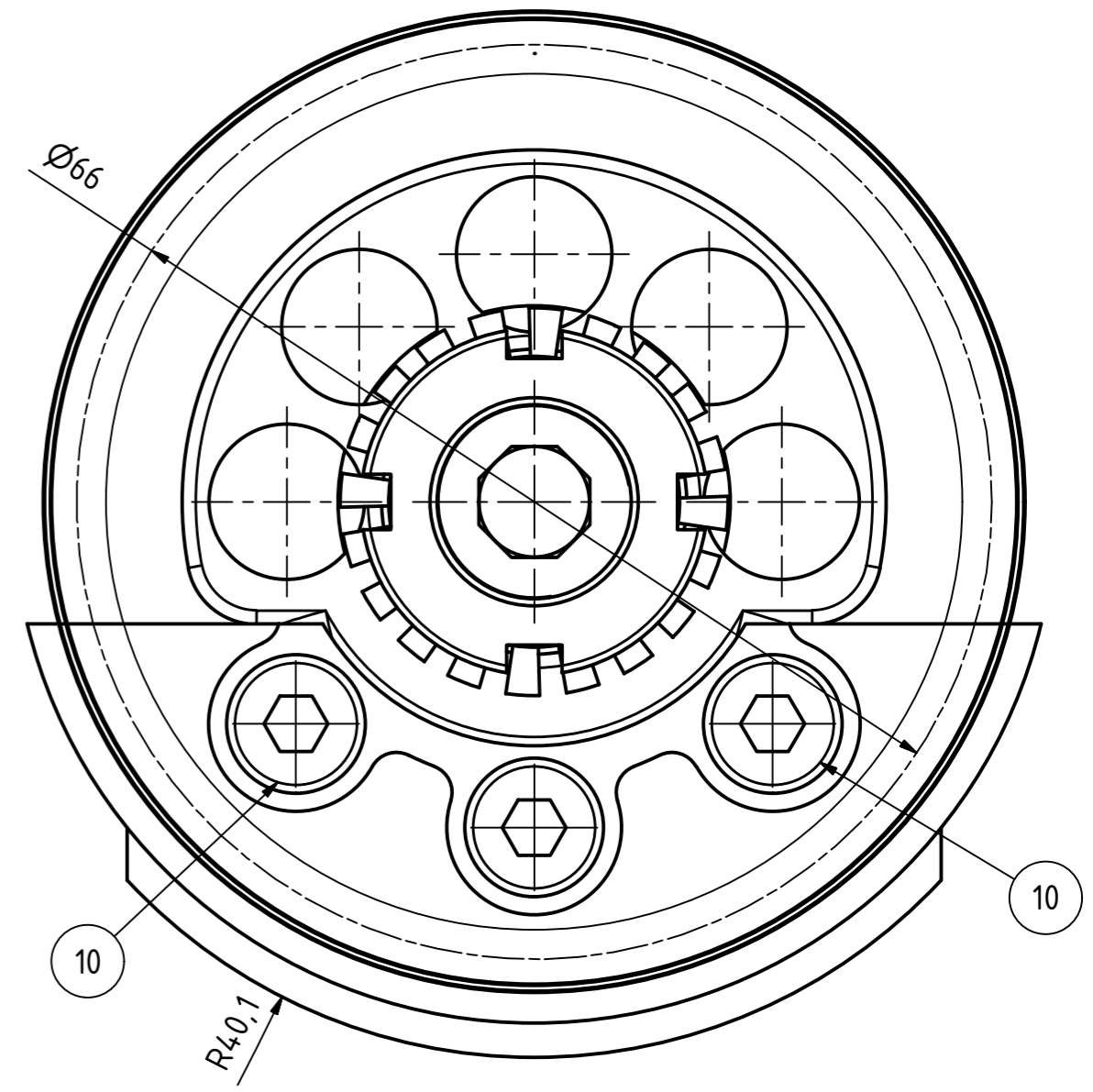
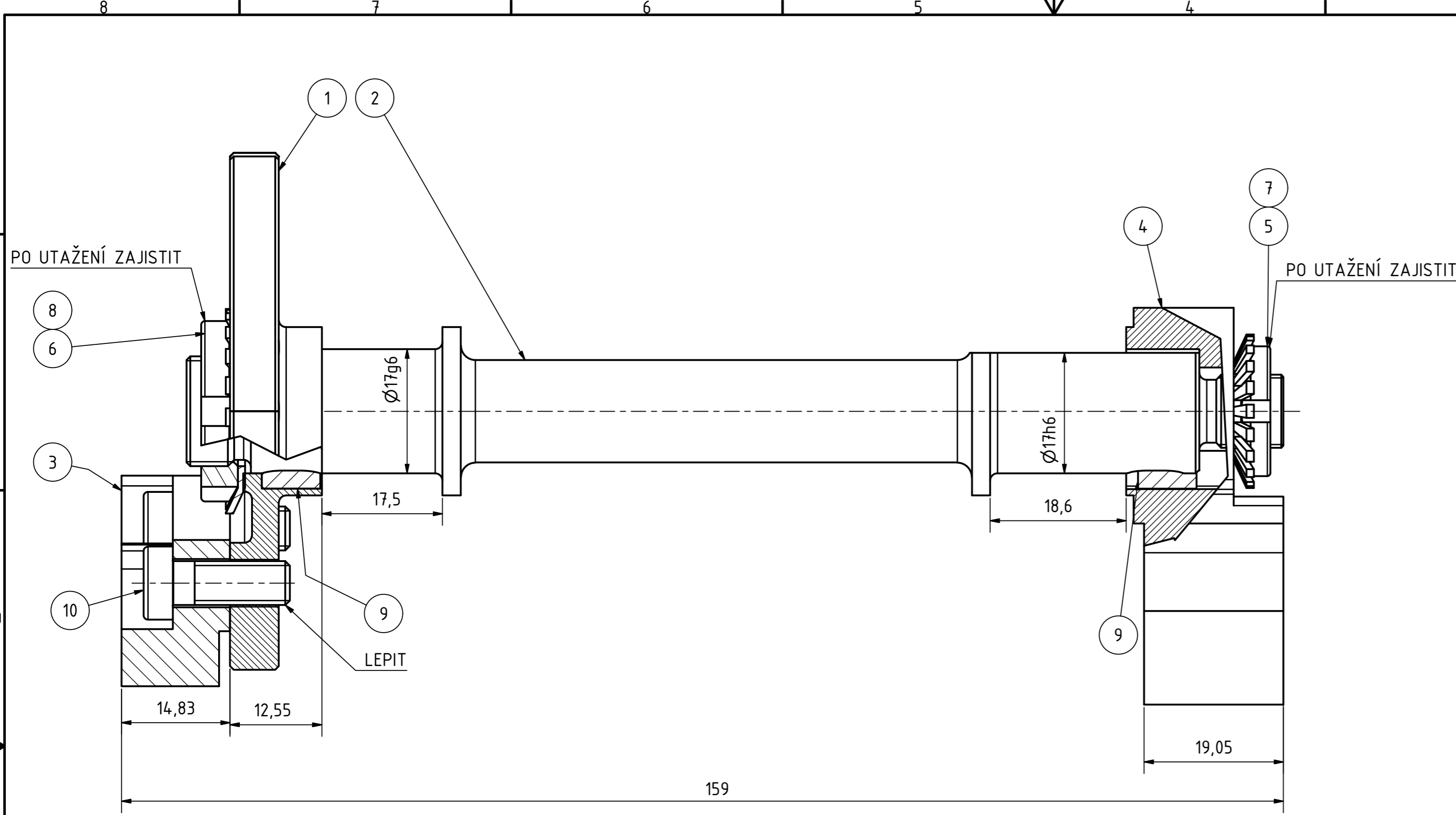
Fiktivní vzorek hodnoty otáček byl vytvořen tak, aby odpovídal jízdě po typické silnici nižší třídy. Tento vektor je vykreslen na obrázku 88. Motocykl jede prvních 50s konstantní rychlostí při 3100 ot/min, následně provede předjížděcí manévry, kdy se otáčky zvýší až k 7500 ot/min. Dále pokračuje 10s konstantní rychlostí při 3100 ot/min, dalších 50s jede konstantní rychlostí při 4600 ot/min atd.



Obr. 88: vektor fiktivních otáček motoru

Jelikož setrvačná síla odstředivá je funkcí kvadrátu úhlové rychlosti a ve strukturální analýze bylo uvažováno zatížení silami vznikajícími při 7000 ot/min, je třeba tento průběh otáček motoru za minutu znormovat. Ve výstupním datovém souboru je uložen výše popsany vektor RPM ve tvaru:

