



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

HNACÍ ÚSTROJÍ JEDNOVÁLCOVÉHO MOTORU

POWERTRAIN OF SINGLE CYLINDER ENGINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Lukáš Vašek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Milan Špičák

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Lukáš Vašek**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojírenství
Vedoucí práce: **Ing. Milan Špičák**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Hnací ústrojí jednoválcového motoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Porovnání různých komponentů hnacího ústrojí jednoválcového motoru na základě změřených parametrů.

Cíle bakalářské práce:

Přehledně popsat problematiku vyvažování hnacího ústrojí motorů se zaměřením na jednoválcové.
Sestavit výpočtový model dynamiky hnacího ústrojí a získat potřebné vstupní parametry.
Sestavit matici a porovnat dostupné a použitelné komponenty z hlediska dynamiky.

Seznam literatury:

Heisler, H. Advanced Engine Technology, SAE 2002.

Hafner, K.E. and Maass, H. Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag Wien-New York 1995.

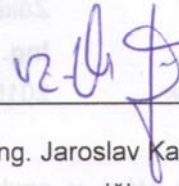
Stone, R. Introduction to Internal Combustion Engines, PALGRAVE New York 1999.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 16. 12. 2015



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan



ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je zhodnocení vyvážení klikového ústrojí u pohonné jednotky ve vozidle kategorie Formule Student. Jedná se o dva motory sériové výroby Husaberg FE 570, Husaberg FE 510. Dále se jedná o další dvě modifikace Husaberg FE 510. Hodnotí se vyvážení setrvačných účinků sil od posuvných částí a poměr statických momentů vývažku protiběžného vyvažovacího hřídele vůči klikovému hřídeli.

KLÍČOVÁ SLOVA

Husaberg FE 570, Husaberg FE 510, dynamika klikového ústrojí, protiběžná vyvažovací hřídel

ABSTRACT

The aim of this bachelor thesis is to evaluate the balance crank mechanism for powertrain vehicle category Formula Student. These are the two engines of series production Husaberg FE 570 Husaberg FE 510. Furthermore, there are two other modifications Husaberg FE 510. It assesses the balance of the sliding forces and the ratio between the static moment of the contrarotating balancer shaft and the crank shaft.

KEYWORDS

Husaberg FE 570, Husaberg FE 510, dynamics crank mechanism, contra rotating balancer shaft



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VAŠEK, L. *Hnací ústrojí jednoválcového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 39 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Milan Špičák



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Milana Špičáka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Lukáš Vašek



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Milanu Špičákovi za jeho pomoc a cenné rady při zpracování. Také bych rád poděkoval své rodině, přítelkyni a kamarádům za podporu při studiu na vysoké škole.



OBSAH

Úvod	9
1 Motor husaberg – FE 570, FE 510	10
1.1 Motor FE 510 a jeho modifikace	11
1.2 Motor FE 570.....	11
2 Vyvažování klikového ústrojí.....	12
2.1 Vznik nevyváženosti.....	12
2.2 Projevy nevyváženosti	12
3 Síly působící v ústrojí.....	13
3.1 Síla od přetlaku plynů	13
3.2 Rozbor setrvačných sil.....	13
3.2.1 Setrvačné síly volné.....	14
3.3 Rozdělení dle způsobu funkce	15
3.3.1 Vyvažování rotačních částí.....	15
3.3.2 Vyvažování posuvných částí	15
3.4 Protiběžný vyvažovací hřídel.....	15
3.4.1 Princip vyvažovacího hřídele	15
4 Výpočtové přístupy	16
4.1 Výběr přístupu řešení.....	16
4.2 Rozdělení hmotnosti ojnice do dvou hmotných bodů	16
5 Výpočet vyvážení	18
5.1 Parametry potřebné k výpočtu	18
5.2 Výpočet rozdělení hmoty ojnice do dvou hmotných bodů	21
5.3 Výpočet vyvážení klikové hřídele	21
5.4 Výpočet procenta vyvážení posuvných hmot	24
5.5 Výpočet poměru vývažku mezi vyvažovacím a klikovým hřídelem.....	25
6 Shrnutí a výsledky	27
6.1 Porovnání jednotlivých motorů.....	27
6.2 Zhodnocení výsledku FE 570	28
6.3 Zhodnocení FE 510, FE510A, FE 510B.....	28
6.3.1 Sériový motor FE 510	29
6.3.2 Upravený motor FE 510A	29
6.3.3 Upravený motor FE 510B	30
Závěr.....	32
Seznam použitých zkratk a symbolů	34
Seznam příloh.....	35



ÚVOD

Dynamické ústrojí motoru je jednou z nejdůležitějších částí motoru. Pokud má motor dobrou dynamiku, tak očekáváme kultivovaný chod v širokém spektru otáček. Dle Newtonových zákonů, lze dynamiku hmotného bodu ovlivnit: vnější silou, jeho vlastní hmotností, zrychlením, rychlostí. V případě návrhu dynamiky setrvačníku jsme schopni ovlivnit kultivovanost motoru pouze hmotností. To za předpokladu, že mluvíme o hmotném bodu. V tomto případě se jedná o vyvažovací systém, který je tvořen hmotnými body, takže vlastnosti hnacího ústrojí spočívají ve volbě materiálu a rozložení hmoty.



Obr. 1 3D model hnacího ústrojí s protiběžným vyvažovacím hřídelem motoru Husaberg FE 570 [3]



1 MOTOR HUSABERG – FE 570, FE 510

Motory byly navrženy původně ve firmě KTM pro motocykly. Nicméně tyto dva zmíněné modely motorů byly v minulosti využity jako pohonná jednotka studentské formule týmu TU Brno Racing. Jasným důvodem k výběru právě těchto dvou modelů byl nejlepší poměr výkon/váha u motorů do 610ccm. Model FE 570 A FE 510 jsou modely sériové výroby.



Obr. 2 Řez motoru Husaberg FE 570 [4]



1.1 MOTOR FE 510 A JEHO MODIFIKACE

Původně sériový Husaberg FE 510 byl upraven tak, že jeho výkon vzrostl přibližně o 50%. Nárůstu výkonu se dosáhlo za pomoci turbodmychadla. Tento upravený model motoru FE 510 vznikl v Brně na fakultě FSI a každoročně si prochází úpravami ve snaze zvýšení výkonu a spolehlivosti motoru. Již nyní lze rozdělit model FE 510 na:

- Sezóna 2015 - FE 510A
- Sezóna 2016 - FE 510B

Rozdíl mezi těmito dvěma modifikacemi je z hlediska dynamiky hnacího ústrojí pouze v konstrukci pístu. I mezi těmito modifikacemi je uveden závěr. Z důvodů zvýšení výkonu motoru se však výrazně snížila životnost nejvíce zatěžovaných dílů, proto došlo k výměně pístu a ojnice. Píst byl navrhnout nový a posléze vyroben. Původní ojnice byla zaměněna za ojnici z modelu Husaberg FE 570. Ojnice jako náhrada mohla posloužit přesvědčivě, protože má průměr děr jako ojnice původní. Výměnou ojníc se sice zajistila dostatečná pevnost klikového ústrojí, ale zároveň se změnilo původní vyvážení klikového ústrojí.

1.2 MOTOR FE 570

Motor FE 570 byl nahrazen motorem FE 510, protože v roce 2012 byla ukončena jeho sériová výroba. FE 510 byl zvolen jako vhodný nástupce zejména pro podobnost některých dílů, které mohly být využity při úpravách hnacího ústrojí vlivem vyššího zatížení od přeplňování.



2 VYVAŽOVÁNÍ KLIKOVÉHO ÚSTROJÍ

Pod tímto pojmem rozumíme způsob odstraňování nebo zmírňování účinků setrvačných sil. Vyvažování rotačních částí klikového ústrojí je poměrně jednoduchou záležitostí, ale o mnoho větší problém je vyvážit posuvné části, tj. kompletní pístní skupiny, ojnice a pouzdra či jehličkového ložiska. Klikový hřídel musí i tyto hmoty vyvážit, ale nikoli již celou hmotu. Jakou část budeme vyvažovat nám stanovuje procento vyvážení. Procento je stanoveno výpočtem, přičemž musíme vzít v potaz nespolehlivost výsledku, neboť nezahrnuje všechny vlivy. Při praktickém vyvažování, se využívá nejčastěji zkušeností. Pokud konstruktéři navrhnou inovaci staršího motoru, vycházejí z procenta vyvážení předchozího motoru což se obvykle pohybuje mezi 50 až 70%. Jestliže konstruktér navrhuje prototyp nového motoru, musí procento vyvážení několikanásobně změnit než dojde k nejlepšímu průběhu výkonu v porovnání s chvěním motoru. Největší chvění a vibrace motoru nastávají, tehdy když se motor pohybuje v oblasti vlastní frekvence. Nejlepším řešením je navrhnout motor, tak aby se vlastní frekvence motoru nacházela mimo pracovní otáčky.[1]

2.1 VZNIK NEVYVÁŽENOSTI

Má tři typy příčin:

- Funkční - opakovaně se měnící setrvačné síly posuvné i rotační
 - lze odstraňovat nebo zmenšovat konstrukčními změnami
- Výrobní - Výrobní nepřesnosti, nehomogenita materiálu, proměnlivý točivý moment, kroutivé kmitání atd.
 - Lze eliminovat zpřesňováním výroby, použitím setrvačníku, torzního tlumiče, optimalizací spalovacího procesu. Nelze však zcela odstranit.
- Deformace součásti za provozu - nesouměrnost deformací za provozu
 - Též nelze zcela odstranit. [5]

2.2 PROJEVY NEVYVÁŽENOSTI

Projevem nevyváženosti je přenos chvění a vibrací na uchycení motoru a následně na rám. Tento jev doprovází uvolňování šroubových spojů a nežádoucí hluk. Dále se nevyváženost projevuje jako nekultivovaný chod a dynamické namáhání částí motoru. Všechny tyto projevy jsou nežádoucí a snažíme se je eliminovat.



