



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VYVÁŽENÍ TŘÍVÁLCOVÉHO TRAKTOROVÉHO MOTORU

BALANCING OF 3-CYLINDER TRACTOR ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JAROSLAV PŘESLIČKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. RADIM DUNDÁLEK, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jaroslav Přeslička

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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 diplomové práce:

Vyvážení tříválcového traktorového motoru

v anglickém jazyce:

Balancing of 3-cylinder Tractor Engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Rozbor nevyváženosti tříválcového motoru. Kontrola navrženého způsobu vyvážení. Součástí řešení je vytvoření kinematického modelu za účelem zjištění minimálních vůlí mezi jednotlivými komponenty.

Cíle diplomové práce:

Získání základních dovedností v oblastech rozbor a vyhodnocení dané problematiky, tvorba kinematických a dynamických modelů a používání moderních simulačních programů. Zpracování rešerše o možných způsobech vyvážení tříválcových motorů. Rozbor nevyváženosti, tvorba dynamického modelu. Posouzení výsledků. Při výpočtech a ve výpočtových modelech neuvažujte vliv kmitání a pasivní odpory.

Seznam odborné literatury:

- [1] SVOBODA, Pavel; BRANDEJS, Jan; PROKEŠ, František. Základy konstruování. Vydání třetí. Brno: CERN, 2009. 234 s. ISBN 978-80-7204-633-1.
- [2] CUPÁK, Rostislav, et al. NAFTOVÉ MOTORY ČTYŘDOBÉ. Vydání první. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1955. 415 s.
- [3] KOŽOUŠEK, J.: Konstrukce spalovacích motorů I. SNTL Praha, 1983.
- [4] KOŽOUŠEK, J.: Konstrukce spalovacích motorů II. SNTL Praha, 1983.
- [5] Kolektiv VÚMV a ČKD: Naftové motory čtyřdobé I, II, SNTL. Praha 1962.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 21.11.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Práce se zabývá analýzou vyvážení daného klikového mechanismu. V úvodní části je řešena kinematika klikového mechanismu. Dále se text zabývá dynamikou klikového mechanismu s využitím bodového výpočtového modelu a možnostmi jeho vyvážení. Tento zjednodušený model je pak využit při analytickém výpočtu daného mechanismu. Výsledky analytického výpočtu jsou srovnány s výsledky získanými prostřednictvím MBS. Následně je provedena jednoduchá optimalizace vyvážení. V poslední části je provedena analýza minimálních vzdáleností mezi vybranými součástmi mechanismu. V závěru je posouzeno vyvážení mechanismu a navrženo jeho jednoduché zlepšení, zhodnoceny jsou i výsledky analýzy minimálních vzdáleností.

KLÍČOVÁ SLOVA

Klikový mechanismus, vyvažování klikového mechanismu, dynamika klikového mechanismu, kinematika klikového mechanismu.

ABSTRACT

The thesis deals with analysis of balancing of given cranktrain. At the introductory part is solved kinematics of the crank mechanism. Another part of the text occupies with dynamics of the crank mechanism and eventuality of its balancing with using of point-mass model. This simplified model is utilized for analytic solution of given mechanism. Results of analytic solution are compared with results of MBS solution. At the last part is done analysis of minimal distance between the selected parts of the mechanism. Then simple optimization of balancing is done. At the end is considered balancing of the mechanism and simple improvement is proposed, considered are results of minimal distance analysis too.

KEYWORDS

Cranktrain, cranktrain balancing, cranktrain dynamics, cranktrain kinematics.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PŘESLIČKA, J. *Vyvážení tříválcového traktorového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 76 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením ing. Radima Dundálka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 28. května 2014

.....

Jaroslav Přeslička



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji ing. Dundálkovi, Ph.D., vedoucímu práce, za cenné rady a připomínky. Taktéž děkuji ing. Hrdličkovi za podrobné informace k modelu řešeného mechanismu a rady k jeho zpracování. Děkuji i rodičům za podporu při studiu na VŠ.



OBSAH

Úvod	10
1 Kinematika klikového mechanismu	11
1.1 Dráha, rychlost a zrychlení pístu centrického klikového mechanismu	11
1.2 Kinematika ojnice centrického klikového mechanismu	16
1.3 Kinematika excentrického klikového mechanismu	18
2 Možnosti vyvážení klikového mechanismu jednoválcového motoru	20
2.1 Rozbor nevyváženosti jednoválcového motoru	20
2.2 Vyvažování jednoválcového motoru	25
3 Možnosti vyvážení klikového mechanismu tříválcového řadového motoru	30
3.1 Rozbor nevyváženosti tříválcového motoru	31
3.2 Vyvažování tříválcového motoru	40
4 Cíle práce, řešený klikový mechanismus	44
5 Analytický výpočet	46
5.1 Rozbor nevyváženosti	47
5.2 Kontrola vyvážení	50
6 Výpočet prostřednictvím MBS	56
6.1 Výpočtový model	56
6.2 Výsledky analýzy nevyváženosti	58
6.3 Výsledky analýzy vyvážení	59
7 Možná optimalizace vyvážení	61
8 Analýza minimálních vzdáleností	63
Závěr	68
Použité informační zdroje	69
Seznam použitých zkratk a symbolů	70
Seznam příloh	76



ÚVOD

Vyvážením motoru rozumíme zmenšení nebo odstranění silového a momentového působení vznikajícího pohybem klikového mechanismu (případně i dalších mechanismů) motoru na jeho uložení. Účelem vyvážení je dosáhnout klidnějšího chodu motoru snížením vibrací, které kromě vlivu na životnost součástí způsobují hluk a mají i nepříznivé fyziologické účinky. [1]

V současné době se objevuje stále více tříválcových motorů v osobních automobilech, motocyklech i traktorech. Důvodem (méně u motocyklů) je současný trend „downsizingu“ (zmenšování zdvihových objemů motorů). Logickým postupem je zmenšení čtyřválcového motoru o jeden válec, takže je možné využít některých stejných součástí, přesto se některé motory vyvíjejí přímo jako tříválcové (větší namáhání součástí). Tříválcový motor (obecně motory s lichým počtem válců) je z hlediska vyvážení méně příznivý než motory se sudým počtem válců, které je možné vhodným uspořádáním klikového hřídele do značné míry přirozeně vyvážit.

Cílem práce je provést rozbor nevyváženosti a kontrolu navrženého způsobu vyvážení zadaného motoru. Dále je požadováno zjištění minimálních vzdáleností mezi jednotlivými komponenty. Jako další z cílů bylo stanoveno srovnání zjednodušeného analytického výpočtu a výpočtu prostřednictvím MBS.

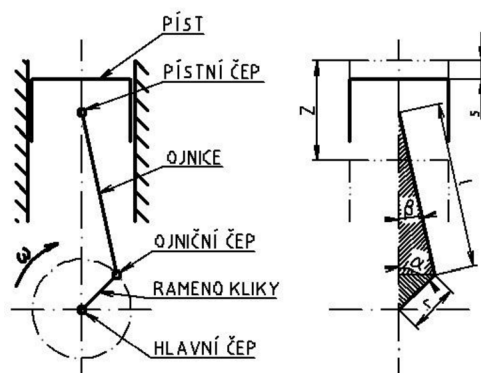
Analytický výpočet je proveden pomocí zjednodušeného bodového modelu. Protože pro řešení dynamiky je třeba znát kinematiku mechanismu, je v první části řešena právě kinematika klikového mechanismu a rozklad periodického průběhu (funkce) na harmonické složky. Analytický výpočet se omezuje na první dvě harmonické složky zrychlení, sil a momentů. Následuje část zabývající se dynamikou klikového mechanismu jednoválcového motoru a možnostmi jeho vyvážení. Na tuto část navazuje stať věnovaná dynamice klikového mechanismu tříválcového motoru a možnostem jeho vyvážení. Poté je představen řešený mechanismus a provedena jeho analýza na základě zjednodušeného bodového modelu. Následuje analýza prostřednictvím MBS a srovnání výsledků obou provedených analýz. V další části je provedena jednoduchá analýza možné snadné optimalizace vyvážení. V poslední kapitole je provedena analýza minimálních vzdáleností mezi vybranými součástmi mechanismu.

V textu je dále předpokládáno, že klikový mechanismus je součástí stojatého motoru (svislá osa válce, válec nad klikovým hřídelem) nezávisle na skutečném uspořádání motoru. Od tohoto předpokladu se pak odvíjí zejména označení rovin jako svislá nebo vodorovná.



1 KINEMATIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

Kinematiku centrického (osového) klikového mechanismu je možné snadno odvodit z jeho obecné polohy. V případě centrického klikového mechanismu leží osa otáčení klikového hřídele (dále jen KH) v rovině, ve které se při pohybu mechanismu pohybuje osa pístního čepu. Polohu klikového mechanismu určujeme úhlem natočení klikového hřídele (ramena kliky, spojnice osy ojnicního čepu a osy otáčení KH) vzhledem k poloze v horní úvrati (dále jen HÚ). V případě mechanismu excentrického pak polohu určujeme vzhledem k poloze poblíž HÚ, kdy je rameno kliky rovnoběžné s osou válce.



Obr. 1.1 Centrický klikový mechanismus

1.1 DRÁHA, RYCHLOST A ZRYCHLENÍ PÍSTU CENTRICKÉHO KLIKOVÉHO MECHANISMU

Vzdálenost pístu od HÚ (dráhu) s [m] je možné určit z rozdílu největší možné vzdálenosti osy pístního čepu od osy otáčení KH (při nulovém úhlu α) a aktuální vzdálenosti v závislosti na úhlu α , podle obr. 1.1 tedy platí:

$$s = (r + l) - (r \cdot \cos \alpha + l \cdot \cos \beta), \quad (1)$$

kde r [m] je poloměr kliky (polovina zdvihu Z v případě centrického klikového mechanismu), l [m] délka ojnice, α [°] úhel natočení KH a β [°] úhel odklonu ojnice.

Je zřejmé, že délka ojnice l a poloměr kliky r se nemění (neuvažujeme-li deformace za provozu, teplotní roztažnost a vůle v mechanismu). Úhel β je závislý na úhlu α , závislost lze zjistit ze společné strany obou na obr. 1.1 uvažovaných trojúhelníků:

$$r \sin \alpha = l \sin \beta, \quad (2)$$

po úpravě pak:

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \sin \alpha. \quad (3)$$

Protože podíl $\frac{r}{l}$ se vyskytuje ve výpočtech poměrně často, zavádí se tzv. klikový poměr λ [-]:

$$\lambda = \frac{r}{l}, \quad (4)$$



takže:

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha . \quad (5)$$

Zkombinováním předchozího a vztahu $\sin^2 \beta + \cos^2 \beta = 1$ [2] dostáváme úpravou:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} . \quad (6)$$

Dosazením tohoto do (1) získáme po úpravě pro dráhu pístu vztah:

$$s = r(1 - \cos \alpha) + l \left[1 - (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{\frac{1}{2}} \right] . \quad (7)$$

Tento vztah, konkrétně člen $(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{\frac{1}{2}}$, není příliš vhodný pro další výpočty (derivování). Protože se ale jedná o periodický děj (s periodou jedné otáčky KH), lze jej rozložit na harmonické složky, tzn. nekonečnou řadu sinusových funkcí, jejichž součtem je skutečná hodnota tohoto členu. Tento „rozklad“ nazýváme harmonickou analýzou. Část textu o harmonických složkách je zpracována dle [1]. Harmonické složky se shodují s jednotlivými členy Fourierovy řady. Pro rozklad periodické funkce $f(t) = f(t \pm T)$ s periodou $T = \frac{2\pi}{\omega}$ [s], kde ω [rad.s⁻¹] je úhlová rychlost otáčení KH a t [s] čas, platí:

$$f(t) = f(t \pm T) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos k\omega t + b_k \sin k\omega t) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} c_k \sin(k\omega t + \vartheta_k), \quad (8)$$

amplituda c_k a fázový posun ϑ_k [rad] jsou dány vztahy:

$$c_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}, \quad (9)$$

$$\vartheta_k = \arctg \frac{a_k}{b_k}. \quad (10)$$

Jednotlivé harmonické složky mají vždy celistvý počet period na jednu periodu dané funkce, přičemž k -tá harmonická složka ve Fourierově řadě má k period na jednu periodu dané funkce. Koefficienty Fourierovy řady periodických funkcí, které je možné integrovat analyticky, se vypočítají ze vztahů:

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_0^T f(t) dt , \quad (11)$$

$$a_k = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \cos k\omega t dt , \quad (12)$$

$$b_k = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \sin k\omega t dt . \quad (13)$$

V technické praxi je zvykem porovnávat periodu harmonických složek s jednou otáčkou hlavního hřídele, takže podle toho, kolik period má jednotlivá harmonická složka za jednu otáčku KH, rozeznáváme její řád κ . Průběh kinematických veličin pístu se opakuje každou otáčku klikového hřídele, řady jejich harmonických složek jsou zřejmé ($\kappa = k$). Jiná situace nastává například při harmonické analýze točivého momentu čtyřdobého spalovacího motoru. Jeho průběh se opakuje jednou za dvě otáčky KH, pro řady jednotlivých harmonických složek pak platí $\kappa = \frac{k}{2}$.



V případě řešeného členu vztahu pro dráhu pístu $(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{\frac{1}{2}}$ je možný rozklad v Newtonovu nekonečnou řadu pomocí binomické věty [3]:

$$(a - b)^n = a^n - \frac{n \cdot a^{n-1} \cdot b}{1} + \frac{n \cdot (n-1) \cdot a^{n-2} \cdot b^2}{1 \cdot 2} - \frac{n \cdot (n-1) \cdot (n-2) \cdot a^{n-3} \cdot b^3}{1 \cdot 2 \cdot 3} + \dots \quad (14)$$

V daném případě je $a = 1$, $b = \lambda^2 \sin^2 \alpha$ a $n = \frac{1}{2}$, takže:

$$(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha - \frac{1}{8} \lambda^4 \sin^4 \alpha - \frac{1}{16} \lambda^6 \sin^6 \alpha - \dots \quad (15)$$

První člen řady má hodnotu 1, hodnoty dalších členů pak závisí na úhlu α a klikovém poměru λ . Největší vliv budou mít tyto členy v oblasti extrémů funkce sinus, tedy při úhlech natočení klikového hřídele $\alpha = 90^\circ$ a $\alpha = 270^\circ$. Uvažujme nyní úhel natočení KH 90° a $\lambda = 0,3$ (hodnota λ se u spalovacích motorů pohybuje v rozsahu 0,16 až 0,34 [4]), hodnoty prvních členů nekonečné řady pak jsou 1; 0,045; 0,004; $3,645 \cdot 10^{-4}$; ... Velikost členů řady rychle klesá, v praxi většinou postačuje uvažovat první dva členy této řady. Při uvažování prvních dvou členů řady dostáváme pro dráhu pístu přibližný výraz:

$$s \doteq r(1 - \cos \alpha) + l \left[1 - \left(1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha \right) \right], \quad (16)$$

s využitím vztahu $\sin^2 \alpha = \frac{1 - \cos 2\alpha}{2}$ [3] pak:

$$s \doteq r(1 - \cos \alpha) + l \left[1 - \left(1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \frac{1 - \cos 2\alpha}{2} \right) \right]. \quad (17)$$

Nahrazením $l = \frac{r}{\lambda}$ a další úpravou dostáváme konečný **přibližný vztah pro dráhu pístu**:

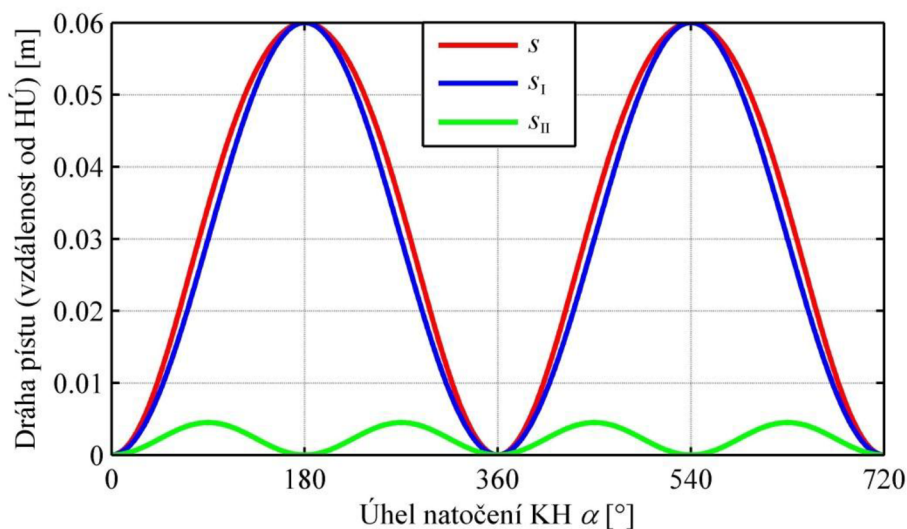
$$s \doteq r \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right], \quad (18)$$

Tento vztah je součtem prvních dvou harmonických složek (použity první dva členy nekonečné řady). Pro 1. harmonickou složku dráhy pístu s_I [m] a 2. harmonickou složku dráhy pístu s_{II} [m] platí vztahy:

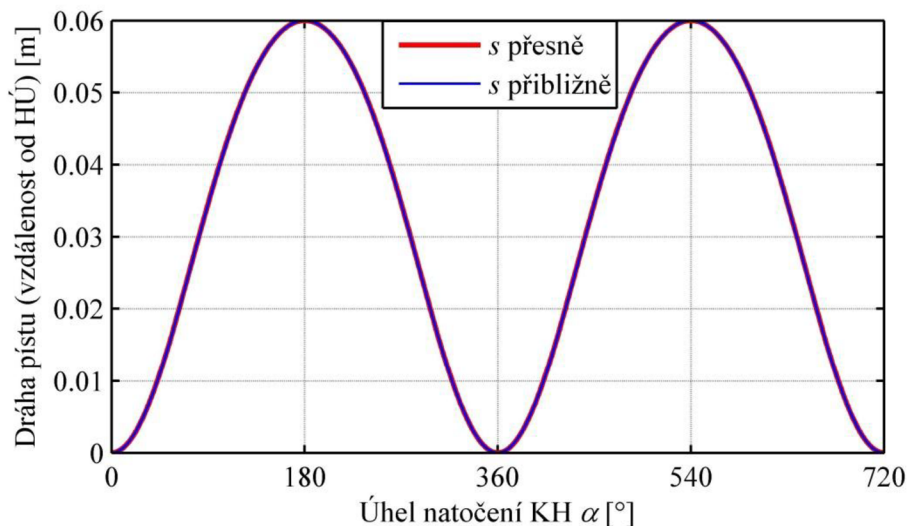
$$s_I = r(1 - \cos \alpha), \quad (19)$$

$$s_{II} = r \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha). \quad (20)$$

Závislost dráhy pístu klikového mechanismu s $r = 30$ mm a $l = 100$ mm ($\lambda = 0,3$) včetně obou uvažovaných harmonických složek na úhlu natočení KH během jeho dvou otáček je na obr. 1.2. Srovnání závislostí zjištěných přesným vztahem pro dráhu pístu (7) a přibližným vztahem s uvažováním prvních dvou harmonických složek (18) ukazuje obr. 1.3. Na obr. 1.3 není vidět rozdíl v obou křivkách, to dokazuje jak zanedbatelný je rozdíl mezi přesným vztahem pro dráhu pístu a vztahem přibližným (s uvažováním prvních dvou harmonických složek).



Obr. 1.2 Průběh dráhy pístu v závislosti na úhlu natočení KH
($r = 30 \text{ mm}$, $l = 100 \text{ mm}$)



Obr. 1.3 Srovnání dráhy pístu zjištěné přesným a přibližným vztahem
($r = 30 \text{ mm}$, $l = 100 \text{ mm}$)

Rychlost pístu v [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] se získá derivací dráhy pístu podle času t [s], přičemž na čase je závislý pouze úhel α (rameno kliky r , délka ojnice l a klikový poměr λ jsou konstantní). Derivací přibližného vztahu pro dráhu pístu nahoře) získáme **přibližný vztah pro rychlost pístu** v :

$$v = \frac{ds}{dt}, \quad (21)$$

$$v \doteq r\omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right), \quad (22)$$

protože úhlová rychlost otáčení KH $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$.

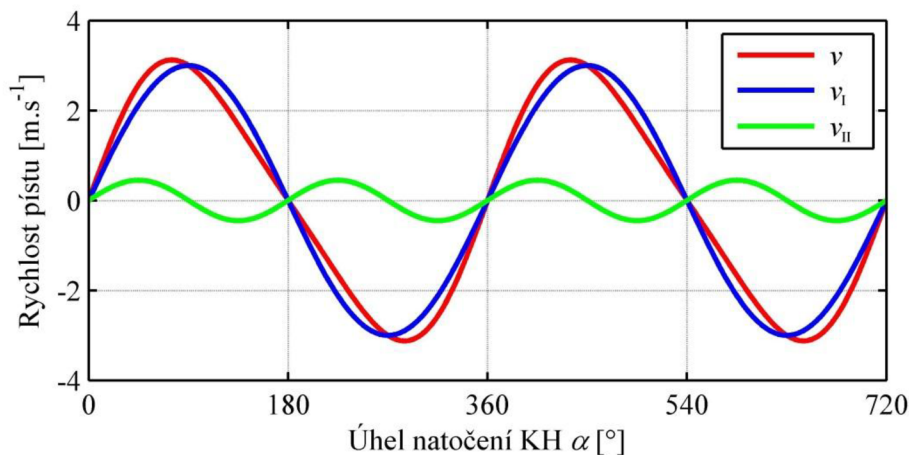


Pro uvažované první dvě harmonické složky rychlosti pístu v_I [m.s⁻¹] a v_{II} [m.s⁻¹] platí vztahy:

$$v_I = r\omega \sin \alpha , \quad (23)$$

$$v_{II} = r\omega \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha . \quad (24)$$

Závislost rychlosti pístu klikového mechanismu s $r = 30$ mm a $l = 100$ mm ($\lambda = 0,3$) a obou jejích uvažovaných harmonických složek na úhlu natočení KH během jeho dvou otáček při úhlové rychlosti $\omega = 100$ rad.s⁻¹ (tj. přibližně 956 otáček za minutu) je na obr. 1.4.



Obr. 1.4 Průběh rychlosti pístu v závislosti na úhlu natočení KH
($r = 30$ mm, $l = 100$ mm, $\omega = 100$ rad.s⁻¹)

Derivací přibližného vztahu pro rychlost pístu podle času získáme **přibližný vztah pro zrychlení pístu** a [m.s⁻²]:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2} , \quad (25)$$

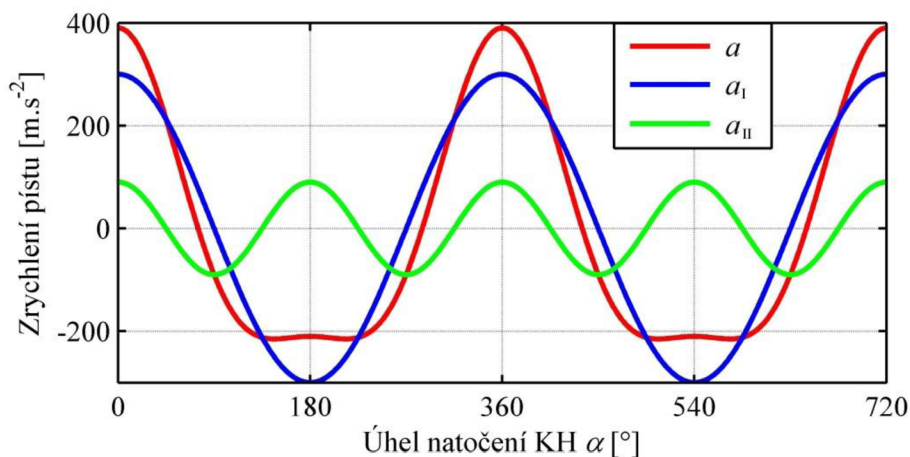
$$a \doteq r\omega^2(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) . \quad (26)$$

Pro první a druhou harmonickou složku zrychlení pístu a_I [m.s⁻¹] a a_{II} [m.s⁻¹] pak platí vztahy:

$$a_I = r\omega^2 \cos \alpha , \quad (27)$$

$$a_{II} = r\omega^2 \lambda \cos 2\alpha . \quad (28)$$

Závislost zrychlení pístu klikového mechanismu s $r = 30$ mm a $l = 100$ mm ($\lambda = 0,3$) a obou jeho uvažovaných harmonických složek na úhlu natočení KH během jeho dvou otáček při úhlové rychlosti $\omega = 100$ rad.s⁻¹ je na obr. 1.5.