$$data.Export = \frac{RPM^2}{7000^2}$$

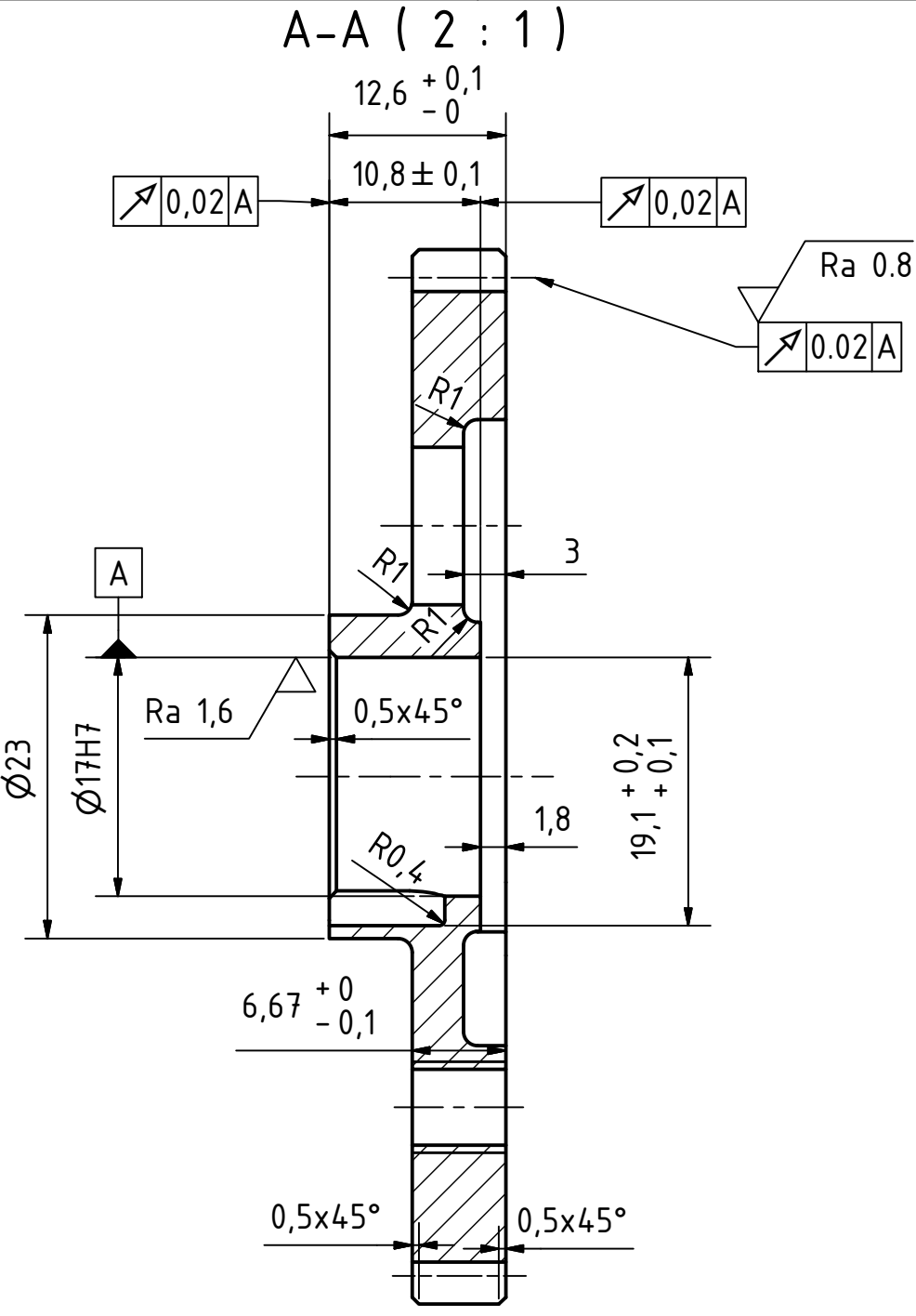
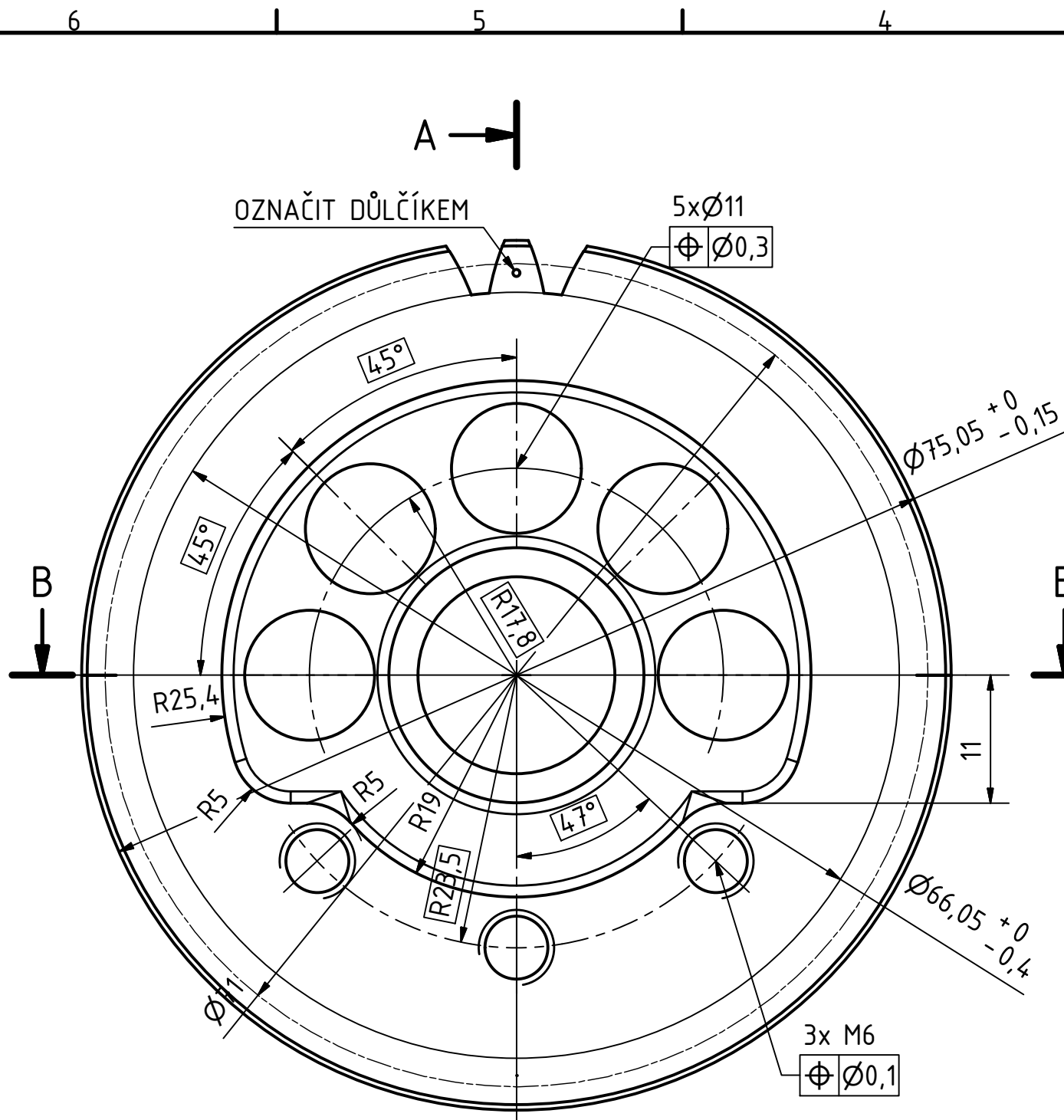


VŠECHNY NEKÓTOVANÉ HRANY DLE ČSN ISO 13715

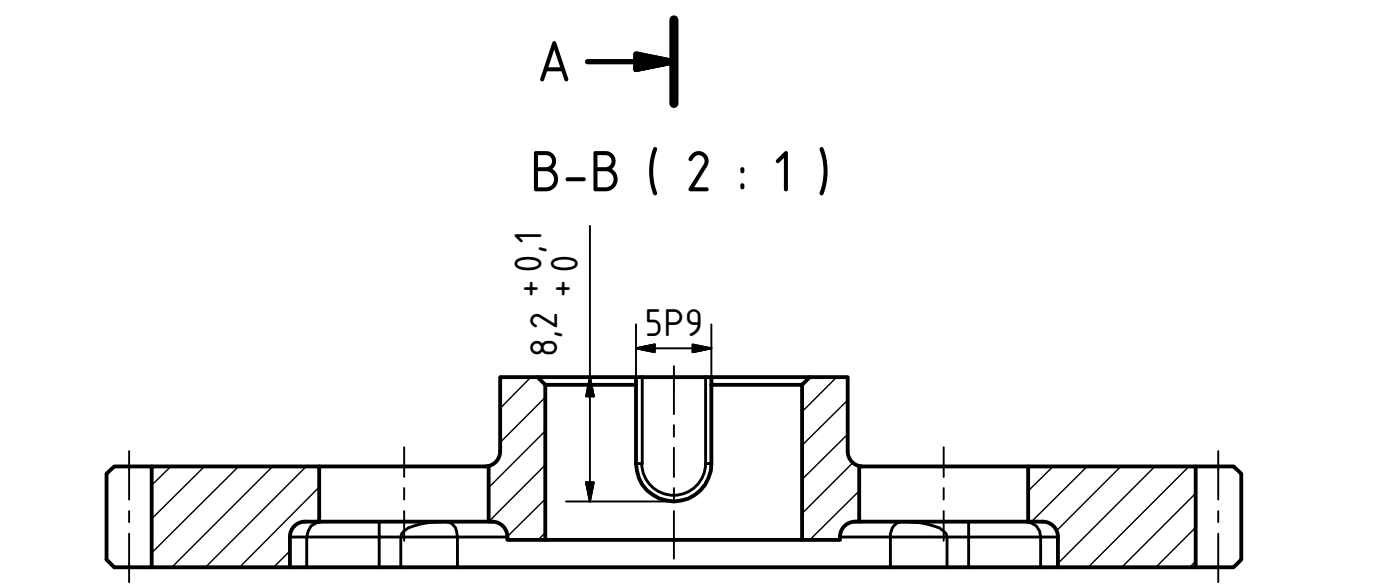
10	3	DIN 7984 - M6 x 16	šroub inbus	8.8 Zn
9	2	DIN	Pero 5x5x8	11600
8	1	MB 2 SKF	MB M15	standard
7	1	MB 0 SKF	MB M10	standard
6	1	KM 2 SKF	KM M15	standard
5	1	KM 0 SKF	KM M10	standard
4	1	DP_001_01_004D	Vyvaha 2D	12050
3	1	DP_001_01_003D	Vyvaha 1D	12050
2	1	DP_001_01_002	Hřídel	14220
1	1	DP_001_01_001	Hnane kolo	16220
POZI	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS	MATERIAL

PARTS LIST

<p>FAKULTA STROJINÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERSITY V PLZNI</p> <p>KKSÚ</p>	PROMĚTÁNÍ MĚŘITKO 2:1 CELKOVÁ HMOTNOST 0.76 kg	ZMĚNA 1 ZMĚNA 2	
	KRESLIL Vratník	DATUM 3.5.2017	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY DP_001_00_000
	TECH. REFERENT	DATUM	ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK
	SCHVÁLIL	DATUM	TYP DOKUMENTU
NÁZEV Vyvozovací hřídel		ISO 16016	
ČÍSLO VÝKRESU DP_001_01_000		LISTUJÍCÍ	