3 SÍLY PŮSOBÍCÍ V ÚSTROJÍ

- Síla od přetlaků plynů
- Setrvačné síly od rotačních částí
- Setrvačné síly od posuvných částí

3.1 SÍLA OD PŘETLAKU PLYNŮ

Tato síla vzniká ve spalovací komoře důsledkem přetlaku plynů. Přetlak v průběhu spalovacího procesu mění svoji velikost a je popsán v $p-\alpha$ diagramu. Vzniklá síla působí v ose válce a dále se přenáší na klikový mechanismus a nechá se popsat jako

$$F_p = p \cdot S_p \quad (1)$$

kde: F_p síla od přetlaku plynů [N]
 p tlak plynů [Pa]
 S_p plocha průřezu pístu [m²] [1]

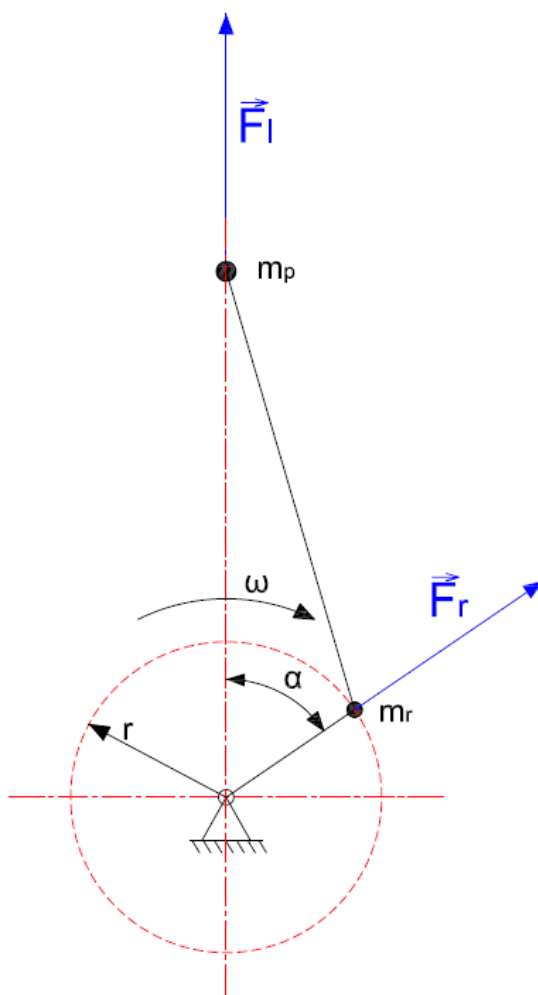
3.2 ROZBOR SETRVAČNÝCH SIL

Síly, které jsou vnitřně nevyrovnané, nazýváme VOLNÉ.

- Dochází k přenášení do motorové skříně a uložení motoru. Jsou to zdroje chvění a vibrací.

Síly vnitřně vyrovnané, nazýváme VNITŘNÍ neboli primární. Tyto síly vznikají tlakem plynů na píst.

- Tyto síly a momenty se navenek neprojevují, ale zatěžují vnitřní části motoru, jako např. klikový mechanismus, ložiska, čepy apod. [5]



Setrvačné síly jsou znázorněny na obr. 3

3.2.1 SETRVAČNÉ SÍLY VOLNÉ

- Volná setrvačná síla rotujících částí F_r lze analyticky zapsat takto:

$$F_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad [\text{N}] \quad (2)$$

kde m_r je hmotnost rotujících částí, r je poloměr zalomení klikového hřídele a ω je úhlová rychlost klikového hřídele. Viz obr. 3.

- Volná setrvačná síla posuvných částí F_l zahrnující pouze harmonickou složku 1. řádu lze analyticky zapsat takto:

$$F_l = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad [\text{N}] \quad (3)$$

kde m_p je hmotnost rotujících částí, r je poloměr zalomení klikového hřídele, ω je úhlová rychlost klikového hřídele a α je úhel natočení klikového hřídele. Viz obr. 4.[1], [4]



3.3 ROZDĚLENÍ DLE ZPŮSOBU FUNKCE

Vyvažování klikového mechanismu se nechá rozdělit do dvou hlavních skupin:

- Vyvažování rotačních částí
- Vyvažování posuvných částí

3.3.1 VYVAŽOVÁNÍ ROTAČNÍCH ČÁSTÍ

Provádí se všude, kde je třeba zbavit se setrvačných sil či momentů a nevystavovat zařízení zbytečnému chvění. Typickým příkladem může být kolo u automobilu, kde se vlivem nepřesností výroby, opotřebením či nehomogenitou materiálu stává kolo nevyvážené a dochází k nežádoucím vlivům, jako je třesení volantu, špatná ovladatelnost či zvýšená hlučnost. U klikového mechanismu se rotace podílí kliková hřídel a část ojnice. Nevývaha u rotačních částí lze řešit přidáním protizávažím či odvrtáním materiálu. V případě klikové hřídele vytváří nevývahu hlavně ojniční čep. Tato hmotnost ojničního čepu je excentricky uložena, jinak řečeno osa těžiště ojničního čepu nesplývá s osou rotace. Z tohoto důvodu je třeba přidat protizávaží na odvrácené straně oproti pozici ojničního čepu. Tímto způsobem je možné vyvážit klikovou hřídel zcela úplně. Do výpočtu je, ale třeba zahrnout i část hmoty ojnice, která koná rotační pohyb a z toho důvodu je třeba vzít v úvahu i tuto nevývahu.

3.3.2 VYVAŽOVÁNÍ POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Jak již bylo zmíněno, vyvážení posuvných částí se neprovádí zcela. Úplné vyvážení posuvných setrvačných sil je možno dosáhnout přidavnými posuvnými hmotami, pohybujícími se po stejné ose s hmotami posuvných částí tak, aby těžiště obou soustav neměnilo svoji polohu. Z ohledu na celkové rozměry a hmotnost je tato varianta pro automobilové či motocyklové motory nepřijatelná.

Týká se to tedy části ojnice a celé pístní skupiny. Pístní skupina je tvořena z: pístu, pístního čepu, pístních kroužků a pojistných a ojničních kroužků. [8]

3.4 PROTIBĚŽNÝ VYVAŽOVACÍ HŘÍDEL

Slouží k vyvažování klikového ústrojí u motorů konstrukčně navrhnutých tak, že není možné vyvažovat pouze za pomoci setrvačnicku na klikové hřídeli. Další použití má u motorů, u kterých je třeba kompenzovat kolmou složku síly, která vzniká od samotného vývažku na klikovém hřídeli. Jedná se o síly x-ových složek viz *obr. 8*.

3.4.1 PRINCIP VYVAŽOVACÍHO HŘÍDELE

Protiběžný vyvažovací hřídel (dále PVH) se otáčí v opačném smyslu než kliková hřídel a tím se způsobují protichůdné setrvačné síly a momenty, které se vzájemně vyrušují. Opačný smysl otáček PVH zajišťuje ozubené soukolí viz *obr. 1*, které může být navrženo v určitých převodových poměrech, což umožňuje regulovat vývahu klikového ústrojí. Toto zařízení využívá například i automobil Škoda Fabia 1,2 htp.



4 VÝPOČTOVÉ PŘÍSTUPY

Pro řešení dynamiky hnacího ústrojí existuje několik možný přístupů. Uvedeme si dva nejčastější. První způsob je výpočetní, založen na numerickém popisu, následně je poté zpracován ve vhodném softwaru (Matlab, Maple). Druhým způsobem je přímé měření na již vyrobeném dílci. Následně je jeho správnost ověřena experimentem. Tento způsob je sice nejpřesnější, který poskytuje ihned po zkoušce reálné výsledky měřením, ovšem tato metoda je velmi nákladná.

4.1 VÝBĚR PŘÍSTUPU ŘEŠENÍ

Z hlediska charakteru zadání této bakalářské práce volím způsob výpočetní. Výpočtový způsob se nechá rozdělit na numerický a analytický. Numerický přístup oproti analytickému je mnohonásobně náročnější, avšak v dnešní době je možné využít pro složité výpočty softwarového vybavení. Pro numerický výpočet, využiji matematického výpočtového programu MathCad 2014 a Microsoft Excel 2007.

4.2 ROZDĚLENÍ HMOTNOSTI OJNICE DO DVOU HMOTNÝCH BODŮ

Rozdělením hmotnosti do dvou hmotných bodů je myšleno určit, jaký podíl hmotnosti je soustředěn do ojnicního čepu a rotuje společně se zalomením hřídele a jaký podíl hmotnosti koná translační pohyb společně s pístní skupinou. Tento poměr rozdělení hmot je možný získat metodou experimentu tzv. odkýváním ojnice nebo metodou redukce. Metodu redukce lze snadno provést, pokud máme k dispozici polohu těžiště a moment setrvačnosti vzhledem k těžišti. V CAD programu za pomoci 3D modelu jsme schopni tyto parametry vygenerovat. Metodu redukce lze řešit analytickým způsobem podle níže uvedených vztahů:

- Součet rozdělených částí ojnice musí být roven hmotnosti celé ojnice:

$$m_{oj} = m_{op} + m_{or} \quad (4)$$

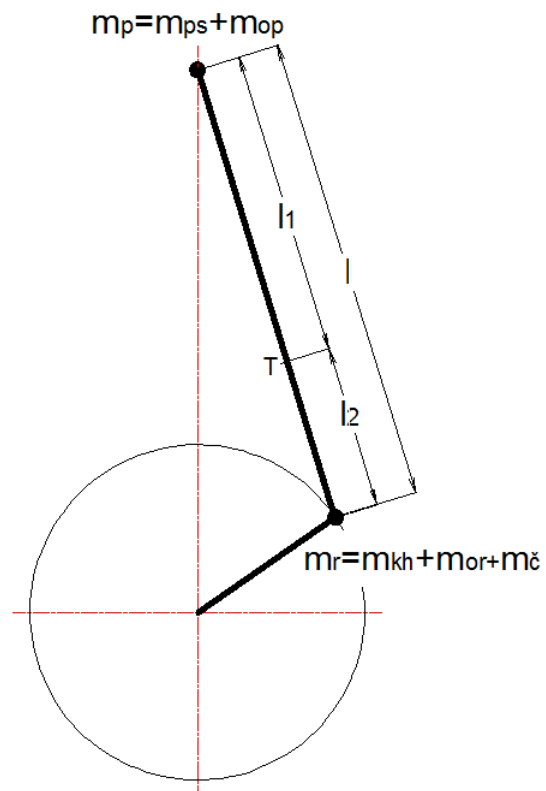
- Momentová rovnováha k těžišti ojnice:

$$m_{op} \cdot l_1 = m_{or} \cdot l_2 \quad (5)$$

- Rovnováha momentů setrvačnosti:

$$m_{op} \cdot l_1^2 + m_{or} \cdot l_2^2 = I_o \quad (6)$$

[8]



Obr. 4 schématické znázornění klikového ústrojí



5 VÝPOČET VYVÁŽENÍ

K výpočtu procenta vyváženosti je zapotřebí znát geometrické a hmotnostní parametry celého klikového ústrojí a PVH. Tyto parametry získám z již vyrobených dílů, které byly použity v modelech motorů FE 570, FE 510, FE 510A, FE 510B. Hmotnosti jednotlivých dílů, byly zjištěny vážením. Získání pozice těžiště analytickým způsobem by bylo u tak tvarově složitých součástí velmi složité, proto bylo zjištěno za pomoci software Autodesk Inventor 2014 a Creo 2015 a to na dílech, které mi byly propůjčeny z knihovny TU Brno Racing. Některé díly jako například vyvažovací hřídele jsem musel vymodelovat. Viz obr. 12, obr. 15, obr. 16.

