



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

TŘÍVÁLCOVÝ VZNĚTOVÝ MOTOR PRO UŽITKOVÁ VOZIDLA

THREE CYLINDER DIESEL ENGINE FOR COMMERCIAL VEHICLES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Briš

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Tomáš Briš**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.**
Akademický rok: 2016/17

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:

Tříválcový vznětový motor pro užitková vozidla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout hnací ústrojí tříválcového vznětového motoru pro užitková vozidla jako člena unifikované řady motorů.

Cíle diplomové práce:

Pro zadané základní parametry klikového mechanismu a válcové jednotky

- navrhnout konfiguraci klikového hřídele
- navrhnout možné varianty vyvážení setrvačných sil a momentů v klikovém mechanismu
- pro zvolené uspořádání klikového mechanismu zpracovat výkresovou dokumentaci jeho hlavních komponent
- provést pevnostní kontrolu klikového hřídele s uvážením torzních kmitů

Seznam literatury:

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 3rd edition. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. 641 s. ISBN 0768004950.

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

KÖEHLER, Eduard. Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. 3. verb. Aufl. Braunschweig [u.a.]: Vieweg, 2002. 548 s. ISBN 3-528-23108-4.

HAFNER, Karl Ernst a MAASS, Harald. Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschinen. Wien, New York: Springer Verlag, 1995. 424 s. ISBN 978-3-7091-7468-5.

SKOTSKY, Alexander A. Automotive engines: control, estimation, statistical detection. Berlin: Springer Verlag, 2009. 215 s. ISBN 978-3-642-00163-5.

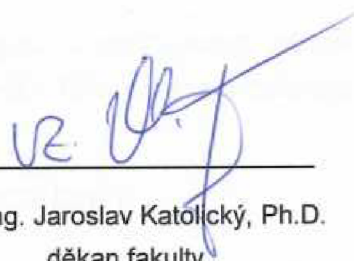
JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 179 s. ISBN 978-80-87143-15-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 26. 9. 2016



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu



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

ABSTRAKT

Diplomová práce pojednává o návrhu klikového hřídele pro tříválcový vznětový motor pro užitková vozidla. Tento motor je členem unifikované řady motorů s počtem válců od dvou do šesti. Hlavními body této práce jsou návrh konfigurace klikového hřídele, vyvážení setrvačných sil a momentů v klikovém mechanismu, zpracování výkresové dokumentace klikového hřídele a na závěr provedení pevnostní kontroly součásti s uvažováním torzních kmitů. Cílem je sestavení součásti klikový hřídel pro potencionální použití v automobilovém průmyslu.

KLÍČOVÁ SLOVA

klikový hřídel, tříválcový motor, vyvažování, vyvažovací jednotka, torzní kmitání

ABSTRACT

The diploma thesis deals with a design of a crankshaft for a three-cylinder diesel engine for commercial vehicles. The engine is a member of a unified line of engines with the number of cylinders from two to six. The main points of the work are a draft of the crankshaft configuration, the balance of inertial forces and the moments in the crank mechanism, creation of drawings of the crankshaft and finally carrying out a strength analysis of the part, taking into account torsional vibration. The aim is formation of a part – crankshaft for potential usage in the automotive industry.

KEYWORDS

crankshaft, three-cylinder engine, balancing, balancing unit, torsional vibration

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BRIŠ, T. *Tříválcový vznětový motor pro užitková vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 72 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2017

.....

Tomáš Briš

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto panu prof. Ing. Václavu Pištěkovi, DrSc. z VUT FSI za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce.

OBSAH

Úvod	10
1 Klikový mechanismus	11
1.1 Klikový hřídel	11
1.2 Výroba klikového hřídele	12
1.3 Příslušenství klikového hřídele	12
1.3.1 Tlumič torzních kmitů	12
1.3.2 Setrvačnick	12
2 Síly a momenty v klikovém mechanismu	13
2.1 Síly od tlaku plynů	13
2.2 Setrvačné síly	15
2.3 Vyvažování tříválcových motorů.....	17
2.3.1 Uspořádání klikového hřídele.....	17
2.3.2 Setrvačné síly a momenty rotujících částí	18
2.3.3 Setrvačné síly a momenty posuvných částí	22
3 Základní parametry klikového mechanismu a válcové jednotky	26
4 Konfigurace klikového hřídele, vyvážení setrvačných sil a momentů.....	27
4.1 Návrh zalomení	27
4.2 Finální model klikového hřídele	36
4.3 Návrh vyvažovací jednotky	38
5 Modální analýza	40
5.1 Postup výpočtu.....	40
5.2 Výsledky modální analýzy.....	41
6 Torzní kmitání klikového hřídele	43
6.1 Náhradní torzní soustava	43
6.1.1 Redukce hmot	44
6.1.2 Redukce délek.....	46
6.1.3 Výpočet torzních tuhostí.....	47
6.2 Vlastní torzní kmitání soustavy	48
6.2.1 Výpočet frekvencí vlastního torzního kmitání několikahmotové soustavy.....	48
6.3 Vynucené torzní kmitání soustavy.....	50
6.3.1 Harmonická analýza krouticího momentu.....	50
6.3.2 Kritické otáčky motoru	51
6.3.3 Vydátnost rezonancí	53
6.3.4 Torzní výchylky v rezonanci	54
6.3.5 Namáhání klikového hřídele torzními vibracemi	54

7	Pevnostní kontrola	57
7.1	Diskretizace	57
7.2	Okrajové podmínky	59
7.3	Zatížení	60
7.4	Výsledky pevnostní analýzy	61
7.5	Stanovení bezpečnosti k mezi únavy	63
	Závěr	66
	Použité informační zdroje.....	67
	Seznam použitých zkratk a symbolů	68
	Seznam příloh	72

ÚVOD

Vzhledem k současnému trendu, tj. neustálé snižování zdvihového objemu motorů za současného zvyšování výkonu (downsizing), jsou vznětové motory s velkým zdvihovým objemem doménou spíše užitkových vozidel. U tohoto typu vozidel je požadavek především na vysokou spolehlivost a životnost (až 1 000 000 km), vysoký objemový výkon ($\text{kW}\cdot\text{l}^{-1}$) a malou měrnou hmotnost ($\text{kg}\cdot\text{kW}^{-1}$), nízkou spotřebu a v poslední době také splnění emisních limitů [1].

Předmětem této diplomové práce je návrh klikového hřídele pro tříválcový vznětový motor tak, aby splňoval všechny výše uvedené požadavky, z nichž nejvíce důležité jsou v tomto případě vysoká spolehlivost a životnost. Pro dosažení těchto cílů je potřeba použít adekvátní postupy a metody řešení a s větším důrazem se zabývat optimálním vyvážením klikového mechanismu, torzním kmitáním klikového hřídele a následně pevnostní kontrolou.

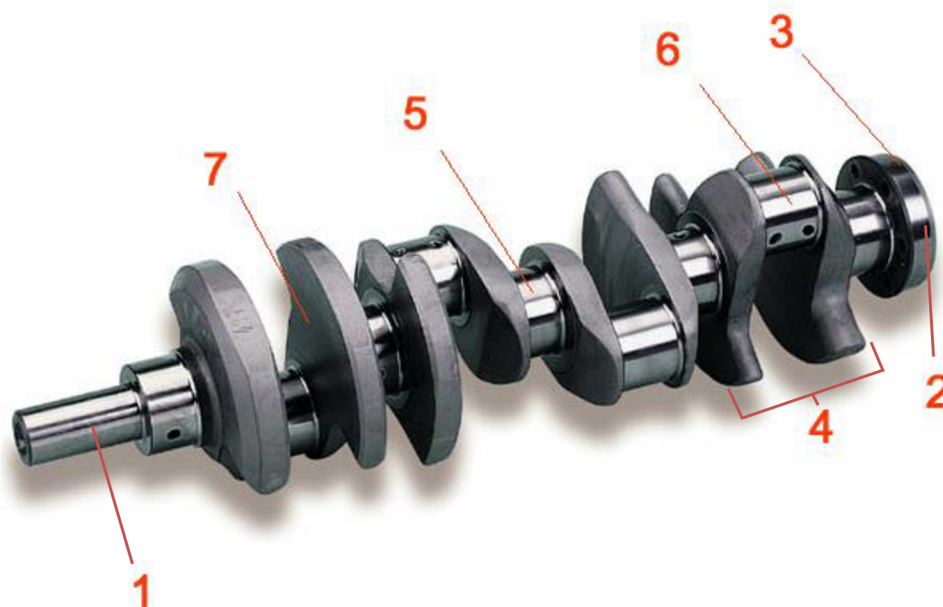
Zejména torzní kmitání způsobovalo v minulosti závažné problémy při provozu klikových hřídelů. Do doby, než se odstranila příčina těchto jevů, docházelo často k únavovým lomům. Jak bylo později zjištěno, tyto lomy byly způsobeny především periodickým kmitáním klikového hřídele, které bylo vyvoláno zejména periodickým průběhem točivého momentu [2].

1 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikový mechanismus je obecně technické zařízení, které umožňuje změnu přímočarého vratného pohybu na pohyb rotační. Je složen z klikového hřídele, ojnice a pístní skupiny.

1.1 KLIKOVÝ HŘÍDEL

Kromě změny přímočarého vratného pohybu na pohyb rotační, klikový hřídel dále zajišťuje náhon rozvodu, příslušenství a pomocných agregátů. Klikový hřídel je v provozu zatěžován působením sil od tlaku plynů na píst a současně setrvačnými silami. Toto silové působení je časově proměnné a způsobuje pružné kmity v hřídeli, které ho namáhají na ohyb, krut, tah a tlak. Klikové hřídele musí proto být navrhovány s ohledem na dostatečnou tuhost, pevnost, odolnost proti opotřebení čepů a ložisek a vysokou únavovou pevnost. Základní části jsou zobrazeny na obr. 1 [1].



Obr. 1 Klikový hřídel osmiválcového motoru [1].