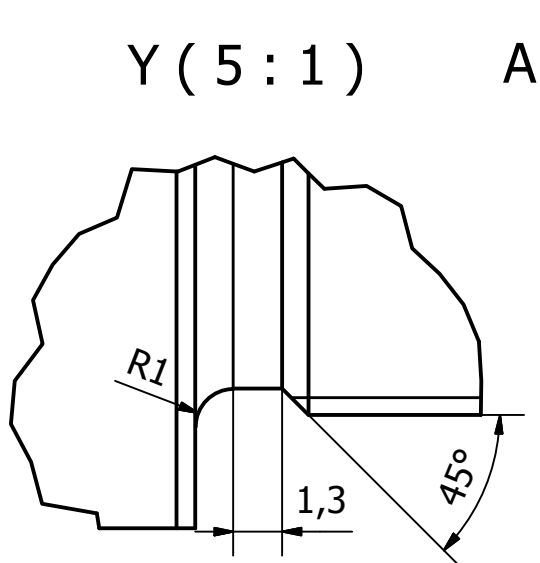
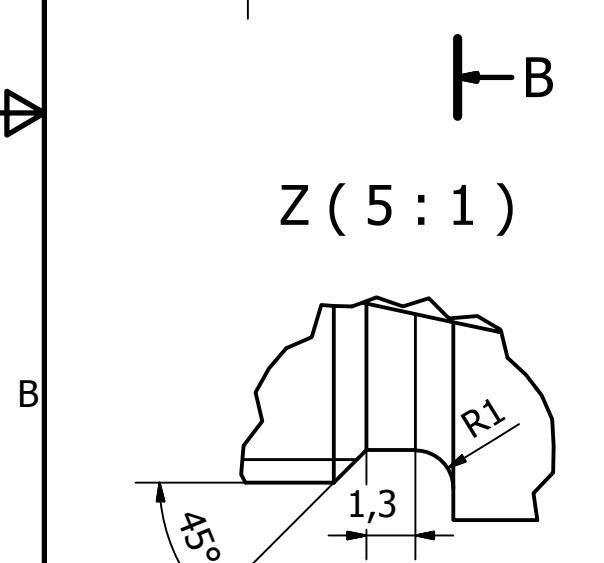
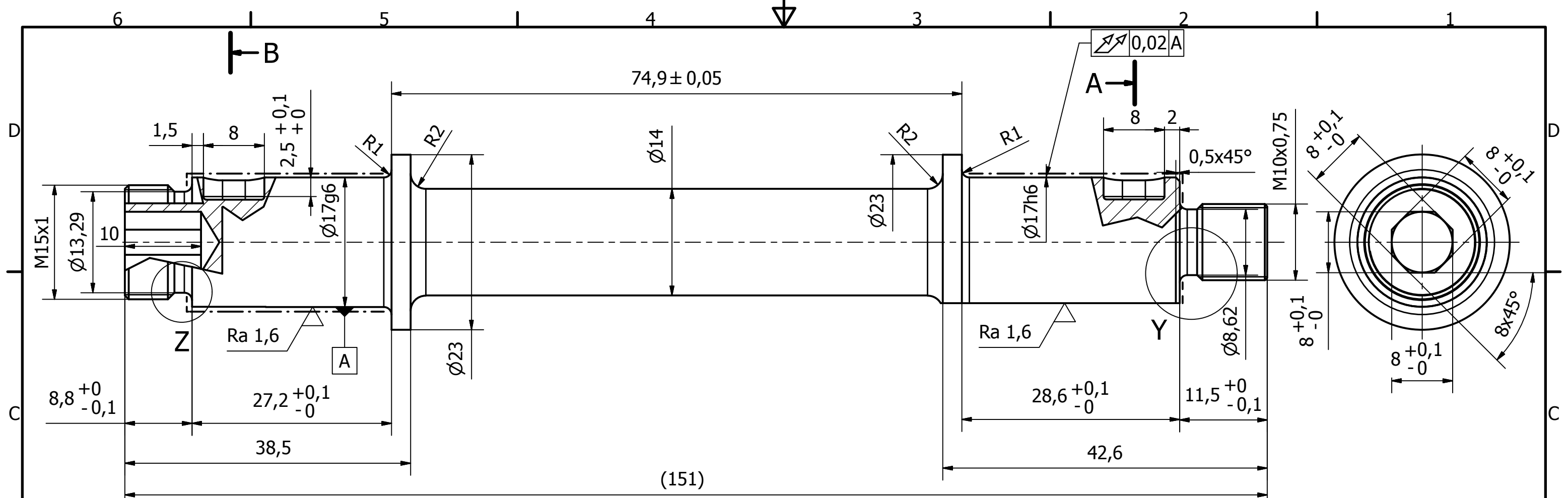
čelní ozubení
 m = 2
 počet zubů = 35
 úhek záběru = 20°
 výška zubu = 2,25 m
 vzdálenost boků zubu M
 přes 5 zubů = 27,906^{-0,02}_{-0,04}
 zabírá s kol 35 zubů
 vzdálenost os 71 mm



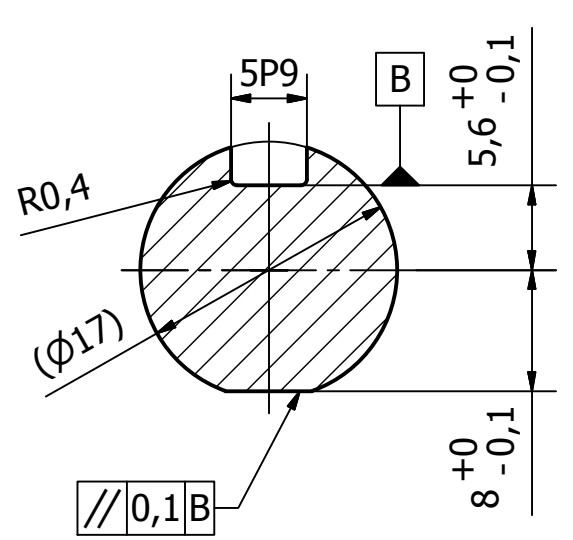
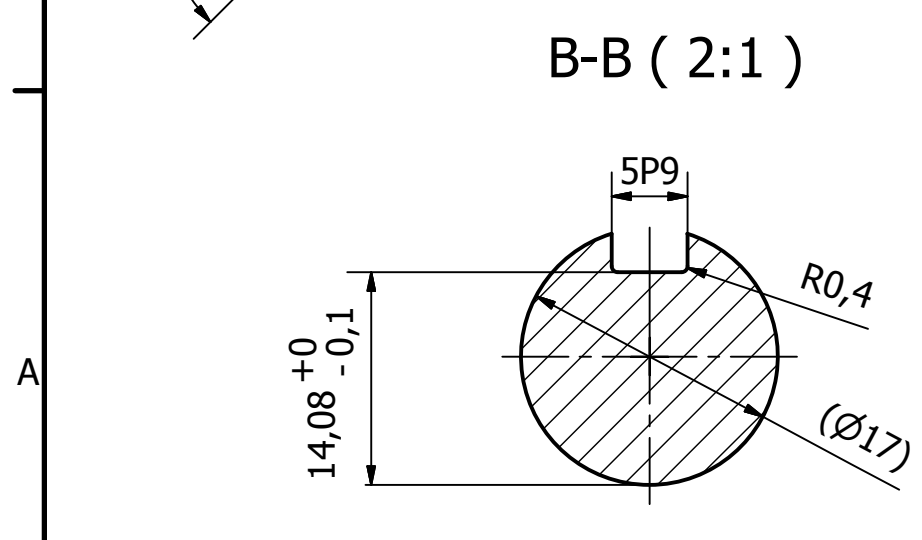
CEMENTOVAT 0,3 - 0,5 mm - otvory M6 chránit!
 KALIT NA 60±2 HRC
 VŠECHNY NEKÓTOVANÉ HRANY DLE ČSN ISO 13715

Ra 3,2

PROVĚŘENÍ	MĚŘÍTKO	PŘESNOST ISO 2768 - mK	HMOTNOST	INDEX	ZMĚNA
	1:1	TOLEROVÁNÍ ISO 8015		1	ZMĚNA OSOVÉ VZDÁLENOSTI 66 ->71 MM
MATERIAL		ROZMĚR - POLOTOVAR			
16 220		Rd 80			
KRESLIL	Vratnik	DATUM	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY		
TECH.REFERENT		DATUM	DP_001_01_000		
SCHVÁLIL		DATUM	ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK		
NÁZEV		ISO 16016		TYP DOKUMENTU	
Hnane kolo		ČÍSLO VÝKRESU		DP_001_01_001	
K _{KSÚ}				LISTŮ LIST	



A-A (2:1)