5.1 PARAMETRY POTŘEBNÉ K VÝPOČTU

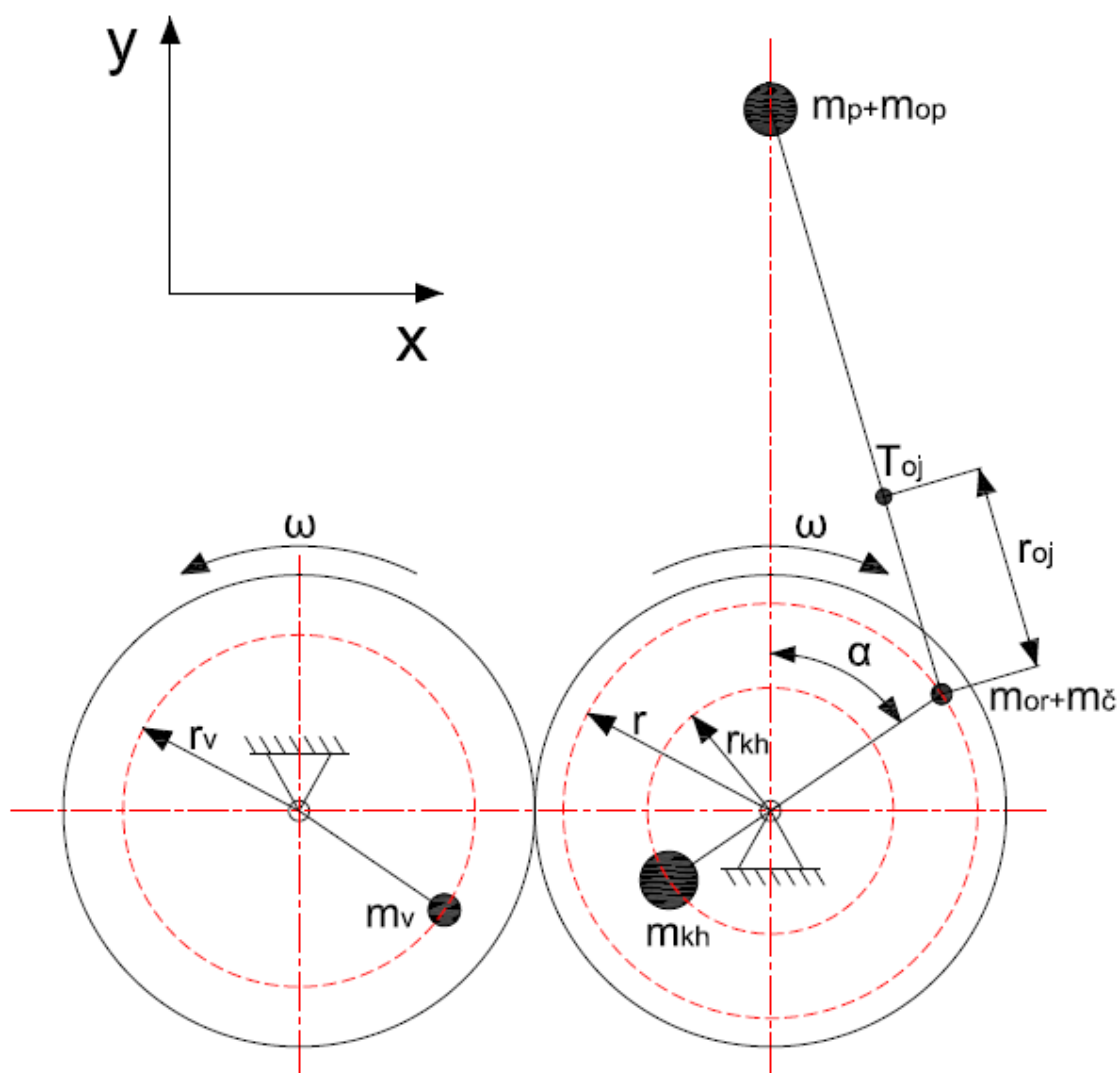
Hodnoty parametrů v Tab. 1, které váží do 500 g byly měřeny na váze Kern EMB 500-1, s přesností danou výrobcem $\pm 0,2$ g. Dílce těžší než 500 g byly měřeny na váze Soehnle 67080 s přesností 1 g danou výrobcem. Hmotnosti vygenerované z namodelovaných dílů se oproti reálným hmotnostem liší. Odlišnost hmotností vznikla z nepřesnosti modelů a z důvodu nehomogenity materiálu reálných dílů, kterou nebylo možno odhadnout. Rozdíl těchto jednotlivých hmotností ovšem nepřesahuje hodnotu 2 %.

Tab. 1 Parametry motoru Husaberg FE 570

FE 570			
Díly	Reálná hmotnost [g]	Hmotnost Pc [g]	Těžiště [mm]
Pístní skupina	390,5	-	-
Ojniční čep	393,8	398	36
Ojnice 570	335,5	342	40,52
Kliková hřídel 570 bez čepu	4301	4373,9	7,998
Vyvažovací hřídel	559,9	570	11,514



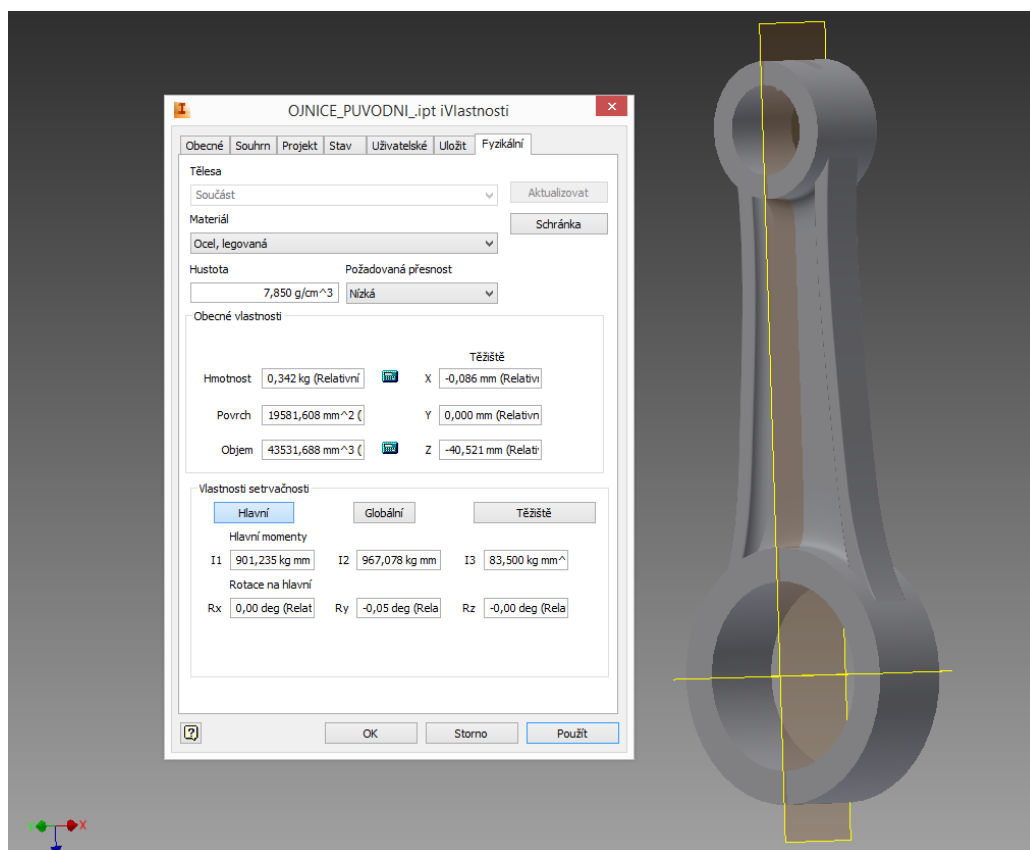
Těžiště jednotlivých dílů označených v Tab. 1 je hodnota udávající vzdálenosti. Pro komplikovaný slovní popis je vložen *obr. 5*.



Obr. 5 Schéma klikového ústrojí a PVH



Obr. 6 Vážení písní skupiny z modelu FE 570



Obr. 7 Zjištění těžiště u ojnice FE 570



5.2 VÝPOČET ROZDĚLENÍ HMOTY OJNICE DO DVOU HMOTNÝCH BODŮ

Vstupní hodnoty:

Hmotnost ojnice:	$m_{oj} = 335,5 \text{ g}$
Rozteč os děr ojnice:	$l_{oj} = 120,8 \text{ mm}$
Vzdálenost od ojnicního oka k těžišti ojnice:	$l_{oj1} = 40,52 \text{ mm}$

Výstupní hodnoty:

Hmotnost rotující hmoty ojnice:	$m_{or} = ?$
Hmotnost posunující hmoty ojnice:	$m_{op} = ?$

$$m_{or} = \frac{(l_{oj} - l_{oj1}) \cdot m_{oj}}{l_{oj}} = \frac{(120,8 - 40,52) \cdot 335,5}{120,8} = 222,96 \text{ g} \quad (7)$$

$$m_{op} = m_{oj} - m_{or} = 335,5 - 222,96 = 112,54 \text{ g} \quad (8)$$

5.3 VÝPOČET VYVÁŽENÍ KLIKOVÉ HŘÍDELE

Pro setrvačnou sílu rotujících částí F_r dle vztahu (1) platí vztah

$$F_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2,$$

tato síla je způsobena nerovnoměrným rozložením hmotnosti kolem osy otáčení. Jelikož hmotnost pístitního čepu a rotující hmotnost ojnice nejde usadit do středu otáčení z důvodu ztráty funkce klikového mechanismu, musí materiál na klikové hřídeli rozložen nerovnoměrně a to, tak aby se setrvačné síly vzniklé od excentricky uloženého ojnicního čepu a rotující hmoty ojnice se setrvačnou silou od vývažku na klikové hřídeli odečetly.