- 1 – přední (volný) konec
- 2 – zadní (náhonový) konec
- 3 – příruba setrvačníku
- 4 – zalomení
- 5 – hlavní čep
- 6 – ojníční čep
- 7 – rameno

1.2 VÝROBA KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Klikové hřídele bývají vyráběné jako skládané, ocelové kované nebo lité. Co se týká skládaných klikových hřídelů, tak ramena a čepy jsou vyráběny zvlášť a poté se spojují slisováním. Toto řešení používají hlavně výrobci motocyklových motorů nebo motorů malé mechanizace. Hřídele bývají uloženy ve valivých ložiskách a taktéž ojnicní ložiska bývají valivá. Zvláštním způsobem výroby je spojování základních částí pomocí šroubových spojů, což používá například firma TATRA TRUCKS a.s. [1].

Kované klikové hřídele jsou charakteristické vyšší pevností. Pro méně zatížené zážehové motory se používají například oceli C45E nebo 34CrMo4, zušlechtěny na pevnost 650-800 MPa. Čepy se nekalí. Pro klikové hřídele vznětových motorů se používají legované oceli například 51CrV4, zušlechtěné na pevnost 800-950 MPa. Čepy bývají kaleny na tvrdost 54-60 HRC [1].

Poslední možností jsou odlévané klikové hřídele, které jsou vzhledem k menší pevnosti vhodné pro méně zatížené motory. Ve srovnání s kovanými hřídeli mají větší průměry hlavních i ojnicních čepů a větší přechodové poloměry [1].

1.3 PŘÍSLUŠENSTVÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Většina klikových hřídelů bývá opatřena součástmi jako je tlumič torzních kmitů, setrvačnick, řetězová nebo ozubená kola, řemenice.

1.3.1 TLUMIČ TORZNÍCH KMITŮ

Vlivem proměnných silových účinků v čase, které na klikový hřídel působí, dochází k jeho torznímu rozkmitání. Největší amplituda kmitů bývá pozorována na předním konci hřídele, a proto zde bývá umístěn tlumič torzních kmitů. Na opačném konci bývá uložen setrvačnick, a proto je zde situace stabilnější. Tlumič bývá často integrován do tělesa řemenice. Podle principu rozlišujeme tlumiče s vnitřním třením v pružných materiálech, se suchým třením nebo s kapalinovým třením [1].

1.3.2 SETRVAČNÍK

Jak už bylo řečeno, setrvačnick bývá uložen na zadním konci klikového hřídele a slouží hlavně k vyrovnání úhlové rychlosti otáčení. Jeho vedlejší funkcí je, že nese ozubený věnec pro startér a jeho vnitřní plocha tvoří třecí plochu kotoučové spojky. V důsledku menšího kolísání úhlové rychlosti na zadním konci bývá někdy řešen pohon rozvodového mechanismu právě od setrvačnicku. Například u vznětových motorů pro nákladní vozidla [1].

2 SÍLY A MOMENTY V KLIKOVÉM MECHANISMU

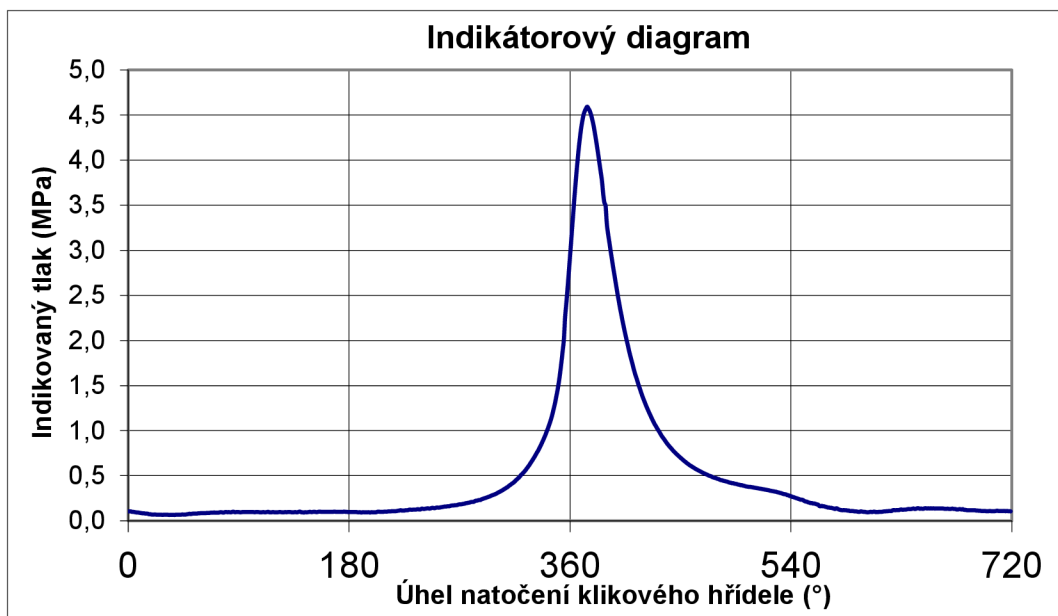
V klikovém mechanismu působí v provozu tyto druhy sil: **síly od tlaku plynů**, **setrvačné síly**, třecí síly, síly v důsledku odporů poháněného vozidla, síly vznikající kmitáním částí klikového mechanismu. Dále se budeme zabývat pouze silami od tlaku plynů (primární síly) a setrvačnými silami (sekundární síly), jejichž působení v klikovém mechanismu je majoritní [3].

2.1 SÍLY OD TLAKU PLYNŮ

Tyto síly vznikají tlakem plynu na píst, jsou zachyceny rámem stroje a jejich účinek není navenek zřetelný. Projeví se pouze klopný moment, který vyvolává normálová složka síly od tlaku plynů. Síla od tlaku plynů, působící na píst, se určí podle vztahu (1). Tato síla se mění s časem respektive s úhlem natočení klikového hřídele α , protože tlak ve spalovacím prostoru je funkcí úhlu natočení klikového hřídele. Tlak ve spalovacím prostoru se určuje podle indikátorového diagramu uvažovaného motoru, ze kterého lze odečíst příslušný tlak pro každou polohu KH. Příklad takového indikátorového diagramu je znázorněn na obr. 2 [2].

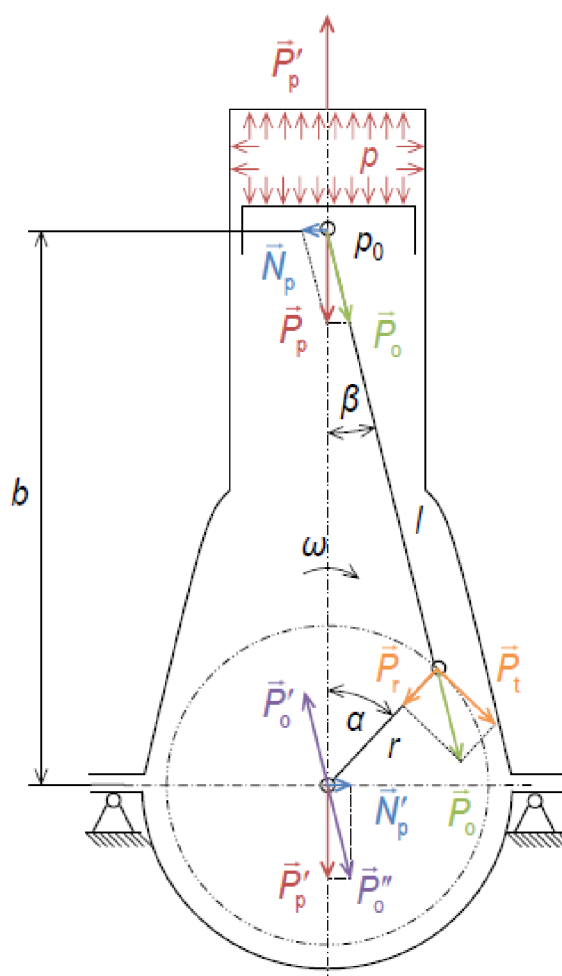
$$P_p = S_p (p - p_0) = \frac{\pi D^2}{4} (p - p_0) [N], \quad (1)$$

kde S_p je čelní plocha pístu, p tlak ve spalovacím prostoru, p_0 tlak v klikové skříni, D vrtání válce.



Obr. 2 Indikátorový diagram.

Nyní budou uvedeny síly od tlaku plynů působící v dalších částech klikového mechanismu. Všechny následující vztahy vycházejí z obr. 3.



Obr. 3 Síly od tlaku plynů v klikovém mechanismu [3].

Síly od tlaku plynů působící v ojnici:

$$P_o = \frac{P_p}{\cos \beta} [N] \quad (2)$$

Tečná složka ojnicí síly od tlaku plynů:

$$P_t = P_o \sin(\alpha + \beta) [N] \quad (3)$$

Radiální složka ojnicí síly od tlaku plynů:

$$P_r = P_o \cos(\alpha + \beta) [N] \quad (4)$$

Točivý moment sil od tlaku plynů

$$M_t^p = P_t r = P_p r \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} [N \cdot m] \quad (5)$$

Normálová síla od tlaku plynů

$$N_p = P_p \operatorname{tg} \beta [N] \quad (6)$$

Klopný moment sil od tlaku plynů

$$M_{kl}^p = N_p b = P_p r \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} [N \cdot m] \quad (7)$$

2.2 SETRVAČNÉ SÍLY

Setrvačné síly vzbuzují při pohybu jednotlivé části klikového mechanismu. Tyto síly a momenty jsou na rozdíl od sil od tlaku plynů přenášeny rámem stroje a upevňovacími šrouby na základ a způsobují kmitání a vibrace základu. Proto je třeba tyto síly eliminovat nebo alespoň omezit na přijatelnou míru. Setrvačná síla posuvných částí se určí podle vztahu (8) [2].

$$S_p = -m_p a [N], \quad (8)$$

kde m_p je hmotnost posuvných částí, a zrychlení pístní skupiny.

$$m_p = m_{psk} + m_1 [kg], \quad (9)$$

kde m_{psk} je hmotnost pístní skupiny (píst, pístní čep, pístní kroužky), m_1 hmotnost ojnice redukovaná do středu pístního čepu, tj. do malého oka ojnice.