Obr. 1.5 Průběh zrychlení pístu v závislosti na úhlu natočení KH
($r = 30 \text{ mm}$, $l = 100 \text{ mm}$, $\omega = 100 \text{ rad.s}^{-1}$)

1.2 KINEMATIKA OJNICE CENTRICKÉHO KLIKOVÉHO MECHANISMU

Ojnice koná při činnosti klikového mechanismu obecný rovinný pohyb (pohyb posuvný a současně rotační). Následující část textu je zpracována dle [1]. Závislost úhlu odklonu (výkyvu) ojnice β na úhlu natočení KH α je dána rovnicí (5):

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha ,$$

pro úhel β tedy platí:

$$\beta = \arcsin (\lambda \sin \alpha) . \quad (29)$$

Úhlovou rychlost ojnice ω_o [rad.s^{-1}] vyjádříme jako derivaci odklonu ojnice β podle času:

$$\omega_o = \frac{d\beta}{dt} . \quad (30)$$

Pokud tento vztah vynásobíme zlomkem $\frac{d\alpha}{d\alpha} = 1$, jeho hodnota se nezmění. Pak můžeme psát:

$$\omega_o = \frac{d\beta}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{d\beta}{d\alpha} . \quad (31)$$

Derivaci vztahu (5) dostáváme:

$$\cos \beta d\beta = \lambda \cos \alpha d\alpha . \quad (32)$$

Po úpravě a dosazení do(31):

$$\omega_o = \omega \frac{\lambda \cos \alpha}{\cos \beta} . \quad (33)$$

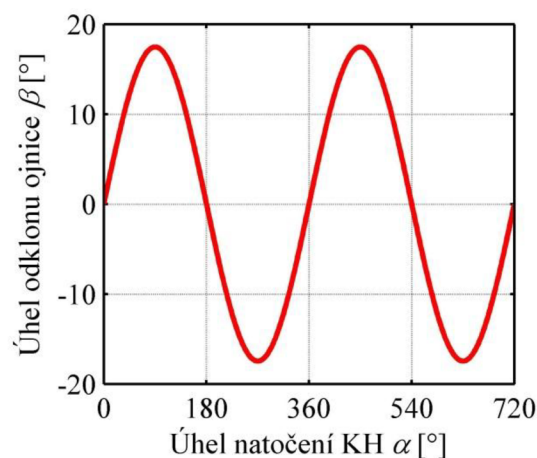
Z dříve uvedeného řešení kinematiky pístu vyplývá vztah (6):

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

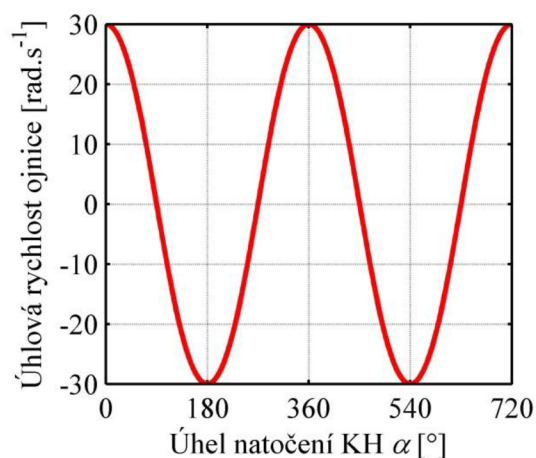


po dosažení do vztahu (33) platí:

$$\omega_o = \omega \lambda \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}}. \quad (34)$$



Obr. 1.6 Závislost odklonu ojnice na úhlu natočení KH
($r = 30 \text{ mm}$, $l = 100 \text{ mm}$)



Obr. 1.7 Závislost úhlové rychlosti ojnice na úhlu natočení KH
($r = 30 \text{ mm}$, $l = 100 \text{ mm}$, $\omega = 100 \text{ rad.s}^{-1}$)

Derivací úhlové rychlosti ojnice ω_o podle času t získáme vztah pro úhlové zrychlení ojnice ε_o [rad.s⁻²]:

$$\varepsilon_o = \frac{d\omega_o}{dt}. \quad (35)$$

Tento vztah opět vynásobíme zlomkem $\frac{d\alpha}{d\alpha} = 1$, čímž se jeho hodnota nezmění:

$$\varepsilon_o = \frac{d\omega_o}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{d\omega_o}{d\alpha} = -\omega^2 \lambda \frac{(1 - \lambda^2) \sin \alpha}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{\frac{3}{2}}}. \quad (36)$$

Po rozvinutí jmenovatele do binomické řady a úpravě dostáváme při uvažování pouze prvních dvou členů této řady (postačuje uvažovat první dvě harmonické složky) pro úhlové zrychlení ojnice přibližný vztah:

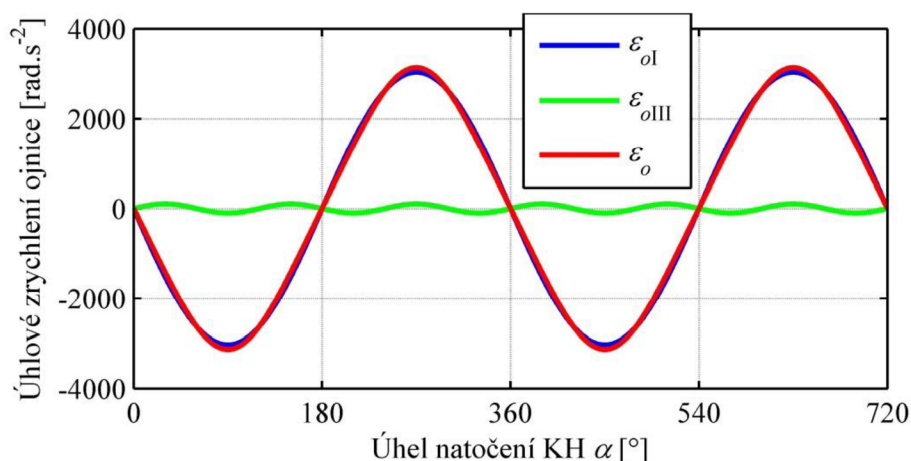
$$\varepsilon_o \doteq -\omega^2 \lambda \left[\left(1 + \frac{1}{8} \lambda^2 \right) \sin \alpha - \frac{3}{8} \lambda^2 \sin 3\alpha \right], \quad (37)$$

přičemž pro první dvě harmonické složky úhlového zrychlení ojnice ε_{oI} [rad.s⁻²] a ε_{oIII} [rad.s⁻²] platí:

$$\varepsilon_{oI} = -\omega^2 \lambda \left(1 + \frac{1}{8} \lambda^2 \right) \sin \alpha, \quad (38)$$

$$\varepsilon_{oIII} = \omega^2 \lambda^3 \frac{3}{8} \sin 3\alpha. \quad (39)$$

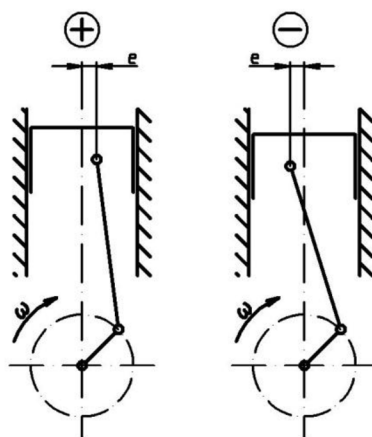
Průběh úhlového zrychlení ojnice a uvažovaných harmonických složek klikového mechanismu s $r = 30 \text{ mm}$ a $l = 100 \text{ mm}$ ($\lambda = 0,3$) v závislosti na úhlu natočení KH při úhlové rychlosti $\omega = 100 \text{ rad.s}^{-1}$ je na obr. 1.8.



Obr. 1.8 Závislost úhlového zrychlení ojnice na úhlu natočení KH
($r = 30 \text{ mm}$, $l = 100 \text{ mm}$, $\omega = 100 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$)

1.3 KINEMATIKA EXCENTRICKÉHO KLIKOVÉHO MECHANISMU

Centrický klikový mechanismus se dnes u sériově vyráběných vozidlových motorů prakticky nevyskytuje. Pro excentrický (vyosený) klikový mechanismus neplatí, že osa klikového hřídele leží v rovině, ve které se pohybuje pístní čep. Z osy válce může být vyosen pouze pístní čep, klikový hřídel nebo pístní čep i klikový hřídel. Excentricita e [m] je vzdálenost mezi osou pístního čepu a osou otáčení KH v rovině kolmé na osu válce. Běžně se vyosuje pouze pístní čep. Jeho osa by měla ležet v rovině rovnoběžné s osou válce společně s těžištěm pístu, aby působením setrvačných sil nevznikal klopný moment.



Obr. 1.9 Excentrický klikový mechanismus

U zážehových motorů se z důvodu snížení hlučnosti (rázů při překlápění pístu) vyosuje pístní čep k tlačné straně pístu o (0,5 až 1) mm (jiná literatura uvádí až 1,5 mm). Tlačná strana pístu je ta, která je zatížená normálovou silou od tlaku plynů při expansním zdvihu. [5]

U vznětových motorů se z důvodu snížení hlučnosti a opotřebení válce vyosuje pístní čep směrem k nezatížené straně válce o (0,5 až 2,5) mm. Vůle na zatížené straně pístu se pak při klopení pístu rychle zmenší, takže tepelné namáhání pístu je menší a omezí se množství zplodin ze spalování oleje. V případě naftových motorů je třeba přihlížet i k umístění a tvaru spalovacího prostoru. [5]



Pokud je pístní čep vyosen k tlačné straně pístu, považuje se hodnota excentricity za zápornou. Je-li pístní čep vyosen na opačnou stranu (kladná excentricita), dochází vlivem zmenšení úhlu odklonu ojnice při expansním zdvihu ke snížení maxima normálové síly.

Zdvih pístu excentrického klikového mechanismu je větší než zdvih centrického klikového mechanismu se stejnými rozměry (r , l) [5]. Pro zdvih centrického klikového mechanismu Z [m] platí:

$$Z = 2r, \quad (40)$$

ale pro zdvih excentrického klikového mechanismu platí [5]:

$$Z = \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - \sqrt{(l-r)^2 - e^2} = l(\sqrt{(1+\lambda)^2 - \lambda_e^2} - \sqrt{(1-\lambda)^2 - \lambda_e^2}), \quad (41)$$

kde λ_e [-] je excentrický poměr, který je dán vztahem [5]:

$$\lambda_e = \frac{e}{l}. \quad (42)$$

Ani polohy úvratí excentrického klikového mechanismu neodpovídají centrickému klikovému mechanismu ($\alpha = 0^\circ$ a $\alpha = 180^\circ$), ale jsou posunuty. Pro polohu dolní úvratě (DÚ) $\alpha_{DÚ}$ [°] a HÚ $\alpha_{HÚ}$ [°] platí [5]:

$$\alpha_{HÚ} = \arcsin\left(\frac{e}{l+r}\right), \quad (43)$$

$$\alpha_{DÚ} = \arcsin\left(\frac{e}{l-r}\right) + 180^\circ. \quad (44)$$

Přibližné vztahy (uvažovány první dvě harmonické složky) pro dráhu, rychlost a zrychlení pístu excentrického klikového mechanismu mají tvar [5]:

$$s \doteq \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - r \left\{ \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \left[1 - \frac{1}{2} (\lambda \sin \alpha - \lambda_e)^2 \right] \right\}, \quad (45)$$

$$v \doteq r\omega \left(\sin \alpha - \lambda_e \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right), \quad (46)$$

$$a \doteq r\omega^2 (\cos \alpha + \lambda_e \sin \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (47)$$

Přibližné vztahy pro pohyb ojnice excentrického klikového mechanismu jsou [5]:

$$\beta \doteq \arcsin(\lambda \sin \alpha - \lambda_e). \quad (48)$$

$$\omega_o \doteq \lambda\omega \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \quad (49)$$

$$\varepsilon_o \doteq -\frac{\lambda\omega^2}{\cos^3 \beta} [\pm \lambda \lambda_e \sin^2 \alpha + (1 - \lambda^2 - \lambda_e^2) \sin \alpha \pm \lambda \lambda_e] *. \quad (50)$$

* Pro kladnou excentricitu platí +, pro zápornou excentricitu -.

Rozdíly v průběhu kinematických veličin excentrického a centrického klikového mechanismu jsou při malých hodnotách excentricity (několik mm pro dříve uvažovaný klikový mechanismus) velmi malé.



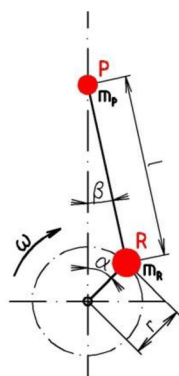
2 MOŽNOSTI VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU JEDNOVÁLCOVÉHO MOTORU

Pro účely vyvažování se zavádějí zjednodušující předpoklady. Všechny součásti se uvažují jako absolutně tuhé (neuvažují se ani vůle v mechanismu), úhlová rychlost otáčení KH je stálá, neuvažuje se tření ani gravitační zrychlení. Při analytických výpočtech se zanedbává i excentricita a mechanismus považujeme za centrický (toto lze připustit při malé excentricitě běžné při vyosování pístního čepu, klikový mechanismus s velkou excentricitou by vzhledem k rozdílům v kinematice nebylo vhodné řešit jako centrický). [1], [4], [5]

V klikovém mechanismu spalovacího motoru působí síly od tlaku plynů ve spalovacím prostoru a klikové skřini (síly primární) a setrvačné síly vznikající pohybem součástí mechanismu (síly sekundární) [1], [3], [5]. Vyvažování se zabývá setrvačnými silami, které nejsou vnitřně vyrovnány (nejsou vyvážené – volné) a zmenšením (potlačáním) jejich účinků [1].

2.1 ROZBOR NEVYVÁŽENOSTI JEDNOVÁLCOVÉHO MOTORU

Při analytických výpočtech se klikový mechanismus nahrazuje zjednodušenou soustavou dvou hmotných bodů. Jeden hmotný bod leží v ose pístního čepu (bod P), druhý v ose ojnicního čepu klikového hřídele (bod R). Náhradní soustava hmotných bodů musí být provedena tak, aby její dynamika odpovídala uvažovanému mechanismu.



Obr. 2.1 Zjednodušený dynamický model klikového mechanismu

Hmota součástí vykonávajících posuvný pohyb (píst, pístní čep, ...) se soustředí do bodu P . Celková hmotnost posuvných částí (hmotného bodu P) m_P [kg] je tedy:

$$m_P = m_{PS} + m_{OP}, \quad (51)$$

kde m_{PS} [kg] je hmotnost pístní skupiny a m_{OP} [kg] je hmotnost posuvné části hmoty ojnice. Do hmotností pístní skupiny se zahrnuje hmotnost pístu, pístního čepu, pístních kroužků a pojistných kroužků pístního čepu.

Velikost setrvačné síly posuvných částí S_P [N] takto soustředěné hmoty odpovídá součtu setrvačných účinků jednotlivých posuvných hmot. Tato síla není přirozeně vyvážená (je volná), nemění směr, ale během otáčení KH mění smysl a velikost [1]. Platí pro ni vztah:

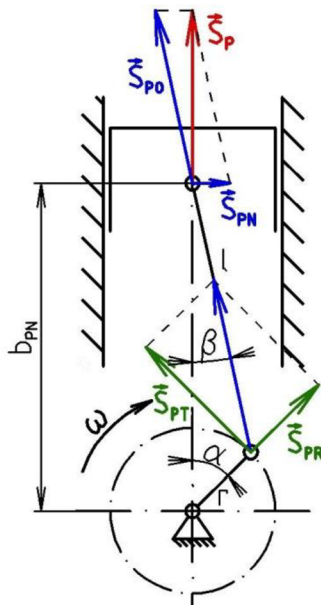
$$S_P = m_P a. \quad (52)$$



Setrvačnou sílu posuvných částí (hmot) S_P je dále možné rozložit na složku působící v ojnici S_{PO} [N] a normálovou složku S_{PN} [N]. Pro tyto platí:

$$S_{PO} = \frac{S_P}{\cos \beta} = \frac{m_P a}{\cos \beta}, \quad (53)$$

$$S_{PN} = S_P \operatorname{tg} \beta = m_P a \operatorname{tg} \beta. \quad (54)$$



Obr. 2.2 Působení setrvačné síly posuvných hmot v klikovém mechanismu

Složka S_{PO} působí na ojnicí čep klikového hřídele, kde je ji možné rozložit na složku tečnou S_{PT} [N] a radiální S_{PR} [N], které jsou dány vztahy:

$$S_{PT} = S_{PO} \sin(\alpha + \beta) = S_P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}, \quad (55)$$

$$S_{PR} = S_{PO} \cos(\alpha + \beta) = S_P \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (56)$$

Reakce na výše uvedené síly posuvných částí jsou zachycovány v uložení KH a vedením pístu ve válci. Přenášejí se na blok motoru a jeho uložení. Normálová složka setrvačné síly posuvných částí S_{PN} způsobuje volný příčný klopný moment M_{PK} [Nm], platí pro něj:

$$M_{PK} = S_{PN} b_{PN} = S_P \operatorname{tg}(\beta) b_{PN}, \quad (57)$$

kde b_{PN} [m] je vzdálenost osy otáčení KH a osy pístního čepu. S využitím vztahu (2) lze po úpravě b_{PN} vyjádřit jako:

$$b_{PN} = r \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta}. \quad (58)$$

Tečná složka setrvačné síly posuvných částí působící v ojnici S_{PT} způsobuje volný příčný točivý moment M_{PT} [Nm], jehož velikost je dána vztahem:

$$M_{PT} = S_{PT} r = S_{PO} \sin(\alpha + \beta) r = S_P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} r, \quad (59)$$



dále platí rovnost:

$$M_{PT} = M_{PK} . \quad (60)$$

Hmota součástí konajících rotační pohyb se soustředí do bodu R . Protože se uvažuje úhlová rychlost otáčení KH jako neměnná, postačuje zachovat velikost odstředivé síly původní hmoty a hmoty přesunutě do bodu R , tedy platí [1]:

$$\sum m_i r_i \omega^2 = m_R r \omega^2 , \quad (61)$$

po zjednodušení lze psát:

$$\sum m_i r_i = m_R r , \quad (62)$$

kde m_R [kg] je hmotnost rotačních hmot redukována do bodu R . V hmotnosti m_R je zahrnuta hmotnost zalomení klikového hřídele s ojnicím čepem a rotační část hmoty ojnice. Velikost m_R je dána vztahem:

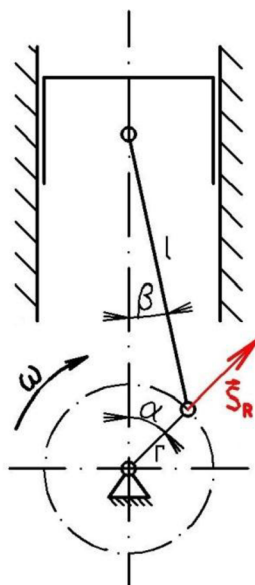
$$m_R = m_{zal} \frac{r_{zal}}{r} + m_{OR} , \quad (63)$$

kde m_{zal} [kg] je hmotnost zalomení KH, r_{zal} [m] je poloměr těžiště zalomení KH a m_{OR} [kg] je hmotnost rotační části hmoty ojnice, která leží přímo na poloměru r .

Při otáčení KH vzniká vlivem otáčející se výstředné hmoty m_R odstředivá síla S_R [N], která není přirozeně vyvážena (volná setrvačná síla rotačních hmot) a má velikost [1]:

$$S_R = m_R r \omega^2 . \quad (64)$$

Během otáčení KH svou velikost nemění (uvažujeme neměnnou úhlovou rychlost otáčení KH), mění ale směr s ramenem klikového hřídele (je ve fázi s úhlem natočení KH α) a směřuje vždy od osy otáčení [1].



Obr. 2.3 Působení setrvačné síly rotačních hmot v klikovém mechanismu

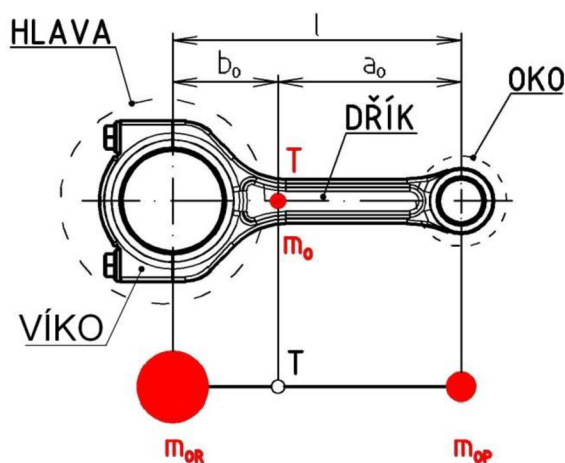


Hmota ojnice se rozkládá na část posuvnou a rotační. Ojnice koná poměrně složitý pohyb, aby dynamika náhradní soustavy hmotných bodů odpovídala skutečné ojnici, musí být splněny následující dvě statické a jedna dynamická podmínka [3]:

1. Součet hmotností hmotných bodů náhradní soustavy musí být roven hmotnosti ojnice.
2. Poloha těžiště náhradní soustavy hmotných bodů musí být shodná se skutečnou ojnicí.
3. Moment setrvačnosti náhradního systému hmotných bodů k těžišti musí být roven momentu setrvačnosti skutečné ojnice k těžišti.

Pro náhradu ojnice dvěma hmotnými body je tedy třeba znát její hmotnost a polohu těžiště. Tyto údaje je možné získat z virtuálního 3D modelu, případně z existující ojnice nebo jejího modelu. Je nutné uvažovat kompletní ojnici se šrouby, ložiskovými pánvemi, ložiskovým pouzdrem, ...

Názvosloví částí ojnice se v literatuře liší. V tomto textu bude použito názvosloví dle [5] znázorněné na následujícím obrázku (obr. 2.4). Konec ojnice upevněný na ojničím čepu KH bude dále nazýván hlavou ojnice a konec s otvorem pro pístní čep okem ojnice.



Obr. 2.4 Redukce hmoty ojnice a názvosloví ojnice

Polohy obou hmotných bodů náhradní soustavy jsou dány, hmotnost ojnice m_O [kg] a poloha těžiště ojnice (bod T na obr. 2.4) jsou známy. Neznámé jsou tedy pouze hmotnosti m_{OP} a m_{OR} . Poloha těžiště je dána vzdáleností a_O [m] nebo b_O [m], druhou je možné snadno dopočítat. První z výše uvedených podmínek se vyjádří matematicky takto:

$$m_{OP} + m_{OR} = m_O . \quad (65)$$

Druhá z podmínek se zapíše jako momentová rovnováha k těžišti:

$$m_{OP}a_O = m_{OR}b_O . \quad (66)$$

Z těchto dvou rovnic se určí obě neznámé hmotnosti m_{OP} a m_{OR} :

$$m_{OP} = m_O \frac{b_O}{a_O + b_O} = m_O \frac{b_O}{l} , \quad (67)$$

$$m_{OR} = m_O \frac{a_O}{a_O + b_O} = m_O \frac{a_O}{l} . \quad (68)$$



Dosud však byla zanedbaná třetí z podmínek o rovnosti momentů setrvačnosti k těžišti. Moment setrvačnosti náhradní soustavy k těžišti I_{On} [kg.m²] má velikost:

$$I_{On} = m_{OP}a_O^2 + m_{OR}b_O^2 . \quad (69)$$

Moment setrvačnosti ojnice k těžišti I_O [kg.m²] se zjistí z virtuálního 3D modelu nebo experimentálně z existující ojnice. Aby náhradní soustava hmotných bodů dynamicky odpovídala skutečné ojnici, musí podle třetí z podmínek platit:

$$I_{On} = I_O , \quad (70)$$

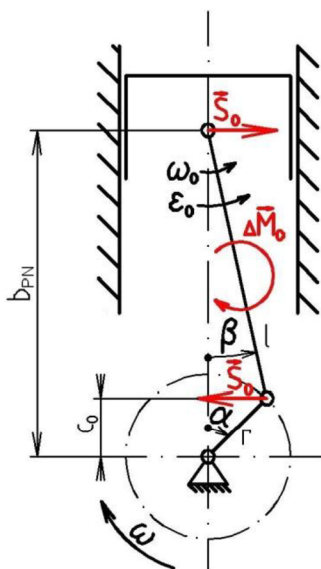
toto však nemusí být při uvedené dvoubodové redukci splněno. **Pokud $I_{On} \neq I_O$** , neodpovídá dynamika náhradní soustavy skutečné ojnici. Aby přesto odpovídala dynamika náhradní soustavy skutečné ojnici, **zavádí se pro náhradní soustavu kompenzační moment**, který kompenzuje rozdíl v momentu setrvačnosti ΔI_O [kg.m²]. Velikost rozdílu momentu setrvačnosti je [1]:

$$\Delta I_O = I_{On} - I_O . \quad (71)$$

Velikost kompenzačního momentu ojnice ΔM_O [Nm] se spočítá ze vztahu [1]:

$$\Delta M_O = -\Delta I_O \varepsilon_O . \quad (72)$$

Kladný smysl působení kompenzačního momentu je proti úhlovému zrychlení ojnice, protože se jedná o moment setrvačný. Kompenzační moment lze nahradit dvojicí sil S_O [N] v osách pístního a ojničního čepu KH a sílu S_O přeložit z ojničního čepu do hlavního čepu (osy otáčení KH). Kompenzační moment se tak rozpadá na dva volné příčné momenty, klopový M_{OK} [Nm] a točivý M_{OT} [Nm]. [1]



Obr. 2.5 Působení kompenzačního momentu ojnice v klikovém mechanismu

Sílu S_O lze určit ze vztahu:

$$S_O = \frac{\Delta M_O}{l \cos \beta} . \quad (73)$$



Klopný moment M_{OK} způsobuje síla S_O působící v ose pístního čepu na rameni b_{PN} (58). Jeho velikost je [1]:

$$M_{OK} = S_O b_{PN} = S_O r \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta} . \quad (74)$$

Točivý moment M_{OT} je důsledkem působení síly S_O na rameni c_O [m]. Velikost c_O je:

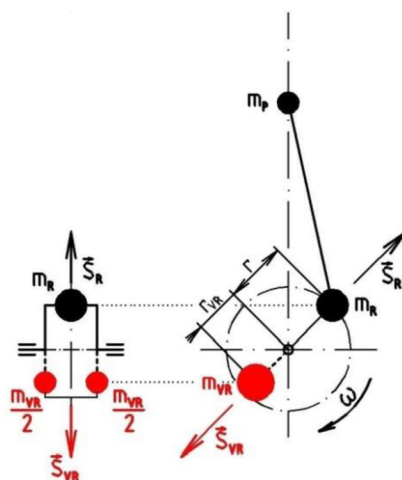
$$c_O = r \cos \alpha . \quad (75)$$

Velikost M_{OT} je pak:

$$M_{OT} = S_O c_O = S_O r \cos \alpha . \quad (76)$$

2.2 VYVÁŽOVÁNÍ JEDNOVÁLCOVÉHO MOTORU

Setrvačnou sílu rotačních hmot lze snadno úplně vyvážit protizávažím na klikovém hřídeli, vyvažuje se proto přednostně před setrvačnou silou posuvných hmot [1], [5]. Setrvačná síla rotačních hmot S_R je odstředivou silou způsobenou hmotností m_R otáčející se na poloměru r . Úplného vyvážení se dosáhne vyvoláním stejně velké odstředivé síly S_{VR} [N] opačné orientace tak, že se na protější stranu za osu otáčení KH na poloměr r_{VR} [m] umístí vývažek (protizávaží) s hmotností m_{VR} [kg]. Hmotna protizávaží se rozděluje na polovinu a umísťuje se do prodloužení obou ramen zalomení KH souměrně tak, aby nevznikal podélný moment.



Obr. 2.6 Vyvážení setrvačné síly rotačních hmot

Pro úplné vyvážení setrvačné síly rotačních hmot tedy musí být splněno:

$$\vec{S}_R + \vec{S}_{VR} = 0 . \quad (77)$$

Velikosti obou sil musí být stejné, tedy:

$$m_R r \omega^2 = m_{VR} r_{VR} \omega^2 , \quad (78)$$

po zjednodušení pak:

$$m_R r = m_{VR} r_{VR} . \quad (79)$$



Pomocí rovnice (79) je možné po volbě jednoho parametru r_{VR} nebo m_{VR} dopočítat druhý. Za účelný lze považovat postup, kdy hmotnost m_R se uvažuje pouze jako hmotnost rotační části hmoty ojnice m_{OR} a jako hmotnost m_{VR} se uvažuje hmotnost celého zalomení KH včetně vývažků. Při tomto postupu se pak vyvažuje setrvačná síla hmoty rotační části ojnice hmotou celého zalomení KH s těžištěm na poloměru r_{VR} .