Vstupní hodnoty: (těžiště vztaženo k ose otáčení)

Hmotnost klikové hřídele bez čepu:	$m_{kh} = 4301 \text{ g}$
Poloha těžiště klikové hřídele bez čepu:	$r_{kh} = 7,99 \text{ mm}$
Hmotnost ojnicního čepu:	$m_{\check{c}} = 393,8 \text{ g}$
Poloha těžiště ojnicního čepu:	$r = 36 \text{ mm}$
Hmotnost rotujících hmot ojnice:	$m_{or} = 222,96 \text{ g}$



Výstupní hodnoty:

Celková hmotnost rotační hmoty na klikové hřídeli: $m_r = ?$

Těžiště rotujících hmot: $r_r = ?$

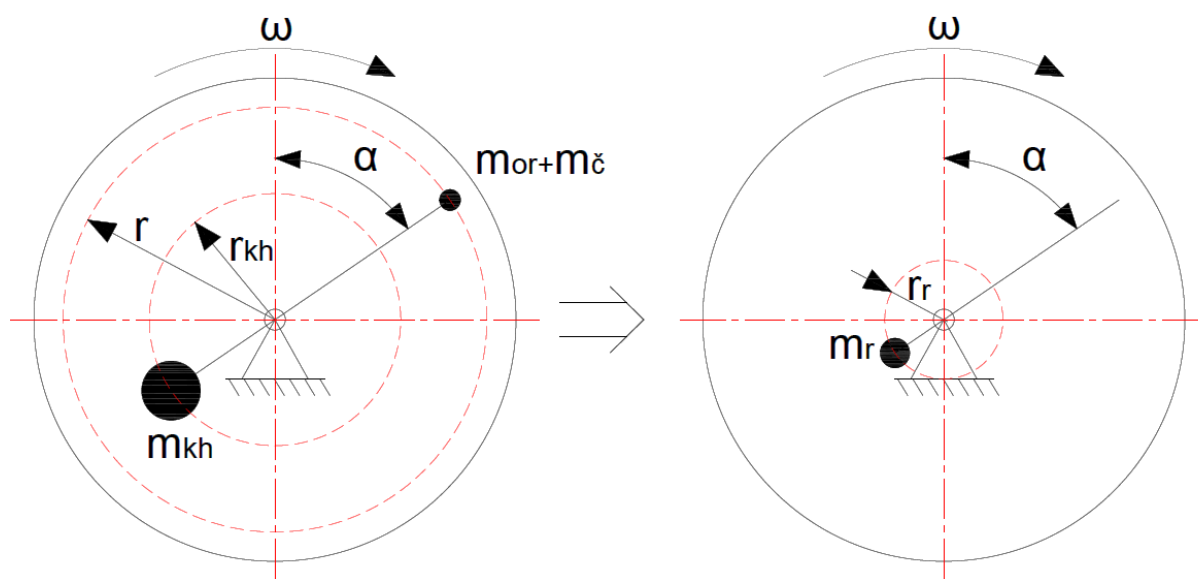
$$m_r = m_{kh} + m_{\check{c}} + m_{or} \quad (9)$$

$$m_r = 4301 + 393,8 + 222,963 = 4917,763 \text{ g}$$

$$m_r \cdot r_r = m_{kh} \cdot r_{kh} - m_{\check{c}} \cdot r - m_{or} \cdot r \quad (10)$$

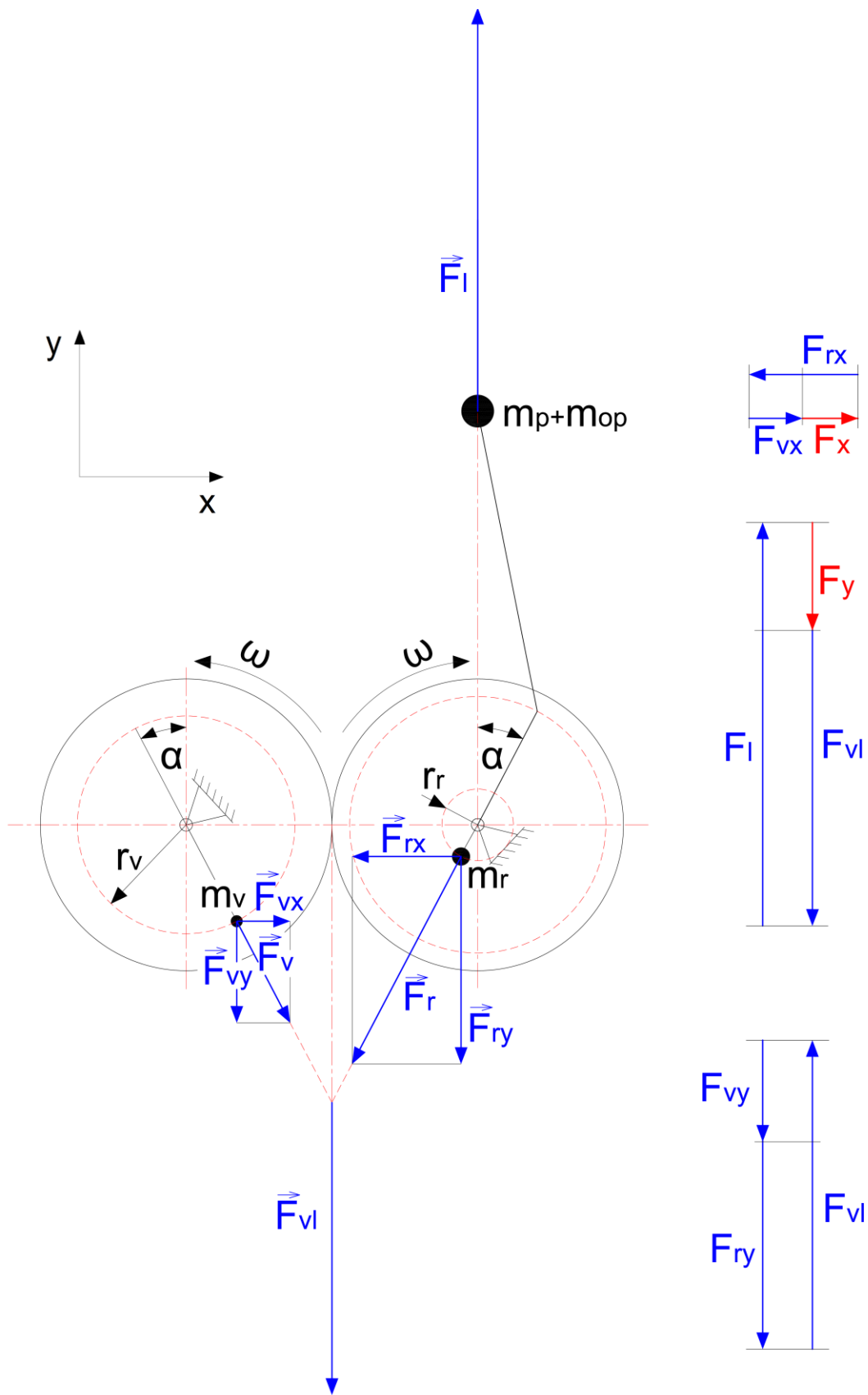
$$r_r = \frac{m_{kh} \cdot r_{kh} - m_{\check{c}} \cdot r - m_{or} \cdot r}{m_r} \quad (11)$$

$$r_r = \frac{4301 \cdot 7,998 - 393,8 \cdot 36 - 222,963 \cdot 36}{4917,763} = 2,48 \text{ mm}$$



Obr. 8 Redukce hmot

Z výpočtu plyne že, těžiště rotačních hmot na klikové hřídeli nesplývá s osou rotace. Tato excentricky umístěná hmota způsobuje nevyvahu, která vytváří setrvačnou sílu. Tato setrvačná síla slouží k eliminaci setrvačných účinků od posuvných hmot.



Obr. 9 Vyvážení I. řádu setrvačných sil posuvných částí pomocí vývažků na klikovém hřídeli a protiběžného vyvažovacího hřídele



5.4 VÝPOČET PROCENTA VYVÁŽENÍ POSUVNÝCH HMOT

Při výpočtu toho tzv. procenta vyvážení byly řešeny pouze složky sil, které působí v ose pohybu pístu, tyto síly by se měly v ideálním případě rovnat. Dle obr. 8 by tedy v ideálním případě platil tento vztah:

$$F_{vl}=F_l \quad (7)$$

Vstupní hodnoty:

Celková hmotnost rotační hmoty na klikové hřídeli:	$m_r = 4917,76 \text{ g}$
Poloha těžiště rotujících hmot:	$r_r = 2,48 \text{ mm}$
Hmotnost vyvažovací hřídele:	$m_v = 559,9 \text{ g}$
Poloha těžiště vyvažovací hřídele:	$r_v = 11,51 \text{ mm}$
Hmotnost pístní skupiny:	$m_p = 390,5 \text{ g}$
Hmotnost posunující hmoty ojnice:	$m_{op} = 112,53 \text{ g}$
Poloměr zalomení posuvných hmot:	$r = 36 \text{ mm}$

Výstupní hodnoty:

Poměr všech rotačních hmot vůči posuvným hmotám: $P = ?$

$$P \cdot (m_r \cdot r_r + m_v \cdot r_v) = (m_p + m_{op}) \cdot r \quad (12)$$

$$P = \frac{(m_p + m_{op}) \cdot r}{(m_r \cdot r_r + m_v \cdot r_v)} \quad (13)$$

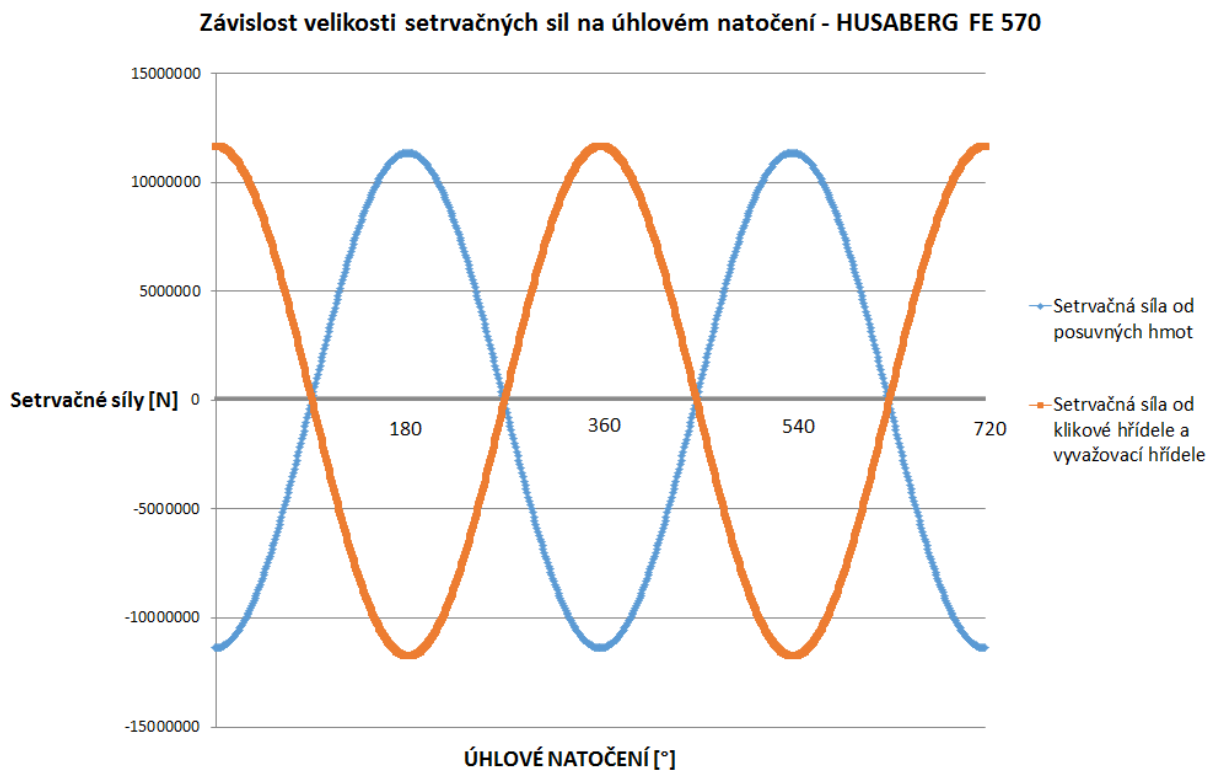
$$P = \frac{(390,5 + 112,537) \cdot 36}{(4917,76 \cdot 2,48 + 559,9 \cdot 11,59)} = 1,03$$

Z tohoto výsledku je zřejmé, že klikové ústrojí v motoru HUSABERG FE 570 vyváženo víc jak na 100% z čehož plyne závěr, že zřejmým cílem konstruktérů ve společnosti KTM bylo navrhnout motor s plně vyváženými posuvnými setrvačnými silami I. řádu.