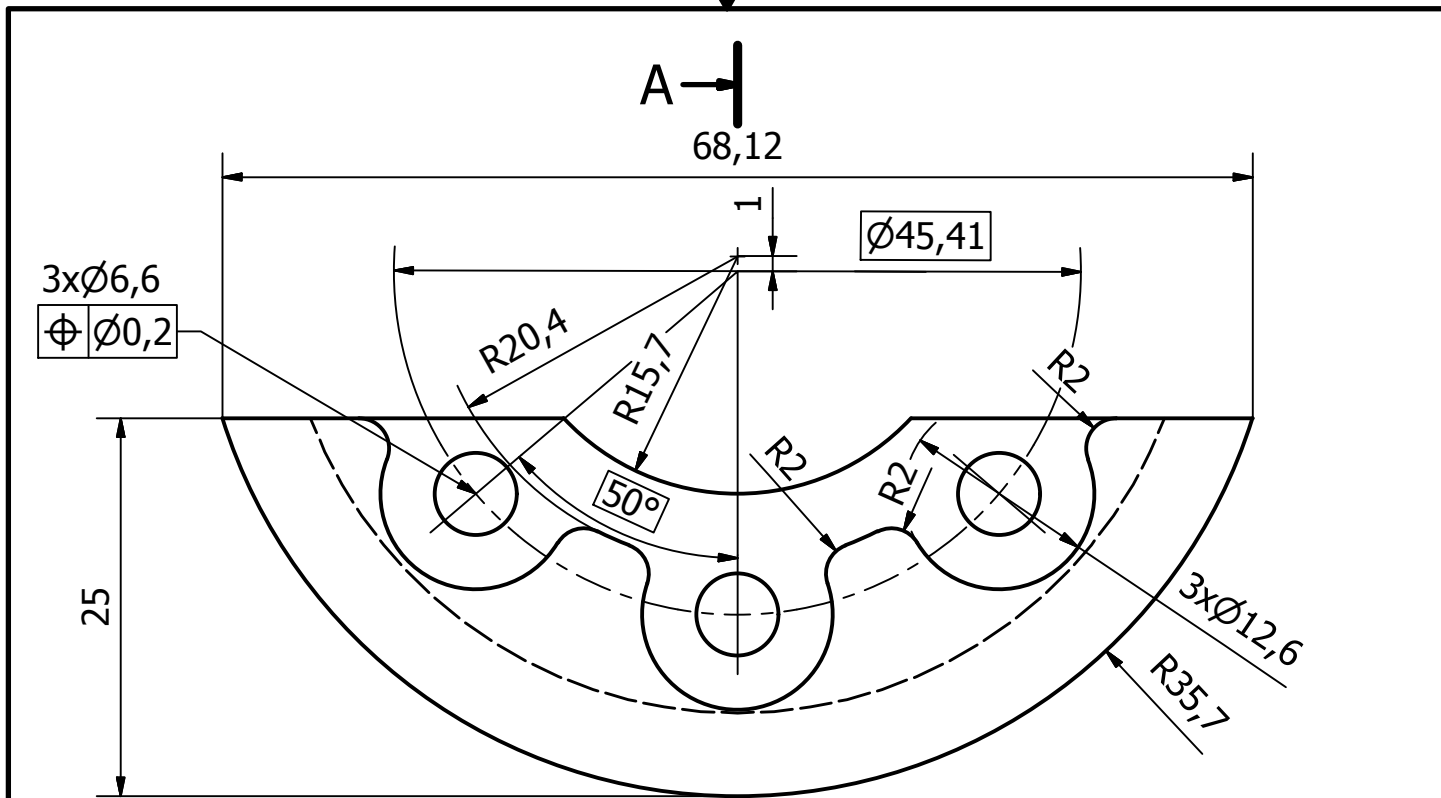


OZNAČENÉ PLOCHY CEMENTOVAT 0,3
 → 0,5 mm DRÁŽKY PRO PERA CHRÁNIT
 KALIT NA 58±2 HRC

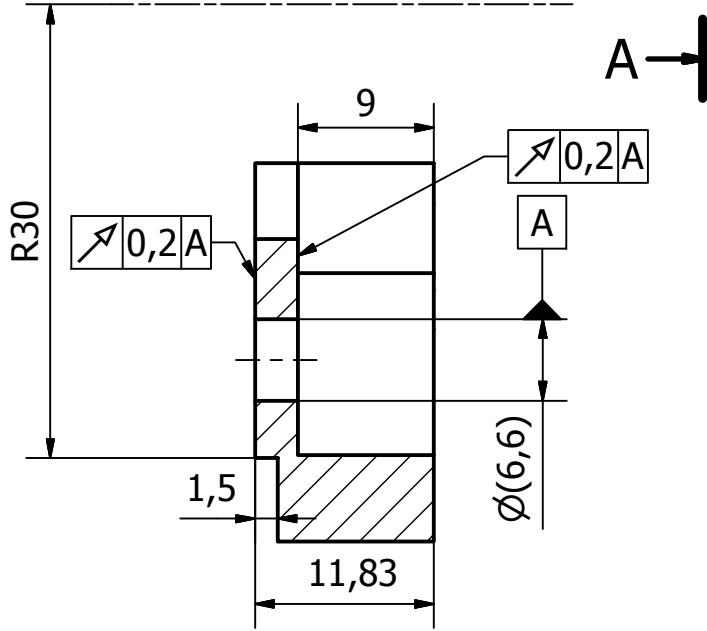
VŠECHNY NEKÓTOVANÉ HRANY DLE ČSN ISO 13715

Ra 3,2

PROVITÁNÍ	MÉRÍTKO	PŘESNOST ISO 2768 - mK	HMOTNOST	INDEX	ZNĚMA
	2:1	TOLEROVÁNÍ ISO 8015			
		MATERIÁL 14220		ROZMĚR - POLOTOVAR Rd 25	
KRESLIL Vratník		DATUM 4.5.2017		ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY DP_001_01_000	
TECH.REFERENT		DATUM		ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK	
SCHVÁLIL		DATUM		TYP DOKUMENTU	
NÁZEV Hřídel		ISO 16016		ČÍSLO VÝKRESU DP_001_01_002	
K _{KSÚ}		LISTŮLIST			



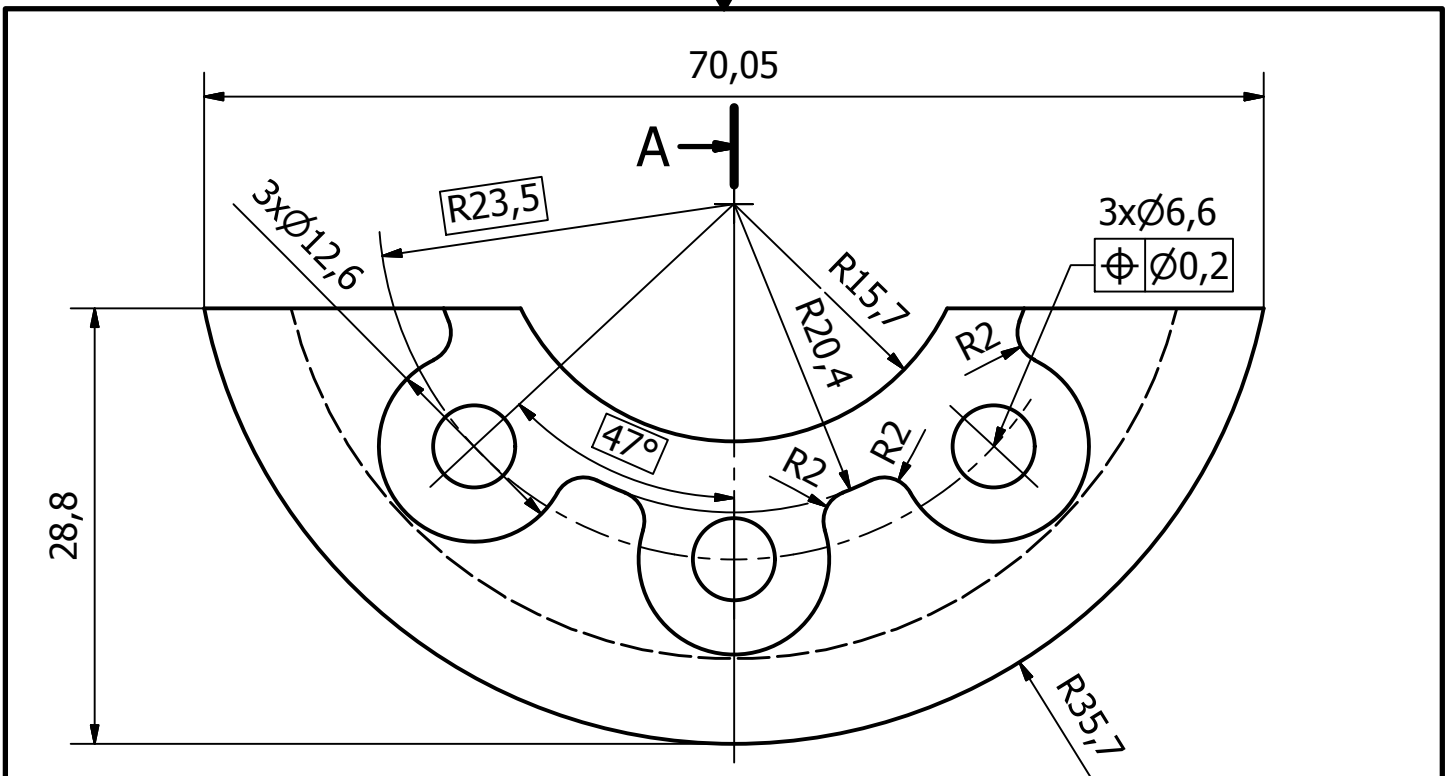
A-A (2 : 1)



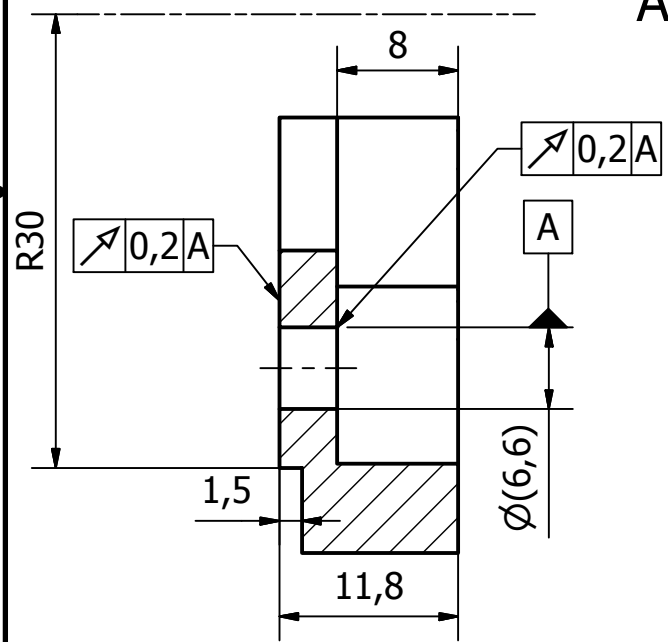
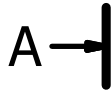
ZUŠLECHTIT NA 48±2 HRC DO HLOUBKY 0,5 mm
 VŠECHNY NEKÓTOVANÉ HRANY DLE ČSN ISO 13715

Ra 3,2

PROMĚTÁNÍ 	MĚŘÍTKO 2:1	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015	HMOTNOST	INDEX	ZJMĚNA	
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERSITY V PLZNI Kksů	MATERIAL 12050	ROZMĚR - POLOTOVAR plech t=15		KRESLIL Vratnik		
	TECH.REFERENT	SCHVÁLIL		DATUM 3.5.2017	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY DP_001_01_000	
	NÁZEV Vyvaha 1 A	ISO 16016		DATUM	ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK	
	ČÍSLO VÝKRESU DP_001_01_003A		TYP DOKUMENTU		LISTŮ/LIST	

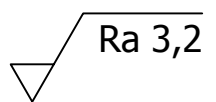


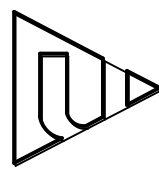

A-A (2 : 1)