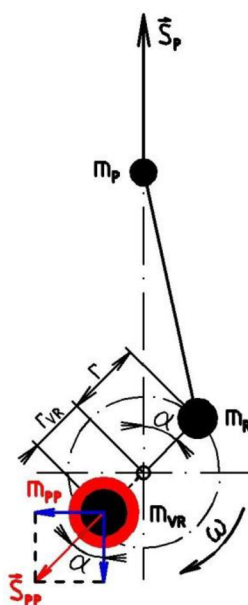
Setrvačnou sílu posuvných hmot by bylo možné úplně vyvážit jen připojením protizávaží konajícího přímočarý pohyb v ose válce jako hmota m_p , ale s opačným zrychlením [1]. Toto řešení se pro složitost konstrukce nepoužívá [3]. Jednodušeji lze provést částečné vyvážení setrvačné síly posuvných hmot. Pro setrvačnou sílu platí vztah (52) $S_p = m_p a$. V první části práce je uveden rozklad na harmonické složky a pro zrychlení pístu (posuvných hmot) a uveden zjednodušený vztah zahrnující jen první dvě harmonické složky. Pokud se pro výpočet setrvačné síly posuvných hmot použije příslušná harmonická složka zrychlení, dostaneme harmonickou složku setrvačné síly posuvných hmot stejného řádu. První dvě harmonické složky setrvačných sil posuvných hmot S_{pI} [N] a S_{pII} [N] jsou tedy dány vztahy:

$$S_{pI} = m_p a_I = m_p r \omega^2 \cos \alpha , \quad (80)$$

$$S_{pII} = m_p a_{II} = m_p r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha . \quad (81)$$

Setrvačná síla posuvných hmot se tedy skládá z nekonečného počtu harmonických složek se sinusovým průběhem o různé amplitudě a frekvenci. Tyto složky neexistují samostatně, ale pro účely vyvažování je lze za samostatné považovat a jednotlivé harmonické složky vyvažovat. [3]

Protizávažím na klikovém hřídeli lze snížit velikost první harmonické složky setrvačné síly posuvných hmot a její část (případně celou) přenést do roviny kolmé na osu válce. Toto se používá u motorů citlivějších na působení volných setrvačných sil ve směru osy válce než ve směru kolmém k ose válce (např. ležaté motory). [1], [3]



Obr. 2.7 Přesunutí působení části setrvačných sil posuvných hmot do směru kolmého k ose válce

Pokud je setrvačná síla rotačních hmot S_R zcela vyvážena protizávažím o hmotnosti m_{VR} na klikovém hřídeli, je výsledná (součet) odstředivá síla nulová. Navýší-li se hmota protizávaží



setrvačné síly rotačních hmot o hmotnost m_{PP} [kg], způsobí tato odstředivou sílu S_{PP} [N] o velikosti:

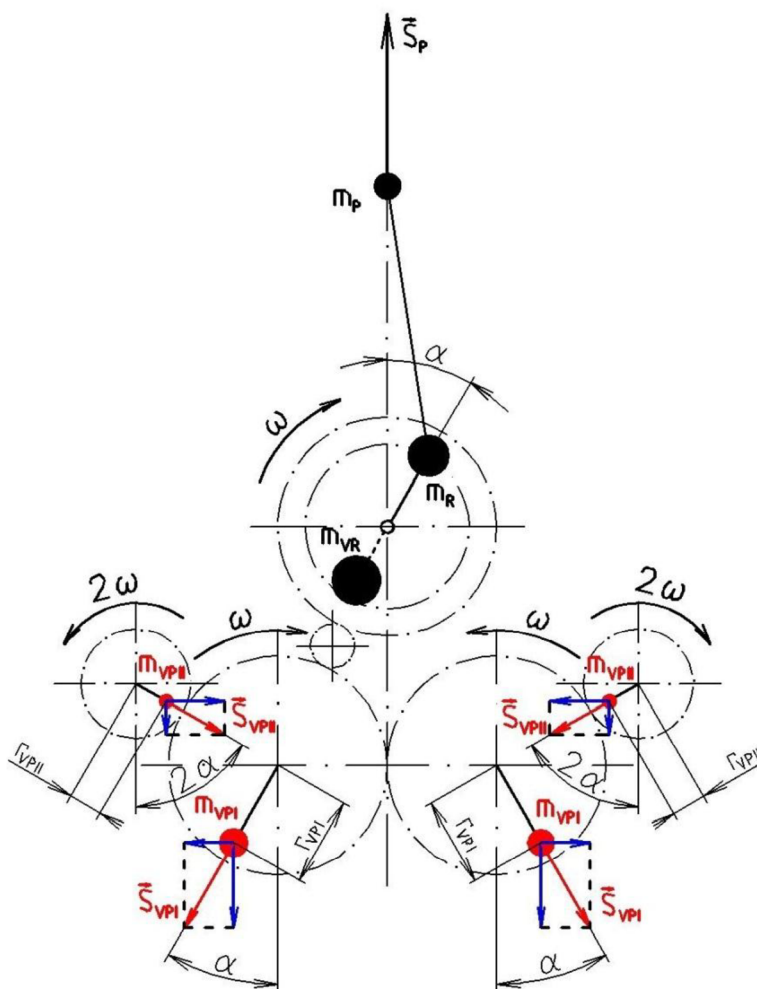
$$S_{PP} = m_{PP} r_{VR} \omega^2 . \quad (82)$$

Kosinusová složka síly S_{PP} ($S_{PP} \cos \alpha$) působí ve směru osy válce proti setrvačné síle posuvných hmot a snižuje tak její velikost. Sinusová složka zůstává volná, působí ve směru kolmém na osu válce. Její vydatnost odpovídá provedenému snížení účinků setrvačné síly posuvných hmot. Pokud se požaduje úplné vyvážení první harmonické složky setrvačné síly posuvných hmot ve směru osy válce, musí platit:

$$S_{PP} \cos \alpha = S_{PI} . \quad (83)$$

Zpravidla se hmotnost m_{PP} volí poloviční oproti hmotnosti, která by zajistila úplné vyvážení setrvačné síly posuvných hmot prvního řádu ve směru osy válce [1], [3].

Odstranění silového působení ve směru kolmém na osu válce je možné použitím dvou proti sobě rotujících protizávaží tak, že se jejich sinusové složky vyruší. Takto je možné setrvačnou sílu prvního řádu (případně i vyšších řádů) skutečně vyvážit, nikoliv jen přesunout do kolmého směru. Vyvážení setrvačné síly posuvných hmot I. a II. řádu dvojicemi proti sobě se otáčejících vyvažovacích hřídelů je na následujícím obrázku.



Obr. 2.8 Vyvážení setrvačné síly posuvných hmot I. a II. řádu
(vektory na obrázku nejsou v měřítku)



K úplnému vyvážení prvního řádu setrvačné síly posuvných hmot podle obr. 2.8 musí být splněno:

$$2S_{VP1} \cos \alpha = S_{P1} , \quad (84)$$

kde S_{VP1} [N] je odstředivá síla závaží o hmotnosti m_{VP1} [kg] otáčejícího se na poloměru r_{VP1} [m]. Po rozepsání tedy:

$$2m_{VP1}r_{VP1}\omega^2 \cos \alpha = m_p r \omega^2 \cos \alpha , \quad (85)$$

po zjednodušení pak:

$$m_{VP1}r_{VP1} = \frac{1}{2}m_p r . \quad (86)$$

Obdobným způsobem lze beze zbytku vyvážit i setrvačnou sílu posuvných hmot druhého řádu. Protože ale tato harmonická složka má dvě periody na jednu otáčku KH, musí se vyvažovací hřídele otáčet dvojnásobnými otáčkami (dvojnásobnou úhlovou rychlostí). Podle obr. 2.8 pro úplné vyvážení setrvačné síly posuvných hmot druhého řádu musí platit:

$$2S_{VP2} \cos 2\alpha = S_{P2} , \quad (87)$$

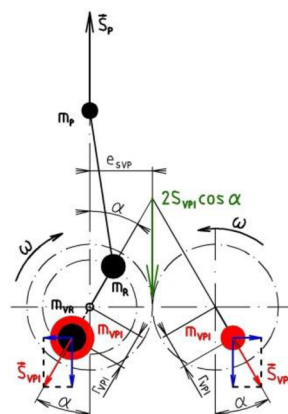
kde S_{VP2} [N] je odstředivá síla závaží o hmotnosti m_{VP2} [kg] otáčející se na poloměru r_{VP2} [m] dvojnásobnou úhlovou rychlostí než KH. Po rozepsání:

$$2m_{VP2}r_{VP2}(2\omega)^2 \cos 2\alpha = m_p r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha , \quad (88)$$

tedy po zjednodušení:

$$m_{VP2}r_{VP2} = \frac{1}{8}\lambda m_p r . \quad (89)$$

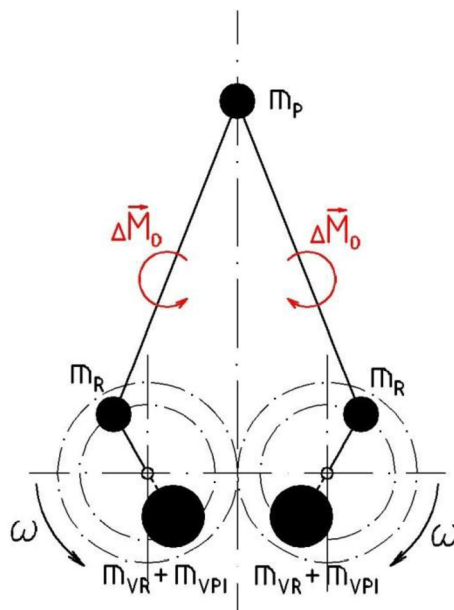
Takto by bylo možné pokračovat až do libovolného řádu, avšak pro složitost a malý praktický význam se vyvažuje setrvačná síla posuvných hmot nejvýše do druhého řádu, a to ještě jen ve výjimečných případech [1], [5], [6]. Pokud se setrvačná síla posuvných hmot jednoválcového motoru vůbec vyvažuje, provádí se to většinou pouze pomocí jednoho vyvažovacího hřídele, druhý z vyvažovacích hřídelů je pro zjednodušení konstrukce ztotožněn s hřídelem klikovým (obr. 2.9). S tímto provedením se lze setkat například u některých jednoválcových motocyklových motorů.



Obr. 2.9 Ztotožnění jednoho z hřídelů vyvažujících setrvačnou sílu posuvných hmot I. řádu s klikovým hřídelem



Řešení podle obr. 2.9 vede vlivem nesymetrického umístění vyvažovacích hřídelů ke vzniku příčného momentu způsobeného silou $2S_{VPI} \cos \alpha$ na rameni e_{SVP} .



Obr. 2.10 Zdvojený klikový mechanismus

Působení kompenzačního momentu ojnice ΔM_O je možné úplně vyvážit druhou ojnici ve zdvojeném klikovém mechanismu [1]. Kompenzační momenty obou ojníc se navzájem vyruší, navíc na píst nepůsobí normálové síly, protože jsou rovněž vzájemně vyrovnány. Dvou protiběžných klikových hřídelů lze výhodně využít k umístění vývažků první harmonické složky setrvačné síly posuvných hmot. Prakticky se toto řešení pro složitost nepoužívá (vyšší cena motoru a zástavbové rozměry). Zdvojený klikový mechanismus je rovněž značně excentrický.

Dalším možným způsobem vyvážení setrvačného momentu od kývání ojnice je výškové přesazení (ve směru osy válce) hřídelů vyvažujících první harmonickou složku setrvačné síly posuvných hmot [1] (v případě ztotožnění jednoho z vyvažovacích hřídelů s KH pak výškové přesazení vyvažovacího hřídele vůči KH). Přesazení musí být takové, aby sinusové složky sil S_{VPI} (obr. 2.8 nebo obr. 2.9) způsobovaly moment působící proti ΔM_O . Takto lze částečně nebo zcela vyvážit první harmonickou složku ΔM_O , protože tato má v závislosti na úhlu α sinusový průběh (viz rovnice (72), (38) a obr. 1.8).

Velikost kompenzačního momentu ojnice však nebývá díky malému rozdílu momentů setrvačnosti ojnice a náhradní dvouhmotové soustavy k těžišti ΔI_O velká. Proto je vliv setrvačného momentu od kývání ojnice na celkovou nevyváženost motoru malý a tento se ponechává nevyvážený [1]. Snížení velikosti ΔM_O je možné dosáhnout takovou konstrukcí ojnice, aby ΔI_O byl co nejmenší, ideálně nulový. Toho se docílí pomocí hmoty přidávané na hlavu a oko ojnice [5].



3 MOŽNOSTI VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU TŘÍVÁLCOVÉHO ŘADOVÉHO MOTORU

Při vyvažování řadových motorů platí stejné zjednodušující předpoklady jako pro motor jednoválcový, navíc se zavádějí další. Na rozdíl od jednoválcového motoru je hmota klikového mechanismu řadového motoru rozmístěna prostorově tak, že setrvačné síly a momenty nepůsobí pouze v jedné rovině kolmé k ose otáčení KH. Vlivem prostorového působení sil vznikají kromě výše zmíněných setrvačných sil a momentů další momenty. Tyto momenty působí v rovině (rovinách) procházející osou otáčení KH, nazývají se podélnými momenty setrvačných sil. Pro vyvažování se uvažuje, že tvary, hmotnosti a rozměry stejných součástí klikových mechanismů jednotlivých válců jsou shodné. Dále se předpokládá, že jednotlivá centrická kliková ústrojí (náhradní dvouhmotové modely) se pohybují v rovnoběžných rovinách. [1], [3], [5], [6]

Setrvačné síly jednotlivých klikových mechanismů působí tedy v rovnoběžných rovinách různě vzdálených od těžiště motoru a způsobují podélné setrvačné momenty. Aby bylo možné řešit jejich působení a vyvážení, je třeba znát polohu těžiště motoru nebo alespoň polohu těžištní roviny (roviny kolmé k ose otáčení KH procházející těžištěm). Pro účely vyvažování se předpokládá, že těžištní rovina řadového motoru se stejnými roztečemi všech válců protíná KH uprostřed jeho délky mezi krajními ložisky (mezi osami krajních válců). Pokud rozteče mezi válci nejsou stejné, určí se poloha těžištní roviny z momentové rovnováhy tak, že hmotu motoru považujeme za rovnoměrně rozloženou do os jednotlivých válců. [3], [5], [6]

U řadových motorů je možné vyvážení motoru ovlivnit pořadím zapalování (vznětů), tedy uspořádáním klikového hřídele (polohou jednotlivých zalomení KH). Podélné setrvačné momenty (některé jejich harmonické složky) u motorů se sudým počtem válců je možné vhodným uspořádáním KH navzájem vyrušit (přirozeně vyvážit), takže se navenek neprojevují (nejsou volnými momenty). Působí však jako momenty vnitřní a namáhají KH, ložiska a klikovou skříň. Při volbě uspořádání KH je nutné kromě vyvážení brát zřetel i na zatížení ložisek a vynucené torzní (kroutivé) kmitání klikového hřídele. Je vždy nutné posoudit, co má větší důležitost. Někdy se dokonce kvůli lepšímu vyvážení zhoršuje rovnoměrnost chodu motoru tím, že rozestupy mezi zážehy (vzněty) nejsou pravidelné. [1], [3], [5], [6]

Vývažky na KH mají splňovat kromě požadavků na dobré vyvážení motoru také požadavek na malé zatížení ložisek. Je třeba si uvědomit i tu skutečnost, že protizávaží zvyšují moment setrvačnosti otáčejících se hmotností, takže snižují frekvence vlastních kmitů v kroucení hřídele. Vývažky mohou být zhotoveny vcelku s KH nebo se připevňují na opracované plochy. Upevnění protizávaží musí zabezpečit kromě zachycení odstředivé síly také přenos síly tečné, která vzniká nerovnoměrným otáčením KH a jeho torzním kmitáním. [1], [3], [5]

V následujícím textu bude uvažován čtyřdobý motor s pořadím zapalování (vznětů) 1-3-2 a pravidelným rozestupem zapalování (vznětů), tedy $\frac{720^\circ}{3} = 240^\circ$. Válce řadových motorů se číslovají od volného konce KH (řemenice pro pohon příslušenství) směrem k setrvačníku. Smysl otáčení KH se určuje při pohledu na jeho volný konec (řemenici). Uvažujme dále, že se klikový hřídel otáčí doprava. Úhel natočení KH α se určuje dle prvního válce.

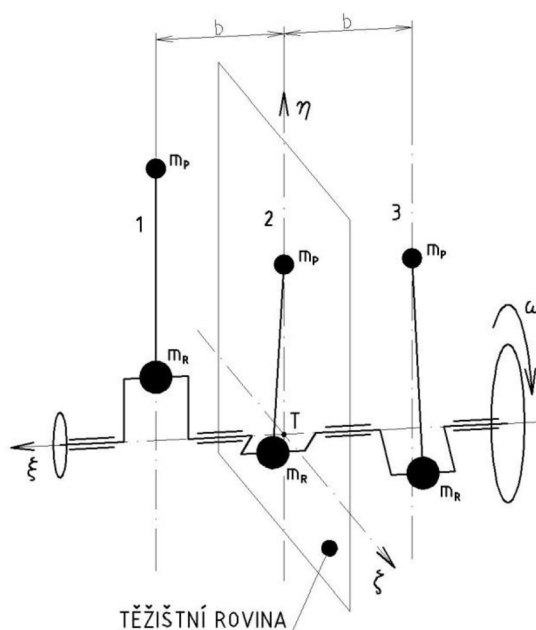
Řadový motor by bylo možné vyvažovat stejně jako více jednoválcových motorů vedle sebe. Takový postup nelze považovat za účelný. Výjimku tvoří řadový dvouválcový čtyřdobý motor s rozestupem zapalování (vznětů) 360° , který se z hlediska dynamiky klikového



mechanismu projevuje jako motor jednoválcový a podobně jako jednoválec jej lze vyvažovat (s přihlédnutím k vnitřním podélným momentům).

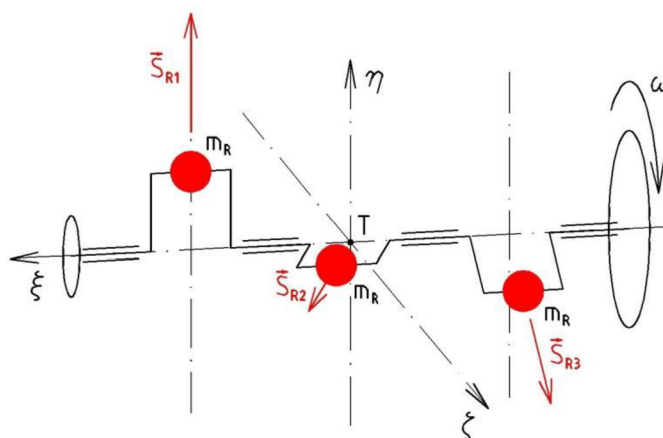
3.1 ROZBOR NEVYVÁŽENOSTI TŘÍVÁLCOVÉHO MOTORU

Pro kliková ústrojí jednotlivých válců platí totéž, co pro jednoválcový motor, pro analytické výpočty se používá stejný dvoumotový model. Síly a momenty ústrojí příslušného válce budou dále označovány indexem s číslem válce. Pro účely vyvažování bude zaveden pravoúhlý pravotočivý souřadný systém dle obr. 3.1 s osami η , ξ a ζ . Počátek tohoto souřadného systému leží v průsečíku osy otáčení KH a těžištní roviny (bod T).



Obr. 3.1 Výpočtový model klikového mechanismu tříválcového řadového motoru

Výsledné volné silové a momentové účinky řadového motoru jsou dány vektorovým součtem silového a momentového působení klikových mechanismů jednotlivých válců. Působení setrvačných sil rotačních hmot je naznačeno na obr. 3.2. Síly působí ve směru příslušného zalomení KH.

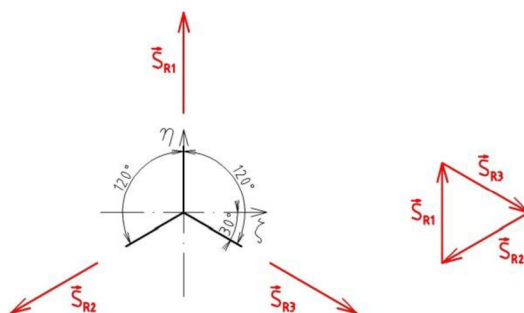


Obr. 3.2 Působení setrvačných sil rotačních hmot v klikovém mechanismu tříválcového řadového motoru



Setrvačné síly rotačních hmot lze sčítat graficky při pohledu ve směru osy KH. Grafické řešení je velmi názorné, ukazuje ho obr. 3.3. Na tomto obrázku je kliková hvězdice při pohledu proti ose ζ (od volného konce KH, řemenice pro pohon příslušenství). Všechny dále vyobrazené klikové hvězdice budou zobrazeny ve stejném pohledu s úhlem natočení KH $\alpha = 0^\circ$. Podle předpokladů v úvodu kapitoly platí pro velikost setrvačných sil rotačních hmot jednotlivých zalomení:

$$S_{R1} = S_{R2} = S_{R3} = m_R r \omega^2 . \quad (90)$$



Obr. 3.3 Grafický součet vektorů setrvačných sil rotačních hmot

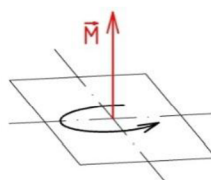
Z grafického součtu vektorů setrvačných sil rotačních hmot vyplývá, že jejich vektorový součet je roven nule. Setrvačná síla rotačních hmot je tedy přirozeně vyvážena. Pokud KH tvoří při pohledu ve směru osy pravidelnou hvězdici, je setrvačná síla rotačních hmot přirozeně vyvážena [1], [3], [5], [6]. Početně pro $\alpha = 0^\circ$ lze vyjádřit součet sil ve směru osy η a ζ následovně:

$$S_{R\eta} = S_{R1} - S_{R2} \sin 30^\circ - S_{R3} \sin 30^\circ = S_{R1} - 0,5S_{R2} - 0,5S_{R3} = 0 , \quad (91)$$

$$S_{R\zeta} = S_{R3} \cos 30^\circ - S_{R2} \cos 30^\circ = 0 , \quad (92)$$

přičemž $S_{R\eta}$ [N] je průmět setrvačné síly rotačních hmot S_R [N] do osy η (svislé roviny proložené osami válců) a $S_{R\zeta}$ [N] průmět do osy ζ (vodorovné roviny).

Přestože součet setrvačných sil posuvných hmot je nulový, způsobují tyto síly vlivem prostorového rozmístění podélné momenty. Stejně jako lze sčítat graficky silové vektory, je možné graficky sčítat i vektory momentové. Momentový vektor je orientován kolmo k rovině svého působení, v pravotočivém souřadném systému dle obr. 3.4.



Obr. 3.4 Orientace momentového vektoru

Momenty se vztahují k těžišti motoru, v tomto případě k myšlené těžištní rovině, jejímu průsečíku s osou otáčení KH – bodu T . Pro velikost jednotlivých momentů setrvačných sil rotačních částí M_{R1} , M_{R2} , M_{R3} [Nm] tedy platí:

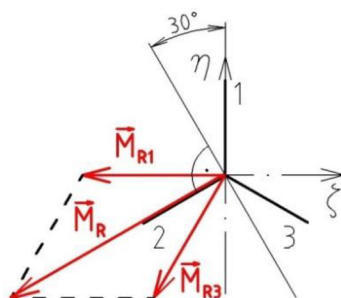
$$M_{R1} = S_{R1} b , \quad (93)$$

$$M_{R2} = S_{R2} 0 = 0 , \quad (94)$$

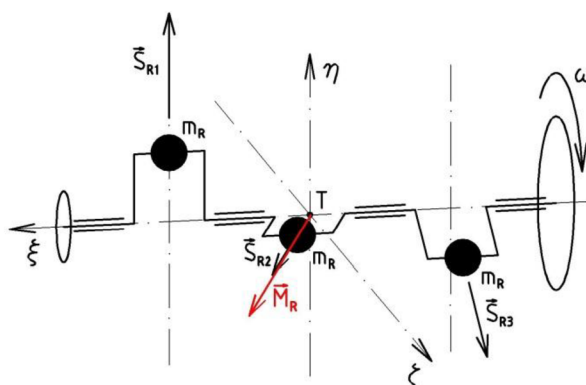


$$M_{R3} = S_{R3}b, \quad (95)$$

kde b [m] je rozteč válců (viz obr. 3.1). Grafický součet momentů setrvačných sil rotačních částí je na obr. 3.5. Rovina působení momentu setrvačných sil M_R [Nm] (součtu momentů setrvačných sil rotačních hmot) je skloněna vůči zalomení prvního válce o 30° proti směru otáčení KH. Vektor (rovina působení M_R) je stejně jako vektory setrvačných sil rotačních hmot vázán ke KH, nikoliv k zavedenému souřadnému systému η , ζ , ξ a s klikovým hřídelem se tedy otáčí.

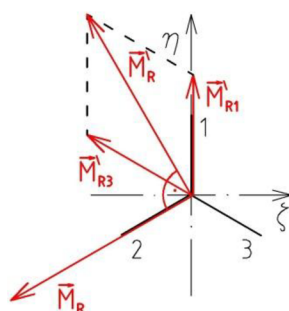


Obr. 3.5 Grafický součet momentů setrvačných sil rotačních hmot



Obr. 3.6 Moment setrvačných sil rotačních hmot

Přehlednější, zejména pro víceválcové motory, je postup grafického sčítání momentových vektorů „sklopených“ do směru příslušného zalomení. Momenty se otočí o 90° doprava při pohledu na klikový hřídel proti ose ζ (od řemenice). Momenty sil před těžištní rovinou (v kladné části osy ζ , mezi těžištní rovinou a řemenicí) směřují ve směru ramene kliky, momenty na druhé straně těžištní roviny proti ramenu kliky. Po sečtení takto sklopených momentů je třeba výsledný moment otočit zpět, aby byl správně orientován. Tento postup ukazuje obr. 3.7. Sklopené momenty jsou na obrázku označeny čárkou.



Obr. 3.7 Grafický součet sklopených momentů setrvačných sil rotačních hmot



Početně lze vyjádřit momenty setrvačných sil rotačních hmot k osám η a ζ a z těchto určit výsledný moment. Při $\alpha = 0^\circ$ platí pro moment setrvačných sil rotačních hmot k ose η $M_{R\eta}$ [Nm] a moment setrvačných sil rotačních hmot k ose ζ $M_{R\zeta}$ [Nm] vztahy:

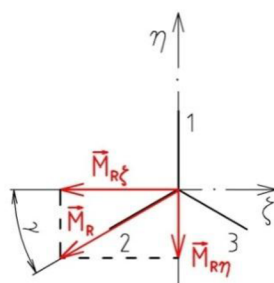
$$M_{R\eta} = 0 + 0 - S_{R3}b \cos 30^\circ = -S_{R3}b \cos 30^\circ, \quad (96)$$

$$M_{R\zeta} = -S_{R1}b + 0 - S_{R3}b \sin 30^\circ = -S_{R1}b - 0,5bS_{R3}. \quad (97)$$

Pro velikost vektoru momentu setrvačných sil rotačních hmot M_R [Nm] pak platí:

$$M_R = \sqrt{M_{R\eta}^2 + M_{R\zeta}^2} = \sqrt{3}m_R r \omega^2 b. \quad (98)$$

Úhel sklonu vektoru M_R v těžištní rovině při $\alpha = 0^\circ$ lze vyčíslit pomocí goniometrických funkcí po načrtnutí vektorů $M_{R\eta}$ a $M_{R\zeta}$ do této roviny. Vyčíslíme například úhel γ [°] dle následujícího obrázku.