K určení průběhu setrvačných sil obr. 10 bylo použito vztahu (14). Úhlová rychlost byla zvolena 628,3 rad/s což odpovídá 6000 ot/s.

$$F_i = m_i \cdot r_i \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (14)$$



Obr. 10 Dvouosý graf popisující závislost setrvačných sil vznikajících pohybem posuvných částí a setrvačných sil vznikajících rotací všech rotačních hmot

5.5 VÝPOČET POMĚRU VÝVAŽKU MEZI VYVAŽOVACÍM A KLIKOVÝM HŘÍDELEM

I tyto dva vyvažovací prvky by měly být v ideálním případě vůči sobě vyváženy plně. V důsledku tohoto nevyvážení dochází k vibracím motoru ve směru kolmém k ose válce, jak je vidět na obr. 9.

$$P_v = \frac{m_v \cdot r_v}{m_r \cdot r_r} \quad (15)$$

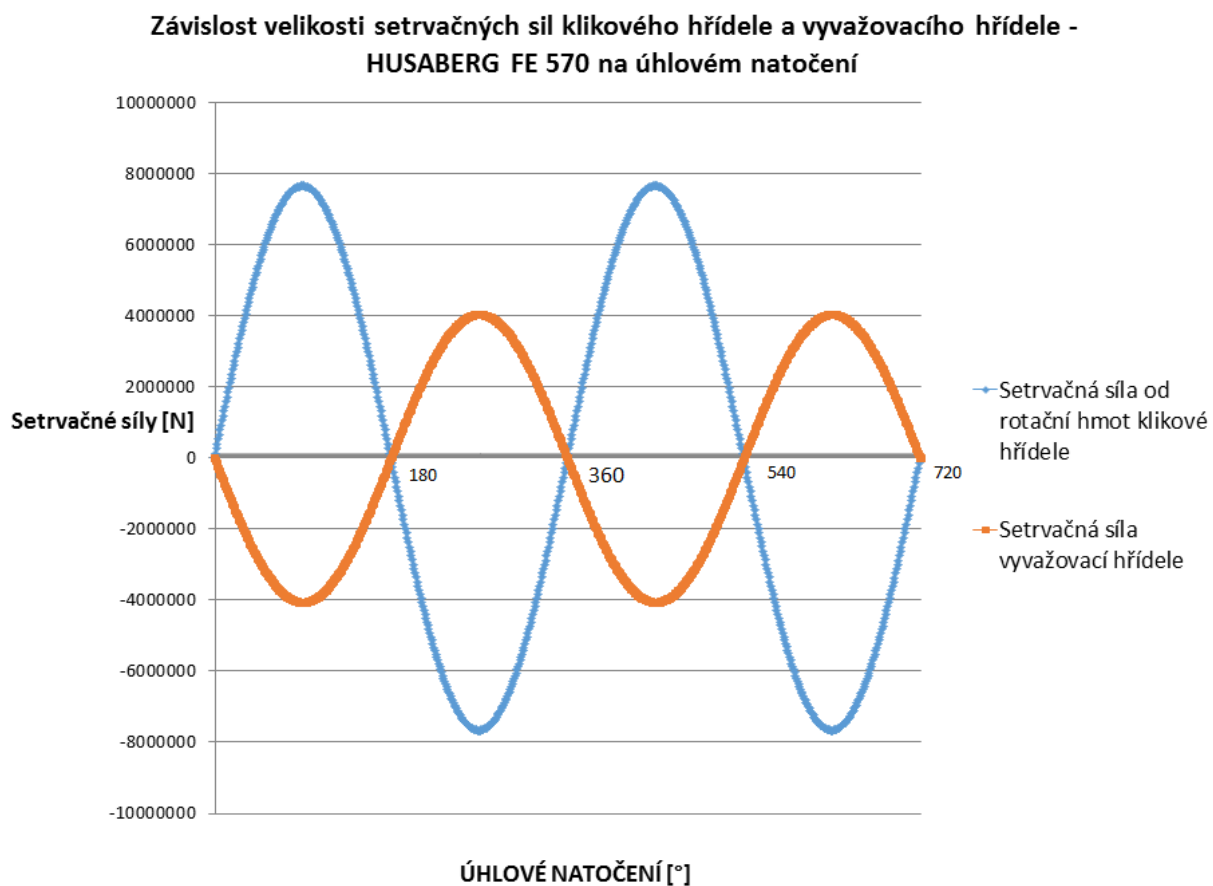
$$P_v = \frac{559,9 \cdot 11,514}{4917,76 \cdot 2,48} = 0,529$$

Výpočtem jsme získali poměr vývažku setrvačných sil posuvných částí vyvažovacího a klikového hřídele.



K určení průběhu setrvačných sil *obr. 11* bylo použito vztahu (16). Úhlová rychlost byla zvolena 628,3 rad/s což odpovídá 6000 ot/s.

$$F_i = \omega \cdot m_i \cdot r \cdot \sin \alpha \quad (16)$$



Obr. 11 Dvousý graf popisující závislost setrvačných sil vznikajících pohybem posuvných částí a setrvačných sil vznikajících rotací všech rotačních hmot hnacího ústrojí a PVH



Obr. 12 PVH motoru FE 570



6 SHRNUTÍ A VÝSLEDKY

Analýza výpočtu v předchozí části byla řešena na motoru Husaberg FE 570. Jelikož by výpočty dalších motorů probíhaly stejným způsobem, budou uvedeny jen výsledky a celý výpočtový postup je k dispozici v příloze, taktéž parametry nejmenovaných dílců potřebných k výpočtu jsou v příloze.

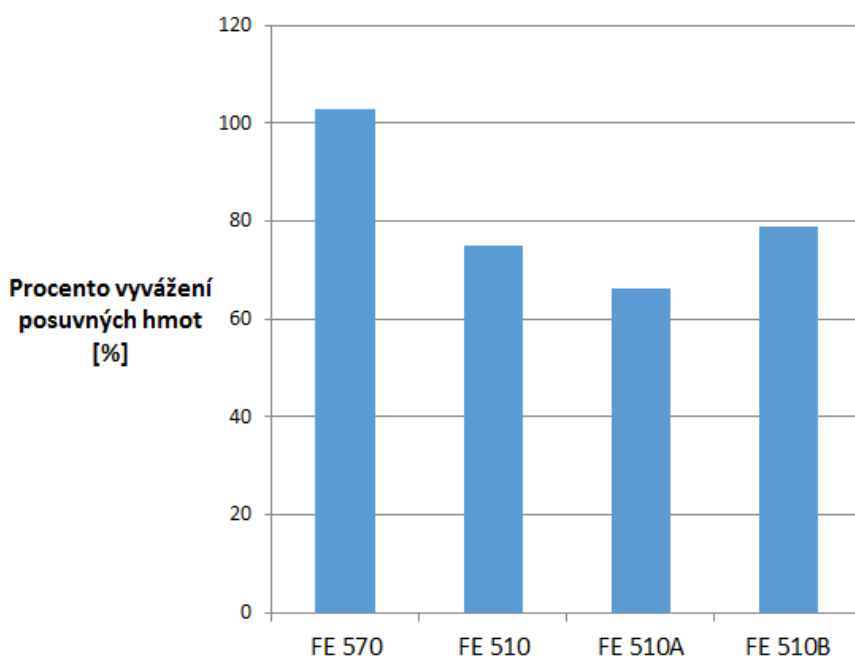
6.1 POROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH MOTORŮ

Výsledná data vyvážení jednotlivých motorů, jsou uvedeny v níže umístěné tab. 2.

Tab. 2

Typ motoru:	FE 570	FE 510	FE 510A	FE 510B
Poměr vyvážení posuvných hmot:	1,03	0,75	0,66	0,79
Poměr mezi vyvažovacím a klikovým hřídelem:	0,53	0,12	0,22	0,22

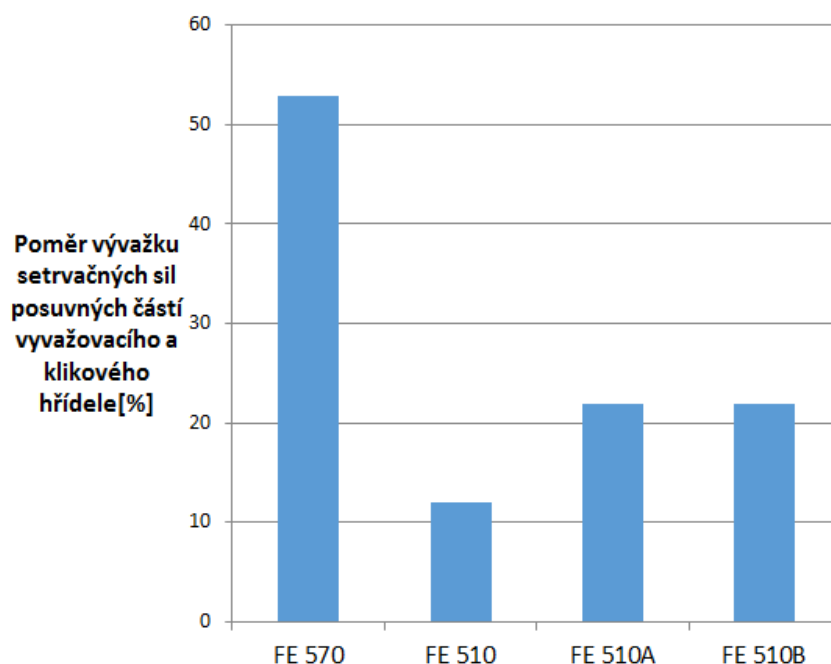
Přehled vyvážení posuvných hmot zmíněných motorů



Obr. 13 Přehled výsledků procenta vyvážení



Přehled vyvážení rotačních hmot zmíněných motorů



Obr. 14 Poměr vývažku vyvažovací a klikové hřídele

Z výše uvedených grafů je zřejmé, že model FE 570 má nejlépe řešené vyvažování, jelikož posuvné hmoty jsou vyváženy na 103% a poměr vývažku setrvačných sil posuvných částí vyvažovacího a klikového hřídele na 53%. Oproti tomu motor FE 510 a jeho modifikace FE 510A a FE 510B mají posuvné hmoty vyváženy neúplně a poměr sil vznikajících od rotačních hmot je takřka nevyvážen vůbec.