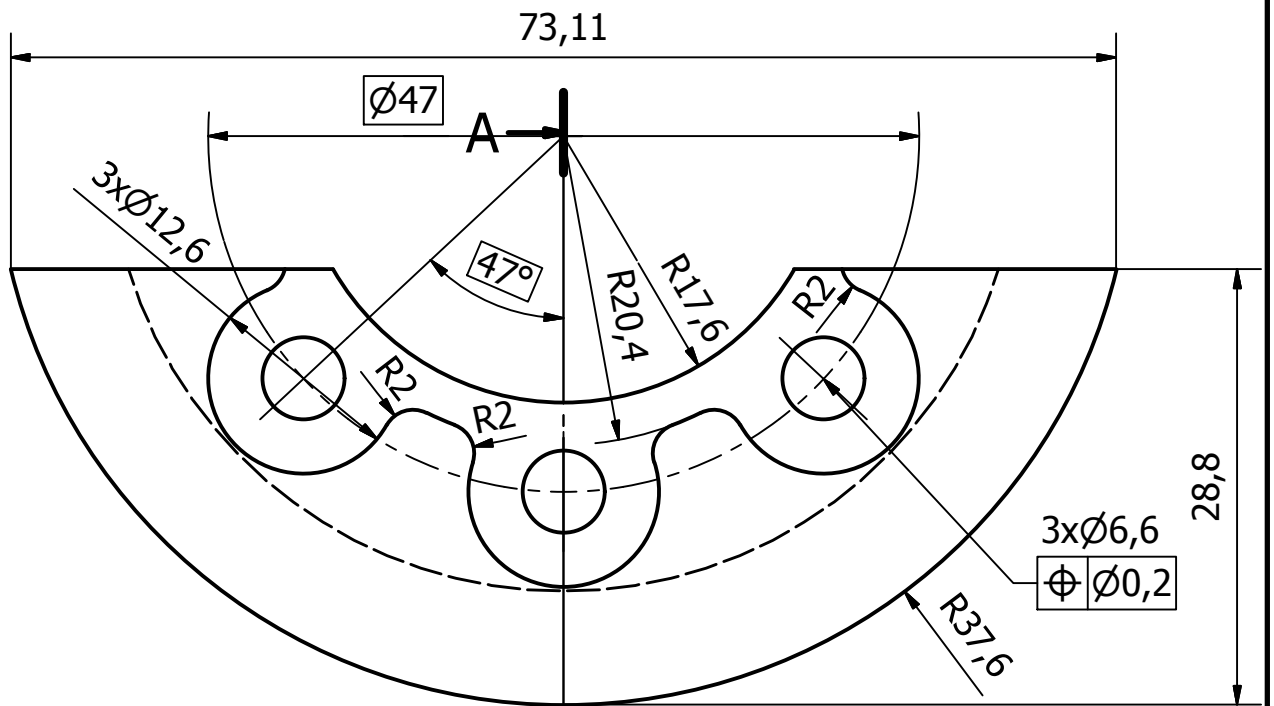


ZUŠLECHTIT NA 48±2 HRC DO HLOUBKY 0,5 mm

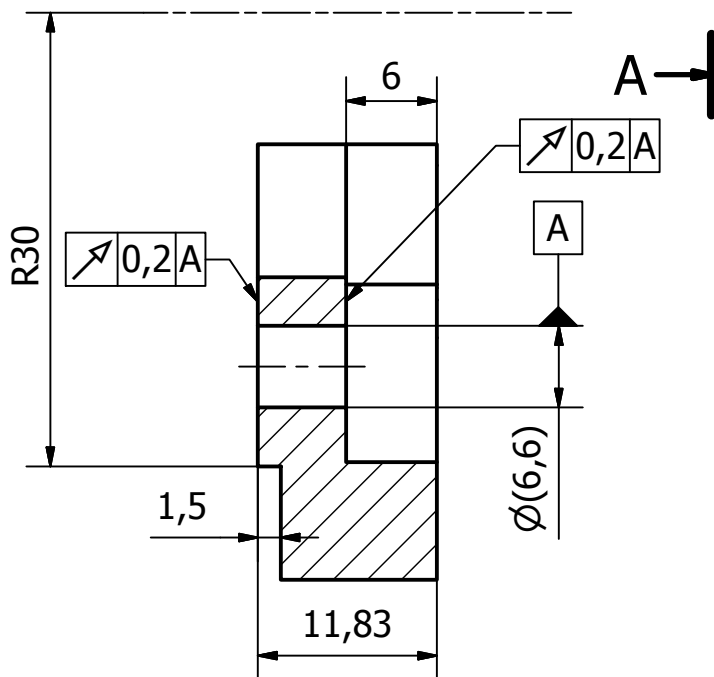
VŠECHNY NEKÓTOVANÉ HRANY DLE ČSN ISO 13715



 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERSITY V PLZNI Kksů	PROMĚTÁNÍ 	MĚŘÍTKO 2:1	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015	HMOTNOST _____	INDEX _____	ZVĚNA _____
	MATERIÁL 12050		ROZMĚR - POLOTOVAR plech t=15			
	KRESLIL Vratnik		DATUM 3.5.2017		ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY DP_001_01_000	
	TECH.REFERENT _____		DATUM _____		ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK _____	
	SCHVÁLIL _____		DATUM _____		TYP DOKUMENTU _____	
NÁZEV Vyvaha 1 B				ISO 16016		ČÍSLO VÝKRESU DP_001_01_003B
LISTŮLIST						

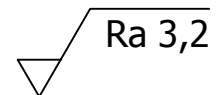


A-A (2 : 1)

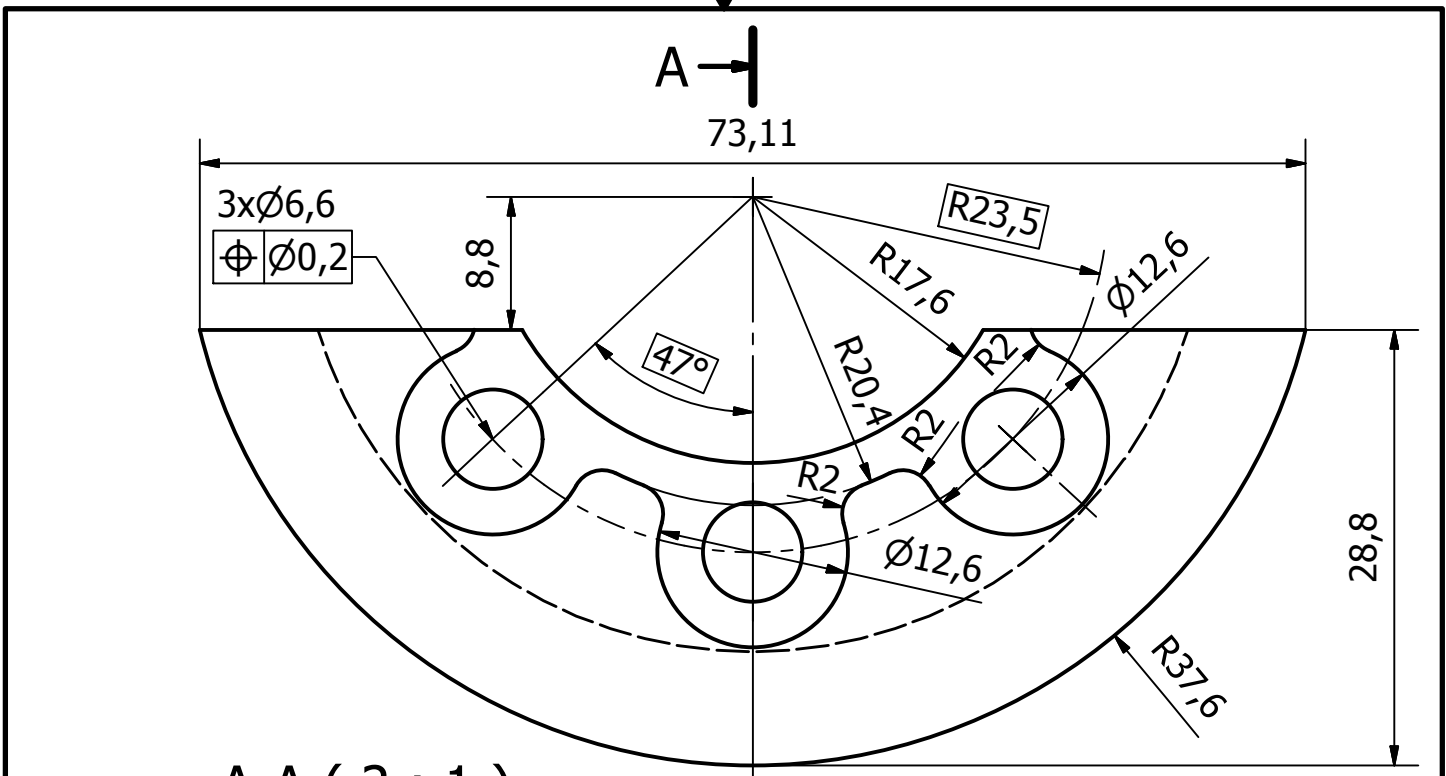


ZUŠLECHTIT NA 48 ± 2 HRC DO HLOUBKY 0,5 mm

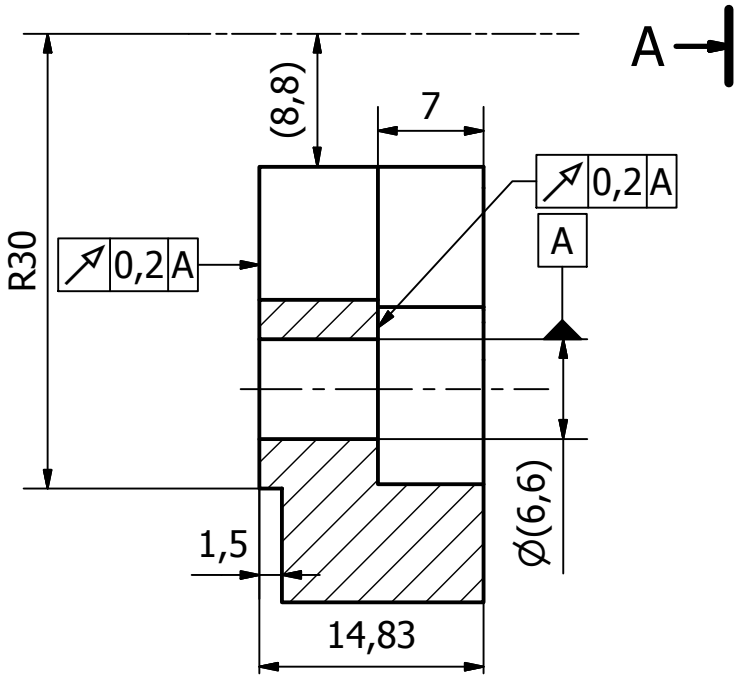
VŠECHNY NEKÓTOVANÉ HRANY DLE ČSN ISO 13715



PROMĚTÁNÍ 	MĚŘÍTKO 2:1	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015	HMOTNOST	INDEX	ZJMĚNA
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERSITY V PLZNI KksÚ	MATERIÁL 12050		ROZMĚR - POLOTOVAR plech t=15		
	KRESLIL Vratnik		DATUM 3.5.2017		ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY DP_001_01_000
	TECH.REFERENT		DATUM		ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK
	SCHVÁLIL		DATUM		TYP DOKUMENTU
	NÁZEV Vyvaha 1 C			ISO 16016	
LISTŮ/LIST					



A-A (2 : 1)