Obr. 3.8 Úhel sklonu vektoru momentu setrvačných sil rotačních hmot

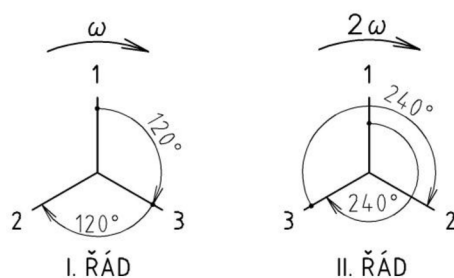
Pro vyčíslení bude použito velikostí momentů $M_{R\zeta}$ a $M_{R\eta}$. Vztahy (97) a (98) je možné pro tento účel zjednodušit vydělením ramenem b a silami S_{R1} a S_{R3} , které jsou si rovny, viz(90). Pro úhel γ [°] pak platí:

$$\gamma = \arctg \frac{-\cos 30^\circ}{-1,5} = 30^\circ. \quad (99)$$

Pro složky momentu setrvačných sil rotačních hmot k osám ζ a η v závislosti na úhlu natočení KH α platí vztahy:

$$M_{R\zeta} = M_R \sin(\alpha + 240), \quad (100)$$

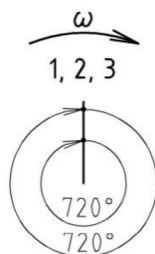
$$M_{R\eta} = M_R \cos(\alpha + 240). \quad (101)$$



Obr. 3.9 Kliková hvězdice prvního a druhého řádu



Při vyšetřování účinků setrvačných sil posuvných hmot se při analytických výpočtech pracuje s jejich harmonickými složkami. Síly působí v rovině os válců (svislé rovině). Podobně jako v případě setrvačných sil rotačních hmot lze postupovat graficky. Pro tento účel se zavádějí myšlené klikové hřídele a je třeba využívat vždy klikovou hvězdici odpovídajícího řádu. Úhly mezi jednotlivými zalomeními KH klikové hvězdice řádu κ jsou κ násobkem úhlů klikové hvězdice prvního řádu, tedy skutečné klikové hvězdice. Na obr. 3.9 je naznačena kliková hvězdice druhého řádu, která má dvakrát větší úhly mezi zalomeními. Do klikové hvězdice se ve směru jednotlivých zalomení zakreslí vektory setrvačných sil daného řádu. Velikost vektorů odpovídá maximální velikosti setrvačné síly daného řádu, aktuální velikost je dána průmětem do osy η (svislé roviny). Síly je možné graficky sčítat pomocí klikové hvězdice odpovídajícího řádu, výsledkem pro danou polohu kliky je průmět výsledného vektoru do osy η (svislé roviny), maximum je velikost toho vektoru. Protože setrvačné síly posuvných hmot všech válců jsou dle uvažovaných předpokladů stejné (pouze fázově posunuté), je vektorový součet sil v pravidelné klikové hvězdici stejně jako v případě setrvačných sil rotačních hmot roven nule (uzavřený obrazec). Pokud je tedy kliková hvězdice daného řádu pravidelná, je součet setrvačných sil posuvných hmot tohoto řádu roven nule, tedy setrvačné síly posuvných hmot tohoto řádu jsou přirozeně vyváženy. [1], [3], [5], [6]



Obr. 3.10 Kliková hvězdice šestého řádu

Řadové motory s lichým počtem válců a pravidelnými rozestupy zapalování (vznětů) mají přirozeně vyvážené setrvačné síly všech řádů, kromě řádů, které jsou celočíselným násobkem dvojnásobku počtu válců. Tedy tříválcový řadový motor má nevyvážené setrvačné síly posuvných hmot řádů 6, 12, 18, ... Klikové hvězdice těchto řádů jsou stejné jako kliková hvězdice 6. řádu na obr. 3.10. Z klikové hvězdice je patrné, že se účinky setrvačných sil posuvných hmot těchto řádů sčítají, tedy velikost setrvačné síly posuvných hmot 6. řádu je trojnásobkem setrvačné síly posuvných hmot 6. řádu klikového mechanismu jednoho válce. Obdobně pak toto platí pro další řády se stejnou klikovou hvězdici. [1]

V textu jsou uvažovány pouze první dvě harmonické složky setrvačných sil posuvných hmot, ty jsou přirozeně vyváženy.

Početně lze pro setrvačnou sílu posuvných hmot prvního řádu S_{pI} [N] s využitím vztahu 0 nahoře psát:

$$S_{pI} = S_{pI,1} + S_{pI,2} + S_{pI,3} , \quad (102)$$

$$S_{pI} = m_p r \omega^2 \cos \alpha + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 240^\circ) + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 120^\circ) , \quad (103)$$

$$S_{pI} = m_p r \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 240^\circ) + \cos(\alpha + 120^\circ)] , \quad (104)$$

kde $S_{pI,1}$, $S_{pI,2}$ a $S_{pI,3}$ [N] jsou setrvačné síly posuvných hmot prvního řádu jednotlivých válců. Přičtené úhly popisují vzájemné fázové posunutí jednotlivých zalomení KH. Protože platí:



$$\cos \alpha + \cos(\alpha + 240^\circ) + \cos(\alpha + 120^\circ) = 0, \quad (105)$$

tak:

$$S_{PI} = 0. \quad (106)$$

Obdobně pro setrvačnou sílu posuvných hmot druhého řádu s využitím vztahu (81) platí:

$$S_{PII} = S_{PII,1} + S_{PII,2} + S_{PII,3}, \quad (107)$$

$$S_{PII} = m_p r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha + m_p r \omega^2 \lambda \cos 2(\alpha + 240^\circ) + m_p r \omega^2 \lambda \cos 2(\alpha + 120^\circ), \quad (108)$$

$$S_{PII} = m_p r \omega^2 \lambda [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 240^\circ) + \cos 2(\alpha + 120^\circ)], \quad (109)$$

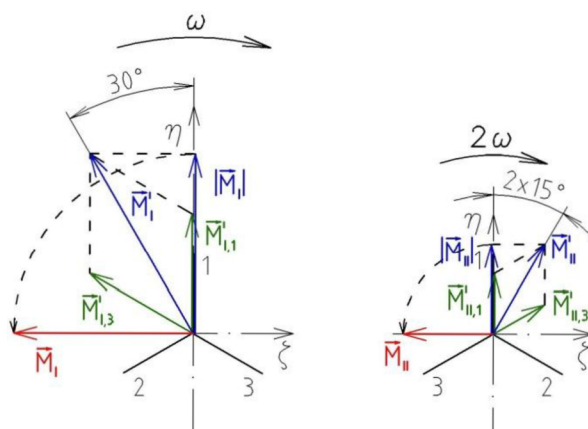
kde $S_{PII,1}$, $S_{PII,2}$ a $S_{PII,3}$ [N] jsou setrvačné síly posuvných hmot druhého řádu jednotlivých válců. Platí:

$$\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 240^\circ) + \cos 2(\alpha + 120^\circ) = 0, \quad (110)$$

takže:

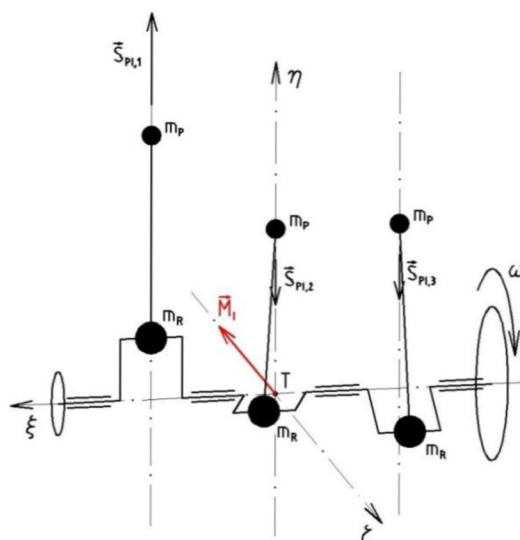
$$S_{PII} = 0. \quad (111)$$

Součet setrvačných sil posuvných hmot prvního a druhého řádu je nulový, tyto síly však způsobují (podobně jako setrvačné síly rotačních hmot) podélné momenty. Na rozdíl od podélného momentu setrvačných sil rotačních hmot, který má při neměnných otáčkách KH stálou velikost a otáčí se společně s klikovým hřídelem, působí momenty setrvačných sil posuvných hmot stále v rovině os válců (svislé rovině) a mění svoji velikost i smysl. Stejně jako v předchozím textu bude nejprve uvedeno grafické řešení. Postup je podobný jako při řešení momentu setrvačných sil rotačních hmot. Do klikové hvězdice daného řádu se zakreslí momentové vektory setrvačných sil posuvných hmot jednotlivých válců ve směru příslušného zalomení. Velikost těchto vektorů odpovídá součinu maximální velikosti setrvačné síly posuvných hmot daného řádu a vzdálenosti osy válce od těžištní roviny. Vektory momentů setrvačných sil posuvných hmot válců ležících před těžištní rovinou (v kladné části osy ζ , mezi těžištní rovinou a řemenicí) směřují ve směru ramena kliky, vektory momentů válců za těžištní rovinou proti směru ramene kliky. Velikost výsledného momentového vektoru (grafický součet) odpovídá maximální velikosti momentu setrvačných sil posuvných hmot daného řádu. Aktuální velikost v závislosti na úhlu natočení KH je dána průmětem tohoto vektoru do osy η (roviny os válců, svislé roviny). Pro skutečné zobrazení působení vektoru momentu setrvačných sil posuvných hmot daného řádu je třeba otočit tento průmět při pohledu na klikovou hvězdici (proti ose ζ) doleva o 90° . Grafické řešení momentů setrvačných sil posuvných hmot prvního a druhého řádu M_I [Nm] a M_{II} [Nm] je na následující obrázku. Pomocné vektory, jejichž poloha nebo velikost neodpovídá skutečnosti, jsou označeny čárkou. Vektory charakterizující velikosti momentů setrvačných sil posuvných hmot čárkou označeny nejsou, jsou označeny jako velikost závorkou. [5]

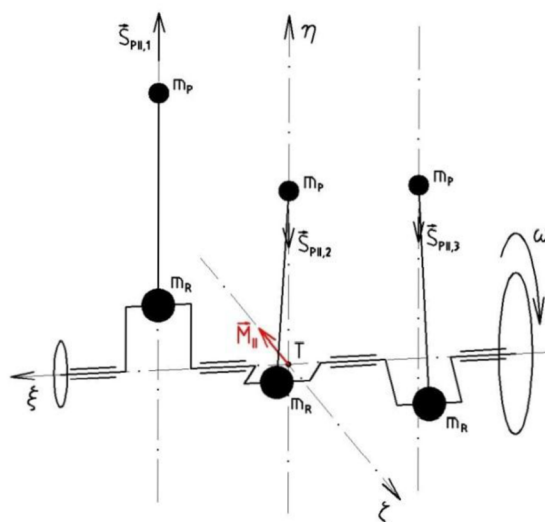


Obr. 3.11 Grafické řešení momentů setrvačných sil posuvných hmot prvního a druhého řádu

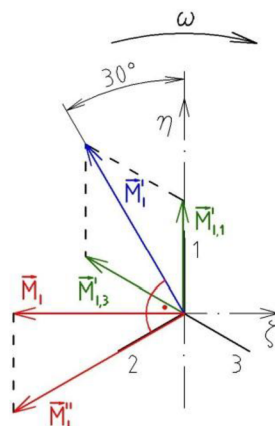
V prostoru je působení momentů setrvačných sil posuvných hmot prvního a druhého řádu znázorněno na obr. 3.12 a obr. 3.13.



Obr. 3.12 Moment setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu



Obr. 3.13 Moment setrvačných sil posuvných hmot druhého řádu



Obr. 3.14 Moment setrvačných sil rotačních hmot prvního řádu jako průmět rotujícího vektoru

Lepší představu poskytuje prvotní otočení grafického součtu momentových vektorů doleva o 90° a jeho následné promítnutí do osy ζ (vodorovné roviny). Tento postup pro moment setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu ukazuje obr. 3.14. Takto si lze představit, že vektor \vec{M}_I (výsledek grafického součtu momentových vektorů momentů setrvačných sil jednotlivých válců otočený doleva o 90°) se otáčí spolu s klikovou hvězdicí a aktuální velikost a směr vektoru momentu setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu \vec{M}_I jsou dány jeho průmětem do osy ζ (vodorovné roviny). Ve vodorovné rovině tento moment nepůsobí a tuto složku je nutné neuvažovat. Z uvedeného je dobře vidět, že moment M_I je „ve fázi“ s momentem M_R a jejich maximum a minimum ve svislé rovině nastane při stejném úhlu natočení KH (viz obr. 3.5).

Početně pro moment setrvačné síly posuvných hmot prvního řádu M_I platí:

$$M_I = M_{I,1} + M_{I,2} + M_{I,3}, \quad (112)$$

$$M_I = -S_{PI,1}b + S_{PI,2}0 + S_{PI,3}b, \quad (113)$$

$$M_I = -bm_p r \omega^2 \cos \alpha + 0 + bm_p r \omega^2 \cos(\alpha + 120^\circ), \quad (114)$$

$$M_I = bm_p r \omega^2 [\cos(\alpha + 120^\circ) - \cos \alpha], \quad (115)$$

kde $M_{I,1}$, $M_{I,2}$ a $M_{I,3}$ [Nm] jsou momenty setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu jednotlivých válců. S využitím vzorce $\cos x - \cos y = -2 \sin \frac{x+y}{2} \sin \frac{x-y}{2}$ [2] je možné výsledný vztah zjednodušit:

$$M_I = -\sqrt{3}bm_p r \omega^2 \sin(\alpha + 60^\circ), \quad (116)$$

Podobně pro moment setrvačné síly posuvných hmot druhého řádu M_{II} platí:

$$M_{II} = M_{II,1} + M_{II,2} + M_{II,3}, \quad (117)$$

$$M_{II} = -S_{PII,1}b + S_{PII,2}0 + S_{PII,3}b, \quad (118)$$

$$M_{II} = -bm_p r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha + 0 + bm_p r \omega^2 \lambda \cos 2(\alpha + 120^\circ), \quad (119)$$

$$M_{II} = bm_p r \omega^2 \lambda [\cos 2(\alpha + 120^\circ) - \cos 2\alpha], \quad (120)$$



kde $M_{II,1}$, $M_{II,2}$ a $M_{II,3}$ [Nm] jsou momenty setrvačných sil posuvných hmot druhého řádu jednotlivých válců. Výsledný vztah je opět možné zjednodušit:

$$M_{II} = -\sqrt{3}bm_p r \omega^2 \lambda \sin 2(\alpha + 60^\circ) . \quad (121)$$

Rovněž setrvačné momenty od kývání ojnic (kompenzační momenty) se u řadových motorů sčítají. I tento součet lze provést graficky. Stejně jako při řešení momentů setrvačných sil posuvných hmot i v tomto případě se při analytických výpočtech uvažují harmonické složky samostatně. Kompenzační momenty všech ojnic mají dle předpokladů v úvodu stejnou velikost, jsou vůči sobě pouze fázově posunuty. Grafické řešení se provede podobně jako v předchozích případech. Maximální velikosti jednotlivých momentů daného řádu se zakreslí ve směru příslušného zalomení klikové hvězdice téhož řádu a tyto se sečtou. Pokud kliková hvězdice daného řádu tvoří pravidelnou hvězdicí, je součet momentů tohoto řádu nulový a kompenzační moment ojnic tohoto řádu je přirozeně vyvážen (jednotlivé momenty se navenek navzájem vyruší). Pro řadové motory s lichým počtem válců a pravidelným rozestupem zapalování (vznětů) platí, že všechny harmonické složky řádů $(2k - 1) \cdot$ počet válců motoru, kde k je celé číslo, jsou nevyváženy. V těchto případech se harmonické složky kompenzačních momentů sčítají. Všechny ostatní harmonické složky jsou přirozeně vyváženy. [1]

Početně pro uvažované první dvě harmonické složky kompenzačního momentu ΔM_{OI} [Nm] a ΔM_{OIII} [Nm] platí vztahy:

$$\Delta M_{OI} = \Delta M_{OI,1} + \Delta M_{OI,2} + \Delta M_{OI,3} , \quad (122)$$

$$\begin{aligned} \Delta M_{OI} = \Delta I_O \omega^2 \lambda \left(1 + \frac{1}{8} \lambda^2\right) \sin \alpha + \Delta I_O \omega^2 \lambda \left(1 + \frac{1}{8} \lambda^2\right) \sin(\alpha + 240^\circ) \\ + \Delta I_O \omega^2 \lambda \left(1 + \frac{1}{8} \lambda^2\right) \sin(\alpha + 120^\circ) , \end{aligned} \quad (123)$$

$$\Delta M_{OI} = \Delta I_O \omega^2 \lambda \left(1 + \frac{1}{8} \lambda^2\right) [\sin \alpha + \sin(\alpha + 240^\circ) + \sin(\alpha + 120^\circ)] , \quad (124)$$

kde $\Delta M_{OI,1}$, $\Delta M_{OI,2}$ a $\Delta M_{OI,3}$ [Nm] jsou první harmonické složky kompenzačních momentů jednotlivých ojnic.

Protože platí:

$$\sin \alpha + \sin(\alpha + 240^\circ) + \sin(\alpha + 120^\circ) = 0 , \quad (125)$$

tak:

$$\Delta M_{OI} = 0 . \quad (126)$$

$$\Delta M_{OIII} = \Delta M_{OIII,1} + \Delta M_{OIII,2} + \Delta M_{OIII,3} , \quad (127)$$

$$\begin{aligned} \Delta M_{OIII} = -\Delta I_O \omega^2 \lambda^3 \frac{3}{8} \sin 3\alpha - \Delta I_O \omega^2 \lambda^3 \frac{3}{8} \sin 3(\alpha + 240^\circ) \\ - \Delta I_O \omega^2 \lambda^3 \frac{3}{8} \sin 3(\alpha + 120^\circ) , \end{aligned} \quad (128)$$



$$\Delta M_{OIII} = -\Delta I_O \omega^2 \lambda^3 \frac{3}{8} [\sin 3\alpha + \sin 3(\alpha + 240^\circ) + \sin 3(\alpha + 120^\circ)], \quad (129)$$

kde $\Delta M_{OIII,1}$, $\Delta M_{OIII,2}$ a $\Delta M_{OIII,3}$ [Nm] jsou třetí harmonické složky kompenzačních momentů jednotlivých ojníc. Protože platí:

$$\sin 3\alpha + \sin 3(\alpha + 240^\circ) + \sin 3(\alpha + 120^\circ) = 3 \sin 3\alpha, \quad (130)$$

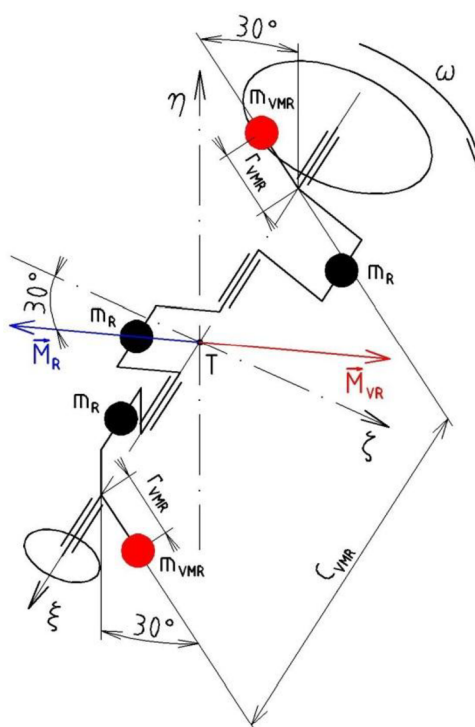
tak pro ΔM_{OIII} platí vztah:

$$\Delta M_{OIII} = -1,125 \Delta I_O \omega^2 \lambda^3 \sin 3\alpha. \quad (131)$$

Grafy průběhů uvažovaných volných momentů v závislosti na otočení KH jsou uvedeny pro konkrétní klikový mechanismus tříválnového řadového motoru v bodě 5.

3.2 VYVAŽOVÁNÍ TŘÍVÁLCOVÉHO MOTORU

Jak bylo probráno výše, volné setrvačné síly se u tříválnového řadového motoru při uvažování pouze prvních dvou harmonických složek setrvačných sil posuvných hmot nevyskytují. K vyvažování volných momentů setrvačných sil rotačních hmot je možné použít dvou přístupů. Buď se vyvolá moment opačného smyslu tak, aby zmenšoval (nebo zcela odstraňoval) účinek volného momentu (momentové vyvážení), nebo se vyváží přímo síly způsobující tento moment (silové vyvážení). Volný moment setrvačných sil rotačních hmot má stálou velikost (závislou na otáčkách KH) a otáčí se spolu s KH, lze jej tedy úplně vyvážit vývažky na KH. Při silovém vyvážení se vyváží rotační hmota každého zalomení zvlášť, stejně jako u jednoválnového motoru. Nevýhodou tohoto řešení je velký počet protizávaží, ta zvyšují moment setrvačnosti a hmotnost KH [1]. Pro momentové vyvážení se vývažky umístí do roviny působení M_R tak, aby moment vývažků působil proti M_R , viz obr. 3.15.



Obr. 3.15 Momentové vyvážení momentu setrvačných sil rotačních hmot



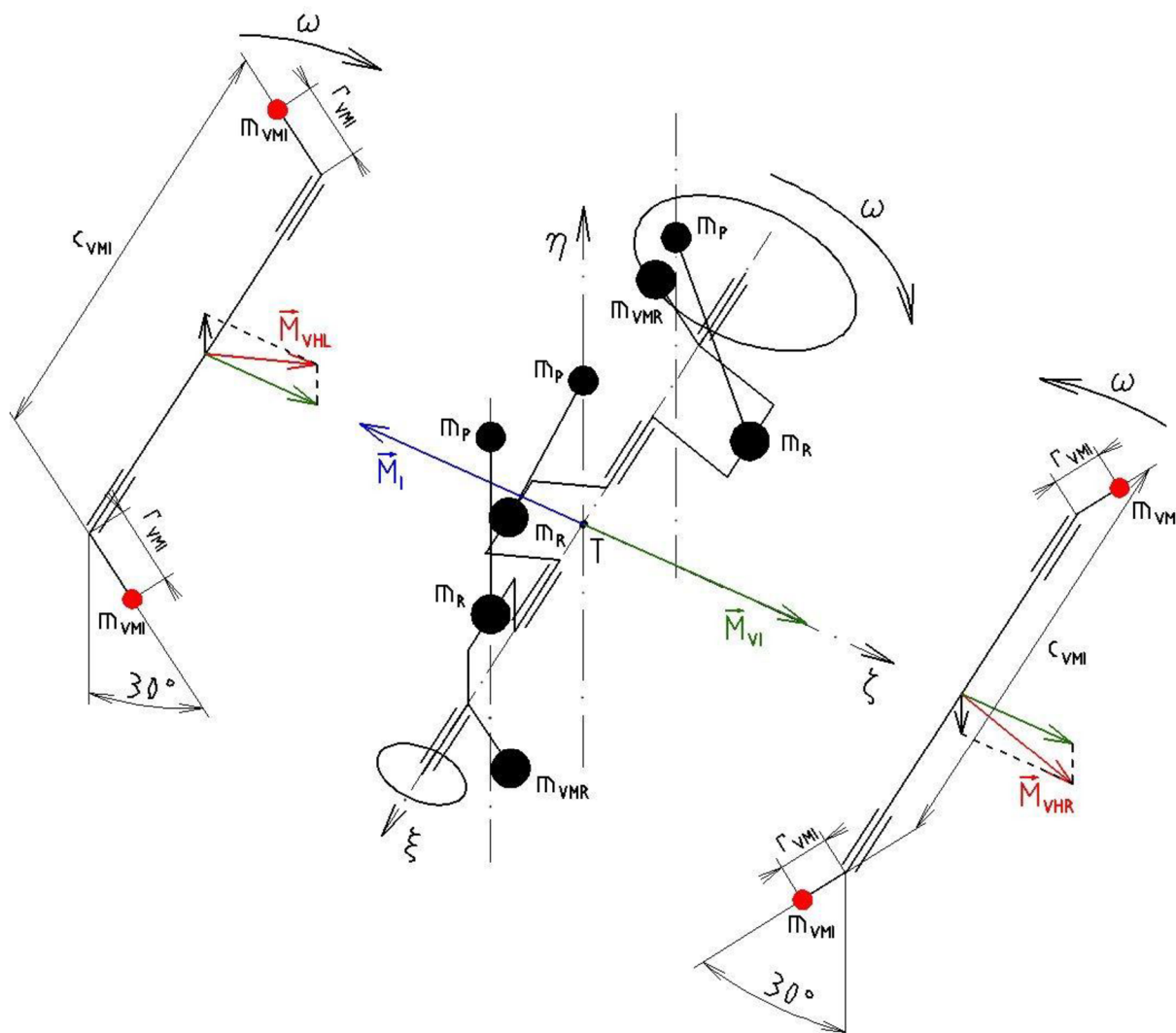
Je výhodné umísťovať vývažky čo najďalej od ťžištní roviny, pak mohou mít menší hmotnost. Zpravidla se umísťují na vnější ramena krajních zalomení KH (jako na obrázku), případně na setrvačnik a kolo pro pohon rozvodu nebo na řemenici pro pohon příslušenství. Je třeba, aby ťžištně KH s vývažky leželo v ose otáčení, jinak by vznikala volná setrvačná síla otáčející se s KH. Pro úplné momentové vyvážení momentu setrvačných sil rotačních hmot podle obr. 3.15 musí pro velikost momentu vyvažujícího moment setrvačných sil rotačních hmot M_{VR} [Nm] platit:

$$M_{VR} = M_R, \quad (132)$$

$$m_{VMR}r_{VMR}\omega^2c_{VMR} = \sqrt{3}m_Rr\omega^2b, \quad (133)$$

$$m_{VMR}r_{VMR}c_{VMR} = \sqrt{3}m_Rrb, \quad (134)$$

kde m_{VMR} [kg] je hmotnost vývažku momentu setrvačných sil rotačních hmot, r_{VMR} [m] je vzdálenost ťžištně tohoto vývažku od osy otáčení KH a c_{VMR} [m] je vzdálenost mezi oběma vývažky ve směru osy otáčení KH (osy ζ). Existují i jiné způsoby uspořádání vývažků, například kombinace obou možností vyvažování, tedy částečné silové a částečné momentové vyvážení.



Obr. 3.16 Vyvážení momentu setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu pomocí dvou protiběžných momentově nevyvážených hřídelů



Vyvážení momentu setrvačných sil posuvných hmot nelze provést pouze pomocí vývažků na klikovém hřídeli. Problém je podobný jako v případě setrvačné síly posuvných hmot jednoválcového motoru. Harmonické složky momentu setrvačných sil posuvných hmot se uvažují samostatně. Tyto složky působí v rovině os válců (svislá rovina) a mají v závislosti na úhlu natočení KH sinusový průběh. K úplnému vyvážení dané harmonické složky je tedy nutné dosáhnout stejného sinusového průběhu momentu v opačném směru. Toho lze docílit pomocí momentově nevyváženého hřídele s frekvencí otáčení odpovídající příslušné harmonické složce. Rovina působení momentu takového hřídele se však otáčí spolu s ním, takže moment nepůsobí pouze ve svislé rovině. To je možné odstranit použitím dvou protiběžných hřídelů tak, že se složky jejich momentů ve vodorovné rovině navzájem ruší (tato složka jejich vektorového součtu je nulová). Vyvážení první harmonické složky momentu setrvačných sil posuvných hmot pomocí dvou protiběžných vyvažovacích hřídelů ukazuje obr. 3.16. Roviny vývažků vyvažovacích hřídelů musí být vzhledem ke KH fázově posunuty tak, aby součet jimi působených momentů byl „v protifázi“ k momentu M_I . Svislého postavení musí tedy roviny vývažků vyvažovacích hřídelů dosáhnout při úhlu natočení $\alpha = 30^\circ$ (viz obr. 3.11, obr. 3.14 a průběhy v bodě 5). K úplnému vyvážení první harmonické složky momentu setrvačných sil posuvných hmot M_I musí pro velikost vyvažovacího momentu M_{VI} [Nm] platit:

$$M_{VI} = M_I . \quad (135)$$

Momenty vyvažovacích hřídelů M_{VHL} [Nm] a M_{VHR} [Nm] musejí mít poloviční velikost maxima momentu M_I . Z tohoto předpokladu je možné určit velikost vývažků na vyvažovacích hřídelích. Pro uspořádání dle obr. 3.16 musí být pro úplné vyvážení splněno:

$$M_{VHL} = M_{VHR} = \frac{\max(M_I)}{2} , \quad (136)$$

$$2c_{VMI}m_{VMI}r_{VMI}\omega^2 = \sqrt{3}bm_p r \omega^2 , \quad (137)$$

$$c_{VMI}m_{VMI}r_{VMI} = \frac{\sqrt{3}}{2}bm_p r , \quad (138)$$

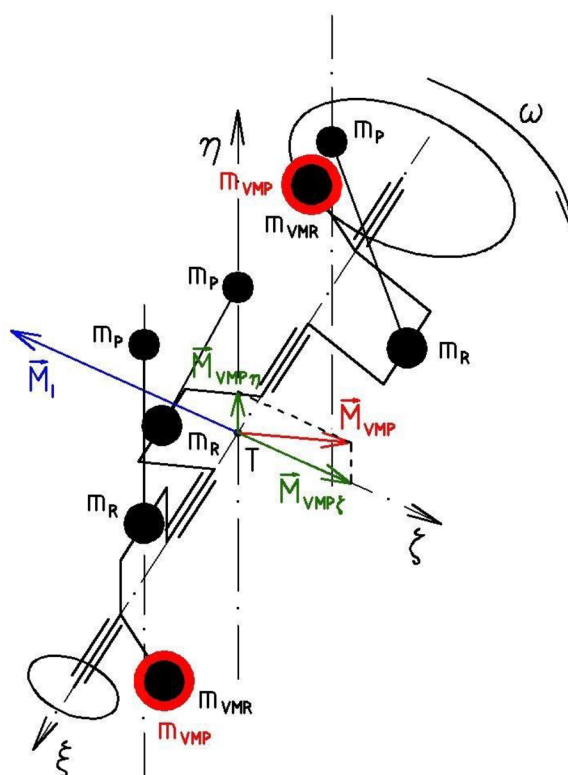
kde M_{VHL} [Nm] je velikost momentu levého vyvažovacího hřídele, M_{VHR} [Nm] velikost momentu pravého vyvažovacího hřídele, m_{VMI} [kg] hmotnost vývažků, r_{VMI} [m] poloměr umístění těžišť vývažků a c_{VMI} [m] vzdálenost vývažků ve směru osy otáčení (osy ζ).