6.2 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKU FE 570

Z ohledu na tyto výsledky je zřejmé, že právě motor FE 570 bude mít nejvíce zatěžovaný vnitřní ústrojí motoru, z důvodu největší absorpce setrvačných sil, tedy vnitřních sil vlivem největšího vyvážení.

6.3 ZHODNOCENÍ FE 510, FE510A, FE 510B

Zhodnocení pouze těchto 3 variací jako samostatnou skupinu motorů bylo z důvodů:

- stejného základu motoru a pouze modifikace těchto modelů
- vyřazení FE 570 ze sériové výroby
- neustálého vývoje Teamu TU Racing Brno právě tohoto typu

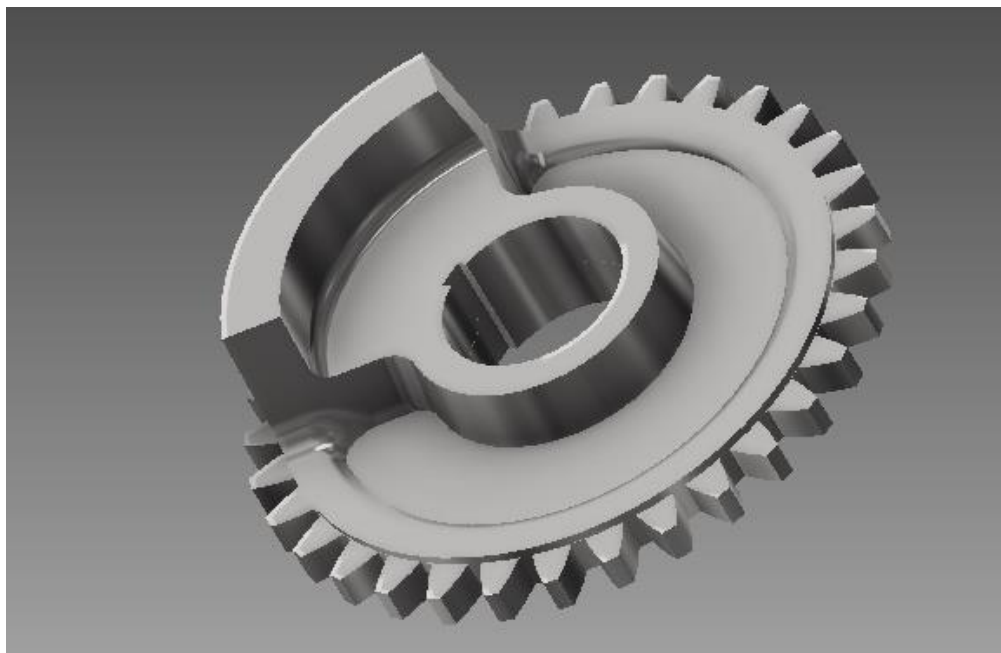


6.3.1 SÉRIOVÝ MOTOR FE 510

Tab. 3

Procentuální vyvážení posuvných hmot:	75,12 %
Procentuální poměr vyvažování mezi vyvažovacím a klikovým hřídelem:	11,98 %

Na *obr. 15* je vidět sériový PVH, jehož hmotnost je 222,8 g. Celkové těžiště, které je vztaženo k ose rotace této součásti je 5,35 mm.



Obr. 15 Sériový PVH motoru Husaberg FE 510

6.3.2 UPRAVENÝ MOTOR FE 510A

Tab. 4

Procentuální vyvážení posuvných hmot:	66,42 %
Procentuální poměr vyvažování mezi vyvažovacím a klikovým hřídelem:	21,90 %

Tento typ oproti sériové výrobě má ojnici z motoru FE 570 a nový navrhnutý píst, který vytvořil pístní skupinu o cca 30% těžší, než byla původní pístní skupina. Tyto změny se projeví negativně na celém vyvážení motoru. Tato ztráta měla být eliminována upraveným vyvažovacím hřídelem *obr. 16*, který má více excentricky umístěné hmoty. Úpravy motoru způsobily snížení vyvážení posuvných hmot a zvýšení poměru setrvačných sil vzniklých od klikové hřídele a PVH. Hmotnost takto upraveného PVH činí 316,9 g. Celkové těžiště, které je vztaženo k ose rotace této součásti je 6,97 mm.

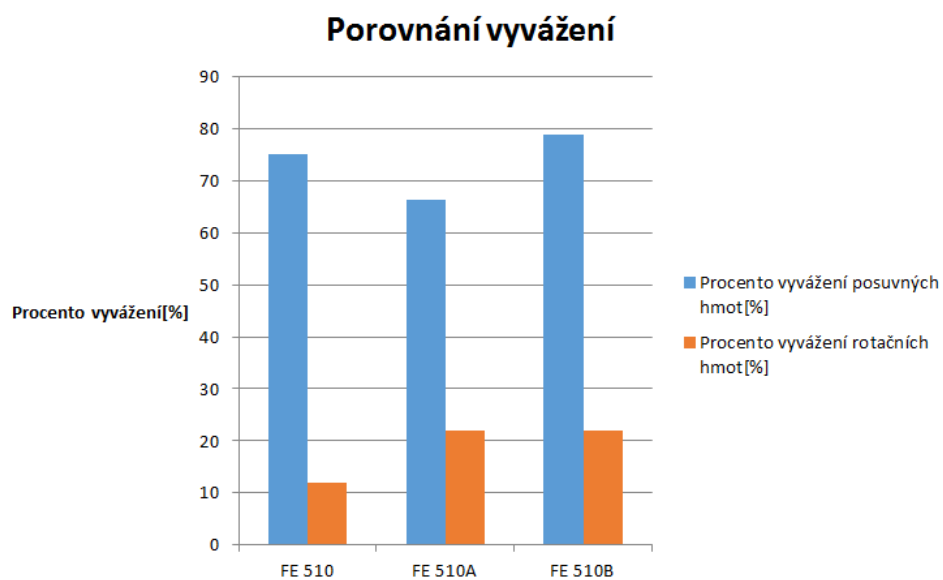


Obr. 16 Upravený PVH motoru FE 510A a FE 510B

6.3.3 UPRAVENÝ MOTOR FE 510B

Tab. 5

Procentuální vyvážení posuvných hmot:	78,91 %
Procentuální poměr vyvažování mezi vyvažovacím a klikovým hřídelem:	21,90 %



Obr. 17 Dvouosý graf zobrazující vyváženost motorů FE 510, FE 510A, FE510B



Za záměrem zvýšení výkonu a kultivovaného chodu motoru byl i tohoto modelu inovován píst. Hmotnost pístu po inovaci byla pouze o 3,5 % těžší než původní sériový píst FE 510. To vedlo ke zvýšení vyvážení posuvných částí a ke snížení vibrací. PVH zůstal stejný jako v modelu FE 510A, takže ke změně poměru mezi vyvažovacím a klikovým hřídelem nedošlo.

Tab. 6

	510	510A	510B	570
Díly	Reálná hmotnost [g]			
Pístní skupina	309,7	401,4	320	390,5
Ojniční čep	400,1	393,8	393,8	393,8
Ojnice	322,6	335,5	335,5	335,5
Kliková hřídel bez čepu	3699,7	3699,7	3699,7	4301
Vyvažovací hřídel	222,8	316,9	316,9	559,9

Tab. 6 barevně zvýrazňuje využití sériových komponentů v modifikacích 510A a 510B. Žlutě zvýrazněná pole označují díly, které byly nově navrhnuté a vyrobeny.



ZÁVĚR

Jak je již výše zmíněno, cílem výpočtové části této bakalářské práce bylo zjistit poměr vyvážení posuvných hmot a poměr vývažku setrvačných sil posuvných částí vyvažovacího a klikového hřídele. Tento výpočet by nebyl možný zrealizovat bez vstupních parametrů. Vstupními parametry pro výpočet byla pro posuvné části pouze hmotnost, která byla zvážena ve školních laboratořích. Vstupními parametry pro rotující díly byla hmotnost a těžiště. Hmotnost byla opět zvážena ve školních laboratořích a těžiště specificky tvarovaných dílů byla zjištěna za pomoci softwarového programu na 3D modelech. 3D modely byly z části vypůjčeny z knihovny TU Racing Brno a z části to byla tvorba autora této bakalářské práce. Na základě těchto parametrů byl proveden výpočet, ve kterém byly vypočítány zmíněné poměry jednotlivých motorů. Výpočtem bylo zjištěno, že nejlépe vyvážený motor s ohledem na oba poměry vyvážení je motor FE 570. Hodnota vyvážení posuvných hmot byla vypočtena na 103 % a procentuální poměr vývažku setrvačných sil posuvných částí vyvažovacího a klikového hřídele byl vypočten na 53%. Pokud vezmeme v potaz pouze procento vyvážení posuvných částí 103 %, tak z pohledu dynamiky hnacího ústrojí vyplývá, jako hodnota velmi blízká se ideální. Této hodnoty dosáhli konstruktéři společnosti KTM protiběžnou vyvažovací hřídelí viz *obr. 12*.

U motoru Husaberg FE 510, který též pracuje s PVH byla hodnota vyvážení posuvných hmot vypočtena na 75,12 % a procentuální poměr vývažku setrvačných sil posuvných částí vyvažovacího a klikového hřídele byl vypočten na 11,98 %. Tyto dvě vypočtené hodnoty ukazují na méně ideální vyvážení oproti Husaberg FE 570.

Výpočet byl proveden i na modelech FE 510A, 510B. Tyto dva modely mají oproti sériovému klikovému ústrojí motoru Husaberg FE 510 neoriginální: ojnici, ojnicí čep, píst a PVH. Výsledky:

- FE 510A - hodnota vyvážení posuvných hmot vypočtena na 66,42 % a procentuální poměr vývažku setrvačných sil posuvných částí vyvažovacího a klikového hřídele byl vypočten na 21,9 %.
- FE 510B - hodnota vyvážení posuvných hmot vypočtena na 78,91 % a procentuální poměr vývažku setrvačných sil posuvných částí vyvažovacího a klikového hřídele byl vypočten na 21,9 %.