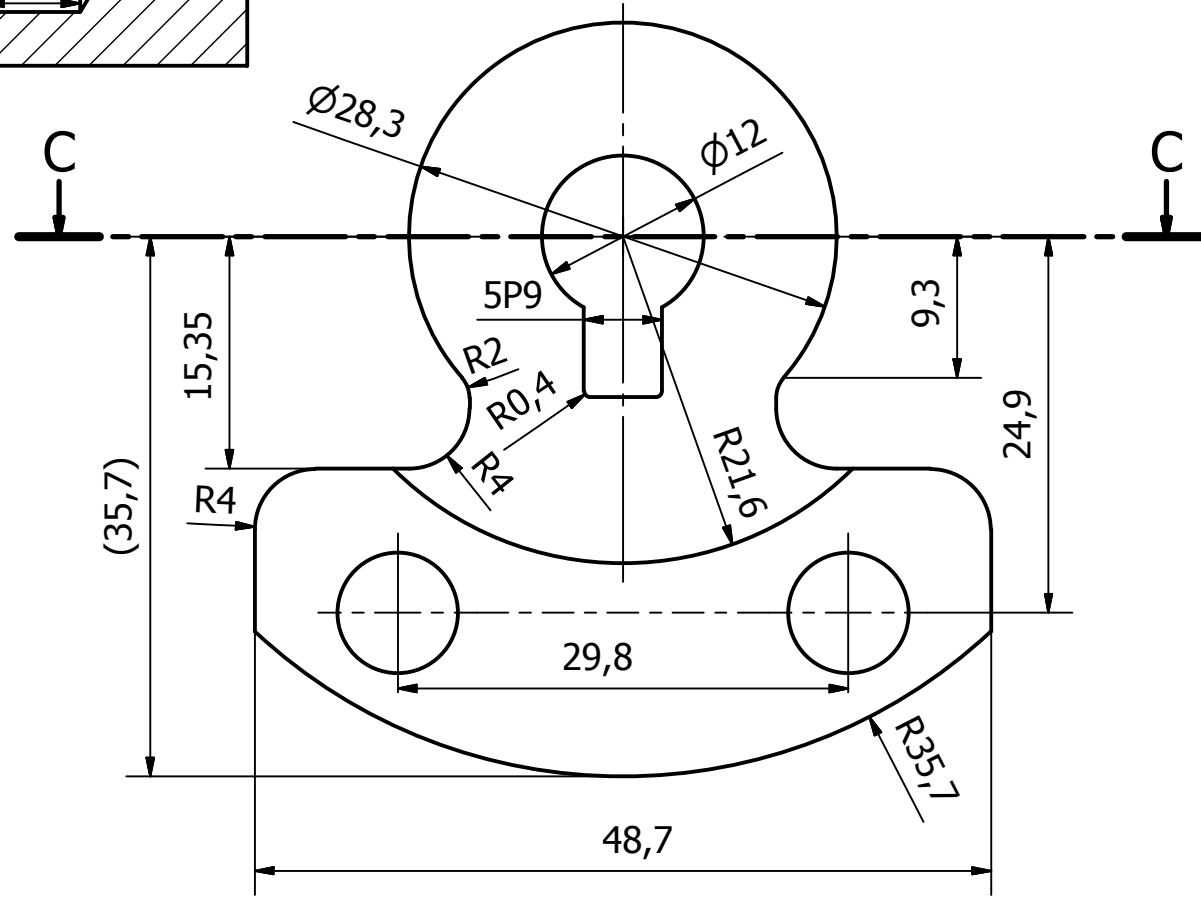
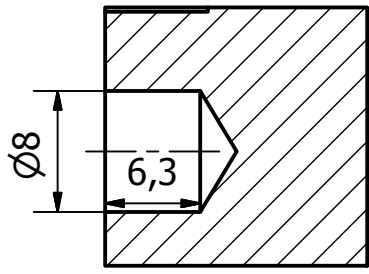


ZUŠLECHTIT NA 48 ± 2 HRC DO HLOUBKY 0,5 mm
 VŠECHNY NEKÓTOVANÉ HRANY DLE ČSN ISO 13715

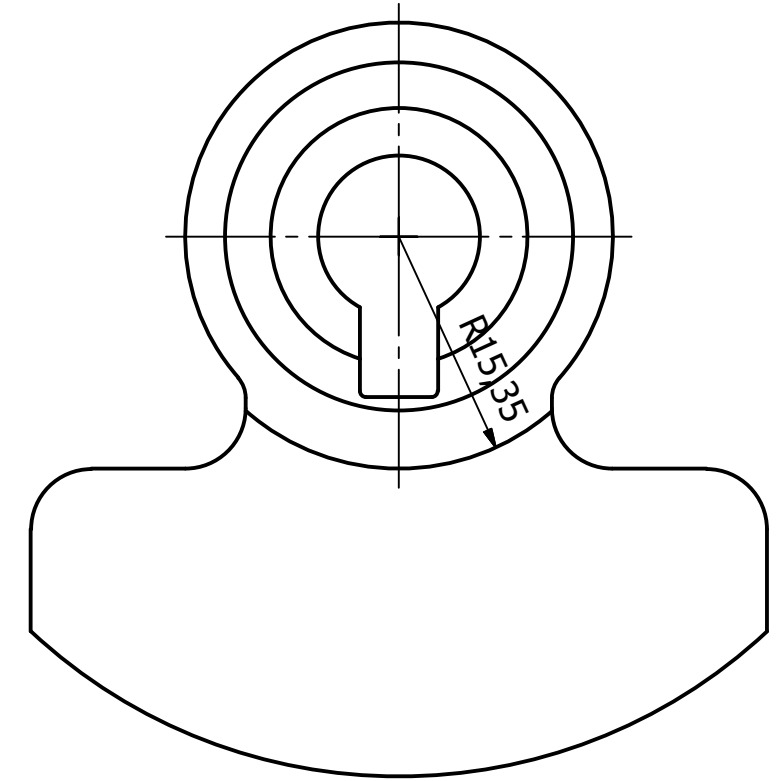
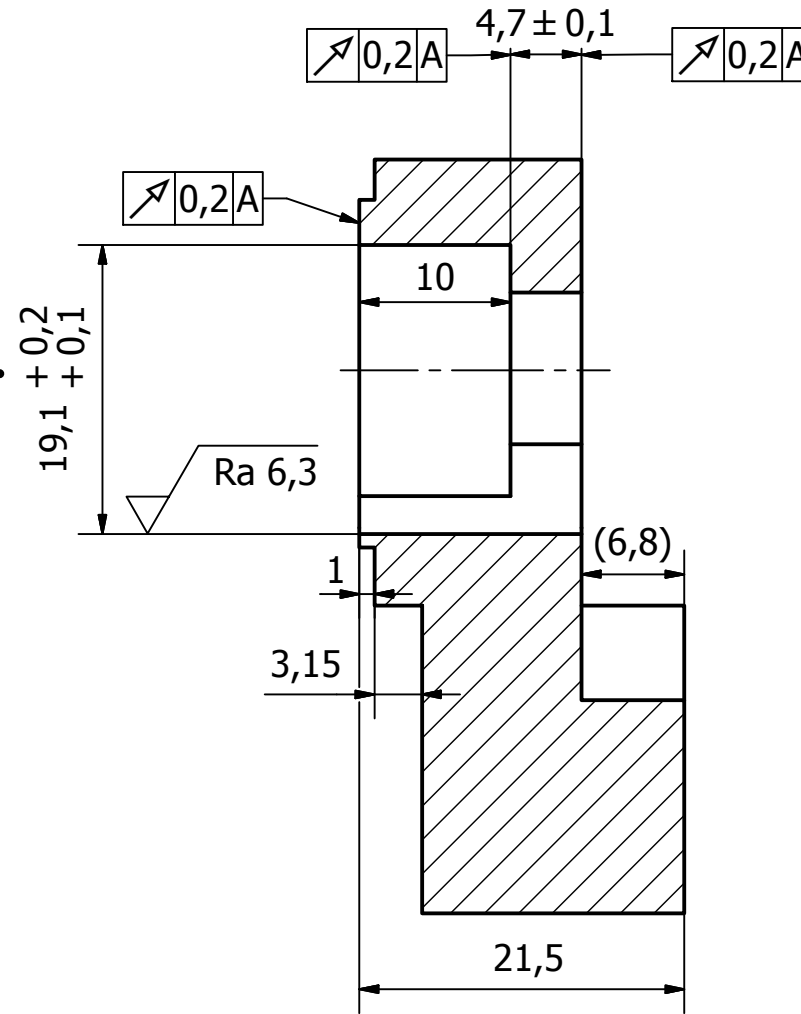
Ra 3,2

 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERSITY V PLZNI Kksů	PROMÍTÁNÍ 	MĚŘÍTKO 1:1	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015	HMOTNOST	INDEX	ZJMENA
	MATERIÁL 12050		ROZMĚR - POLOTOVAR Plech t=20			
	KRESLIL Vratnik		DATUM 3.5.2017		ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY DP_001_01_000	
	TECH.REFERENT		DATUM		ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK	
	SCHVÁLIL		DATUM		TYP DOKUMENTU	
NÁZEV Vyvaha 1 D				ISO 16016		ČÍSLO VÝKRESU DP_001_01_003D
						LISTŮLIST

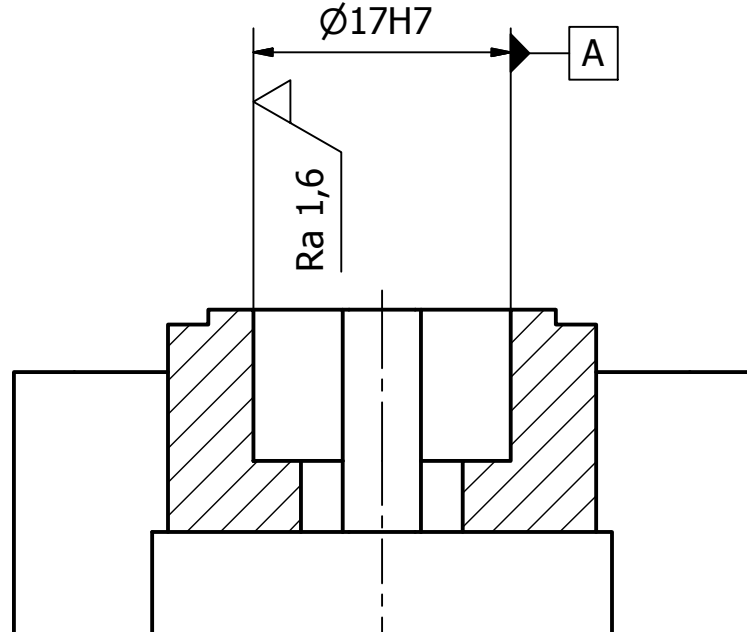
B-B (2: 1)



A-A (2: 1)

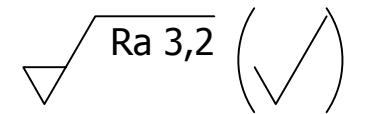


C-C (2: 1)