Obdobně by pomocí dvou vyvažovacích hřídelů s vyšší frekvencí otáčení bylo možné vyvažovat harmonické složky vyšších řádů. V praxi se souběžný vyvažovací hřídel vyvažující moment setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu z důvodu zjednodušení konstrukce ztotožňuje s klikovým hřídelem. Prostorové rozmístění vývažků nemusí být na obou hřídelích stejné, proto aby nevznikal moment ve vodorovné rovině je ale nutné, aby momenty obou vyvažovacích hřídelů byly stejně velké. V případě ztotožnění souběžného vyvažovacího hřídele s KH je rovina vývažků a jejich poloha vůči ose otáčení totožná s rovinou vývažků momentu setrvačných sil rotačních hmot. Je nutné nejprve uvažovat úplné vyvážení momentu M_R , protože moment M_{VHL} (uvažujme situaci dle obrázku 3.16, levý vyvažovací hřídel ztotožněn s KH) je dán rozdílem velikostí celkového momentu vyvolaného momentovým nevyvážením KH a momentu setrvačných sil rotačních hmot. Pokud by moment setrvačných sil rotačních hmot nebyl vůbec vyvažován (uvažováno pouze pro dokreslení problematiky) a souběžný vyvažovací hřídel by byl ztotožněn s KH, pak by se velká část (případně celý) moment M_{VHL} využil právě na vyvážení momentu setrvačných sil rotačních hmot, tedy vlastně



by se jeho část (nebo celek) stala momentem M_{VR} a moment M_{VHL} by byl o tuto zmenšen, nebo by byla jeho velikost nulová.

Podobně jako v případě setrvačné síly posuvných hmot prvního řádu jednoválcového motoru lze přesunout část momentu setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu do kolmé roviny pouze pomocí vývažků na KH. Je to nejjednodušší způsob snížení velikosti momentu M_I . Dále bude uvažován klikový mechanismus se zcela momentově vyváženým momentem setrvačných sil rotačních hmot. Pokud se zvětší hmotnost vývažků momentu setrvačných sil rotačních hmot m_{VMR} o hmotnost m_{VMP} [kg], způsobí tato přidaná hmotnost moment M_{VMP} [Nm]. Tento moment se otáčí spolu s KH a jeho složka působící ve svislé rovině (rovině os válců) $M_{VMP\xi}$ [Nm] působí proti momentu M_I a zmenšuje tak jeho účinek. Složka působící ve vodorovné rovině $M_{VMP\eta}$ [Nm] zůstává volná. Tento způsob zmenšení momentu setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu využívají některé automobilové a motocyklové motory, ukazuje ho obr. 3.17.



Obr. 3.17 Přesunutí části momentu setrvačných sil posuvných hmot do kolmé roviny

Přidavné setrvačné momenty od kývání ojníc mají podružný význam a zpravidla se jejich vyvažování neprovádí [5]. Při konstrukci ojnice je snahou dosáhnout co nejnižší (pokud možno nulové) hodnoty ΔI_O , to má za následek malou velikost těchto momentů, případně jejich úplné zneškodnění.

K dobrému vyvážení mechanismu nestačí pouze vhodná konstrukce. Vlivem tvarových a hmotnostních úchylek (výroba, nestejnomyšlnost materiálu) a deformací za provozu je vyvážení porušeno. Proto je třeba vyvažovat i samotné součásti, případně je třídit do skupin s podobnou hmotností. Citlivost na rozdíly v hmotnostech součástí stoupá s otáčkami motoru. [1], [3]



4 CÍLE PRÁCE, ŘEŠENÝ KLIKOVÝ MECHANISMUS

Cílem práce je provést rozbor nevyváženosti a kontrolu navrženého způsobu vyvážení zadaného klikového mechanismu. Dalším cílem je srovnání výsledků zjednodušeného analytického modelu a podrobnějšího MBS modelu. Požadováno je i zjištění minimálních vzdáleností mezi součástmi mechanismu.



Obr. 4.1 Řešený klikový mechanismus

Řešeným mechanismem je klikový mechanismus tříválcového řadového vznětového traktorového motoru s pořadím vznětů 1-3-2 (KH se otáčí doprava). Na obr. 4.1 je vidět, že moment setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu je vyvážen jedním protiběžným vyvažovacím hřídelem a vývažky na KH (vývažek na setrvačnicku a nálitek na řemenici, nálitek není na obr. vidět). Hlavní rozměry klikového mechanismu a některé parametry motoru jsou v následující tabulce.

Tab. 1 Parametry klikového mechanismu

Vrtání válce	D	[mm]	105
Zdvih pístu	Z	[mm]	120
Poloměr (rameno) kliky	r	[mm]	60
Délka ojnice	l	[mm]	215
Klikový poměr	λ	[-]	0,279
Excentricita	e	[mm]	0,5
Excentrický poměr	λ_e	[-]	0,023
Rozteč válců	b	[mm]	136
Jmenovité otáčky	n_j	[min ⁻¹]	2 200
Přeběhové otáčky	n_{max}	[min ⁻¹]	2 460



Model mechanismu byl dodán jako sestava ve formátu step. V sestavě jsou jednotlivá objemová tělesa v pozici, ve které byl vytvořen step soubor. Tělesa nejsou navzájem zavazbena a kromě názvu a geometrie neobsahují žádnou další informaci. Model byl zpracováván v programu PTC Creo Parametric 2.0. Po importování modelu je možné celou sestavu uložit tak, že jsou jednotlivé součásti uloženy ve formátu prt, se kterým pracuje Creo. Takto uloženým součástem byly přiřazeny hustoty dle materiálu. Všechny součásti modelu kromě klikového hřídele, setrvačnicku, pouzdra v oku ojnice a pístu jsou ocelové nebo z oceli na odlitky. Výstelka pánví ojnicích ložisek je zanedbána a tyto jsou uvažovány jako ocelové. Dále je počítáno s hustotou oceli $7\,850\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, to platí i pro hustotu oceli na odlitky. Klikový hřídel je odlitek z tvárné litiny (litiny s kuličkovým grafitem), zvolená hustota je $7\,200\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ [7]. Setrvačnick je odlitek ze šedé litiny (litiny s lupínkovým grafitem), hustota je volena taktéž $7\,200\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ [7]. Pouzdro v oku ojnice je bronzové, hustota volena $8\,400\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ [8]. Materiál držáků vyvažovacího hřídele nemá vliv na dynamiku klikového mechanismu. Při importu ložiskového pouzdra v oku ojnice se vyskytla chyba, ta podstatně zvětšuje jeho objem. Pouzdro proto bylo nahrazeno nově vymodelovaným, které zanedbává drážky pro rozvod oleje (zanedbána je i spára o šířce 0,12 mm). Vzniklý rozdíl v hmotnosti je nepatrný. Původní pouzdro je na obr. 4.2.



Obr. 4.2 Ložiskové pouzdro

Součástí modelu nejsou pístní kroužky a pojistné kroužky zajišťující pístní čep. Hmotnosti těchto součástí a hmotnost pístu byly zadány, jsou uvedeny v následující tabulce. Hmotnost pístního čepu je zjištěna z modelu.

Tab. 2 Hmotnosti součástí pístní skupiny

Píst	[g]	1 364,0
Pístní čep	[g]	582,2
1. těsnící kroužek	[g]	25,0
2. těsnící kroužek	[g]	18,9
Stírací kroužek	[g]	22,6
Pojistný kroužek	[g]	4,7



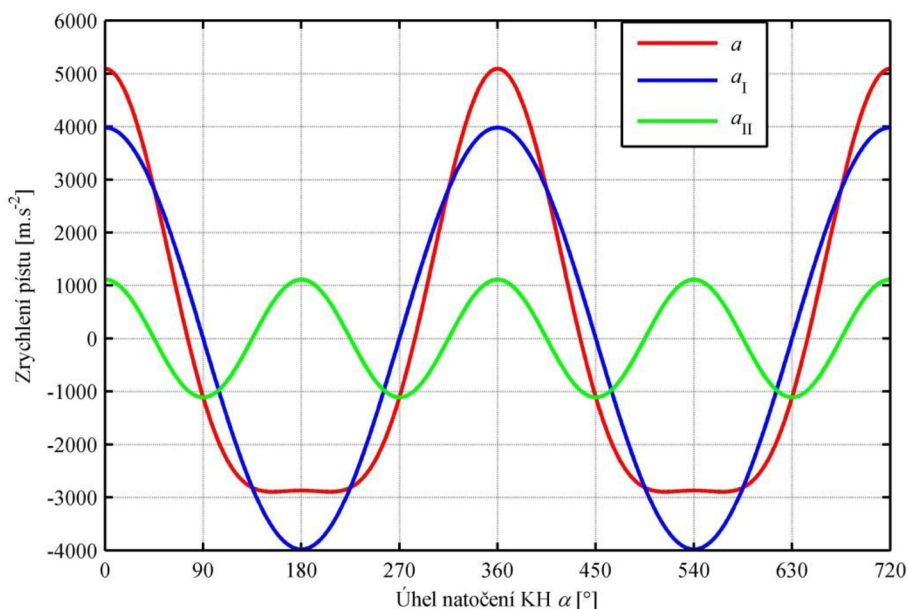
5 ANALYTICKÝ VÝPOČET

Výpočet je proveden pro nejnepříznivější stav z hlediska nevyváženosti – maximální (přeběhové) otáčky $n_{max} = 2\,460\text{ min}^{-1}$. Výpočtový model vychází z výše uvedených výpočtů, předpokladů a vztahů. **Excentricita je zanedbána** a výpočet se omezuje pouze na **první dvě harmonické složky** zrychlení, sil a momentů. Pro další výpočty je nutné znát průběh prvních dvou harmonických složek zrychlení pístu (posuvných hmot), tyto jsou počítány s využitím vztahů (27) a (28), celkové zrychlení je dáno jejich součtem. Průběh zrychlení pístu řešeného mechanismu s nulovou excentricitou je na obr. 5.1. Zrychlení ojnice ukazuje obr. 5.2, k výpočtu je využito vztahů (38) a (39). Výsledné zrychlení ojnice je dáno jejich součtem. Úhlová rychlost otáčení KH se zjistí ze vztahu:

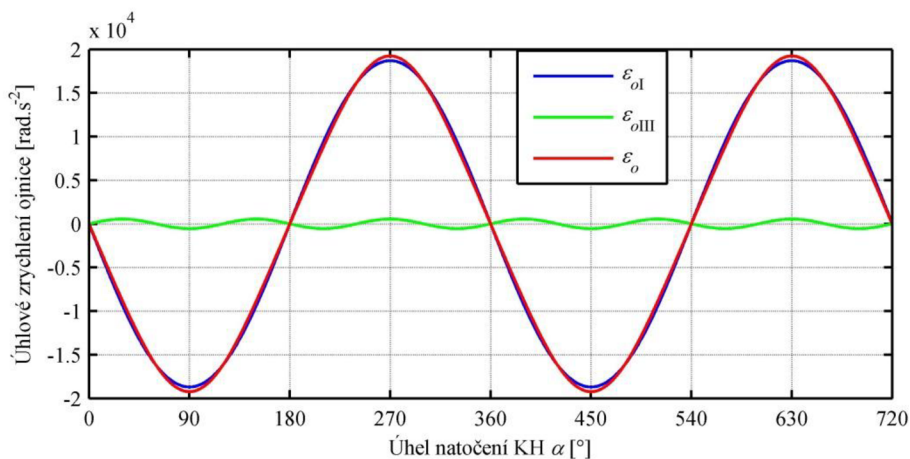
$$\omega = 2\pi n, \quad (139)$$

kde $n\text{ [s}^{-1}\text{]}$ jsou otáčky KH. Pro n_{max} je tedy úhlová rychlost otáčení KH:

$$\omega = 2\pi n_{max} = 2\pi \frac{2460}{60} \doteq 257,61\text{ rad.s}^{-1}. \quad (140)$$



Obr. 5.1 Zrychlení pístu řešeného mechanismu při n_{max}



Obr. 5.2 Úhlové zrychlení ojnice řešeného mechanismu při n_{max}



5.1 ROZBOR NEVYVÁŽENOSTI

Rozbor nevyváženosti je proveden tak, jako by byl mechanismus tvořen pouze ojnicemi a pístními skupinami. Protože je klikový a vyvažovací hřídel použit ke zmenšení (odstranění) nevyváženosti, jsou tyto považovány za nehmotné. K určení nevyváženosti je třeba zjistit hmotnosti posuvných a rotačních hmot. Posuvné hmoty jsou tvořeny pístní skupinou a částí hmoty ojnice, rotační hmoty pak zbylou částí ojnice, je tedy třeba provést redukci ojnice do dvou hmotných bodů (viz 2.1). Výpočtový model je shodný s modelem v bodě 3. Výpočet je prováděn s využitím programu MATLAB s krokem 1° otočení KH, skript DYN.m je součástí příloh.

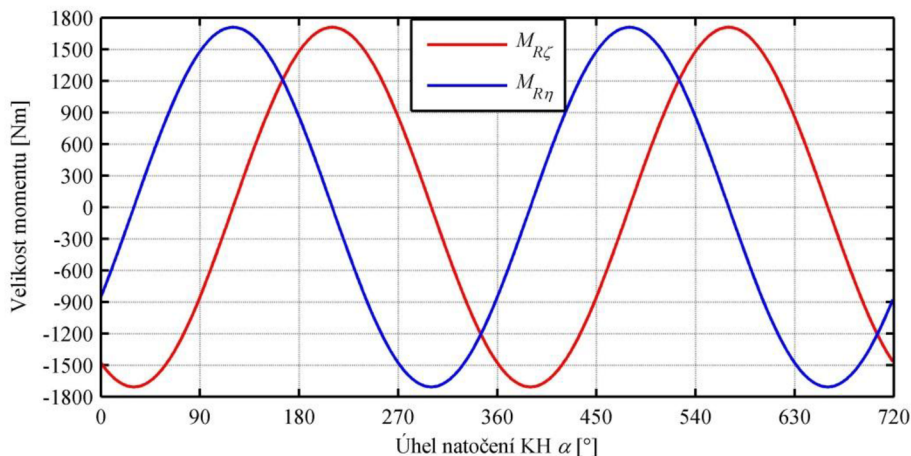


Obr. 5.3 Ojnice řešeného mechanismu

Po sestavení podsestavy ojnice byla zjištěna její hmotnost $m_O = 2\,744,7$ g, poloha těžiště a moment setrvačnosti k těžišti $I_O = 0,0285$ kg.m² a vzdálenost těžiště od osy klikového čepu $b_O = 72,34$ mm. Těžiště je ale navíc vyoseno ve směru materiálu přidaného na oku ojnice o 1,47 mm. Toto vyosení je v analytickém výpočtu zanedbáno. Z těchto hodnot jsou s využitím vztahů (67) a (65) zjištěny hmotnosti $m_{OP} = 923,5$ g a $m_{OR} = 1\,821,2$ g. Dále je pomocí vztahů (69) a (71) určen rozdíl v momentu setrvačnosti náhradní dvouhmotové soustavy a objemového 3D modelu ojnice k těžišti $\Delta I_O = -1,75 \cdot 10^{-4}$ kg.m².

Rotační hmota každé válcové jednotky je tvořena pouze rotační hmotou ojnice $m_R = m_{OR} = 1,8212$ kg. Posuvná hmota je dána součtem hmotnosti posuvné části hmoty ojnice m_{OP} a hmotnosti pístní skupiny m_{PS} . Hmotnost pístní skupiny je součtem hmotností jednotlivých součástí (tab. 2), pojistné kroužky jsou v pístní skupině dva. Hmotnost pístní skupiny je tedy $m_{PS} = 2,0221$ kg. Celková hmotnost posuvných hmot je pak $m_P = 2,9456$ kg.

Klikový hřídel řešeného mechanismu tvoří pravidelnou hvězdicí, setrvačné síly posuvných a rotačních hmot jsou přirozeně vyváženy. To neplatí pro momenty těchto sil. Závislost složek momentu setrvačných sil rotačních hmot k osám ζ a η na úhlu natočení KH ukazuje obr. 5.4. K výpočtu bylo užito vztahů (98), (100) a (101), zjištěná velikost momentu setrvačných sil rotačních hmot při n_{max} je $M_R = 1\,708,2$ Nm.

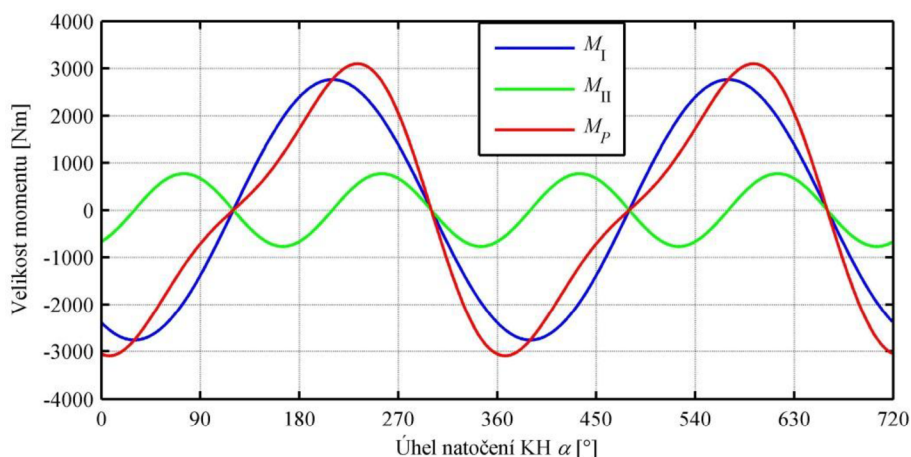


Obr. 5.4 Působení M_R ve vodorovné a svislé rovině v závislosti na úhlu natočení KH

Průběh prvních dvou harmonických složek momentu setrvačných sil posuvných hmot je zjištěn využitím vztahů (116) a (121). Moment setrvačných sil posuvných hmot M_P [Nm] je jejich součtem:

$$M_P \doteq M_I + M_{II} . \quad (141)$$

Průběh momentu setrvačných sil posuvných hmot a uvažovaných harmonických složek ukazuje obr. 5.5. Moment působí v rovině os válců. Maximální velikost momentu M_P je 3 097,8 Nm.



Obr. 5.5 Závislost velikosti momentu setrvačných sil posuvných hmot a jeho uvažovaných harmonických složek na úhlu natočení KH

Setrvačné síly posuvných hmot působí kromě volných podélných momentů také volné příčné momenty. Bude popsán pouze výpočet pro volný příčný klopný moment prvního válce $M_{PK,1}$ [Nm], klopné momenty zbylých dvou válců mají stejný průběh, jsou pouze fázově posunuty. Moment $M_{PK,1}$ je počítán dle upraveného vztahu (57), úprava spočívá pouze ve změně znaménka tak, aby byla dodržena znaménková konvence (k ose ζ). Pro příčný klopný moment prvního válce tedy platí:

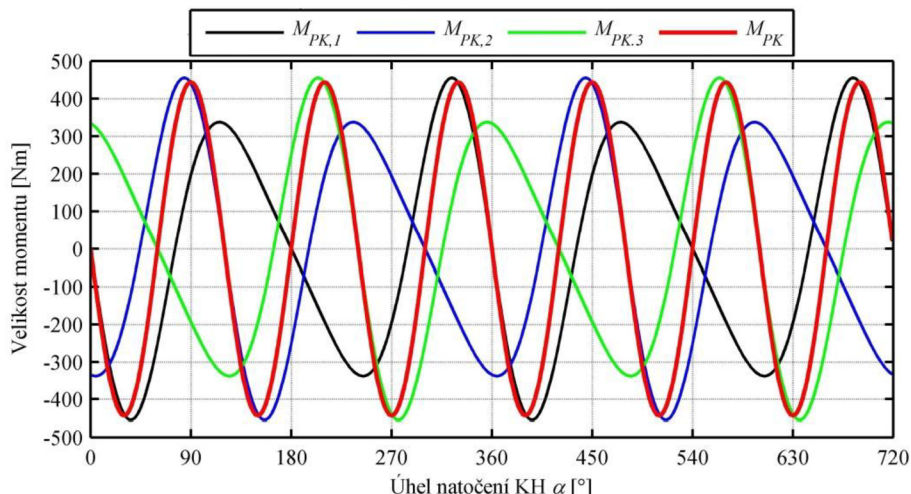
$$M_{PK,1} = -S_{P,1} \operatorname{tg}(\beta) b_{PN} . \quad (142)$$



Úhel odklonu ojnice β je počítán dle vztahu (29), setrvačná síla posuvných hmot prvního válce $S_{P,1}$ dle vztahu (52). K výpočtu vzdálenosti pístního čepu a osy otáčení KH b_{PN} není z důvodu vzniku nespojitostí využito vztahu (58), ale vztahu:

$$b_{PN} = r + l - s, \quad (143)$$

k výpočtu vzdálenosti pístního čepu od polohy v HÚ s je užito vztahu (1). Průběh příčných klopných momentů jednotlivých válců $M_{PK,1}$, $M_{PK,2}$, $M_{PK,3}$ a jejich součet M_{PK} v závislosti na úhlu natočení KH ukazuje obr. 5.6. Maximální velikost M_{PK} je 443,3 Nm.

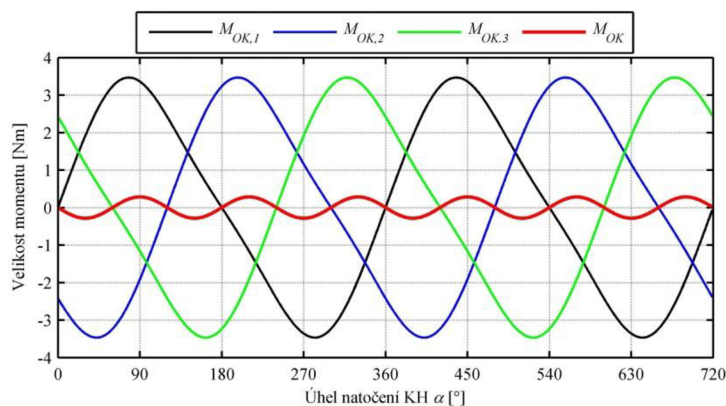


Obr. 5.6 Příčné klopné momenty setrvačných sil posuvných hmot

Kompenzační momenty ojnic (setrvačné momenty od kývání ojnic) zapříčiňují volné příčné klopné momenty $M_{OK,1}$, $M_{OK,2}$ a $M_{OK,3}$. Součtem těchto momentů je příčný klopný moment M_{OK} . Opět platí, že průběh všech tří dílčích momentů je stejný, fázově posunutý. Počítán je pouze moment $M_{OK,1}$ dle vztahu (74). Síla S_O je počítána ze vztahu (73). K výpočtu kompenzačního momentu ojnice je užito upraveného vztahu (72), úprava spočívá ve vynásobení -1 z důvodu dodržení znaménkové konvence:

$$\Delta M_O = \Delta I_O \varepsilon_O, \quad (144)$$

Vzdálenost pístního čepu a osy otáčení KH b_{PN} je počítána stejně jako v předchozím případě pomocí vztahu (143). Závislost M_{OK} na úhlu natočení KH ukazuje obr. 5.7, maximální velikost M_{OK} je 0,28 Nm.



Obr. 5.7 Závislost příčného klopného momentu od kývání ojnic na úhlu natočení KH

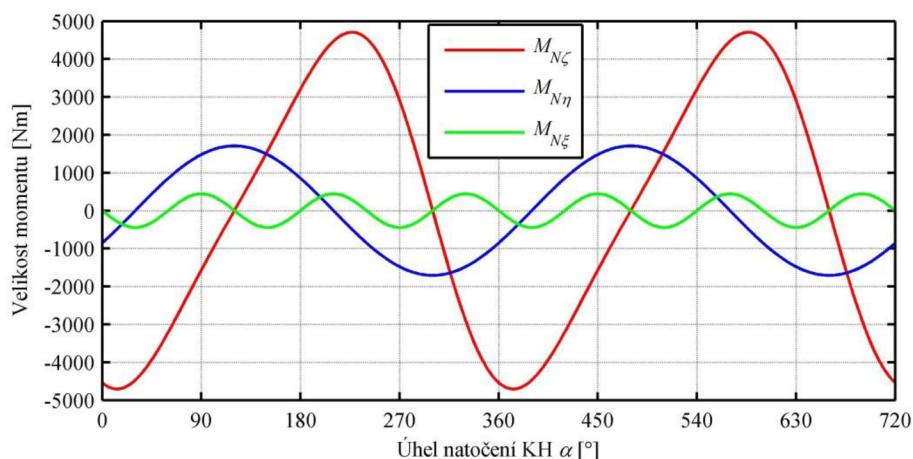


Momentová nevyváženost k jednotlivým osám souřadného systému (momenty $M_{N\zeta}$ [Nm], $M_{N\eta}$ [Nm] a $M_{N\xi}$ [Nm]) je dána součtem dílčích momentů k příslušným osám:

$$M_{N\zeta} = M_{R\zeta} + M_P, \quad (145)$$

$$M_{N\eta} = M_{R\eta}, \quad (146)$$

$$M_{N\xi} = M_{PK} + M_{OK}. \quad (147)$$

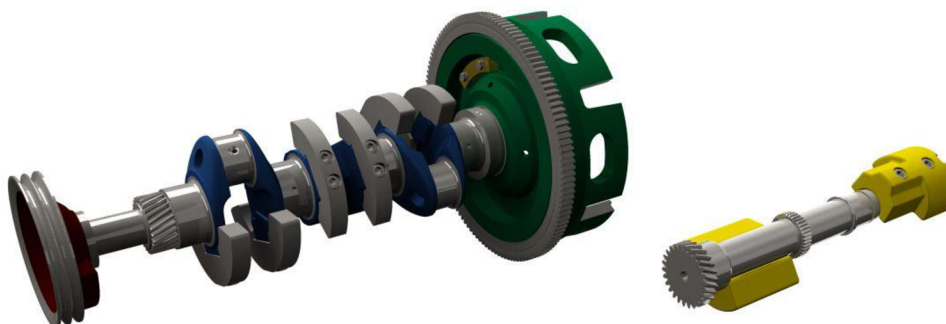


Obr. 5.8 Volné momenty k jednotlivým osám uvažovaného souřadného systému bez vyvážení

Vliv momentu M_{OK} je zanedbatelný. Rozdíl v průběhu momentu M_{ξ} a M_{PK} je nepatrný. Moment M_{η} je momentem $M_{R\eta}$. Maximum momentu M_{ζ} má hodnotu 4 706,8 Nm.