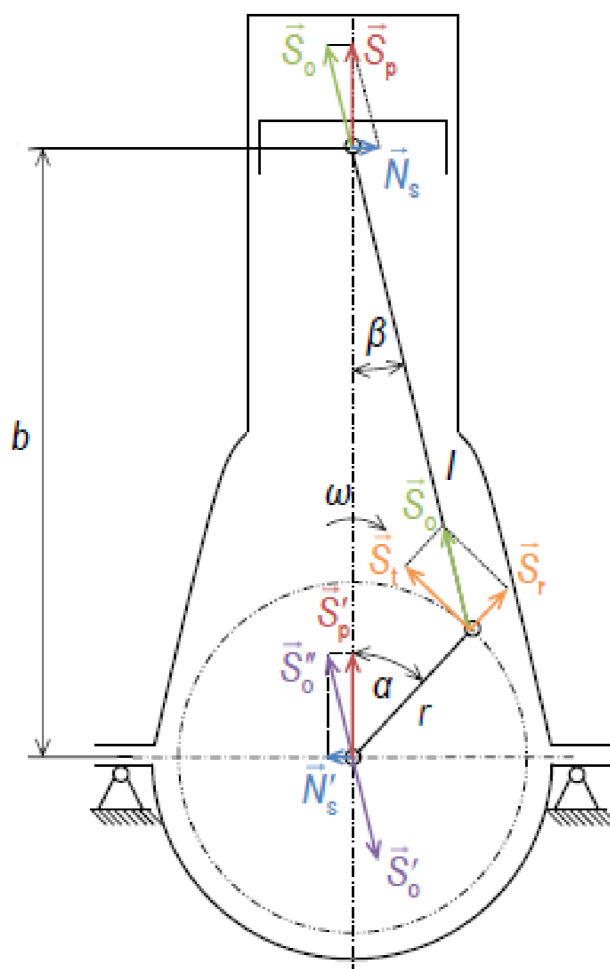
$$a = r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) [m \cdot s^{-2}], \quad (10)$$

kde r je poloměr kliky, ω úhlová rychlost otáčení klikového hřídele, α úhel natočení kliky, λ klikový poměr. Běžně se uvažují pouze první dvě harmonické složky. Další harmonické složky mají zanedbatelný vliv na přesnost výpočtu.

$$\lambda = \frac{r}{l_o} [-], \quad (11)$$

kde l_o je délka ojnice. Pro běžné motory $\lambda = 0,25-0,35$.

Nyní budou uvedeny setrvačné síly působící v dalších částech klikového mechanismu. Všechny následující vztahy vycházejí z obr. 4.



Obr. 4 Setrvačné síly v klikovém mechanismu [3].

Setrvačná síly posuvných částí působící v ojnici

$$S_o = \frac{S_p}{\cos \beta} [N] \quad (12)$$

Tečná složka setrvačné síly posuvných částí působící v ojnici

$$S_t = S_o \sin(\alpha + \beta) [N] \quad (13)$$

Radiální složka setrvačné síly posuvných částí působící v ojnici

$$S_r = S_o \cos(\alpha + \beta) [N] \quad (14)$$

Točivý moment setrvačných sil posuvných částí

$$M_i^s = S_t r = S_p r \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} [N \cdot m] \quad (15)$$

Normálová složka setrvačné síly posuvných částí

$$N_s = S_p \operatorname{tg} \beta [N] \quad (16)$$

Klopný moment setrvačných sil posuvných částí

$$M_{kl}^s = N_s b = S_p r \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} [N \cdot m] \quad (17)$$

2.3 VYVAŽOVÁNÍ TŘÍVÁLCOVÝCH MOTORŮ

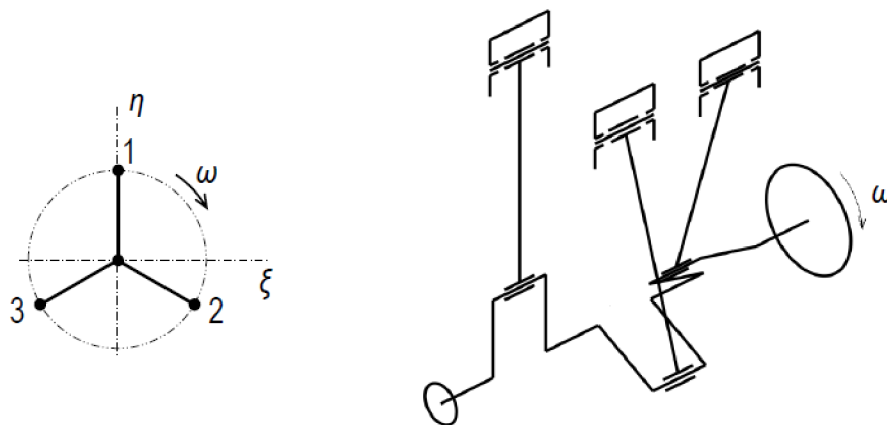
Vyvážení klikového ústrojí je důležitou součástí každé konstrukce motoru a zejména rychloběžných motorů s vysokými otáčkami a vysokými parametry. Vyvažujeme setrvačné síly a momenty, které nejsou vnitřně vyrovnané. Původ nevyváženosti může být:

- funkční – pohyb klikového mechanismu,
- výrobní – výrobní tolerance, nehomogenita materiálu,
- deformace součástí za provozu.

Setrvačné síly a momenty se odstraňují konstrukčním vyvažováním v případě funkční nevyváženosti nebo provozním vyvažováním na vyvažovacích strojích v případě výrobní nevyváženosti nebo deformace. Smyslem obou těchto vyvážení je dosáhnout klidného chodu motoru bez nadměrného kmitání, vibrací a hluku, které zkracuje životnost motoru a je nepříjemné z pohledu obsluhy [2], [4].

2.3.1 USPOŘÁDÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Pořadí zážehů u čtyřdobých tříválcových motorů bývá nejčastěji voleno 1-2-3, čemuž odpovídá uspořádání klikového hřídele patrné z obr. 5.



Obr. 5 Uspořádání klikového hřídele tříválcového motoru [3].

Z požadavku na rovnoměrný rozestup zapalování, a tím i hnacích sil během pracovního cyklu je uspořádání klikového hřídele zvoleno tak, že jednotlivá zalomení KH tvoří ve směru osy otáčení hřídele pravidelnou hvězdici. Úhly mezi jednotlivými zalomeními jsou dány vztahem (18) [2].

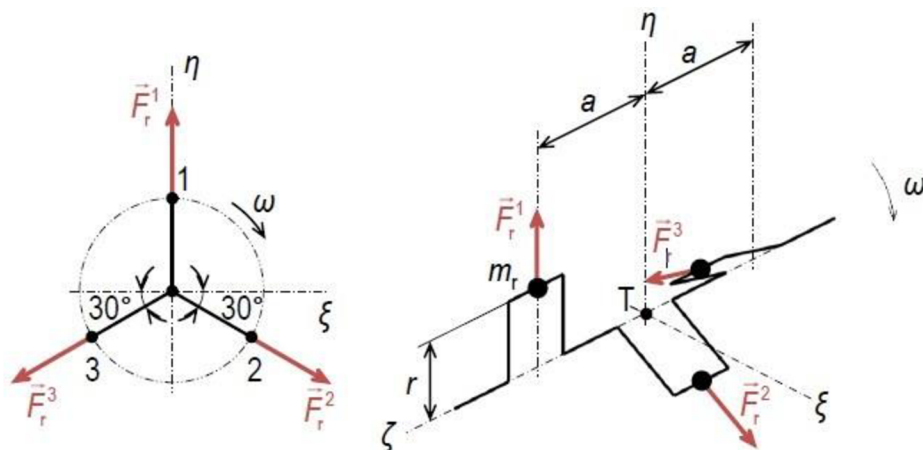
$$g_{KL} = \frac{720^\circ}{i_v} [^\circ], \quad (18)$$

kde i_v je počet válců. Pro tříválcový motor pak platí:

$$g_{KL} = \frac{720^\circ}{3} = 240^\circ \quad (19)$$

2.3.2 SETRVAČNÉ SÍLY A MOMENTY ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Pro určení setrvačných sil rotujících částí se vychází z obr. 6.



Obr. 6 Setrvačné síly rotujících částí [3].

$$\sum_{i=1}^3 F_{r\xi}^i = 0 + m_r r \omega^2 \cos 30^\circ - m_r r \omega^2 \cos 30^\circ = 0 [N], \quad (20)$$

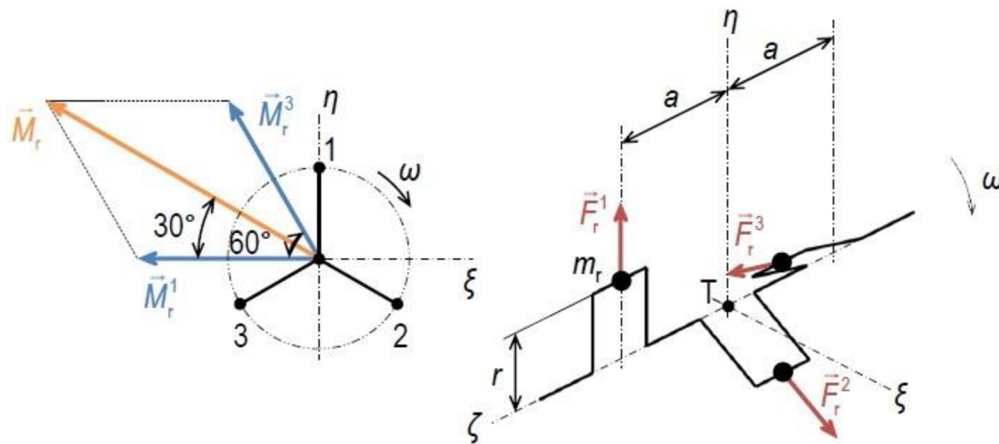
kde m_r je hmotnost rotujících částí.

$$\sum_{i=1}^3 F_{r\eta}^i = m_r r \omega^2 - m_r r \omega^2 \sin 30^\circ - m_r r \omega^2 \sin 30^\circ = 0 [N] \quad (21)$$

$$\sum_{i=1}^3 \vec{F}_r^i = \vec{0} [N] \quad (22)$$

Je-li klikový hřídel řadového motoru uspořádán do pravidelné hvězdice tak, jak je možné vidět na obr. 6, je výslednice setrvačných sil rotujících částí nulová [3].