Výsledným zhodnocením této bakalářské práce tedy je, že motor Husaberg FE 570 je nejlépe vyvážený z ohledu na výše zmíněné motory. Model FE 510A byl částečný krok zpět z ohledu na celkové vyvážení, protože je méně vyvážen než sériový FE 510 a krokem vpřed byla modifikace FE 510B, který byl naopak celkově lépe vyvážen než sériový FE 510. Toto zhodnocení vyplývá z poměrů jednotlivých hmotností, ovšem nevyplývá z poměru absolutních hodnot sil, které v ústrojí vznikají.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HUSÁK, Pavel. *Terénní motocykly: Mistři světa v motokrosu*. Státní nakladatelství technické literatury: Praha, 1971. ISBN 04-220-71.
- [2] PÍŠTĚK, V., DRÁPAL, L. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. *Hnací ústrojí: Přednáška 6 - Vyvažování klikového mechanismu*. Brno, 2012. Přednášky k předmětu Hnací ústrojí.
- [3] HODAS, D. *Řešení dynamiky pohonné jednotky ve vozidle*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 102 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [4] Husaberg FE 570. *Motosport schweiz* [online]. Zürich: MotorMedia GmbH, 2013 [cit. 2016-04-23]. Dostupné z: http://www.motosport.ch/media/motosport/archivfiles/70254_engine_cuthusaberg_2500_kopie.jpg.
- [5] BARTONÍČEK, Ladislav. *Konstrukce pístových spalovacích motorů. 2.*, přeprac. vyd. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní, 1992. ISBN 80-7083-094-8.
- [6] NAVRÁTIL, Z. *Pětiválcový řadový vznětový motor s vyvažovací jednotkou*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 133 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DRSc.
- [7] ČERNOUŠEK, M. *Dynamika leteckých motorů*. Brno: Vojenská akademie Antonína Zápotockého, 1964.
- [8] HROMÁDKO, J. ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE. *Spalovací motory: Přednáška 5 – Kinematika a dynamika klikového ústrojí*. Praha, 2010. Přednášky k předmětu Spalovací motory.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

F_l	[N]	setrvačná síla od posuvných částí
F_p	[N]	síla od přetlaků plynů
F_r	[N]	setrvačná síla rotujících částí celkové hmoty klikové hřídele
F_{rx}	[N]	složka setrvační síly F_r působící v x-ové ose
F_{ry}	[N]	složka setrvační síly F_r působící v y-ové ose
F_v	[N]	setrvačná síla rotujících částí od PVH
F_{vl}	[N]	celková síla od PVH a klikové hřídele eliminující posuvné síly
F_{vx}	[N]	setrvačná síla rotujících částí od PVH působící v x-ové ose
F_{vy}	[N]	setrvačná síla rotujících částí od PVH působící v y-ové ose
F_x	[N]	rozdíl setrvačných sil PVH a klikové hřídele v x-ové ose
F_y	[N]	rozdíl setrvačných sil PVH a klikové hřídele v y-ové ose
I_o	[kg · mm ²]	moment setrvačnosti ojnice klikového hřídele
l_1	[mm]	vzdálenost mezi osou pístního oka ojnice a těžiště ojnice
l_2	[mm]	vzdálenost mezi osou klikového oka ojnice a těžiště ojnice
l_{oj}	[mm]	rozteč os ok děr ojnice
$m_{\check{c}}$	[kg]	hmotnost ojnicního čepu
m_{oj}	[kg]	hmotnost ojnice
m_{op}	[kg]	hmotnost posuvné části ojnice
m_{or}	[kg]	hmotnost rotující části ojnice
m_p	[kg]	hmotnost pístní skupiny
m_r	[kg]	celková hmotnost rotační hmoty na klikové hřídeli
m_v	[kg]	hmotnost PVH na klikovém hřídeli
P	[-]	poměr vyvážení posuvných hmot
p	[Pa]	tlak plynů
P_v	[-]	získali poměr vývažku setrvačných sil posuvných částí vyvažovacího a protiběžná vyvažovací hřídel
PVH		
r	[mm]	poloměr zalomení klikového hřídele
r_{kh}	[mm]	vzdálenost těžiště klikové hřídele bez ojnicního čepu k ose otáčení
r_{oj}	[mm]	vzdálenost mezi osou klikového oka ojnice a těžiště ojnice
r_r	[kg]	vzdálenost mezi osou otáčení klikové hřídele a těžiště rotujících hmot
r_v	[mm]	vzdálenost těžiště PVH k jeho vlastní ose otáčení
S_p	[mm ²]	plocha průřezu pístu
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
ω	[s ⁻¹]	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele



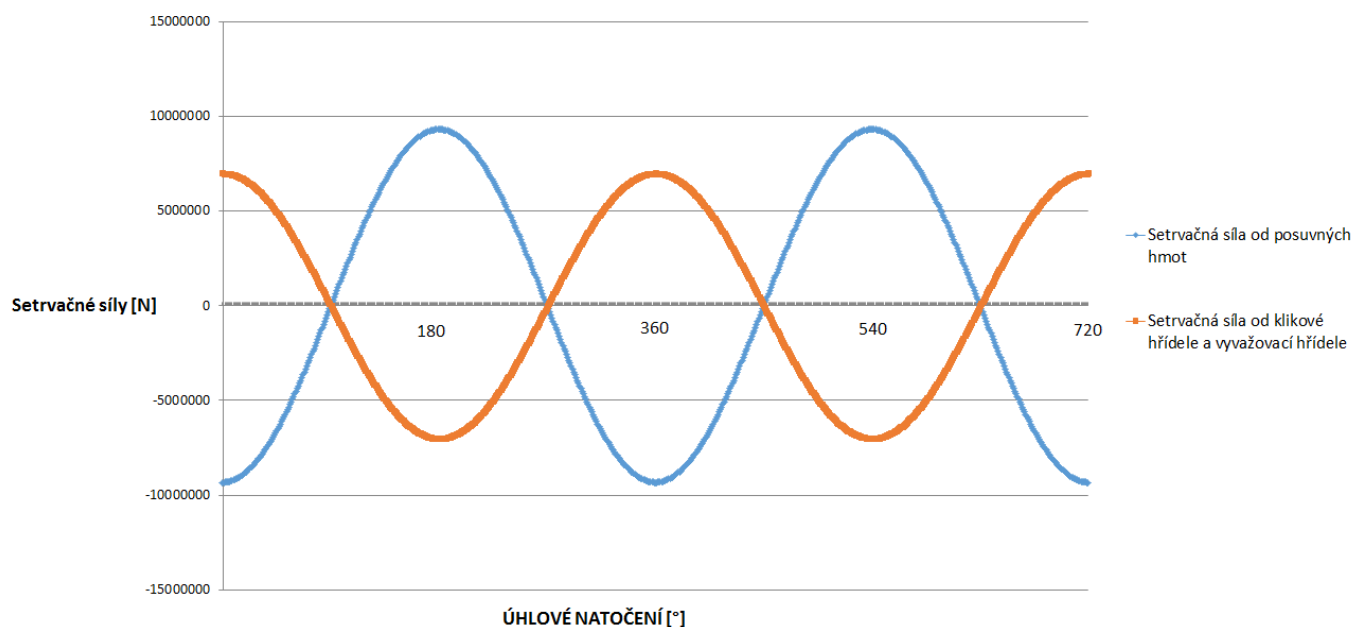
SEZNAM PŘÍLOH

Grafické znázornění všech jednotlivých modelů.....	i
Parametry potřebné k výpočtům.....	iv