5.2 KONTROLA VYVÁŽENÍ

Vyvážení je provedeno pomocí klikového hřídele a jednoho protiběžného vyvažovacího hřídele. Oba hřídele jsou záměrně momentově nevyvážené. K zjištění momentových účinků těchto hřídelů je nutné znát jejich deviační momenty, tyto jsou určeny z virtuálních 3D modelů. Za tímto účelem bylo třeba vytvořit podsestavu klikového hřídele s řemenicí a setrvačником a podsestavu vyvažovacího hřídele.



Obr. 5.9 Podsestava kompletního klikového hřídele a podsestava vyvažovacího hřídele

V modelu chybělo pero pod ozubeným kolem pro pohon rozvodu a pero pod řemenicí, tato pera byla vymodelována a doplněna. V klikovém hřídeli je vytvořen mazační kanál pro přívod oleje k ojnicímu čepu prvního zalomení, tyto kanály ve zbylých dvou zalomeních chybí, po konzultaci s vedoucím práce je toto zanedbáno.



Ke zjištění vzájemné polohy hřídelů byla vytvořena pomocná geometrie v importované sestavě. Zjištěná poloha KH je $\alpha = 0,352^\circ$, tedy $21'7,2''$. Poloha vyvažovacího hřídele je určována podle polohy roviny os šroubů připevňujících vývažky. Úhel mezi touto rovinou a svislou rovinou je 30° . Geometricko-hmotnostní charakteristiky jsou zjišťovány k lokálnímu souřadnému systému x, y, z s počátkem v průsečíku těžištní roviny a osy otáčení hřídele. Osa x lokálního souřadného systému směřuje vždy ve směru osy ζ , osa y ve směru osy η a osa z ve směru osy ξ . Lokální souřadný systém KH tedy odpovídá hlavnímu souřadnému systému ζ, η, ξ . Geometricko-hmotnostní charakteristiky jsou zjišťovány při polohách hřídelů odpovídajících úhlu natočení KH $\alpha = 0^\circ$. Úhel mezi rovinou os šroubů vyvažovacího hřídele a svislou rovinou by tedy měl být $29,648^\circ$. Při analytickém výpočtu je toto zanedbáno a geometricko-hmotnostní vlastnosti jsou zjištěny pro úhel mezi rovinou os šroubů a svislou rovinou 30° . Tato poloha je při analytickém výpočtu považována za polohu příslušející úhlu natočení KH $\alpha = 0^\circ$. Zjištěna je i poloha těžiště vzhledem k uvedenému lokálnímu souřadnému systému. Pro výpočet je důležitá matice setrvačnosti k těžišti (směry os odpovídají lokálnímu souřadnému systému).

Tab. 3 Poloha těžišť hřídelů (vzhledem k lokálním souřadným systémům)

			Klikový hřídel	Vyvažovací hřídel
Poloha těžiště	x	[mm]	0,206	-0,004
	y	[mm]	-0,003	-0,002
	z	[mm]	-137,372	4,035

Z hodnot v tab. 3 vyplývá, že oba hřídele jsou staticky nevyvážené. Vyosení těžiště vyvažovacího hřídele z osy otáčení je velmi malé, toto je zanedbáno a dále je počítáno s těžištěm na ose otáčení. Poněkud větší je hodnota vyosení těžiště KH (hmotnost podstavy je 76,43 kg), vyvážení by bylo možné provést odebráním hmoty na vývažcích prostředního zalomení nebo na setrvačnicku. Po konzultaci s ing. Hrdličkou je i toto vyosení zanedbáno.

Moment tělesa otáčejícího se stálou úhlovou rychlostí kolem osy z , s těžištěm na ose otáčení, M_x [Nm], M_y [Nm] k osám x a y se určí ze vztahů [9]:

$$M_x = D_{yz}\omega^2, \quad (148)$$

$$M_y = -D_{xz}\omega^2, \quad (149)$$

kde D_{yz} [kg.m²] a D_{xz} [kg.m²] jsou deviační momenty. Matice setrvačnosti I má tvar [9]:

$$I = \begin{pmatrix} I_x & D_{xy} & D_{xz} \\ D_{yx} & I_y & D_{yz} \\ D_{zx} & D_{zy} & I_z \end{pmatrix}, \quad (150)$$

přičemž rozměr prvků matice je [kg.m²]. I_x, I_y a I_z jsou momenty setrvačnosti k osám x, y, z . D_{xy}, D_{yx}, D_{zx} a D_{zy} jsou deviační momenty. Pro deviační momenty dále platí [9]:

$$D_{xy} = D_{yx}, \quad (151)$$

$$D_{xz} = D_{zx}, \quad (152)$$

$$D_{yz} = D_{zy}. \quad (153)$$



Zjištěné hodnoty deviačních momentů modelů klikového a vyvažovacího hřídele potřebné pro výpočet D_{xz} a D_{yz} jsou v následující tabulce.

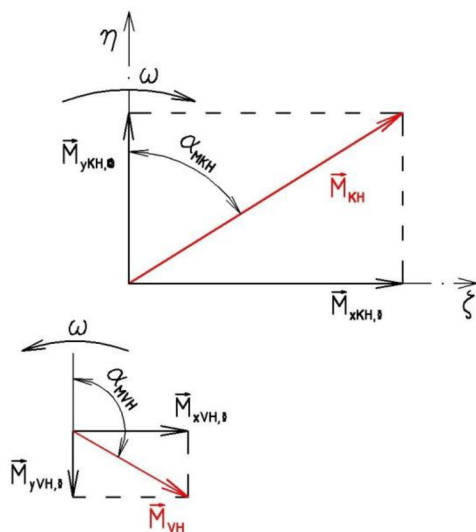
Tab. 4 Deviační momenty hřídelů

		Klikový hřídel	Vyvažovací hřídel
D_{xz}	[kg.m ²]	$-2,651 \cdot 10^{-2}$	$1,032 \cdot 10^{-2}$
D_{yz}	[kg.m ²]	$4,262 \cdot 10^{-2}$	$1,787 \cdot 10^{-2}$

Dosazením získaných deviačních momentů hřídelů do vztahů (148) a (149) se určí velikosti momentů hřídelů k osám x , y jejich lokálních souřadných systémů při úhlu natočení KH $\alpha = 0^\circ$. Tento moment k ose x lokálního souřadného systému klikového hřídele je označen $M_{xKH,0}$, moment k ose y $M_{yKH,0}$. Podobně moment vyvažovacího hřídele k ose x lokálního souřadného systému při poloze odpovídající $\alpha = 0^\circ$ je označen $M_{xVH,0}$ a moment k ose y $M_{yVH,0}$. Velikosti těchto momentů jsou uvedeny v tab. 5. Moment k ose x lokálního souřadného systému je momentem k ose ζ hlavního souřadného systému, stejně tak moment k ose y lokálního systému je momentem k ose η hlavního souřadného systému.

Tab. 5 Momenty hřídelů při $\alpha=0^\circ$

$M_{xKH,0}$	[Nm]	2 828,1
$M_{yKH,0}$	[Nm]	1 759,1
$M_{xVH,0}$	[Nm]	1 185,9
$M_{yVH,0}$	[Nm]	-684,5



Obr. 5.10 Momenty hřídelů při $\alpha=0^\circ$

Moment od otáčení KH M_{KH} má velikost:

$$M_{KH} = \sqrt{M_{xKH,0}^2 + M_{yKH,0}^2} = \sqrt{2828,1^2 + 1759,1^2} \doteq 3330,6 \text{ Nm}, \quad (154)$$

velikost momentu od otáčení vyvažovacího hřídele M_{VH} je:

$$M_{VH} = \sqrt{M_{xVH,0}^2 + M_{yVH,0}^2} = \sqrt{1185,9^2 + (-684,5)^2} \doteq 1369,3 \text{ Nm}. \quad (155)$$

Pro určení závislosti složek momentů hřídelů k osám ζ a η na úhlu natočení KH α je třeba úhlů α_{KH} [°] a α_{VH} [°], které svírají momentové vektory s rovinou os válců:



$$\alpha_{KH} = \operatorname{arctg} \left| \frac{M_{xKH,0}}{M_{yKH,0}} \right| = \operatorname{arctg} \left| \frac{2828,1}{1759,1} \right| \doteq 58,12^\circ \doteq 58^\circ 7' 4,1'' , \quad (156)$$

$$\alpha_{VH} = \operatorname{arctg} \left| \frac{M_{yVH,0}}{M_{xVH,0}} \right| + 90^\circ = \operatorname{arctg} \left| \frac{-684,5}{1185,9} \right| + 90^\circ \doteq 119,99^\circ \doteq 119^\circ 59' 36,5'' . \quad (157)$$

Pro složku momentu M_{KH} k ose ζ $M_{KH\zeta}$ [Nm], složku M_{KH} k ose η $M_{KH\eta}$ [Nm], složku M_{VH} k ose ζ $M_{VH\zeta}$ [Nm] a složku momentu M_{VH} k ose η $M_{VH\eta}$ [Nm] platí vztahy:

$$M_{KH\zeta} = M_{KH} \sin(\alpha + \alpha_{KH}) , \quad (158)$$

$$M_{KH\eta} = M_{KH} \cos(\alpha + \alpha_{KH}) , \quad (159)$$

$$M_{VH\zeta} = M_{VH} \sin(-\alpha + \alpha_{VH}) , \quad (160)$$

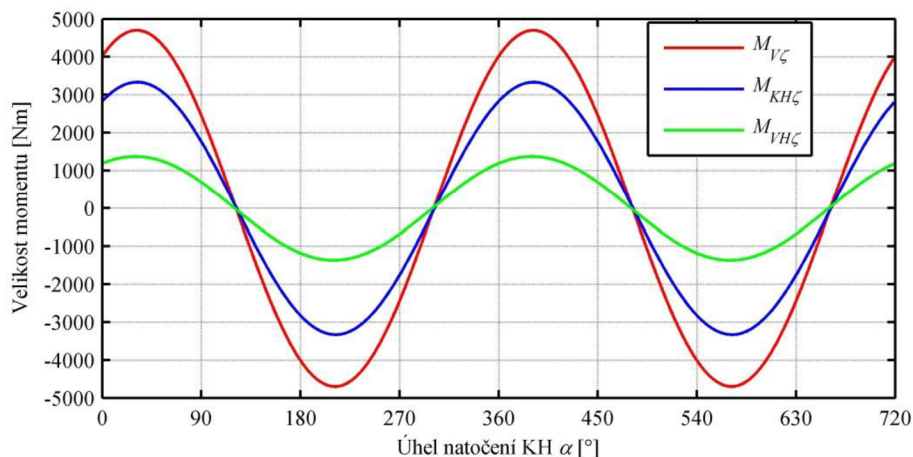
$$M_{VH\eta} = M_{VH} \cos(-\alpha + \alpha_{VH}) . \quad (161)$$

Moment hřídelů k ose ζ $M_{V\zeta}$ [Nm] a k ose η $M_{V\eta}$ [Nm] (výsledné vyvažovací momenty) jsou součtem momentů hřídelů k těmto osám:

$$M_{V\zeta} = M_{KH\zeta} + M_{VH\zeta} , \quad (162)$$

$$M_{V\eta} = M_{KH\eta} + M_{VH\eta} . \quad (163)$$

Závislost momentů klikového a vyvažovacího hřídele k osám ζ a η na úhlu natočení KH a jejich součty jsou na obr. 5.11 a obr. 5.12.



Obr. 5.11 Momenty hřídelů k ose ζ

Výsledné momentové působení mechanismu na blok motoru je dáno součtem momentů setrvačných sil posuvných a rotačních hmot a momentů klikového a vyvažovacího hřídele. Výsledné momentové působení k osám hlavního souřadného systému M_ζ [Nm] a M_η [Nm] je tedy dáno vztahy:

$$M_\zeta = M_{N\zeta} + M_{V\zeta} , \quad (164)$$

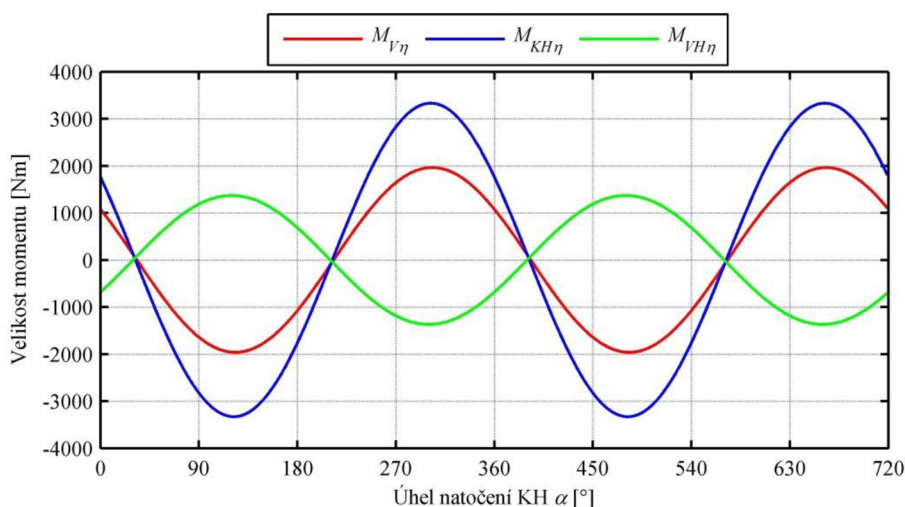
$$M_\eta = M_{N\eta} + M_{V\eta} . \quad (165)$$



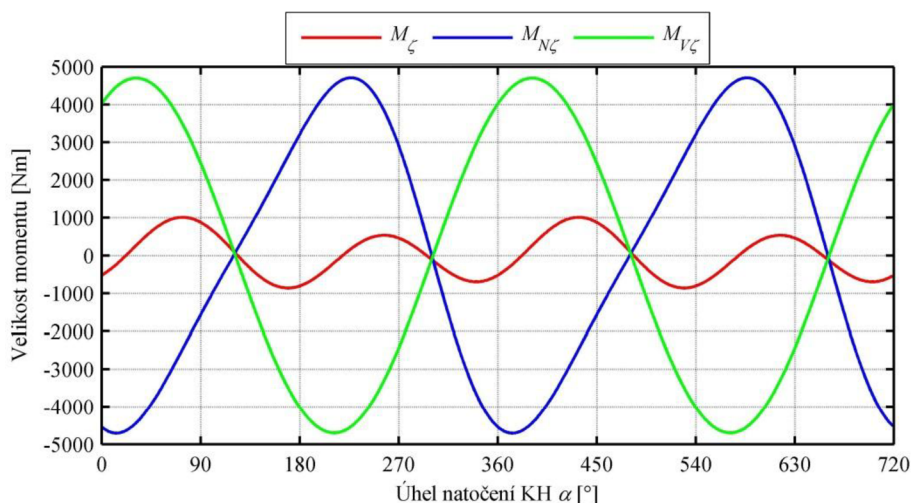
Hřídele při konstantní úhlové rychlosti otáčení KH nezpůsobují vznik dalších momentů, takže k ose ζ nepůsobí kromě $M_{N\zeta}$ žádný další moment způsobený pohybem mechanismu. Výsledný moment k ose ζ M_ζ [Nm] má velikost:

$$M_\zeta = M_{N\zeta} . \quad (166)$$

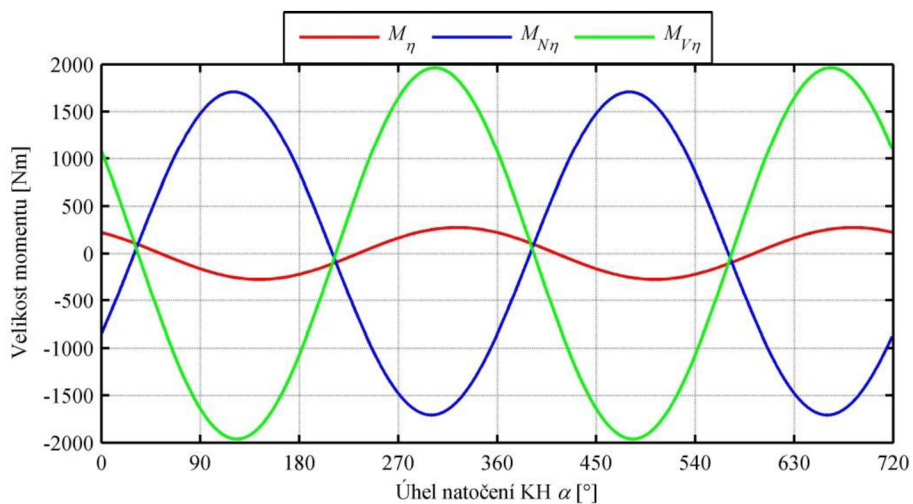
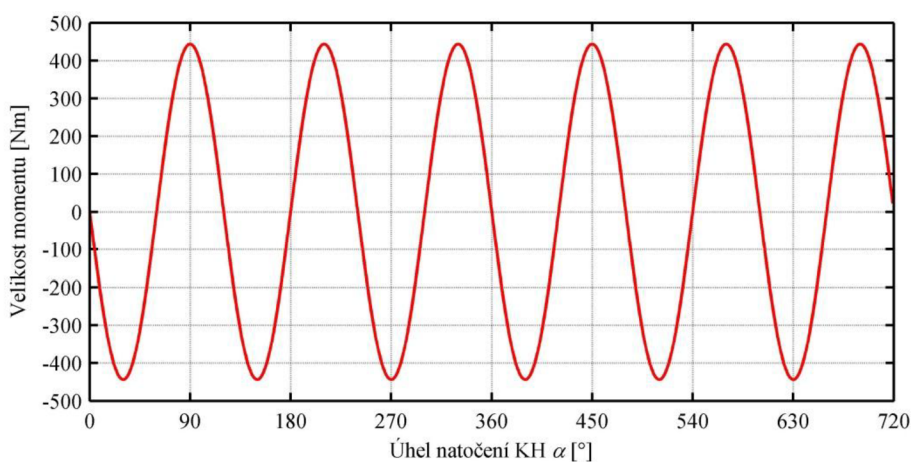
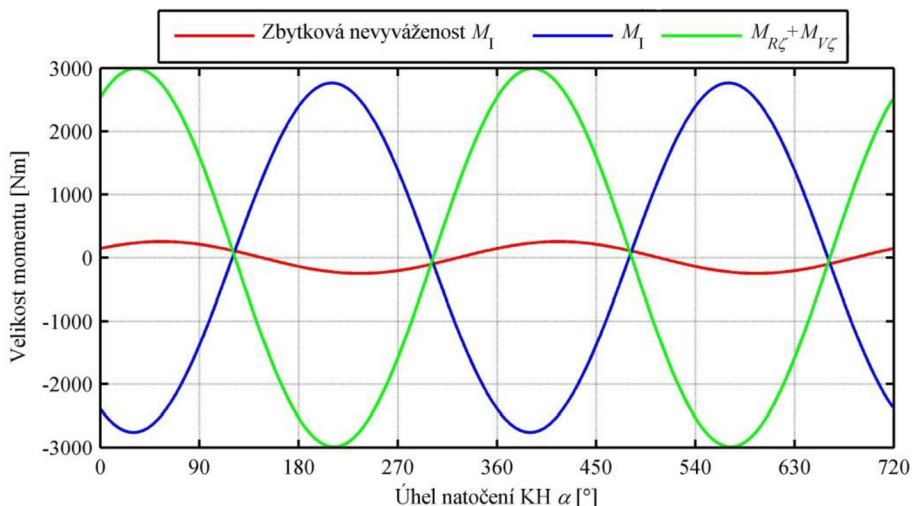
Momenty M_ζ , M_η a M_ξ jsou zbytkovými nevyváženými momenty. Závislost výsledných momentů k osám hlavního souřadného systému na úhlu natočení KH je na obr. 5.13, obr. 5.14 a obr. 5.15. Maximální velikosti volných momentů bez vyvážení a výsledných momentů při daném vyvážení k osám myšleného souřadného systému jsou v tab. 6. V tabulce jsou uvedeny i velikosti maxima výsledných momentů v procentech maximálních hodnot volných momentů bez vyvažování. Protože je vyvažována první harmonická složka momentu setrvačných sil posuvných hmot, je na obr. 5.16 ukázán vliv hřídelů právě na tuto harmonickou složku.



Obr. 5.12 Momenty hřídelů k ose η



Obr. 5.13 Výsledný moment k ose ζ

Obr. 5.14 Výsledný moment k ose η Obr. 5.15 Výsledný moment k ose ζ 

Obr. 5.16 Vyvážení první harmonické složky momentu setrvačných sil posuvných hmot

Tab. 6 Zbytková nevyváženost momentů setrvačných sil (analytický výpočet)

Moment k ose		ζ	η	ζ
Volný moment bez vyvážení	[Nm]	4 706,8	1 708,2	443,6
Výsledný moment po vyvážení	[Nm]	1 009,8	274,2	443,6
	[%]	21,5	16,1	100,0

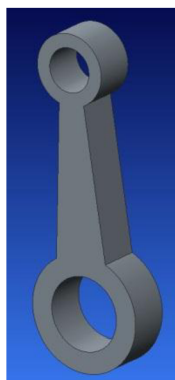


6 VÝPOČET PROSTŘEDNICTVÍM MBS

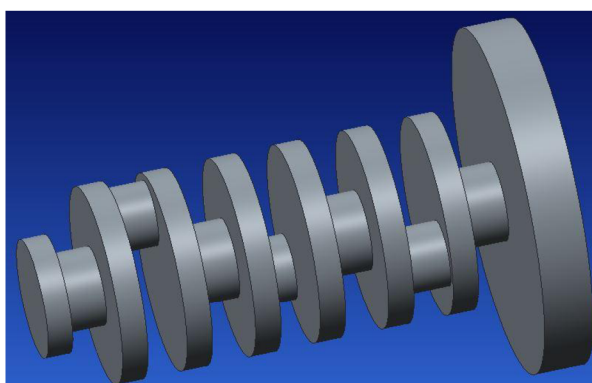
MBS je zkratkou anglického multi-body system, což je výraz pro softwarový nástroj, který dokáže řešit kinematiku a dynamiku soustav tuhých nebo i pružných těles vykonávajících velké pohyby. Výpočet je proveden v MSC Adams, který je výrobcem označován jako MBD software (multi-body dynamics software), tedy software pro řešení dynamiky soustav těles. Adams je zkratkou anglického Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems, volně přeloženo automatická dynamická analýza mechanických systémů.

6.1 VÝPOČTOVÝ MODEL

Analýza je provedena na zjednodušeném modelu, součástí tohoto zjednodušeného modelu jsou dány geometricko-hmotnostní vlastnosti součástí řešeného mechanismu dle PTC Creo Parametric. V PTC Creo Parametric byly vytvořeny zjednodušené modely ojníc a klikového hřídele (úplného s vývažky, řemenicí a setrvačником), obr. 6.1 a obr. 6.2. Geometrie má tedy pouze ilustrativní význam, polohy a velikosti čepů KH a otvorů v ojnici odpovídají řešenému mechanismu (základní geometrie je shodná). Excentricita mechanismu je zachována.



Obr. 6.1 Zjednodušený model ojnice



Obr. 6.2 Zjednodušený model klikového hřídele

Modely zjednodušených ojníc byly vytvořeny tři (ojnice každého válce), vždy v poloze odpovídající úhlu natočení KH $\alpha = 0^\circ$ vzhledem k základnímu souřadnému systému. Stejně byl vytvořen i zjednodušený model KH. Součásti byly uloženy ve formátu step, aby mohly být následně importovány do MSC Adams. Součástí modelů těchto zjednodušených součástí jsou i pomocné body „ve středu“ čepů, tyto body usnadňují práci s modelem v MSC Adams (umístování souřadných systémů vazeb). Pro pozdější zadání geometricko-hmotnostních



charakteristik skutečných ojníc byly tyto zjištěny z dříve sestaveného modelu mechanismu v odpovídajících polohách.

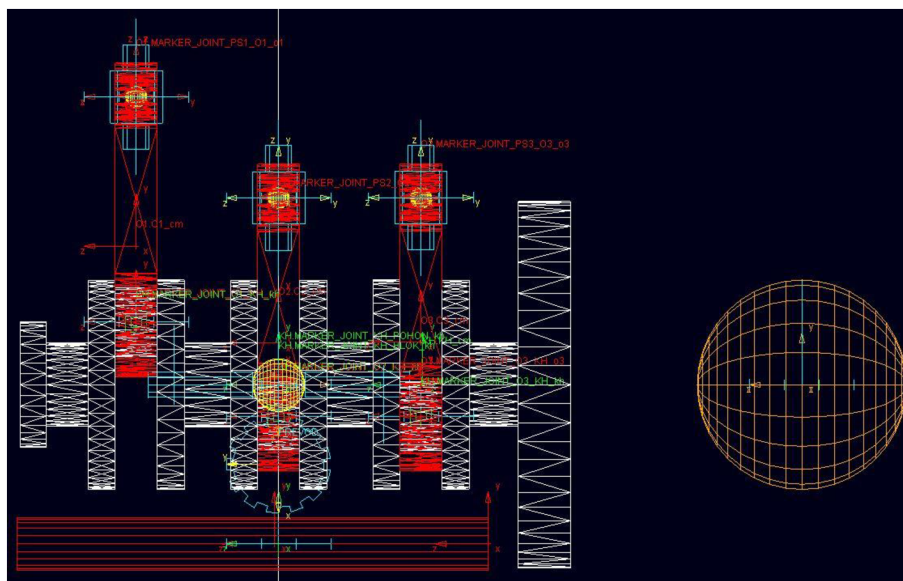
Bylo zvoleno, že globální souřadný systém modelu v MSC Adams s osami x , y , z odpovídá hlavnímu souřadnému systému motoru s osami ζ , η , ξ . Počátek globálního souřadného systému odpovídá bodu T (průsečíku osy otáčení KH a těžištní rovina). Rovina x , y je těžištní rovinou. V bodě T byla nejprve vytvořena koule o průměru 50 mm, ta představuje blok motoru (dále jen blok). Bloku je dána nulová hmotnost, nulové momenty setrvačnosti a deviační momenty (je nehmotný), je plně zavazben (vazba fixed) k základnímu prostoru (ground) v bodě T . Následně byl importován zjednodušený model KH a zjednodušené modely ojníc. Tyto součásti byly vytvořeny a importovány tak, že se nacházejí v poloze odpovídající úhlu natočení KH $\alpha = 0^\circ$. Marker těžiště KH byl vytvořen v bodě T a KH byl zatím ponechán nehmotný (nulová hmotnost, momenty setrvačnosti a deviační momenty). Po vytvoření markerů těžišť ojníc byly ojnícím přiřazeny momenty setrvačnosti a deviační momenty. Geometrie součástí nemá na výpočet vliv, je pouze ilustrativní.

MSC Adams používá odlišnou definici deviačních momentů, než se kterou je počítáno v předchozích výpočtech a v PTC Creo Parametric 2.0. Deviační momenty zjištěné pomocí PTC Creo je tedy nutné před zadáním do MSC Adams násobit (-1). Toto bylo ověřeno pomocí jednoduché součásti vytvořené v PTC Creo, importované do MSC Adams. Deviační momenty stejné součásti vzhledem ke stejnému souřadnému systému zjištěné v obou programech se liší právě ve znaménku. MSC Adams má deviační momenty definované stejně jako [10], PTC Creo a předchozí výpočet pak dle [9].

KH je spojen s blokem rotační vazbou a jednotlivé ojnice jsou spojeny rotačními vazbami s KH. Pístní skupiny jsou nahrazeny koulemi o průměru 20 mm, kterým je přiřazena odpovídající hmotnost, nulové momenty setrvačnosti a nulové deviační momenty. Tyto náhrady pístních skupin jsou spojeny s ojnícemi rotačními vazbami a s blokem cylindrickými (válcovými) vazbami (volná rotace okolo jedné osy a posuv podél stejné osy).