Pro určení **momentů setrvačných sil rotujících částí** se vychází z obr. 7. Momenty setrvačných sil budou odvozeny k bodu T, což je těžiště.



Obr. 7 Momenty setrvačných sil rotujících částí [3].

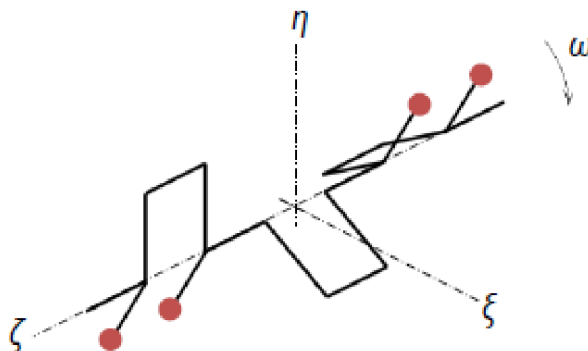
$$\sum_{i=1}^3 M_{r\xi}^i = -m_r r \omega^2 + 0 - m_r r \omega^2 a \cos 60^\circ = -m_r r \omega^2 a (1 + \cos 60^\circ) [N \cdot m] \quad (23)$$

$$\sum_{i=1}^3 M_{r\zeta}^i = 0 + 0 + m_r r \omega^2 a \sin 60^\circ = m_r r \omega^2 a \sin 60^\circ [N \cdot m] \quad (24)$$

$$|\vec{M}_r| = \sqrt{3} m_r r \omega^2 a [N \cdot m] \quad (25)$$

Ze vztahu (25) je možné vidět, že výslednice momentů setrvačných sil rotujících částí je nenulová, na rozdíl od výslednice setrvačných sil (vztah (22)). Proto je nutné přistoupit k určité eliminaci tohoto momentu, tzn. vyvážení. Obecně existují v případě tříválcových motorů tři možné varianty vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí.

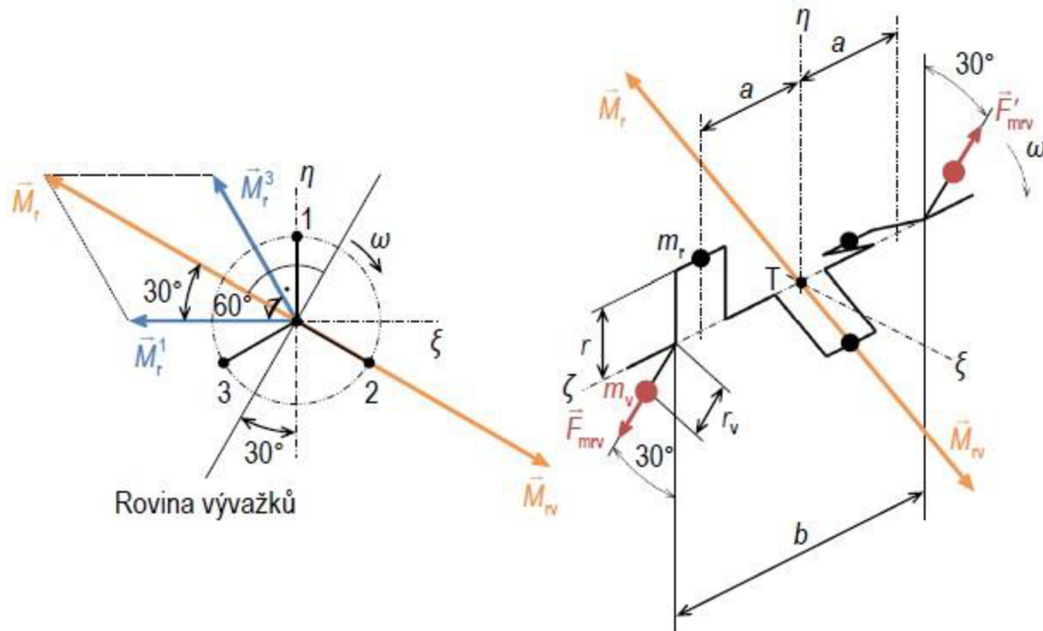
a) Momentové vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí



Obr. 8 Momentové vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí [3].

V tomto případě je moment M_r , vyvolaný setrvačnými silami F_r , vyvážen opačně působícím momentem M_{rv} o stejné velikosti. Tento vyvažovací moment je vyvolán vývažky umístěnými po krajích klikového hřídele pod úhlem 30° , tak jak je ukázáno na obr. 8.

Předešlá úvaha včetně vyvažovacího momentu M_{rv} je zachycena na obr. 9. Dimenzování vývažků, při použití jednoho vývažku na každé straně, by probíhalo podle vztahů (27), (28) a (29). Velikost momentu M_r byla určena dle vztahu (25).



Obr. 9 Momentové vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí – určení vyvažovacího momentu [2].

$$\sum \vec{M} = \vec{0} [N \cdot m] \quad (26)$$

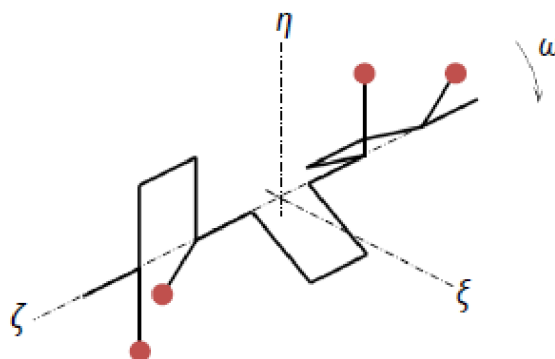
$$\vec{M}_r + \vec{M}_{rv} = \vec{0} [N \cdot m] \quad (27)$$

$$\sqrt{3}m_r\omega^2a = m_v r_v \omega^2 b, \quad (28)$$

kde m_v je hmotnost jednoho vývažku, r_v poloměr těžiště vývažku.

$$m_v = \sqrt{3}m_r \frac{r}{r_v} \frac{a}{b} [kg] \quad (29)$$

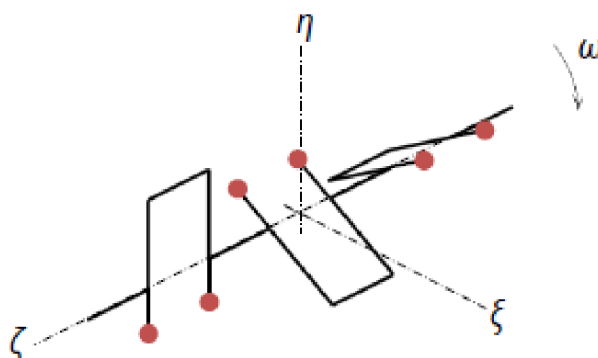
- b) Momentové vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí dle Schnürleho



Obr. 10 Momentové vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí dle Schnürleho [3].

Zde je stejně jako v případě a) vzniklý moment M_r eliminován opačně působícím momentem o stejné velikosti s tím rozdílem, že koncepce dle Schnürleho umožňuje použití méně hmotných vývažků.

- c) Silové vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí

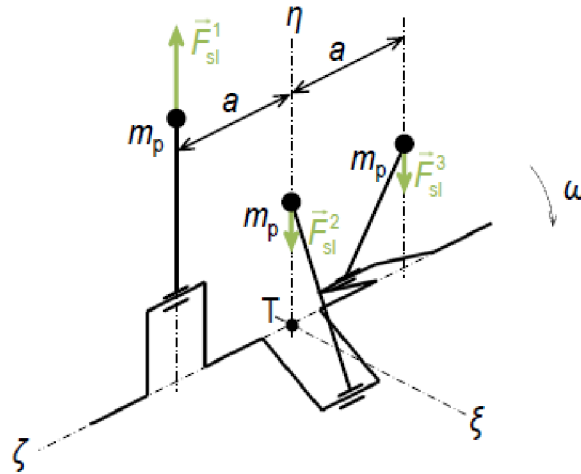


Obr. 11 Silové vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí [2].

Poslední možností je silové vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí. V tomto případě nedochází k vyvážení momentu M_r opačně působícím momentem, nýbrž je vyvážena každá síla na jednotlivých zalomeních zvlášť. To znamená, že ve výsledku žádný moment nevzniká. Tento způsob vyvážení je nejjednodušší, protože není vůbec potřeba se zabývat číselným vyjadřováním momentů, ale vývažky jsou zde ze všech tří metod nejvíce hmotné.

2.3.3 SETRVAČNÉ SÍLY A MOMENTY POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Pro určení **setrvačných sil posuvných částí I. řádu** se vychází z obr. 12.

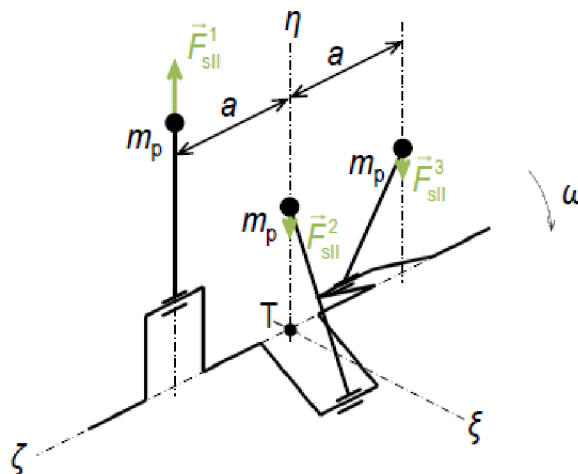


Obr. 12 Setrvačné síly posuvných částí I. řádu [3].