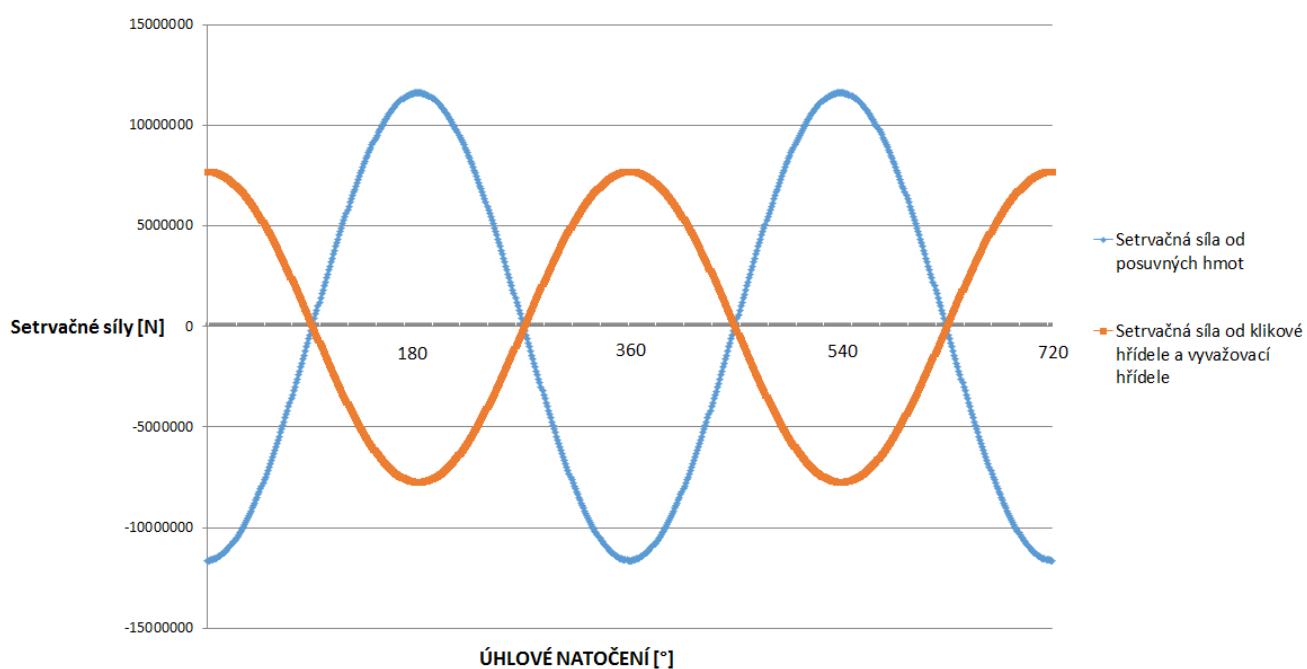
Příloha I

Závislost velikosti setrvačných sil na úhlovém natočení - HUSABERG FE 510

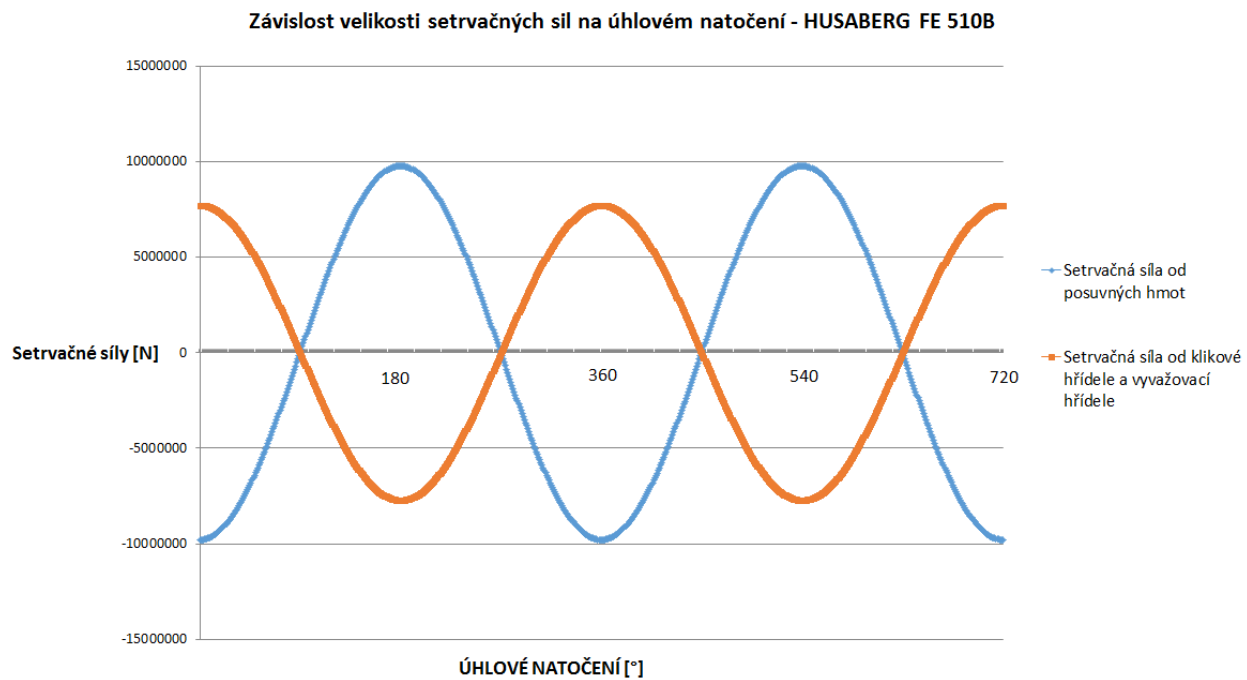


Obr. 1 Závislost setrvačných sil Husaberg FE 510

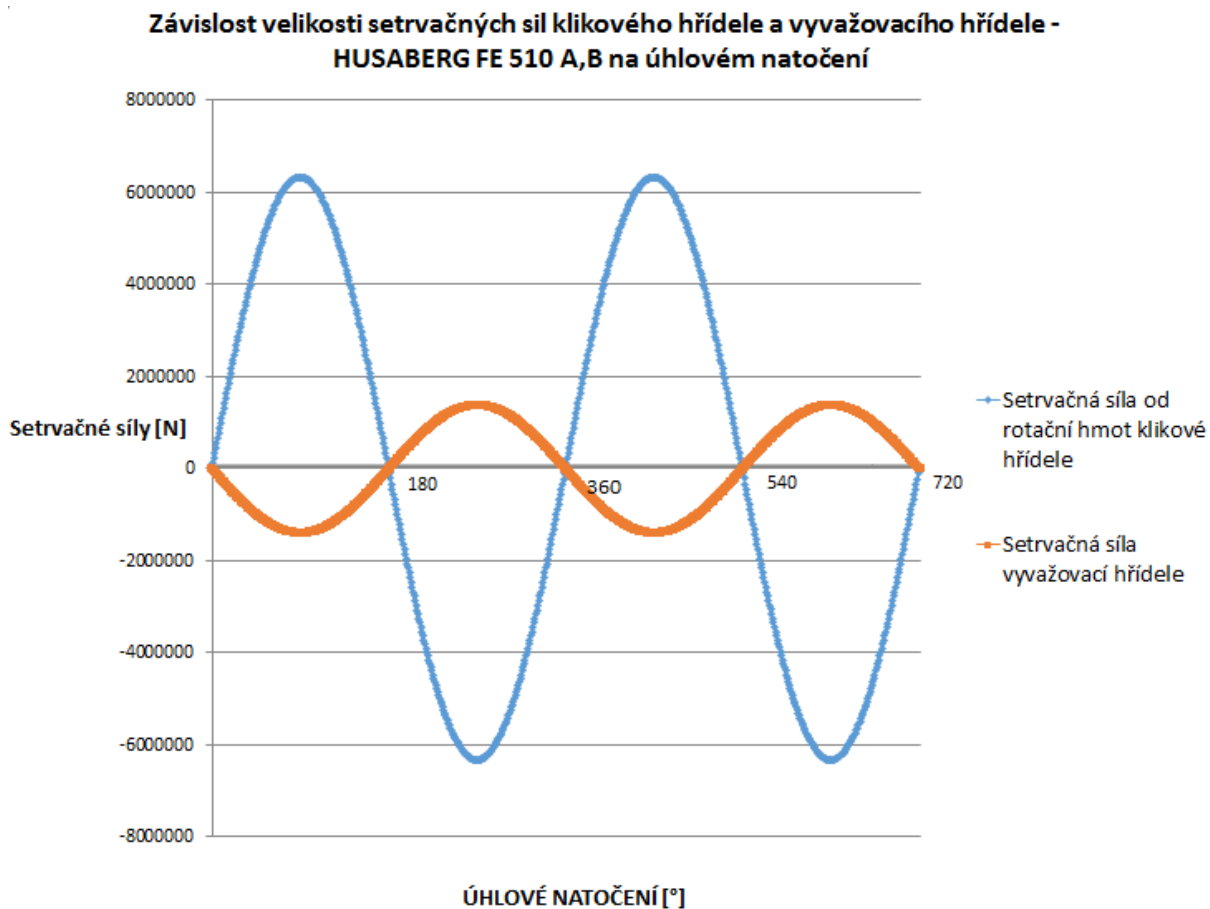
Závislost velikosti setrvačných sil na úhlovém natočení - HUSABERG FE 510A



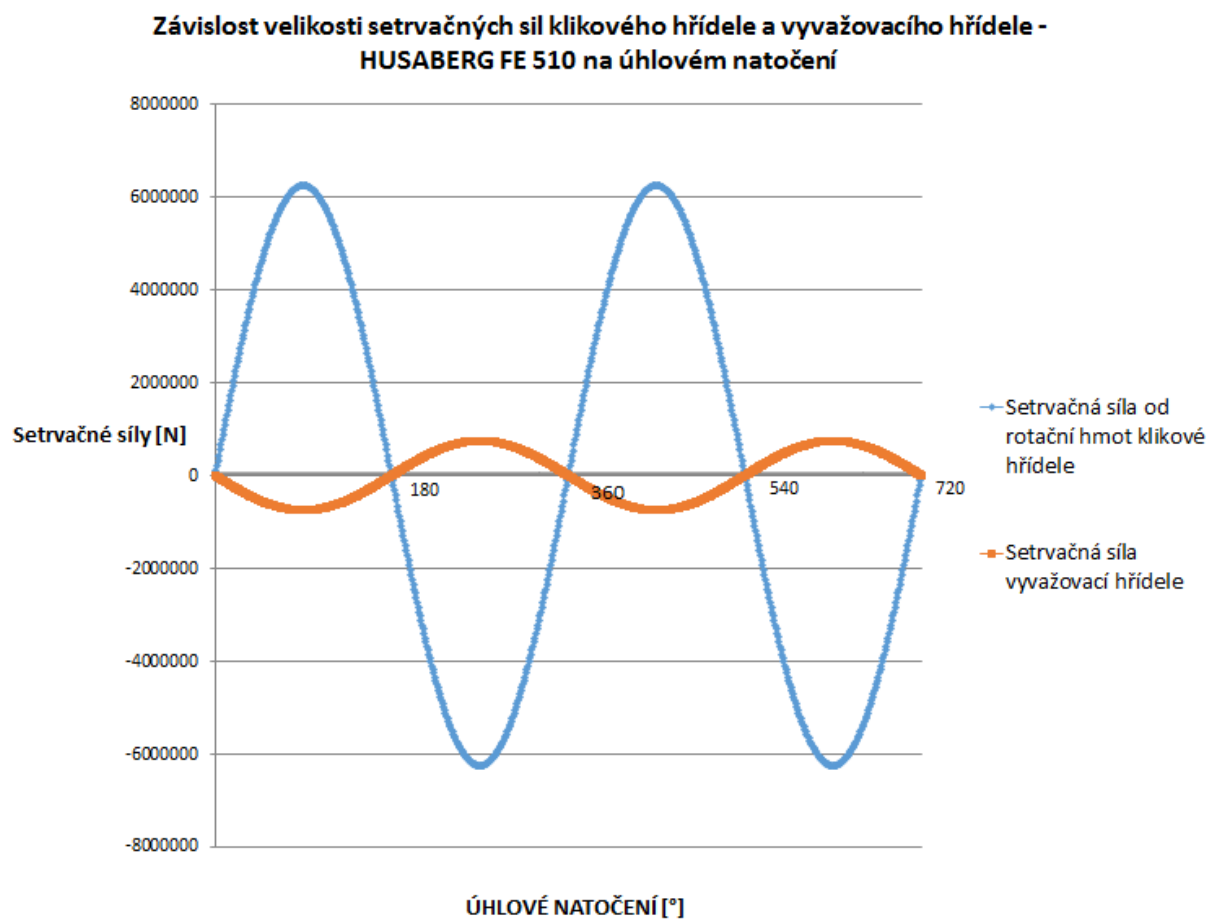
Obr. 2 Závislost setrvačných sil Husaberg FE 510A



Obr. 3 Závislost setrvačných sil Husaberg FE 510B



Obr. 4 Závislost setrvačných sil Husaberg FE 510A,B



Obr. 5 Závislost setrvačných sil Husaberg FE 510



Příloha II

Tab. 1 Parametry motoru FE 510

FE 510			
Díly	Reálná hmotnost [g]	Hmotnost Pc[g]	Těžiště[mm]
Pístní skupina	309,7	-	-
Ojniční čep	400,1	397	36
Ojnice_510	322,6	279	38,834
Kliková hřídel 510 bez čepu	3699,7	3689,2	8,726
Vyvažovací hřídel	222,8	219,8	5,351

Tab. 2 Parametry motoru FE 510A

FE 510A			
Díly	Reálná hmotnost [g]	Hmotnost Pc[g]	Těžiště[mm]
Pístní skupina	401,4	-	-
Ojniční čep_570	393,8	398	36
Ojnice_570	335,5	342	40,52
Kliková hřídel 510 bez čepu	3699,7	3689,2	8,726
Vyvažovací hřídel	316,9	313	6,967

Tab. 3 Parametry motoru FE 510B

FE 510B			
Díly	Reálná hmotnost [g]	Hmotnost Pc[g]	Těžiště[mm]
Pístní skupina	320	-	-
Ojniční čep_570	393,8	398	36
Ojnice_570	335,5	342	40,52
Kliková hřídel 510 bez čepu	3699,7	3689,2	8,726
Vyvažovací hřídel	316,9	313	6,967