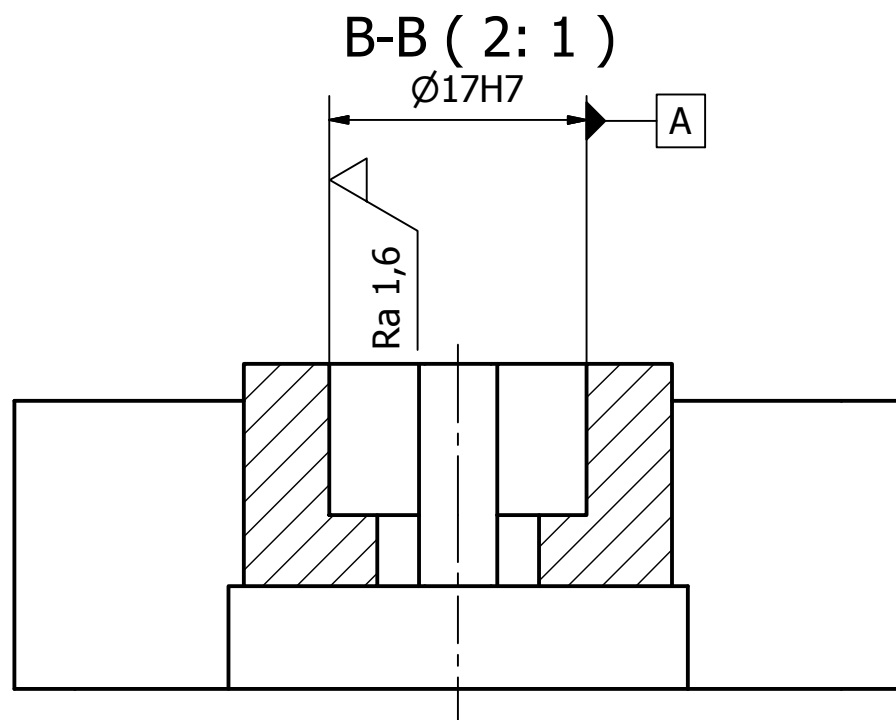
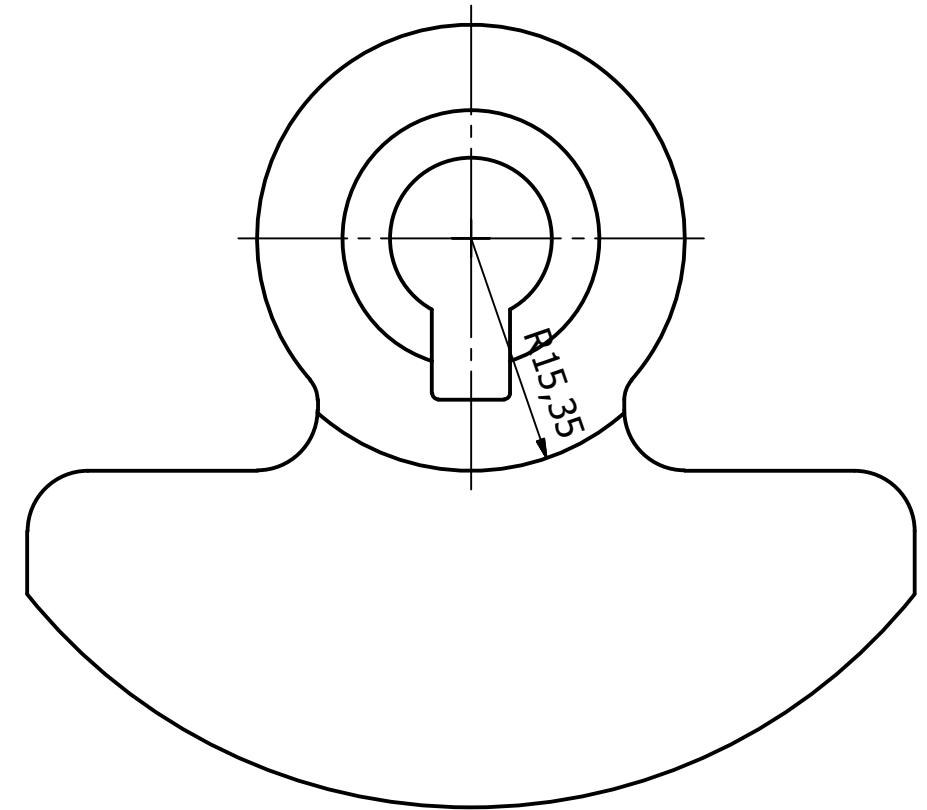
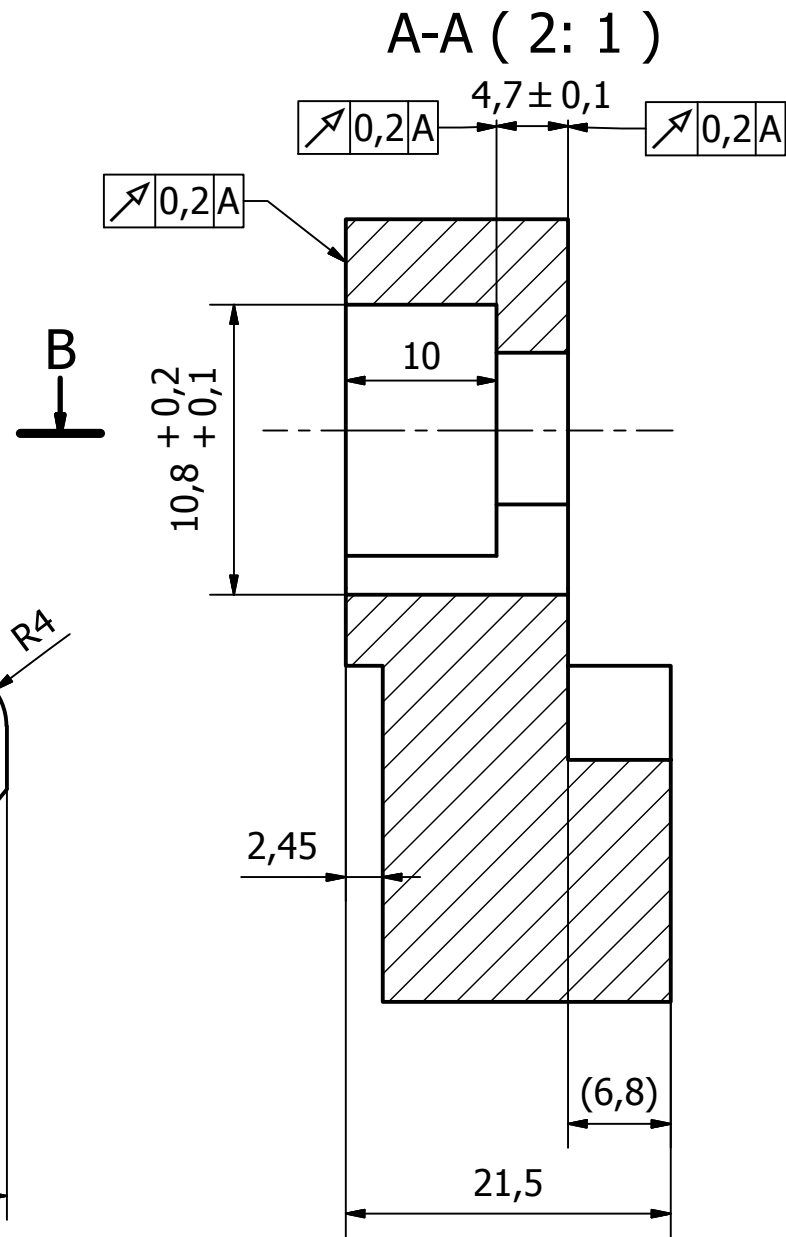
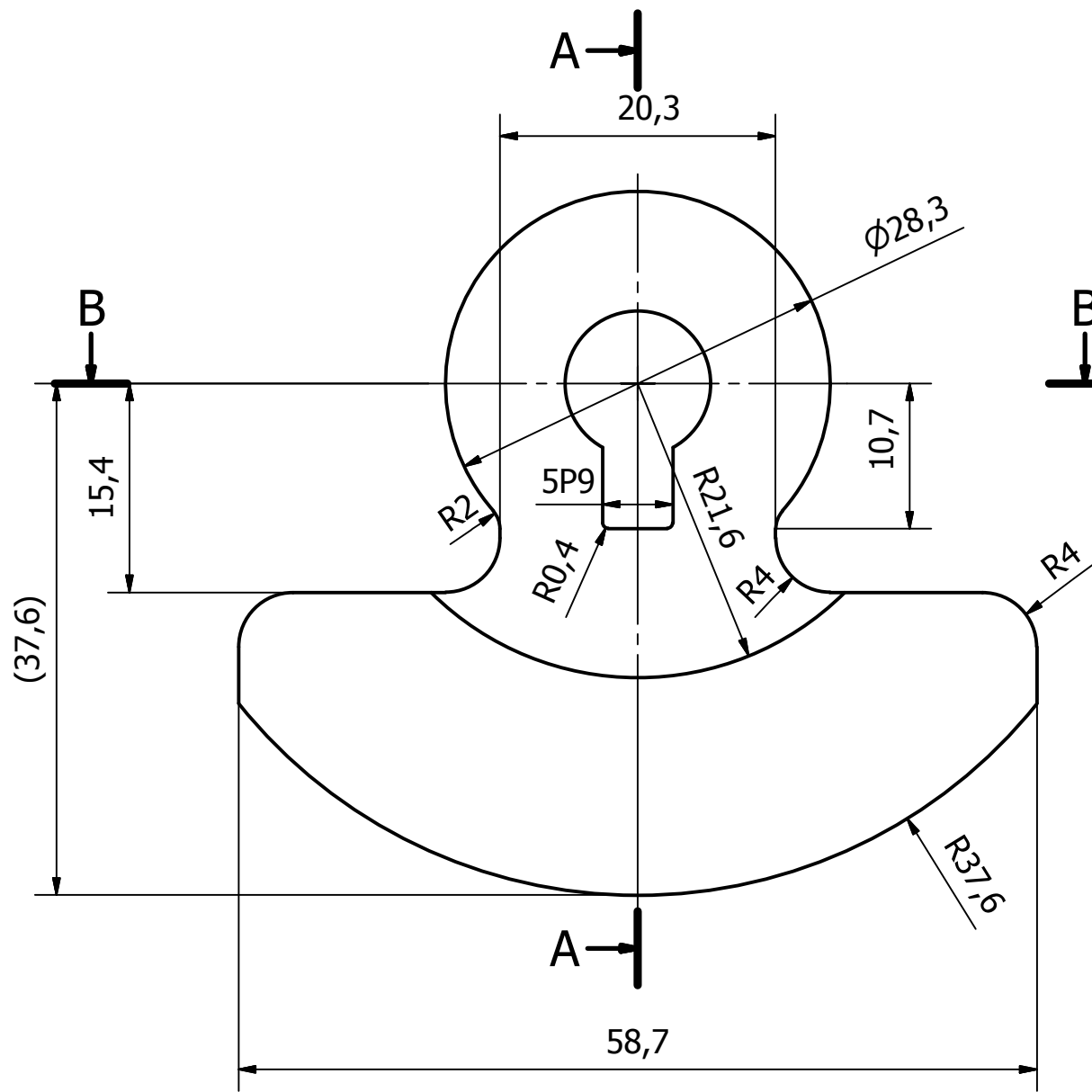


ZUŠLECHTIT NA 48±2 HRC DO HLOUBKY 0,5 mm

VŠECHNY NEKÓTOVANÉ HRANY DLE ČSN ISO 13715



PROMITÁNÍ	MĚŘÍTKO	PŘESNOST ISO 2768 - mK	HMOTNOST	INDEX	ZNĚMA	
	2:1	TOLEROVÁNÍ ISO 8015				
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERSITY V PLZNI K _{KSÚ}		MATERIAL		ROZMĚR - POLOTOVAR		
		12050		plech t=25		
		KRESLIL	Vratník	DATUM	3.5.2017	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY
		TECH.REFERENT		DATUM		DP_001_01_000
SCHVÁLIL		DATUM		ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK		
NÁZEV			ISO 16016		TYP DOKUMENTU	
Vyvaha 2 A			ČÍSLO VÝKRESU			
			DP_001_01_004A			
LISTŮLIST						