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^3 \vec{F}_{sl}^i &= m_p r \omega^2 \cos \alpha + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 120^\circ) + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 240^\circ) = \\ &= m_p r \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 120^\circ) + \cos(\alpha + 240^\circ)] = \vec{0} [N] \end{aligned} \quad (30)$$

Je-li klikový hřídel řadového motoru uspořádaný do pravidelné hvězdice tak, jak je možné vidět na obr. 12, je výslednice I. řádu setrvačných sil posuvných částí nulová [3].

Pro určení **setrvačných sil posuvných částí II. řádu** se vychází z obr. 13.

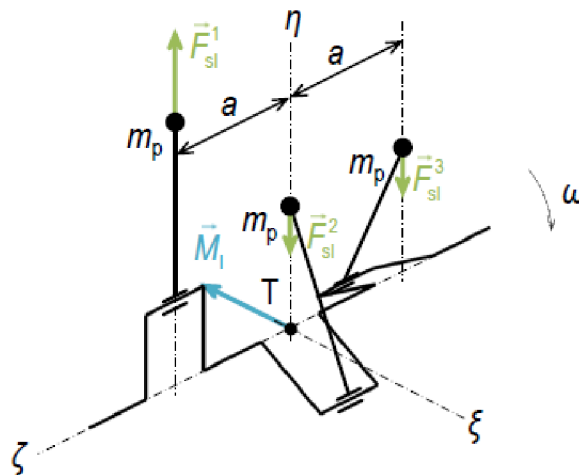


Obr. 13 Setrvačné síly posuvných částí II. řádu [2].

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^3 \vec{F}_{sl}^i &= \lambda m_p r \omega^2 \cos 2\alpha + \lambda m_p r \omega^2 \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \lambda m_p r \omega^2 \cos 2(\alpha + 240^\circ) = \\ &= \lambda m_p r \omega^2 [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \cos 2(\alpha + 240^\circ)] = \vec{0} [N] \end{aligned} \quad (31)$$

Je-li fiktivní klikový hřídel II. řádu řadového motoru uspořádaný do pravidelné hvězdice tak, jak je možné vidět na obr. 13, je výslednice II. řádu setrvačných sil posuvných částí nulová [3].

Pro určení **momentů setrvačných sil posuvných částí I. řádu** se vychází z obr. 14.



Obr. 14 Momenty setrvačných sil posuvných částí I. řádu [3].

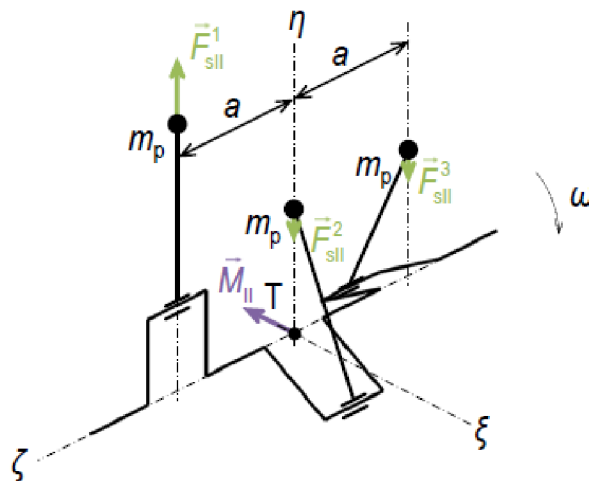
$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^3 \vec{M}_{sl}^i &= -m_p r \omega^2 \cos \alpha a + 0 + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 240^\circ) a = \\ &= m_p r \omega^2 a [\cos(\alpha + 240^\circ) - \cos \alpha] [N \cdot m] \end{aligned} \quad (32)$$

$$\vec{M}_I = \sqrt{3} m_p r \omega^2 a \sin(\alpha + 300^\circ) [N \cdot m] \quad (33)$$

Pro určení **momentů setrvačných sil posuvných částí II. řádu** se vychází z obr. 15.

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^3 \vec{M}_{sl}^i &= -\lambda m_p r \omega^2 \cos 2\alpha a + 0 + \lambda m_p r \omega^2 \cos 2(\alpha + 240^\circ) a = \\ &= \lambda m_p r \omega^2 a [\cos 2(\alpha + 240^\circ) - \cos 2\alpha] [N \cdot m] \end{aligned} \quad (34)$$

$$\vec{M}_{II} = \sqrt{3} \lambda m_p r \omega^2 a \sin 2(\alpha + 300^\circ) [N \cdot m] \quad (35)$$



Obr. 15 Momenty setrvačných sil posuvných částí II. řádu [2].

Na rozdíl od setrvačných sil posuvných částí I. i II. řádu, které jsou nulové, jsou momenty setrvačných sil posuvných částí I. i II. řádu nenulové. Velikosti těchto momentů jsou dány vztahy (33) a (35). Jelikož by tyto momenty způsobovaly zřetelné kmitání motoru, je nutné vyvážit alespoň jejich I. řád. V praxi se momenty setrvačných sil posuvných částí II. řádu nevyvažují, protože jejich amplitudy jsou v porovnání s momenty I. řádu malé.

Schéma jedné z možností vyvážení momentů I. řádu je na obr. 16. Klikový hřídel je zde doplněn dvojicí vyvažovacích hřídelů rotujících proti sobě. Tím se vytváří dvojice momentů \overline{M}_{vl}^+ a \overline{M}_{vl}^- , jejichž složením vzniká výsledný moment \overline{M}_{vl} , který má stejnou velikost jako budící moment \overline{M}_I , avšak opačný směr působení. Hmotnost vývažků by byla stanovena dle následující úvahy.

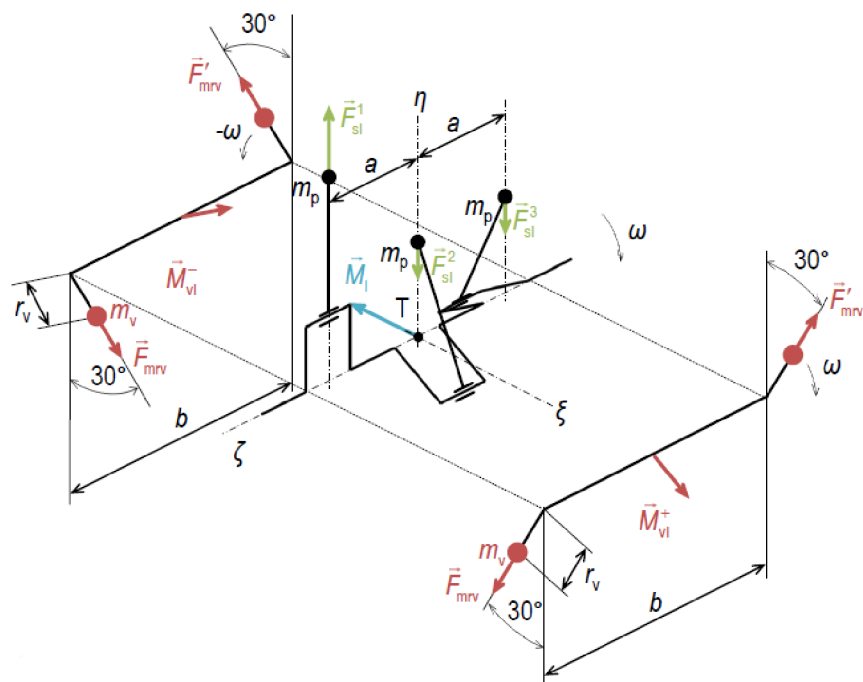
$$\sum \overline{M} = \vec{0} [N \cdot m] \quad (36)$$

$$M_I + M_{vl} = 0 [N \cdot m] \quad (37)$$

$$\sqrt{3} m_p r \omega^2 a = 2 m_v r_v \omega^2 b \quad (38)$$

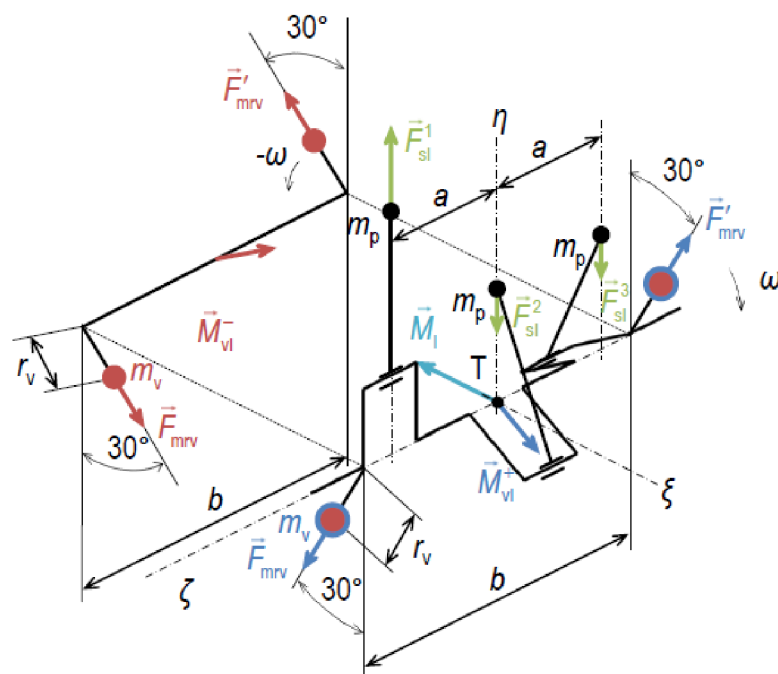
$$m_v = \frac{\sqrt{3}}{2} m_p \frac{r}{r_v} \frac{a}{b} [kg] \quad (39)$$

Vztah (39) nám určuje hmotnost vývažku při použití 2 vývažků na každé vyvažovací hřídeli, tzn. celkem 4 vývažků.



Obr. 16 Vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí I. řádu [2].