Pohyb mechanismu byl původně vyvolán umístěním pohonu na rotační vazbu mezi KH a blokem. Tento postup je nevhodný, protože vlivem reakce ve vazbě je „vyrovnán“ klopný moment od setrvačných sil posuvných hmot M_{PK} (viz bod 2.1, vztah (60)). Proto je vytvořeno další nehmotné těleso (koule o průměru 200 mm) s osou otáčení totožnou s osou otáčení KH poblíž setrvačnicku. Toto těleso je spojeno se základním prostorem rotační vazbou a na tuto vazbu je umístěn pohyb (otáčení úhlovou rychlostí odpovídající n_{max}). Těleso je spojeno s KH vazbou konstantní rychlosti (constant velocity, „homokinetický kloub“) v bodě T , takže přenáší pouze rotační pohyb a nezpůsobuje vznik dalších reakcí. „Blok motoru je tedy upevněn v bodě T a KH je poháněn z cizího zdroje.“ Silové působení vzniklé pohybem mechanismu je tak zachycováno vazbou mezi blokem a základním prostorem v bodě T . Takto sestavený model je použit k analýze nevyváženosti klikového mechanismu.

Pro analýzu vyvážení mechanismu je zhmotněn KH posunutím těžiště ve směru osy otáčení do polohy dle modelu podsestavy v PTC Creo a doplněním hmotnosti a setrvačných a deviačních momentů. Vyvažovací hřídel je nahrazen válcem o průměru 50 mm a délce 450 mm. Toto válcové těleso je spojeno s blokem rotační vazbou a jsou mu přiřazeny geometricko-hmotnostní parametry podsestavy vyvažovacího hřídele s vývažky. Dále je vytvořen převod mezi klikovým a vyvažovacím hřídelem. Model pro analýzu vyvážení je na obr. 6.3, model pro analýzu nevyváženosti vypadá stejně, postrádá však vyvažovací hřídel.

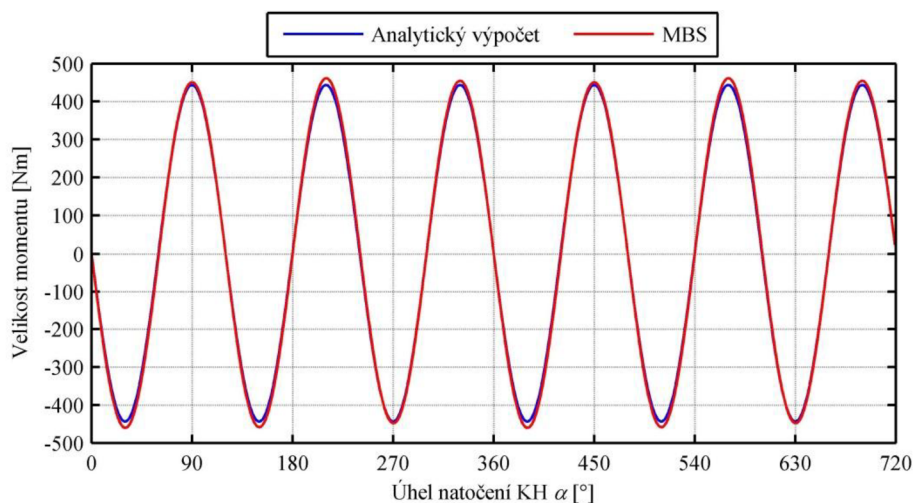


Obr. 6.3 Výpočtový model v MSC Adams

Konec simulace byl nastaven v obou případech (analýza nevyváženosti a vyvážení) na 0,048712737127371 s, počet kroků na 719. Výsledkem jsou hodnoty pro úhel natočení KH (0 až 719)° s krokem 1°. Konečný úhel natočení KH $\alpha = 719^\circ$ je volen z důvodu stejného úhlového rozsahu analytického výpočtu pro usnadnění pozdějšího zpracování dat (v případě analytického výpočtu bylo vhodnější z důvodu použití některých operací pracovat se sudým počtem hodnot). Úhel natočení KH α je měřen pomocí tří markerů v těžištní rovině (rovina x, y).

6.2 VÝSLEDKY ANALÝZY NEVYVÁŽENOSTI

MSC Adams obsahuje vlastní poměrně kvalitní post-processor (nástroj pro zpracování výsledků), z důvodu dřívějšího zpracování grafů a dat je ale pro další práci s výsledky použit MATLAB. Výsledky byly z MSC Adams exportovány ve formátu tab, přípona těchto souborů byla následně změněna na txt. Takto exportované výsledky jsou dále zpracovány v MATLAB. Exportované výsledky ve formátu txt jsou součástí příloh.



Obr. 6.4 Moment setrvačných sil k ose ζ bez vyvážení



Výsledky zjištěné pomocí MSC Adams jsou si s výsledky zjednodušeného analytického výpočtu natolik blízké, že původně zamýšlené grafické srovnání průběhů momentů zjištěných analyticky a pomocí MBS nemá vypovídající hodnotu. Na grafech momentů k osám ζ a η není viditelný rozdíl. Maximální rozdíl velikosti momentu k ose ζ zjištěného analyticky je 1,14 % maxima momentu zjištěného pomocí MBS. Stejně tak největší rozdíl v momentu k ose η je 0,45 % maxima momentu zjištěného pomocí MBS. Viditelný je rozdíl v maximálních (a minimálních) hodnotách momentu k ose ζ na obr. 6.4, maximální rozdíl je 3,95 % maximálního momentu k ose ζ zjištěného pomocí MBS. Z průběhu momentu na obr. 6.4 je vidět, že maximální a minimální hodnoty kolísají, pravděpodobně se jedná o numerickou chybu.

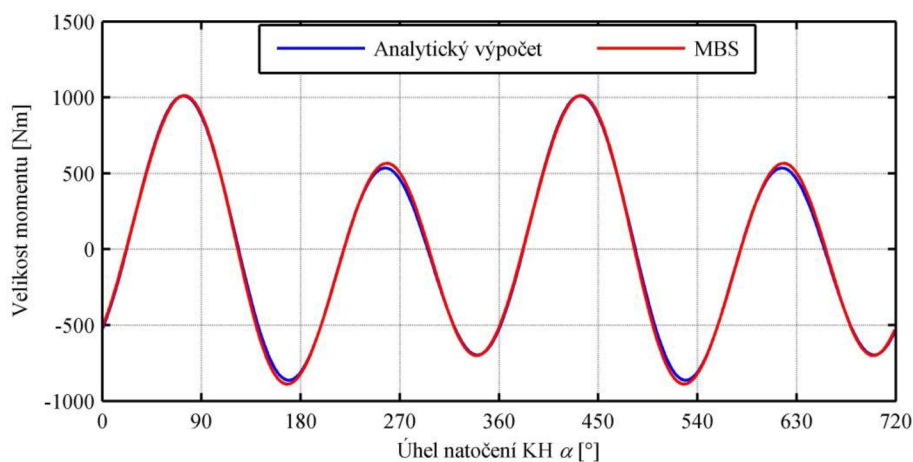
Zjištěné maximální velikosti momentů, maximální velikosti momentů zjištěné analytickým výpočtem, rozdíly v maximech a největší rozdíly v průběhu momentů jsou v následující tabulce.

Tab. 7 Maxima momentů bez vyvážení, srovnání s analytickým výpočtem

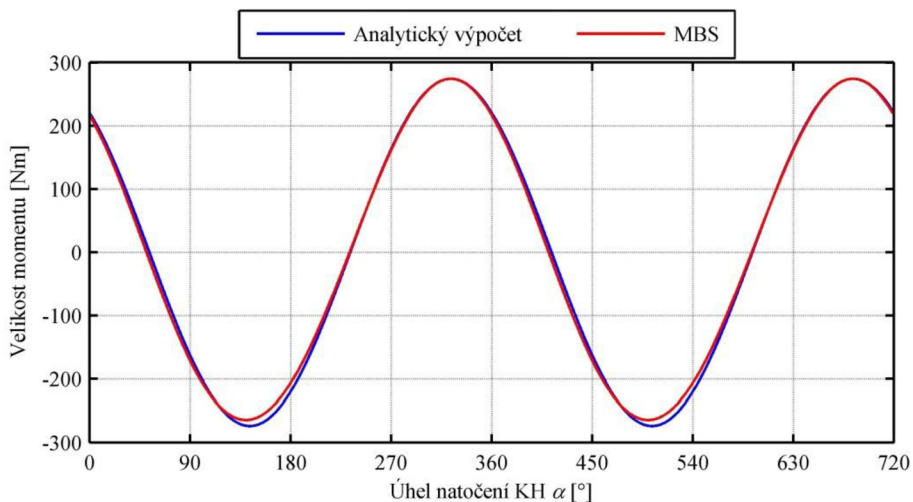
Moment k ose		ζ	η	ξ
Maximum MBS	[Nm]	4 706,4	1 710,2	461,3
Maximum analytický výpočet	[Nm]	4 706,8	1 708,2	443,6
Rozdíl v maximu	[Nm]	0,4	2,0	17,7
Největší rozdíl	[Nm]	53,5	7,7	18,2

6.3 VÝSLEDKY ANALÝZY VYVÁŽENÍ

Zde jsou již rozdíly ve výsledcích obou analýz patrnější, přesto však nejsou velké. Maximální rozdíl velikosti momentu k ose ζ zjištěného analyticky je 4,5 % maxima momentu zjištěného pomocí MBS. Maximální rozdíl velikosti momentu k ose η zjištěného analyticky je 5,0 % maxima momentu zjištěného pomocí MBS. Průběh momentů ukazují obr. 6.6 a obr. 6.7. Výsledky vyvážení a vzájemné srovnání obou analýz (analytické a MBS) jsou v tab. 8 a tab. 9.



Obr. 6.5 Výsledný moment k ose ζ



Obr. 6.6 Výsledný moment k ose η

Výsledný moment k ose ζ je shodný s momentem zjištěným při analýze nevyváženosti (tento není vyvažován).

Tab. 8 Zbytková neváženost momentů setrvačných sil (MBS výpočet)

Moment k ose		ζ	η	ξ
Volný moment bez vyvážení	[Nm]	4 706,4	1 710,2	461,3
Výsledný moment po vyvážení	[Nm]	1 011,8	274,2	461,3
	[%]	21,5	16,0	100,0

Tab. 9 Maxima výsledných momentů, srovnání s analytickým výpočtem

Moment k ose		ζ	η	ξ
Maximum MBS	[Nm]	1 011,8	274,2	461,3
Maximum analytický výpočet	[Nm]	1 009,8	274,2	443,6
Rozdíl v maximumu	[Nm]	2,0	0	17,7
Největší rozdíl	[Nm]	53,5	13,8	18,2



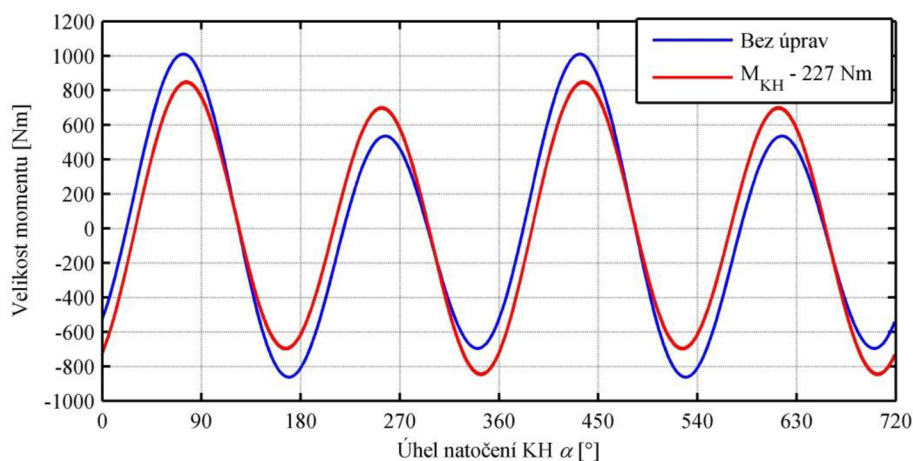
7 MOŽNÁ OPTIMALIZACE VYVÁŽENÍ

Úpravou skriptu pro analytický výpočet DYN.m byla provedena jednoduchá analýza vlivu momentů hřídelů na vyvážení motoru. Pomocí cyklu while bylo hledáno vždy minimum výsledného momentu k ose ζ nebo η nebo minimum součtu těchto momentů při zmenšování nebo zvětšování momentu od otáčení klikového nebo vyvažovacího hřídele (M_{KH} , M_{VH}) při n_{max} s krokem 1 Nm. Zjištěné hodnoty jsou v následující tabulce, hledaná minima jsou zvýrazněna .

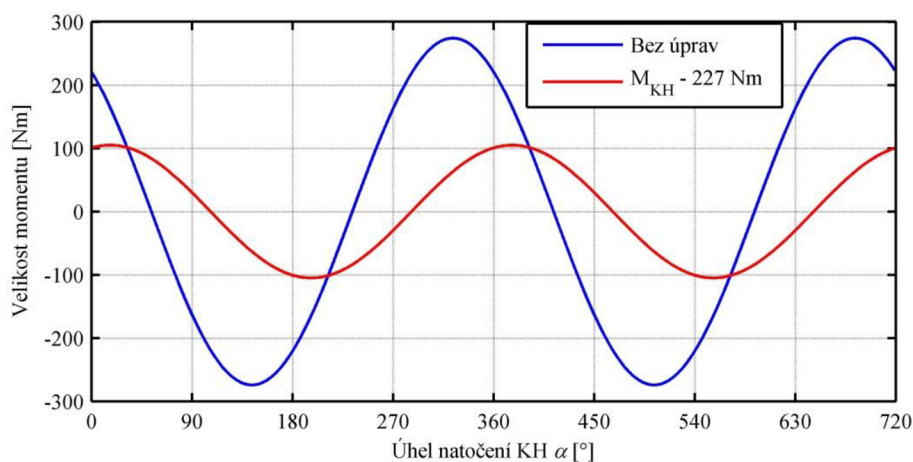
Tab. 10 Možná optimalizace vyvážení

		$M_{KH} - 227 \text{ Nm}$	$M_{KH} - 255 \text{ Nm}$	$M_{KH} - 227 \text{ Nm}$
max $ M_\zeta $	[Nm]	844,0	862,4	844,0
max $ M_\eta $	[Nm]	105,0	101,2	105,0
		$M_{VH} - 227 \text{ Nm}$	$M_{VH} + 251 \text{ Nm}$	$M_{VH} + 128 \text{ Nm}$
max $ M_\zeta $	[Nm]	849,2	1 196,0	1 103,8
max $ M_\eta $	[Nm]	490,7	109,6	165,0

Obr. 7.1 a obr. 7.2 ukazují výsledné momenty při zmenšení momentu od otáčení KH M_{KH} o 227 Nm při n_{max} ve srovnání s KH bez úprav.



Obr. 7.1 Výsledný moment k ose ζ



Obr. 7.2 Výsledný moment k ose η

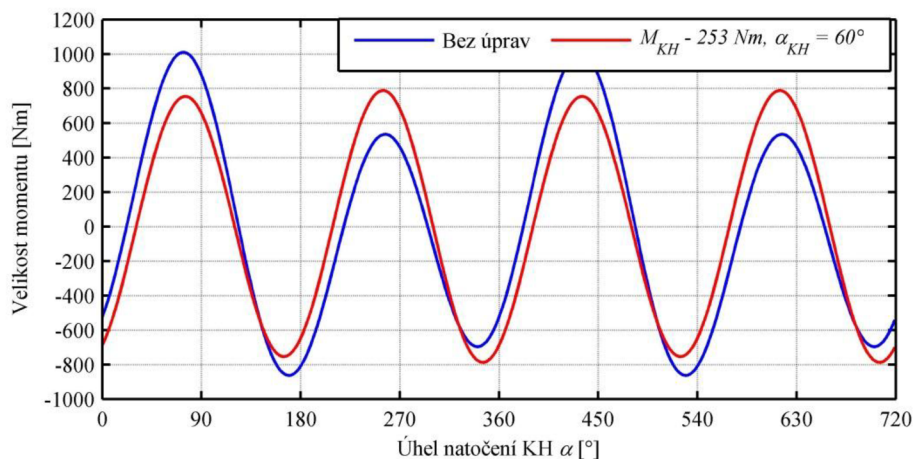


Dále byla provedena analýza minimální hodnot momentů k ose ζ a η při otočení roviny působení momentu od otáčení klikového hřídele. Minimální hodnoty byly zjištěny dle očekávání při $\alpha_{KH} = 60^\circ$ (obr. 5.10). Již toto otočení přináší zlepšení vyvážení. V tomto stavu byla provedená stejná analýza jako na předchozí straně, výsledky jsou v následující tabulce.

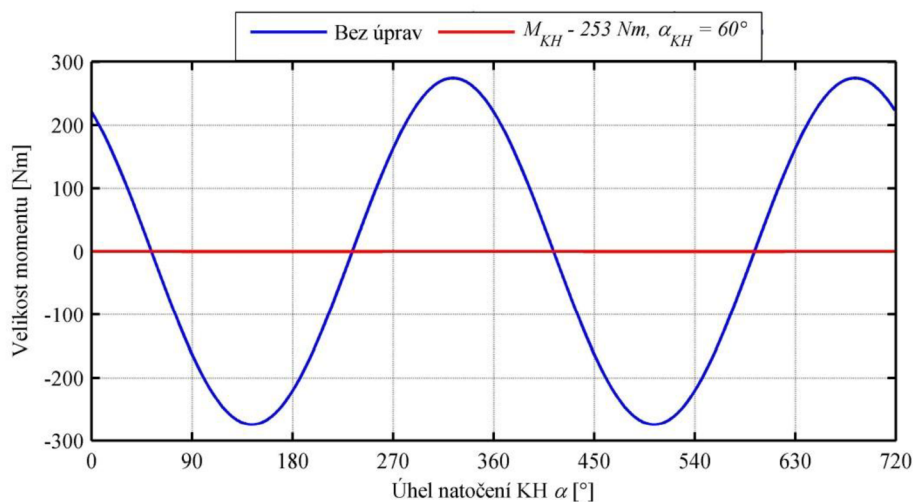
Tab. 11 Možná optimalizace vyvážení ($\alpha_{KH} = 60^\circ$)

		$M_{KH} - 229 \text{ Nm}$	$M_{KH} - 253 \text{ Nm}$	$M_{KH} - 253 \text{ Nm}$
max $ M_\zeta $	[Nm]	771,2	788,2	788,2
max $ M_\eta $	[Nm]	24,1	0,2	0,2
		$M_{VH} - 229 \text{ Nm}$	$M_{VH} + 253 \text{ Nm}$	$M_{VH} + 253 \text{ Nm}$
max $ M_\zeta $	[Nm]	771,2	1 128,8	1 128,8
max $ M_\eta $	[Nm]	482,1	0,2	0,2

Obr. 7.3 a obr. 7.4 ukazují průběhy momentů při $\alpha_{KH} = 60^\circ$ a zmenšení momentu od otáčení KH M_{KH} o 253 Nm při n_{max} ve srovnání s KH bez úprav.



Obr. 7.3 Výsledný moment k ose ζ

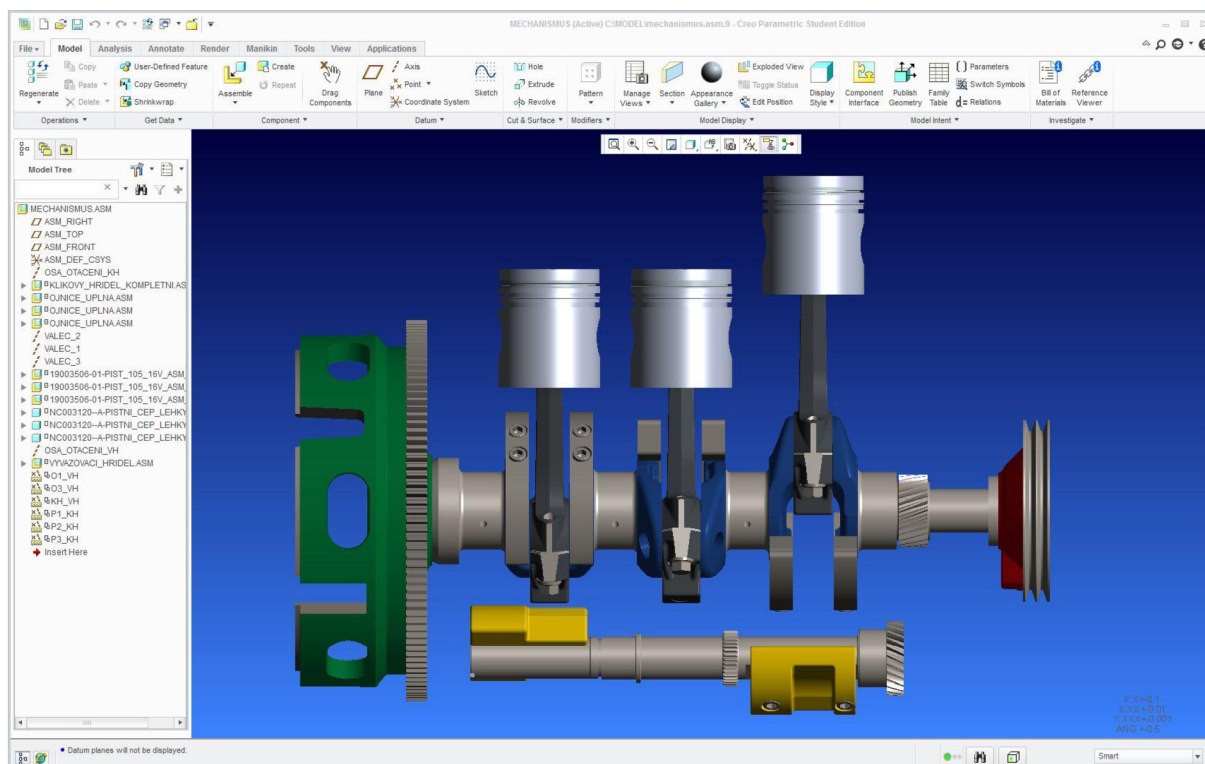


Obr. 7.4 Výsledný moment k ose η



8 ANALÝZA MINIMÁLNÍCH VZDÁLENOSTÍ

Analýza je provedena, stejně jako dřívější zpracování modelu, v programu PTC Creo Parametric 2.0. Pro analýzu bylo třeba vytvořit model mechanismu. Protože jsou zjišťovány vzdálenosti pouze mezi vybranými součástmi (konzultováno s ing. Hrdličkou), některé součásti jsou opomenuty. Součástí modelu nejsou pohon vyvažovacího hřídele a držáky vyvažovacího hřídele. Model by mohl být dále zjednodušen o setrvačnick a řemenici. Původně byl model sestaven včetně držáků vyvažovacího hřídele a bylo ověřeno, že vzdálenosti mezi držáky a ostatními součástmi jsou dostatečně velké a není nutné je vyšetřovat.



Obr. 8.1 Model pro analýzu minimálních vzdáleností v PTC Creo Parametric 2.0

Analýzovány jsou vzdálenosti mezi následujícími dvojicemi, v přílohách a dalším textu jsou zkráceně označovány dle následující tabulky:

Tab. 12 Analyzované vzdálenosti a jejich označení

Dvojice součástí	Označení
ojnice prvního válce – vyvažovací hřídel s vývažky	O1_VH
ojnice třetího válce – vyvažovací hřídel s vývažky	O3_VH
klikový hřídel s vývažky – vyvažovací hřídel s vývažky	KH_VH
píst prvního válce – klikový hřídel s vývažky	P1_KH
píst druhého válce – klikový hřídel s vývažky	P2_KH
píst třetího válce – klikový hřídel s vývažky	P3_KH

Model je sestaven v poloze odpovídající úhlu natočení KH $\alpha = 0^\circ$. Při analýze byla nastavena rychlost otáčení KH na $100 \text{ deg}\cdot\text{s}^{-1}$ (úhlových stupňů za sekundu) a doba trvání 3,6 s, tedy úhel 360° , jedna otáčka KH. Analyzována byla poloha mechanismu s krokem 0,01 s, tedy 1° . Následně byla vyhodnocena předem vytvořená měření vzdáleností dle tab. 11. Výsledky ve formátu txt jsou součástí příloh. Získaná data jsou dále analyzována pomocí programu

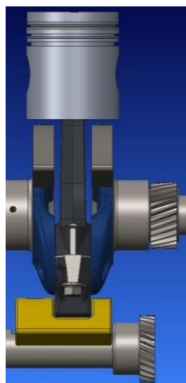


MATLAB (skript DIS.m, součást příloh), zjišťována je minimální vzdálenost a odpovídající úhel natočení KH α . Výsledky jsou v následující tabulce:

Tab. 13 Zjištěné minimální vzdálenosti

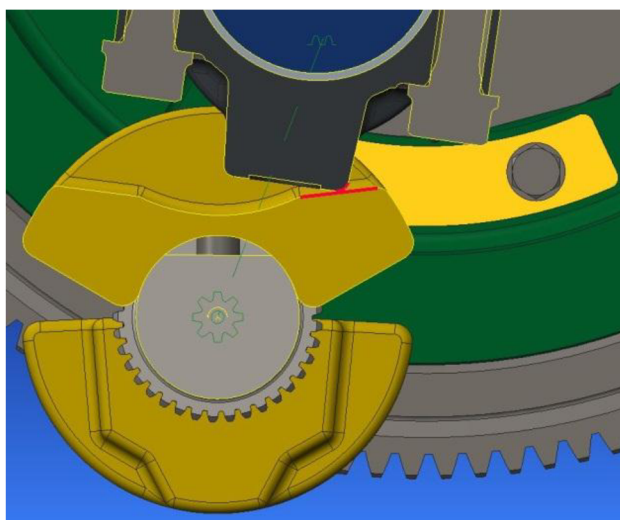
	Minimální vzdálenost	α
	[mm]	[°]
O1_VH	0,44	210
O3_VH	1,24	84
KH_VH	6,01	(287 až 322)°
P1_KH	2,07	180
P2_KH	9,84	300
P3_KH	2,08	60

Polohu mechanismu při minimální vzdálenosti ojnice prvního válce a vyvažovacího hřídele s vývažky O1_VH ukazuje obr. 8.2 a obr. 8.3.



Obr. 8.2 Průchod ojnice drážkou ve vývažku

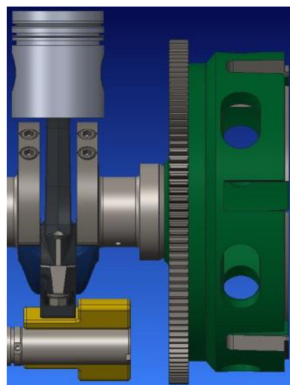
Ojnice prochází drážkou (vybráním) ve vývažku s vůlí 1,5 mm na obou stranách (obr. 8.2). Minimální vzdálenost nastává mezi dnem drážky a víkem ojnice, plochy jsou označeny červeně v řezu procházejícím rovinou klikového ústrojí prvního válce na obr. 8.3. Ve studentské verzi programu se vyskytla chyba při šrafování ploch řezu, proto tyto nejsou vyšrafovány.