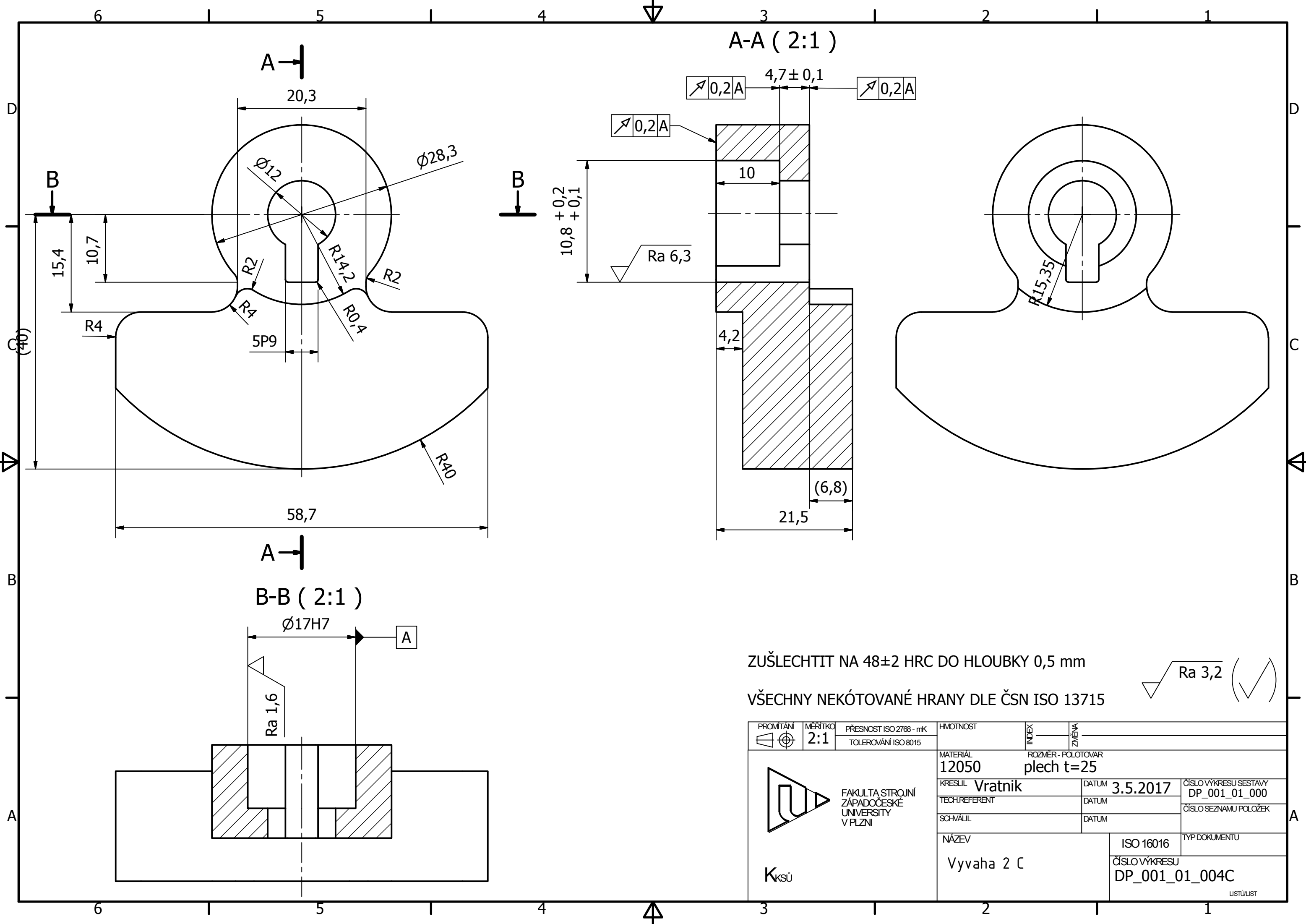


ZUŠLECHTIT NA 48±2 HRC DO HLOUBKY 0,5 mm

VŠECHNY NEKÓTOVANÉ HRANY DLE ČSN ISO 13715

Ra 3,2 (✓)

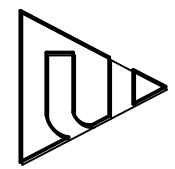
PROVĚTAVÁNÍ 	MĚŘÍTKO 2:1	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015	HMOTNOST	INDEX	ZNĚMA
FAKULTA STROJINÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERSITY V PLZNI K _{KSÚ}			MATERIAL 12050		
			ROZMĚR - POLOTOVAR plech t=25		
KRESLIL Vratník		DATUM 3.5.2017		ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY DP_001_01_000	
TECH.REFERENT		DATUM		ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK	
SCHVÁLIL		DATUM		TYP DOKUMENTU	
NÁZEV Vyvaha 2 B			ISO 16016		ČÍSLO VÝKRESU DP_001_01_004B
LISTŮLIST					

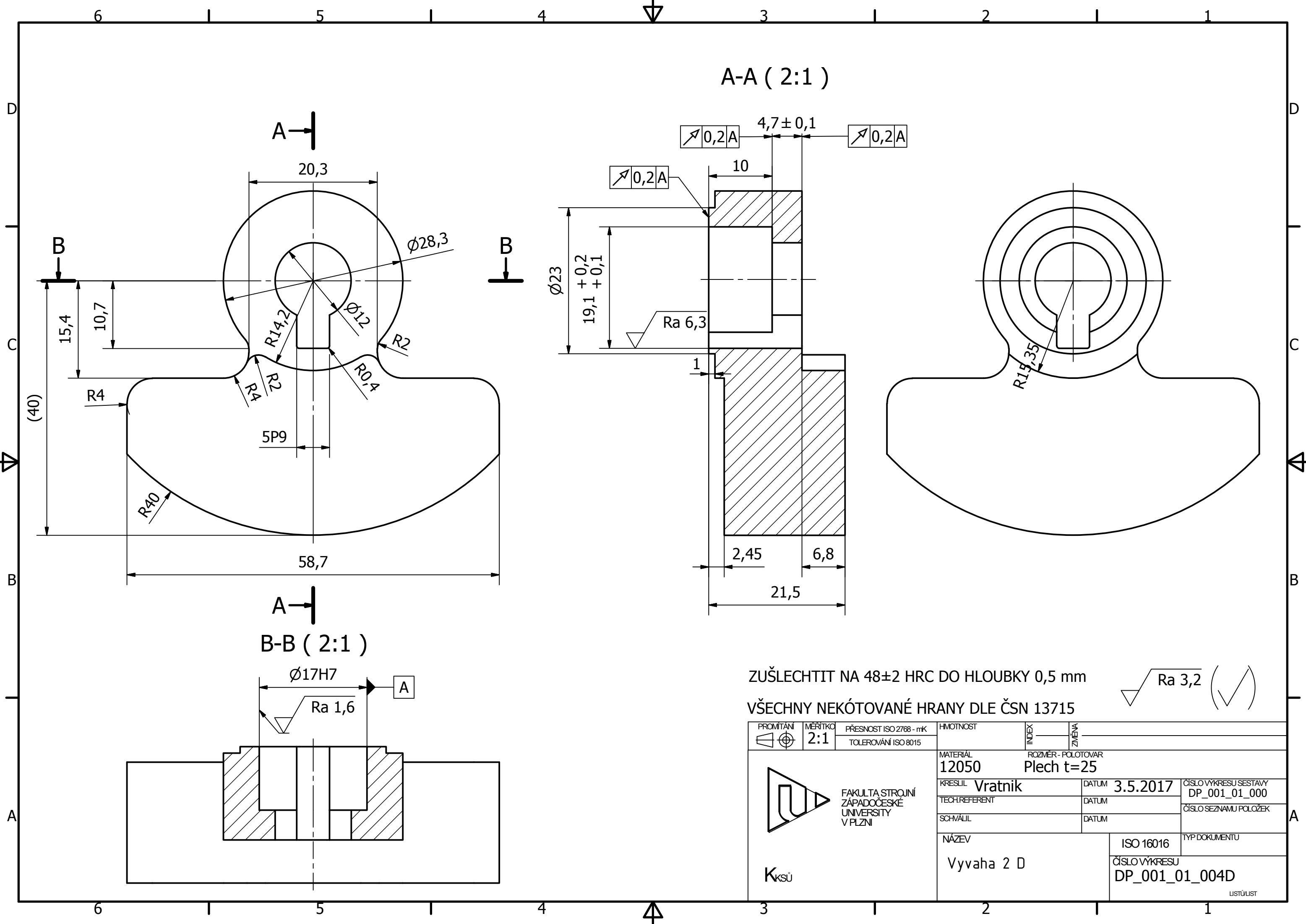


ZUŠLECHTIT NA 48±2 HRC DO HLOUBKY 0,5 mm

VŠECHNY NEKÓTOVANÉ HRANY DLE ČSN ISO 13715

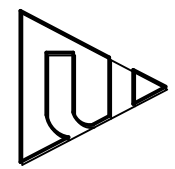
Ra 3,2 (✓)

PROJITÁNÍ	MĚŘÍTKO 2:1	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015	HMOTNOST	INDEX	ZNĚMA
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI K _{KSÚ}	MATERIAL 12050	ROZMĚR - POLOTOVAR plech t=25			
	KRESLIL Vratnik	DATUM 3.5.2017	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY DP_001_01_000		
	TECH.REFERENT	DATUM	ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK		
	SCHVÁLIL	DATUM	TYP DOKUMENTU		
NÁZEV Vyvaha 2 C	ISO 16016		ČÍSLO VÝKRESU DP_001_01_004C		
			LISTŮLIST		



ZUŠLECHTIT NA 48 ± 2 HRC DO HLOUBKY 0,5 mm
 VŠECHNY NEKÓTOVANÉ HRANY DLE ČSN 13715

$Ra 3,2$ (✓)

PROVĚŘENÍ	MĚŘÍTKO 2:1	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015	HMOTNOST	INDEX	ZNĚMA
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		MATERIÁL 12050		ROZMĚR - POLOTOVAR Plech t=25	
KRESLIL Vratnik		DATUM 3.5.2017		ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY DP_001_01_000	
TECH.REFERENT		DATUM		ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK	
SCHVÁLIL		DATUM		TYP DOKUMENTU	
NÁZEV Vyhaha 2 D			ISO 16016		
			ČÍSLO VÝKRESU DP_001_01_004D		
LÍSTŮLUST					