Druhou možností vyvážení momentů I. řádu je ztotožnění jednoho vyvažovacího hřídele s hřídelem klikovým, čímž dojde ke zjednodušení konstrukce. Toto uspořádání je zachyceno na obr. 17 [3].



Obr. 17 Vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí I. řádu – ztotožnění 1 vyvažovacího hřídele s KH [2].

3 ZÁKLADNÍ PARAMETRY KLIKOVÉHO MECHANISMU A VÁLCOVÉ JEDNOTKY

Základní vstupní parametry jsou uvedeny v tab. 1, další unifikované rozměry v tab. 2.

Tab. 1 Základní vstupní parametry klikového mechanismu a válcové jednotky.

Název veličiny	Značka	Hodnota
Počet válců	i_v (-)	3
Vrtání válce	D (mm)	130
Zdvih pístu	Z (mm)	149
Zdvihový objem motoru	V_Z (cm ³)	5 933
Rozteč válců	a_v (mm)	169
Délka ojnice	l_o (mm)	270
Hmotnost rotační části ojnice	m_2 (kg)	3,09
Hmotnost posuvných částí	m_p (kg)	5,72

Tab. 2 Unifikované rozměry.

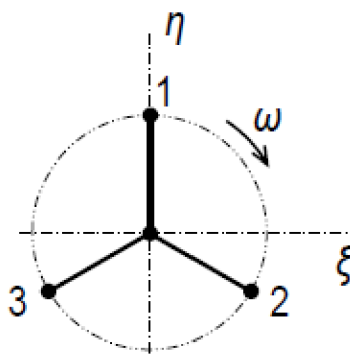
Název veličiny	Hodnota (mm)
Průměr hlavního čepu	99
Délka hlavního čepu	53
Průměr ojničního čepu	82
Délka ojničního čepu	48
Průměr předního konce KH	93
Délka předního konce KH	70

4 KONFIGURACE KLIKOVÉHO HŘÍDELE, VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL A MOMENTŮ

Klikový hřídel tříválcového vznětového motoru byl od počátku zamýšlen jako hřídel s plným vyvážením setrvačných sil i momentů. Pro tvorbu modelu, vyvážení a později i výkresové dokumentace bylo využito programu Creo Parametric 2.0, který tyto věci umožňuje.

Ze 3 možností vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí, uvedených v kapitole 2.3.2, bylo vybráno **silové vyvážení** vzhledem k velkým rozměrům hřídele a také nemalé hmotnosti. Například hmotnost posuvných částí m_p dosahuje hodnoty 5,72 kg, což není u standardních motorů běžné. V případě použití momentového vyvážení by docházelo k nadměrnému zatěžování hlavních ložisek. Co se týče vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí I. řádu, byla vybrána konstrukce **vyvážení se ztotožněním 1 vyvažovacího hřídele s hřídelem klikovým** kvůli výhodám, které tato konstrukce poskytuje (úspora místa, úspora materiálu).

Pořadí zážehů bylo zvoleno 1-2-3, čemuž odpovídá situace zobrazená na obr. 18.



Obr. 18 Uspořádání klikového hřídele [2].

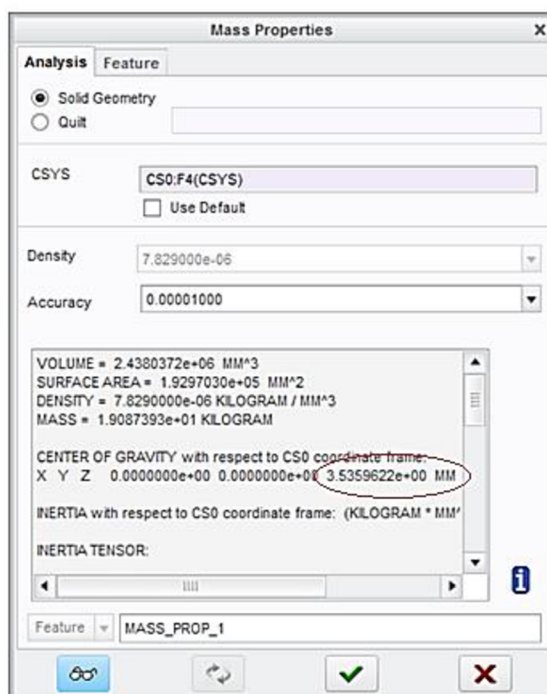
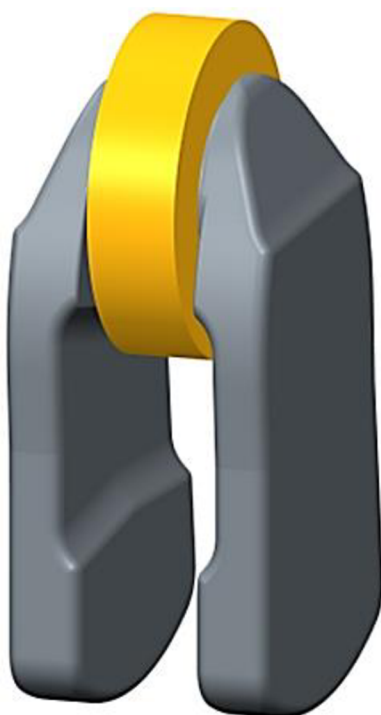
4.1 NÁVRH ZALOMENÍ

Návrh začal modelováním zalomení číslo 2, jelikož to je v případě tříválcového motoru symetrické a dále pak sloužilo jako výchozí model pro tvorbu zalomení číslo 1 a 3. Model zalomení číslo 2 je možné vidět na obr. 19.

Dále bylo nutné přistoupit k vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí. Jak už bylo zmíněno výše, bylo vybráno silové vyvážení momentů setrvačných sil. To znamená, že bylo nutné pomocí vývažků přemístit „z“ souřadnici těžiště na nulovou hodnotu. Nejprve však bylo potřeba přidat nějakým způsobem hmotnost rotační části ojnice k ojnicímu čepu. To bylo vyřešeno vytvořením kroužku o hmotnosti rovné hmotnosti rotační části ojnice a jeho přidáním na ojnicí čep. Tato situace je zachycena na obr. 20 vlevo.

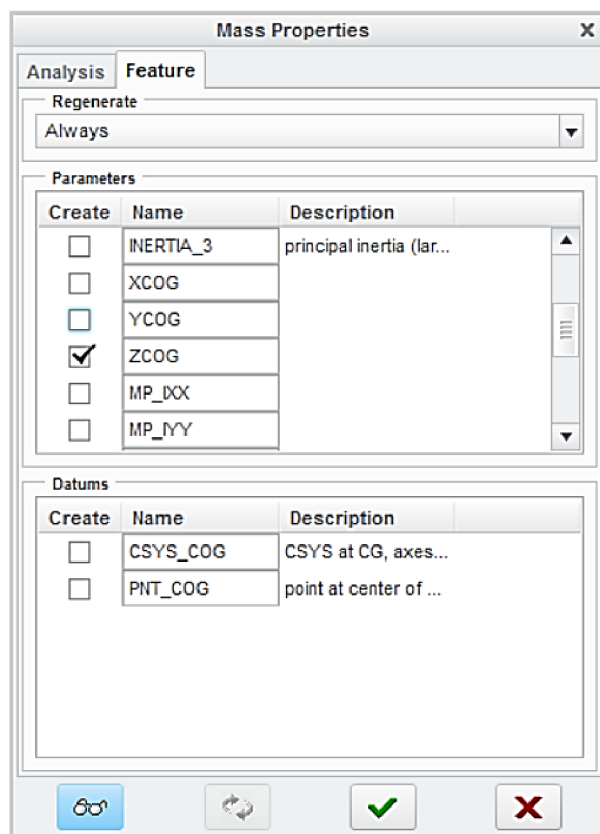


Obr. 19 Model zalomení číslo 2.



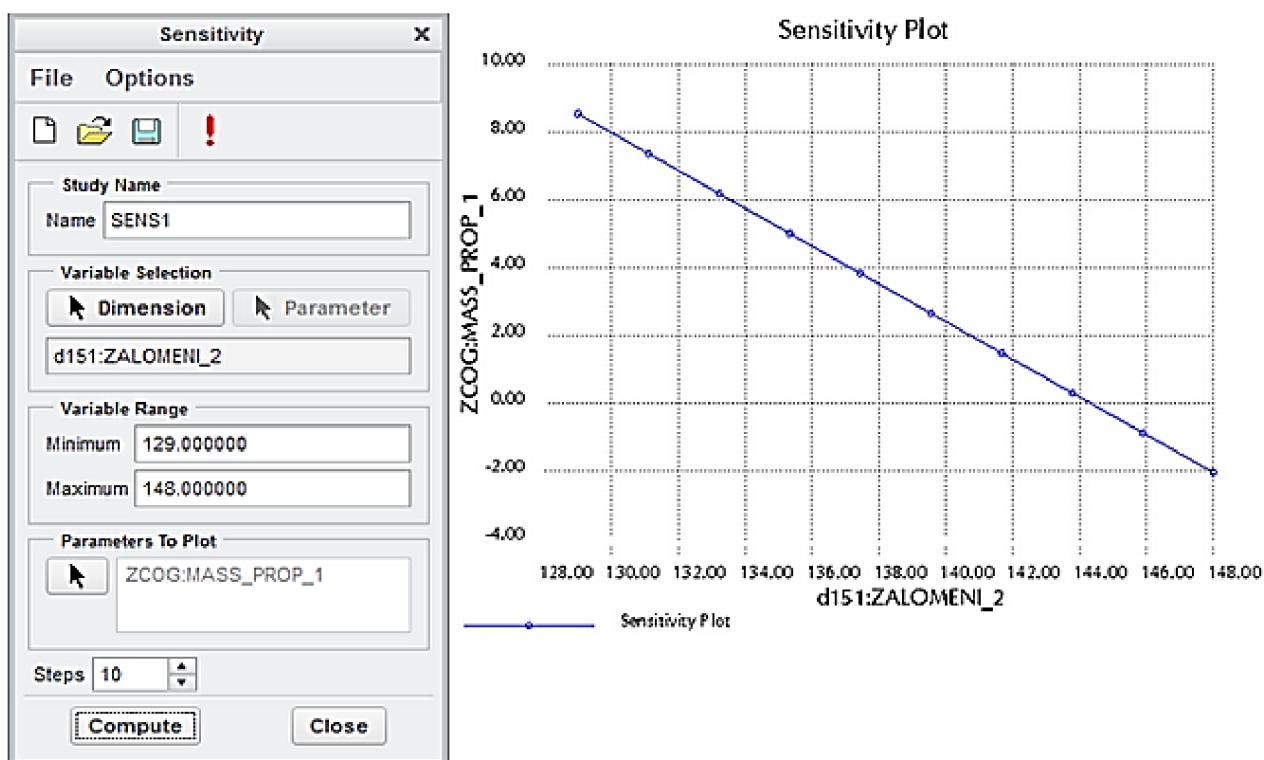
Obr. 20 Zalomení číslo 2 s hmotností rotační části ojnice.