Obr. 8.3 Minimální vzdálenost ojnice prvního válce a vyvažovacího hřídele s vývažky (0,44 mm)

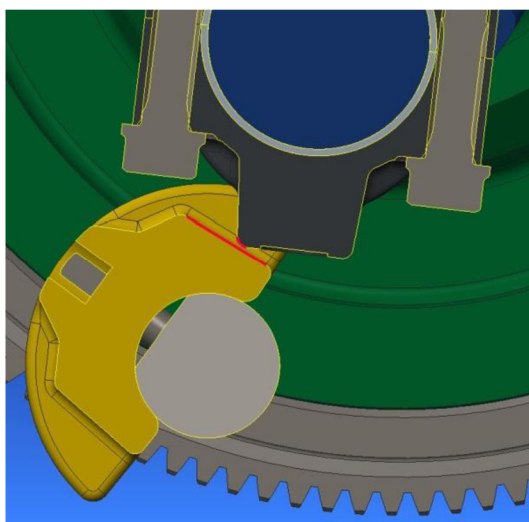


Podobně ukazují situaci při minimální vzdálenosti ojnice třetího válce a vyvažovacího hřídele s vývažky obr. 8.4 a obr. 8.5.



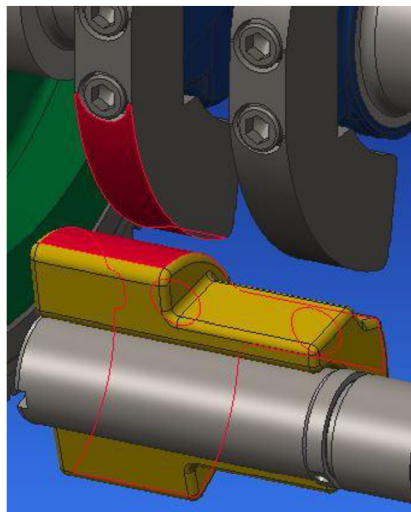
*Obr. 8.4 Míjení se ojnice třetího válce
a vývažku vyvažovacího hřídele*

Vzdálenost mezi ojnicí a vývažkem v axiálním směru je 3 mm (obr. 8.4). V řezu červeně označené plochy, mezi kterými je vzdálenost ojnice třetího válce a vyvažovacího hřídele s vývažky minimální, ukazuje obr. 8.5.



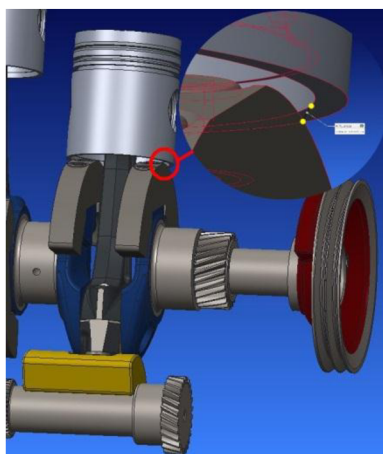
*Obr. 8.5 Minimální vzdálenost ojnice třetího válce a vyvažovacího
hřídele s vývažky (1,24 mm)*

Minimální vzdálenost mezi klikovým hřídelem s vývažky a vyvažovacím hřídelem ukazuje obr. 8.6. Na tomto obrázku je poloha při úhlu natočení KH $\alpha = 315^\circ$, při které bylo zjištěno skutečné minimum. Rozdíl minima vůči okolním hodnotám v rozsahu úhlu natočení KH $\alpha = (288 \text{ až } 322)^\circ$ je však jen $1 \cdot 10^{-6}$ mm (numerická chyba, povrchy jsou válcové). Pokud se hodnoty zaokrouhlí na setiny milimetru, pak je minimální hodnota stálá v rozmezí úhlu natočení KH $\alpha = (287 \text{ až } 322)^\circ$. Jedná se o vzdálenost vývažku třetího zalomení KH a zadního vývažku vyvažovacího hřídele.

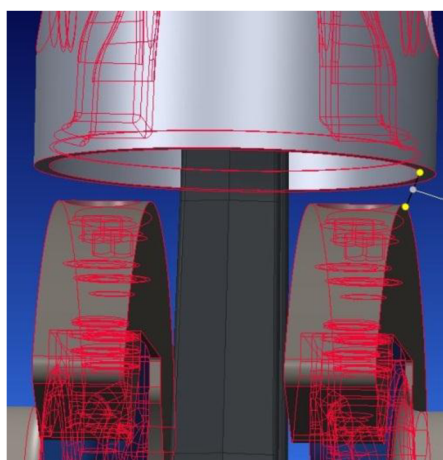


Obr. 8.6 Minimální vzdálenost mezi klikovým hřídelem s vývažky a vyvažovacím hřídelem s vývažky (6,01 mm)

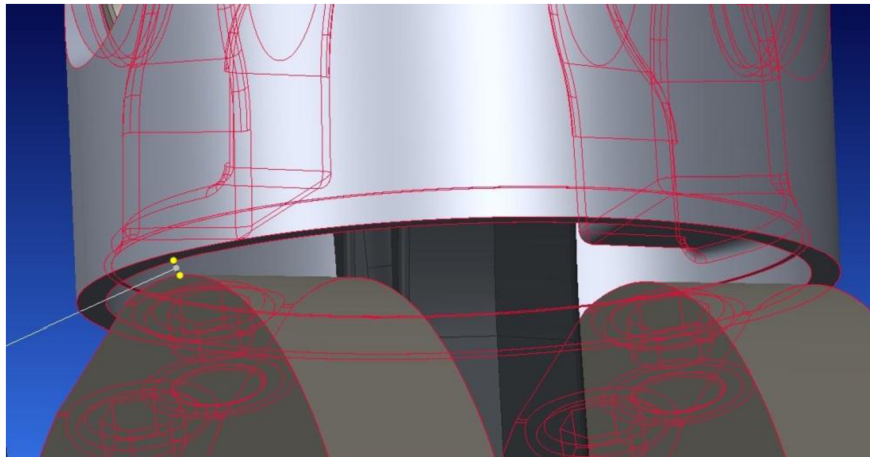
Minimální vzdálenosti pístů prvního, druhého a třetího válce a klikového hřídele s vývažky jsou na obr. 8.7, obr. 8.8 a obr. 8.9. Body jsou zvýrazněny žlutě.



Obr. 8.7 Minimální vzdálenost pístu prvního válce a klikového hřídele s vývažky (2,07 mm)



Obr. 8.8 Minimální vzdálenost pístu druhého válce a klikového hřídele s vývažky (9,84 mm)



*Obr. 8.9 Minimální vzdálenost pistu třetího válce
a klikového hřídele s vývažky (2,08 mm)*

Protože analýza s krokem 1° nemusí postihnout skutečné minimum, byla pro vzdálenosti ojníc prvního a třetího válce a vyvažovacího hřídele s vývažky (O1_VH, O3_VH) provedena analýza s menším krokem. Řešeno bylo pouze okolí $\pm 1^\circ$ úhlu natočení KH již nalezených minimálních vzdáleností s krokem $0,01^\circ$. Vyšetřována byla z důvodu menší výpočtové náročnosti jen vzdálenost víka ojnice a vývažku. Zjištěné rozdíly v minimálních vzdálenostech jsou menší než 0,01 mm, takže krok 1° úhlu natočení KH je považován za dostatečný a výsledky podrobnější analýzy nejsou dále uvažovány.



ZÁVĚR

Provedenou analýzou dynamiky řešeného mechanismu bylo zjištěno, že moment k ose ζ je vyvážen ze 78,5 %. Moment klikového hřídele s rotačními hmotami ojníc a moment vyvažovacího hřídele nemají stejnou velikost, moment k ose η je vyvážen z 83,9 % (84 % podle výsledků analýzy prostřednictvím MBS). Moment k ose ζ není vyvažován.

Rozdíly ve výsledcích výpočtu pomocí zjednodušeného bodového modelu při uvažování prvních dvou harmonických složek zrychlení, sil a momentů a výpočtu prostřednictvím MBS jsou velmi malé, zejména pak rozdíly v maximálních hodnotách.

Výsledky jsou ovlivněny volbou hustoty materiálu součástí mechanismu. Pro další zpřesnění by bylo třeba jejich přesnějších znalostí. Součástí modelu je pouze kanál pro přívod oleje k ojnicnímu čepu KH prvního válce (průměr kanálu 6 mm), kanály pro přívod oleje k ojnicním čepům druhého a třetího válce chybí. Dále chybí kolík ustavující setrvačnick (průměr kolíku 12 mm, osa 40 mm od osy otáčení). Chybějící pera pod řemenicí a ozubeným kolem pro pohon rozvodu byla doplněna.

Pouze jednoduchou analýzou analytického výpočtového modelu bylo ověřeno, že navržené vyvážení mechanismu je možné zlepšit změnou velikosti vývažků na vyvažovacím nebo klikovém hřídeli. Navzdory očekávání bylo zjištěno, že vyvážení lze zlepšit zejména zmenšením momentu od otáčení KH (zmenšením vývažků). Vhodné by bylo rovněž fázové posunutí tohoto momentového vektoru (pootočením vývažků na setrvačnicku a řemenici). Takto lze vyvážit moment k ose ζ z 83,2 % při 100 % vyvážení momentu k ose η .

Zjišťované minimální vzdálenosti mezi vybranými součástmi mechanismu jsou až na vzdálenost vík ojníc prvního a třetího válce a vývažků vyvažovacího hřídele dostatečné. Minimální vzdálenost víka ojnice prvního válce a předního vývažku vyvažovacího hřídele (u řemenice) je jen 0,44 mm, což je malá hodnota vzhledem k povaze součástí (výkovek a odlitek), vůlím v mechanismu, skutečnosti že součásti mechanismu při provozu pruží a vývažek je na vyvažovacím hřídeli ustaven pouze pomocí šroubů. Ani minimální vzdálenost mezi víkem ojnice třetího válce a zadním vývažkem vyvažovacího hřídele (u setrvačnicku) 1,24 mm nemusí být bezpečná.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KOLEKTIV VÚNM A ČKD. *Naftové motory čtyřdobé: 1. Díl*. Vydání druhé. Praha: SNTL, 1962, 544 s.
- [2] MIKULČÁK, Jiří et al. *Matematické, fyzikální a chemické tabulky pro střední školy*. 1. Vyd., dotisk. Praha: Státní pedagogické nakladatelství, 1988, 206 s.
- [3] RICHTER, Antonín. *Konstrukce spalovacích motorů: 1. Díl – Klikový mechanismus*. 1. Vyd. Brno: VUT Brno, 1961, 401 s.
- [4] *Kinematika a dynamika klikového mechanismu* [online]. [cit. 30.9.2013]. Dostupné z: http://drogo.fme.vutbr.cz/opory/html/motory_a_pohony/pohony_a_motory/prednasky/oficofici_sylaby/6-1-klikovy_mechanismus.pdf
- [5] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. 1. Vyd. Praha: SNTL, 1983, 483 s.
- [6] SKALSKÝ, Radomír a Josef BUKOVSKÝ. *Konstrukce pístových spalovacích motorů: dynamika, vyvažování a torzní kmity*. 1. Vyd. Brno: Vojenská akademie Antonína Zápotockého, 1971, 180 s.
- [7] PODRÁBSKÝ, Tomáš a Simona POSPÍŠILOVÁ. *Struktura a vlastnosti grafitických litin: Studijní opora* [online]. Brno, 2006 [cit. 10.1.2014]. Dostupné z: <http://ime.fme.vutbr.cz/images/umvi/opory/savgl/index.php?chapter=1>
- [8] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Čtvrté doplněné vydání. Úvaly: ALBRA, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [9] KRATOCHVÍL, Ctírad a Jaromír SLAVÍK. *MECHANIKA TĚLES: DYNAMIKA*. Vydání čtvrté. AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, s.r.o. Brno, 2007. ISBN 978-80-214-3446-2.
- [10] ŠVANCARA, Pavel, Lubomír HOUFEK, Eduard MALENOVSKÝ a Pert KREJČÍ. *Studijní opory z dynamiky* [online]. Brno, 2005, 28.11.2006 [cit. 26.3.2014]. Dostupné z: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/~pkrejci/opory/dynamika/index.html>

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

3D		trojrozměrný
a	[m.s ⁻²]	zrychlení pístu (posuvných hmot)
a_0		koeficient Fourierovy řady
a_I	[m.s ⁻²]	1. harmonická složka zrychlení pístu (posuvných hmot)
a_{II}	[m.s ⁻²]	2. harmonická složka zrychlení pístu (posuvných hmot)
a_k		koeficient Fourierovy řady
a_O	[m]	vzdálenost těžiště ojnice od osy otvoru pro pístní čep
b	[m]	rozteč válců
b_k		koeficient Fourierovy řady
b_O	[m]	vzdálenost těžiště ojnice od osy otvoru pro ojnicí čep klikového hřídele
b_{PN}	[m]	vzdálenost osy otáčení KH a osy pístního čepu
c_k		amplituda k -té harmonické funkce
c_O	[m]	vzdálenost osy otáčení KH a osy ojnicího čepu ve směru osy válce
c_{VMI}	[m]	vzdálenost vývažků vyvažovacích hřídelů momentu setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu ve směru osy otáčení (osy ζ)
c_{VMR}	[m]	vzdálenost mezi vývažky momentu setrvačných sil rotačních hmot ve směru osy otáčení klikového hřídele (osy ζ)
D	[m]	vrtání válce
DÚ		dolní úvrat'
D_{xy}	[kg.m ²]	deviační moment
D_{xz}	[kg.m ²]	deviační moment
D_{yx}	[kg.m ²]	deviační moment
D_{yz}	[kg.m ²]	deviační moment
D_{zx}	[kg.m ²]	deviační moment
D_{zy}	[kg.m ²]	deviační moment
e	[m]	excentricita klikového mechanismu
HÚ		horní úvrat'
I		matice setrvačnosti
I_O	[kg.m ²]	moment setrvačnosti ojnice k těžišti
I_{On}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti soustavy dvou hmotných bodů nahrazujících ojnici k těžišti
I_x	[kg.m ²]	moment setrvačnosti k ose x
I_y	[kg.m ²]	moment setrvačnosti k ose y
I_z	[kg.m ²]	moment setrvačnosti k ose z
KH		klikový hřídel



KH_VH	[m]	vzdálenost klikového hřídele s vývažky a vyvažovacího hřídele s vývažky
l	[m]	délka ojnice
MBD		multi-body dynamics
MBS		multi-body system
M_I	[Nm]	moment setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu
$M_{I,1}$	[Nm]	moment setrvačné síly posuvných hmot prvního řádu prvního válce
$M_{I,2}$	[Nm]	moment setrvačné síly posuvných hmot prvního řádu druhého válce
$M_{I,3}$	[Nm]	moment setrvačné síly posuvných hmot prvního řádu třetího válce
M_{II}	[Nm]	moment setrvačných sil posuvných hmot druhého řádu
$M_{II,1}$	[Nm]	moment setrvačné síly posuvných hmot druhého řádu prvního válce
$M_{II,2}$	[Nm]	moment setrvačné síly posuvných hmot druhého řádu druhého válce
$M_{II,3}$	[Nm]	moment setrvačné síly posuvných hmot druhého řádu třetího válce
M_{KH}	[Nm]	moment od otáčení klikového hřídele
$M_{KH\zeta}$	[Nm]	složka momentu od otáčení klikového hřídele k ose ζ
$M_{KH\eta}$	[Nm]	složka momentu od otáčení klikového hřídele k ose η
$M_{N\zeta}$	[Nm]	moment setrvačných sil posuvných a rotačních hmot k ose ζ
$M_{N\eta}$	[Nm]	moment setrvačných sil posuvných a rotačních hmot k ose η
$M_{N\xi}$	[Nm]	moment setrvačných sil posuvných a rotačních hmot k ose ξ
m_O	[kg]	hmotnost ojnice
M_{OK}	[Nm]	volný příčný klopný moment od kývání ojnice (ojnic)
$M_{OK,1}$	[Nm]	volný příčný klopný moment od kývání ojnice prvního válce
$M_{OK,2}$	[Nm]	volný příčný klopný moment od kývání ojnice druhého válce
$M_{OK,3}$	[Nm]	volný příčný klopný moment od kývání ojnice třetího válce
m_{OP}	[kg]	hmotnost posuvné části hmoty ojnice
m_{OR}	[kg]	hmotnost rotační části hmoty ojnice
M_{OT}	[Nm]	volný příčný točivý moment od kývání ojnice
m_P	[kg]	hmotnost posuvných částí
M_P	[Nm]	moment setrvačných sil posuvných hmot
M_{PK}	[Nm]	volný příčný klopný moment setrvačných sil posuvných hmot
$M_{PK,1}$	[Nm]	volný příčný klopný moment setrvačných sil posuvných hmot prvního válce
$M_{PK,2}$	[Nm]	volný příčný klopný moment setrvačných sil posuvných hmot druhého válce
$M_{PK,3}$	[Nm]	volný příčný klopný moment setrvačných sil posuvných hmot třetího válce
m_{PP}	[kg]	nadbytečná hmotnost vývažků setrvačné síly rotačních hmot



m_{PS}	[kg]	hmotnost pístní skupiny
M_{PT}	[Nm]	volný příčný točivý moment setrvačných sil posuvných hmot
m_R	[kg]	hmotnost rotačních hmot redukována do ojnicního čepu
M_R	[Nm]	moment setrvačných sil rotačních hmot
M_{R1}	[Nm]	moment setrvačné síly rotačních hmot prvního válce
M_{R2}	[Nm]	moment setrvačné síly rotačních hmot druhého válce
M_{R3}	[Nm]	moment setrvačné síly rotačních hmot třetího válce
$M_{R\zeta}$	[Nm]	moment setrvačných sil rotačních hmot k ose ζ
$M_{R\eta}$	[Nm]	moment setrvačných sil rotačních hmot k ose η
M_{VH}	[Nm]	moment od otáčení vyvažovacího hřídele
M_{VHL}	[Nm]	moment od otáčení levého vyvažovacího hřídele momentu setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu
M_{VHR}	[Nm]	moment od otáčení pravého vyvažovacího hřídele momentu setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu
$M_{VH\zeta}$	[Nm]	složka momentu od otáčení vyvažovacího hřídele k ose ζ
$M_{VH\eta}$	[Nm]	složka momentu od otáčení vyvažovacího hřídele k ose η
M_{VI}	[Nm]	moment vyvažující první harmonickou složku momentu setrvačných sil posuvných hmot
m_{VMI}	[kg]	hmotnost vývažků vyvažovacích hřídelů momentu setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu
m_{VMR}	[kg]	hmotnost vývažku momentu setrvačných sil rotačních hmot
m_{VPI}	[kg]	hmotnost vývažku setrvačné síly posuvných hmot I. řádu
m_{VPII}	[kg]	hmotnost vývažku setrvačné síly posuvných hmot II. řádu
M_{VR}	[Nm]	moment vyvažující moment setrvačných sil rotačních hmot
m_{VR}	[kg]	hmotnost vývažků setrvačné síly rotačních hmot
$M_{V\zeta}$	[Nm]	moment hřídelů k ose ζ (vyvažovací moment)
$M_{V\eta}$	[Nm]	moment hřídelů k ose η (vyvažovací moment)
M_x	[Nm]	moment tělesa otáčejícího se stálou úhlovou rychlostí okolo osy z k ose x
$M_{xKH,0}$	[Nm]	moment klikového hřídele k ose x při úhlu natočení 0°
$M_{xVH,0}$	[Nm]	moment vyvažovacího hřídele k ose x při úhlu natočení klikového hřídele 0°
M_y	[Nm]	moment tělesa otáčejícího se stálou úhlovou rychlostí okolo osy z k ose y
$M_{yKH,0}$	[Nm]	moment klikového hřídele k ose y při úhlu natočení 0°
$M_{yVH,0}$	[Nm]	moment vyvažovacího hřídele k ose y při úhlu natočení klikového hřídele 0°
m_{zal}	[kg]	hmotnost zalomení klikového hřídele
M_ζ	[Nm]	výsledný (celkový) moment k ose ζ
M_η	[Nm]	výsledný (celkový) moment k ose η



M_{ξ}	[Nm]	výsledný (celkový) moment k ose ξ
n	[s ⁻¹]	otáčky klikového hřídele (motoru)
n_j	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky motoru
n_{max}	[min ⁻¹]	přeběhové otáčky motoru (maximální otáčky)
O1_VH	[m]	vzdálenost ojnice prvního válce a vyvažovacího hřídele s vývažky
O3_VH	[m]	vzdálenost ojnice třetího válce a vyvažovacího hřídele s vývažky
P1_KH	[m]	vzdálenost pístu prvního válce a klikového hřídele s vývažky
P2_KH	[m]	vzdálenost pístu druhého válce a klikového hřídele s vývažky
P3_KH	[m]	vzdálenost pístu třetího válce a klikového hřídele s vývažky
r	[m]	poloměr (rameno) kliky
r_{VMI}	[m]	poloměr polohy těžiště vývažku vyvažovacích hřídelů momentu setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu
r_{VMR}	[m]	poloměr polohy těžiště vývažku momentu setrvačných sil rotačních hmot
r_{VPI}	[m]	poloměr polohy těžiště vývažku setrvačné síly posuvných hmot I. řádu
r_{VPII}	[m]	poloměr polohy těžiště vývažku setrvačné síly posuvných hmot II. řádu
r_{VR}	[m]	poloměr polohy těžiště vývažků setrvačné síly rotačních hmot
r_{zal}	[m]	poloměr těžiště zalomení klikového hřídele
s	[m]	dráha pístu (vzdálenost pístu od horní úvratě)
s_I	[m]	1. harmonická složka dráhy pístu
s_{II}	[m]	2. harmonická složka dráhy pístu
S_O	[N]	setrvačná síla od kompenzačního momentu ojnice
S_P	[N]	setrvačná síla posuvných hmot
S_{PI}	[N]	1. harmonická složka setrvačné síly posuvných hmot
$S_{PI,1}$	[N]	1. harmonická složka setrvačné síly posuvných hmot prvního válce
$S_{PI,2}$	[N]	1. harmonická složka setrvačné síly posuvných hmot druhého válce
$S_{PI,3}$	[N]	1. harmonická složka setrvačné síly posuvných hmot třetího válce
S_{PII}	[N]	2. harmonická složka setrvačné síly posuvných hmot
$S_{PII,1}$	[N]	2. harmonická složka setrvačné síly posuvných hmot prvního válce
$S_{PII,2}$	[N]	2. harmonická složka setrvačné síly posuvných hmot druhého válce
$S_{PII,3}$	[N]	2. harmonická složka setrvačné síly posuvných hmot třetího válce
S_{PN}	[N]	normálová složka setrvačné síly posuvných hmot
S_{PO}	[N]	složka setrvačné síly posuvných hmot působící v ojnici
S_{PP}	[N]	nadbytečná odstředivá síla vývažků setrvačné síly rotačních hmot
S_{PR}	[N]	radiální složka setrvačné síly posuvných hmot působící v ojnici
S_{PT}	[N]	tečná složka setrvačné síly posuvných hmot působící v ojnici



S_R	[N]	setrvačná síla rotačních hmot
S_{R1}	[N]	setrvačná síla rotačních hmot prvního válce
S_{R2}	[N]	setrvačná síla rotačních hmot druhého válce
S_{R3}	[N]	setrvačná síla rotačních hmot třetího válce
$S_{R\zeta}$	[N]	součet setrvačných sil rotačních hmot ve směru osy ζ
$S_{R\eta}$	[N]	součet setrvačných sil rotačních hmot ve směru osy η
S_{VPI}	[N]	odstředivá síla vývažku setrvačné síly posuvných hmot I. řádu
S_{VPII}	[N]	odstředivá síla vývažku setrvačné síly posuvných hmot II. řádu
S_{VR}	[N]	odstředivá síla vývažků setrvačné síly rotačních hmot
t	[s]	čas
T	[s]	perioda
v	[m.s ⁻¹]	rychlost pístu (posuvných hmot)
v_I	[m.s ⁻¹]	1. harmonická složka rychlosti pístu (posuvných hmot)
v_{II}	[m.s ⁻¹]	2. harmonická složka rychlosti pístu (posuvných hmot)
x		osa lokálního souřadného systému
y		osa lokálního souřadného systému
z		osa lokálního souřadného systému
Z	[m]	zdvih pístu
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
α_{KH}	[°]	úhel natočení vektoru momentu klikového hřídele při úhlu natočení hřídele 0°
α_{VH}	[°]	úhel natočení vektoru momentu vyvažovacího hřídele při úhlu natočení klikového hřídele 0°
β	[°]	úhel odklonu (výkyvu) ojnice
γ	[°]	úhel sklonu vektoru momentu setrvačných sil rotačních hmot k ose ζ
ΔI_O	[kg.m ²]	rozdíl v momentu setrvačnosti ojnice a náhradní soustavy dvou hmotných bodů
ΔM_O	[Nm]	kompensační moment ojnice
ΔM_{OI}	[Nm]	1. harmonická složka kompenzačního momentu ojnice
$\Delta M_{OI,1}$	[Nm]	1. harmonická složka kompenzačního momentu ojnice prvního válce
$\Delta M_{OI,2}$	[Nm]	1. harmonická složka kompenzačního momentu ojnice druhého válce
$\Delta M_{OI,3}$	[Nm]	1. harmonická složka kompenzačního momentu ojnice třetího válce
ΔM_{OIII}	[Nm]	3. harmonická složka kompenzačního momentu ojnice
$\Delta M_{OIII,1}$	[Nm]	3. harmonická složka kompenzačního momentu ojnice prvního válce
$\Delta M_{OIII,2}$	[Nm]	3. harmonická složka kompenzačního momentu ojnice druhého válce
$\Delta M_{OIII,3}$	[Nm]	3. harmonická složka kompenzačního momentu ojnice třetího válce
ε_o	[rad.s ⁻²]	úhlové zrychlení ojnice



ε_{oI}	[rad.s ⁻²]	1. harmonická složka úhlového zrychlení ojnice
ε_{oIII}	[rad.s ⁻²]	3. harmonická složka úhlového zrychlení ojnice
ζ		osa myšleného souřadného systému motoru
η		osa myšleného souřadného systému motoru
ϑ_k	[rad]	fázový posun k -té harmonické funkce
κ	[-]	řád harmonické složky
λ	[-]	klikový poměr
λ_e	[-]	excentrický poměr
ζ		osa myšleného souřadného systému motoru
ω	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele
ω_o	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost ojnice



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1	KIN.m	skript pro výpočet kinematiky klikového mechanismu.
Příloha 2	DYN.m	skript pro výpočet dynamiky řešeného klikového mechanismu.
Příloha 3	MBS_Mx.txt	výsledný moment k ose ζ zjištěný prostřednictvím MSC Adams.
Příloha 4	MBS_Mxn.txt	moment k ose ζ bez vyvážení zjištěný prostřednictvím MSC Adams.
Příloha 5	MBS_My.txt	výsledný moment k ose η zjištěný prostřednictvím MSC Adams.
Příloha 6	MBS_Myn.txt	moment k ose η bez vyvážení zjištěný prostřednictvím MSC Adams.
Příloha 7	MBS_Mz.txt	výsledný moment k ose ζ zjištěný prostřednictvím MSC Adams.
Příloha 8	MBS_Mzn.txt	moment k ose ζ bez vyvážení zjištěný prostřednictvím MSC Adams.
Příloha 9	KH_VH.txt	výsledek analýzy vzdáleností.
Příloha 10	O1_VH.txt	výsledek analýzy vzdáleností.
Příloha 11	O3_VH.txt	výsledek analýzy vzdáleností.
Příloha 12	P1_KH.txt	výsledek analýzy vzdáleností.
Příloha 13	P2_KH.txt	výsledek analýzy vzdáleností.
Příloha 14	P3_KH.txt	výsledek analýzy vzdáleností.
Příloha 15	DIS.m	skript pro vyhodnocení minimálních vzdáleností vybraných součástí a příslušných úhlů natočení KH.
Příloha 16	DP.pdf	elektronická verze textu práce.

Přílohy jsou umístěny na CD na vnitřní straně desek.