V pravé části obr. 20, v okně Mass Properties, je také vidět, že hodnota „z“ souřadnice těžiště není nulová. Hodnotu, kterou nabývá je možné vidět v červeném kroužku. Proto, aby byl KH silově vyvážen, musí být tato hodnota nulová. Je tedy nutné vhodně upravit poloměr vývažků. Program Creo Parametric 2.0 umožňuje automaticky nastavit poloměr vývažků tak, aby byla hodnota „z“ souřadnice těžiště nulová (bude vysvětleno níže). Nejprve je nutné v okně Mass Properties v záložce Features zaškrtnout „z“ souřadnici těžiště tak, jak je ukázáno na obr. 21. To zpřístupní použití této souřadnice těžiště jako podmínku při provádění optimalizační analýzy.



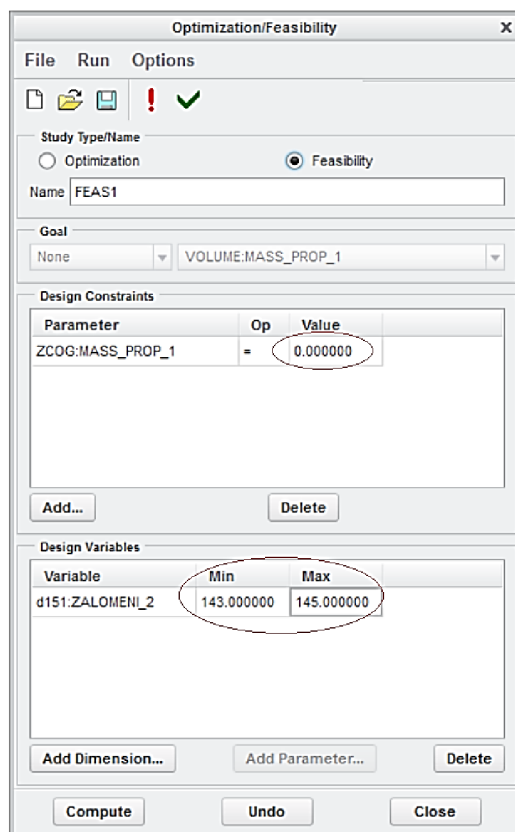
Obr. 21 Okno Mass Properties.

Dále využijeme funkce Sensitivity Analysis, která umožňuje vykreslit závislost jednoho parametru (v našem případě poloměru zalomení) na jiném parametru (v našem případě „z“ souřadnice těžiště). Tato analýza je informativní a získané výsledky slouží jako vstupy pro funkci Feasibility/Optimization. Výsledky této analýzy nám říkají, jak citlivé je rozmezí hodnot prvního parametru vzhledem k hodnotám druhého parametru. Ukázkou takovéto analýzy je možné vidět na obr. 22, kde na ose x je poloměr zalomení v milimetrech a na ose y je „z“ souřadnice těžiště v milimetrech.



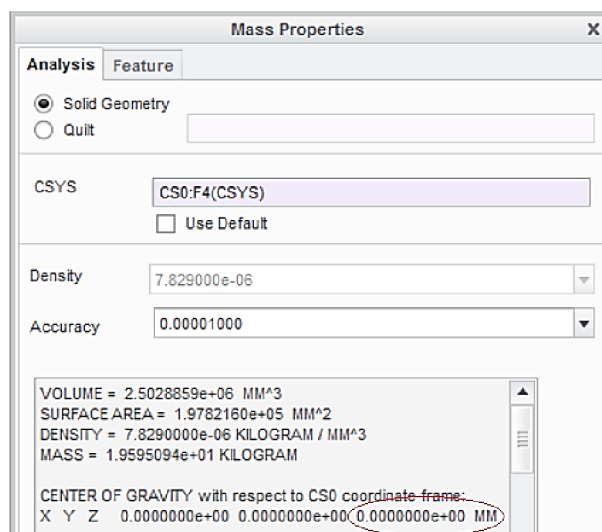
Obr. 22 Funkce Sensitivity Analysis.

Dalším krokem je použití funkce Feasibility, která už nemá pouze informativní charakter, ale dokáže automaticky nastavit jeden parametr (v našem případě poloměr zalomení) tak, aby druhý parametr (v našem případě „z“ souřadnice těžiště) nabýval požadovanou hodnotu. Je potřeba pouze vhodně nastavit meze (Min, Max) tak, aby výsledek rychleji konvergoval. Z grafu na obr. 22 je zřejmé, že optimální nastavení mezí pro poloměr zalomení je přibližně mezi 143 mm a 145 mm. Nastavení mezí je možné vidět na obr. 23 v červeném kroužku dole. V kroužku nahoře je možné vidět nastavení požadavku na nulovou hodnotu „z“ souřadnice polohy těžiště.



Obr. 23 Funkce Feasibility.

Nyní je možné zkontrolovat vyvážení v okně Mass Properties. Hodnota „z“ souřadnice těžiště by už nyní měla být nulová. To je patrné z obr. 24.



Obr. 24 Okno Mass Properties.

Zalomení číslo 2 je tedy hotové a nyní poslouží k vytvoření zalomení 1 a 3, u kterých bylo nutné kromě silového vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí přidat pod úhlem 30° hmotu, která vytvoří moment eliminující moment setrvačných sil posuvných částí I. řádu. Model zalomení číslo 1 je možné vidět na obr. 25.



Obr. 25 Model zalomení číslo 1.

Jelikož není možné zvlášť určit hmotnost vývažku m_v a polohu těžiště r_v , na které by se měl vývažek nacházet, byla určena velikost součinu těchto 2 veličin. Ze vztahu (38) je možné tento součin vyjádřit jako:

$$m_v r_v = \frac{\sqrt{3}}{2} m_p r \frac{a}{b} [\text{kg} \cdot \text{mm}] \quad (40)$$

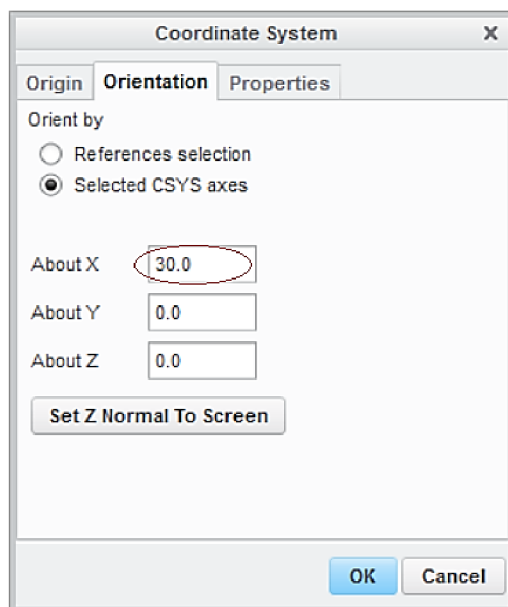
Po dosazení:

$$m_v r_v = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot 5,72 \cdot 74,5 \cdot \frac{169}{338} \quad (41)$$

$$m_v r_v = 184,52 \text{ kg} \cdot \text{mm} \quad (42)$$

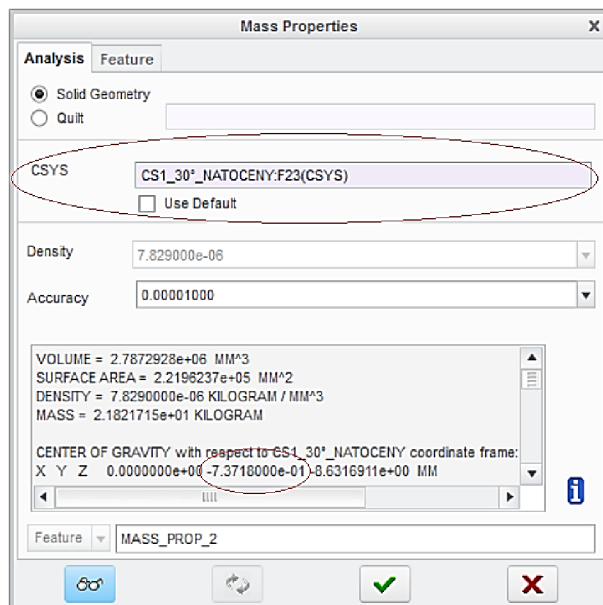
Ze vztahu (42) je možné vidět hodnotu, kterou by měl součin $m_v r_v$ nabývat. Nyní bylo nutné udělat následující kroky k nastavení takové hmotnosti vývažku m_v a takové polohy těžiště r_v , aby jejich součin odpovídal hodnotě určené vztahem (42).

Bylo potřeba definovat nový souřadný systém, který je oproti stávajícímu pootočen o 30°. To je možné provést v záložce Orientation při zadávání nového souřadného systému v okně Coordinate System. Nový souřadný systém je nutné pootočit kolem osy x, proto bylo nutné vepsat do řádku About X hodnotu 30 tak, jak je ukázáno na obr. 26.



Obr. 26 Okno Coordinate System.

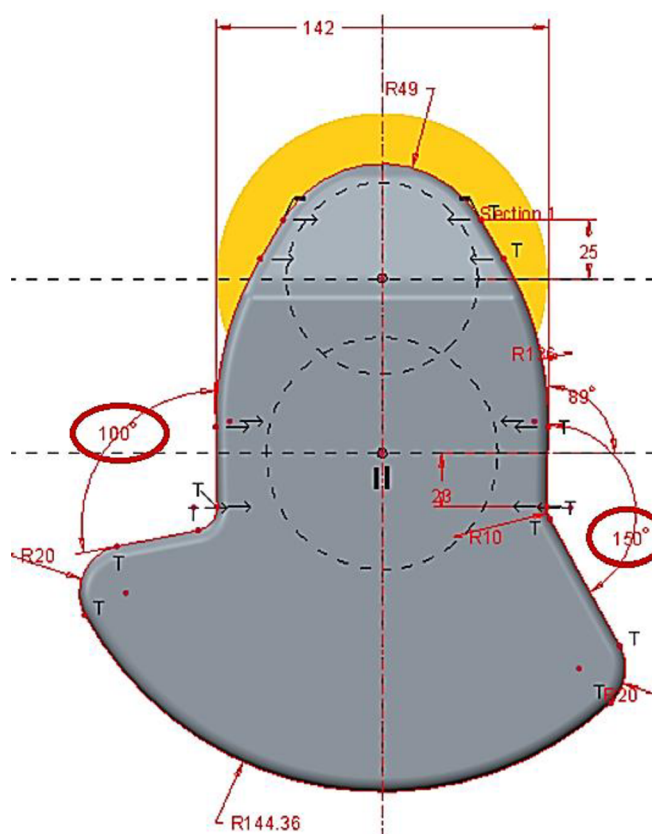
Nyní bylo nutné vztáhnout funkci Mass Properties k nově definovanému souřadnému systému. To se provádí na řádku CSYS v příslušném okně (obr. 27).



Obr. 27 Okno Mass Properties – řádek CSYS.

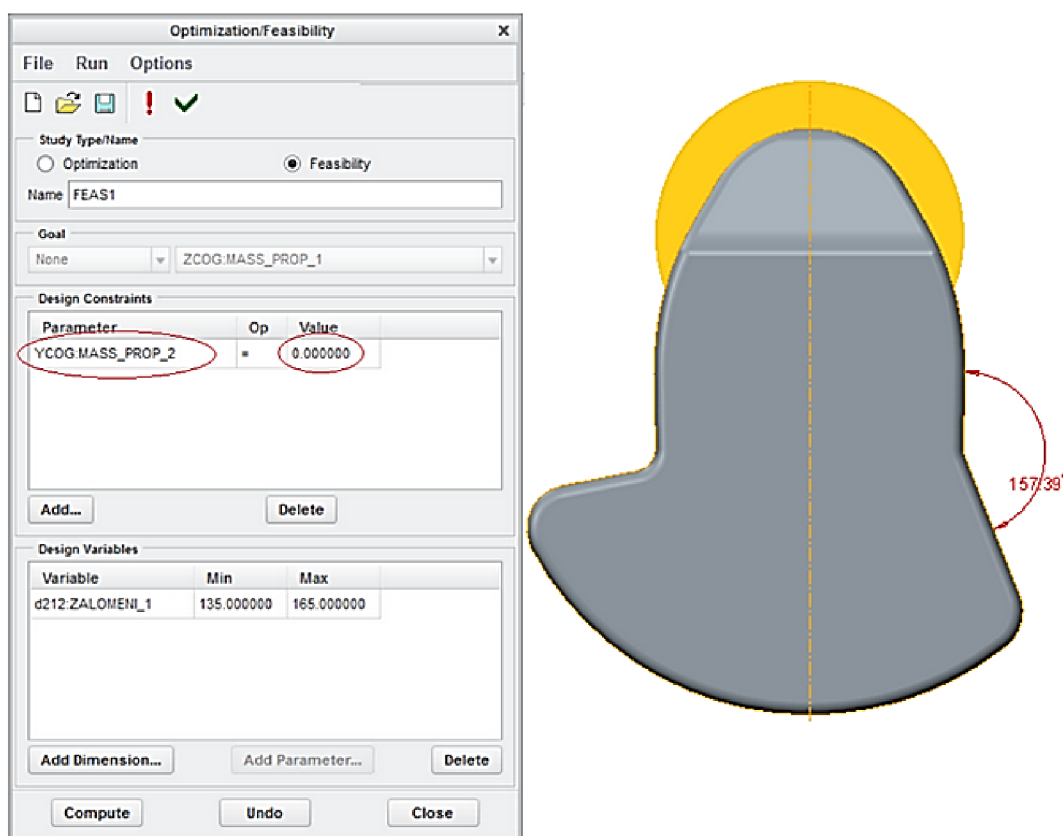
Na obr. 27 dole je dále možné vidět, že „y“ souřadnice těžiště nabývá nenulovou hodnotu. Tuto hodnotu je potřeba ale mít nulovou tak, aby poloha těžiště ležela na ose y, tzn. 30° pootočená vůči původnímu souřadnému systému. „Z“ souřadnice těžiště vyjadřuje velikost r_v ve vztahu (42), a proto by měla být vhodnou úpravou vývažku nastavena tak, aby součin $m_v r_v$ nabýval požadovanou hodnotu.

V dalším kroku bylo tedy nutné nastavit hodnoty úhlových kót vývažku na obou stranách tak, aby byly splněny oba zmíněné požadavky. Nastavování úhlových kót vývažku je možné vidět na obr. 28.



Obr. 28 Nastavování úhlových kót vývažku.

Umístění těžiště na ose y lze dosáhnout použitím funkce Feasibility, která byla už dříve použita při vyvažování momentů setrvačných sil rotujících částí. Úhlovou kótu na obr. 28 vlevo bylo nutné odhadnout a kóta na obrázku vpravo se určí pomocí funkce Feasibility za podmínky, že „y“ souřadnice těžiště je nulová (před použitím funkce Feasibility bylo nutné zaškrtnout „y“ souřadnici těžiště v okně Mass Properties v záložce Features tak, jako to bylo provedeno se „Z“ souřadnicí těžiště na obr. 21). Nastavení funkce Feasibility je možné vidět na obr. 29. Vpravo na obrázku je zároveň možné vidět již vypočtenou úhlovou kótu.

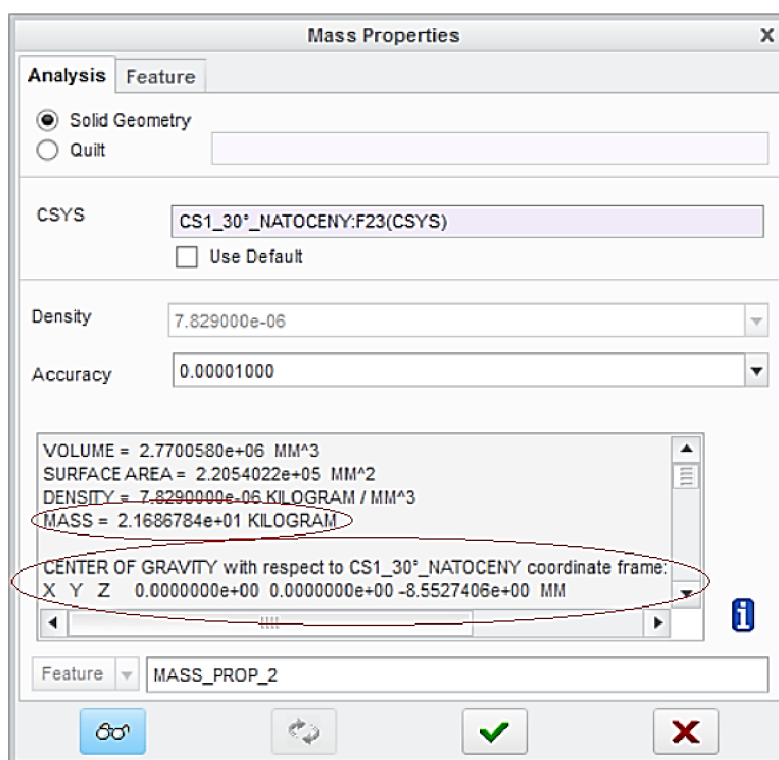


Obr. 29 Funkce Feasibility.

Předchozími kroky bylo zajištěno, že těžiště vývažku bude natočeno o 30° , tzn. bude ležet na ose y nového souřadného systému. Nebylo však zajištěno, že „z“ souřadnice těžiště bude nabývat takovou hodnotu, aby v součinu s hmotností vycházela hodnota vypočtená ve vztahu (42). Bylo tedy nutné zkontrolovat velikost součinu $m_v r_v$ a v případě, že by nenabýval dané hodnoty, bylo by nutné upravit úhlovou kótu na obr. 28 vlevo a znovu opakovat použití funkce Feasibility, tzn. přizpůsobit úhlovou kótu na obr. 28 vpravo tak, aby byl splněn požadavek na „y“ souřadnici těžiště. Tento postup bylo nutné opakovat do té doby, než byla dosažena požadovaná hodnota součinu $m_v r_v$.

Pro zjištění hodnoty součinu $m_v r_v$ **nebylo však nutné určovat zvlášť hmotnost vývažku m_v (hmotnost přidané hmoty) a polohu těžiště r_v (polohu těžiště přidané hmoty)**. Protože zalomení bylo před zahájením vyvažování momentů setrvačných sil posuvných částí staticky vyváženo, bylo možné hmotnost vývažku m_v ve výpočtu nahradit hmotností celého zalomení a polohu těžiště r_v nahradit polohou těžiště celého zalomení.

Výsledné hodnoty „x“, „y“ a „z“ souřadnice těžiště včetně hmotnosti celého zalomení je možné vidět na obr. 30 v okně Mass Properties.



Obr. 30 Okno Mass Properties.

Nyní je možné zkontrolovat výslednou hodnotu součinu $m_v r_v$ a porovnat ji s hodnotou určenou vztahem (42).

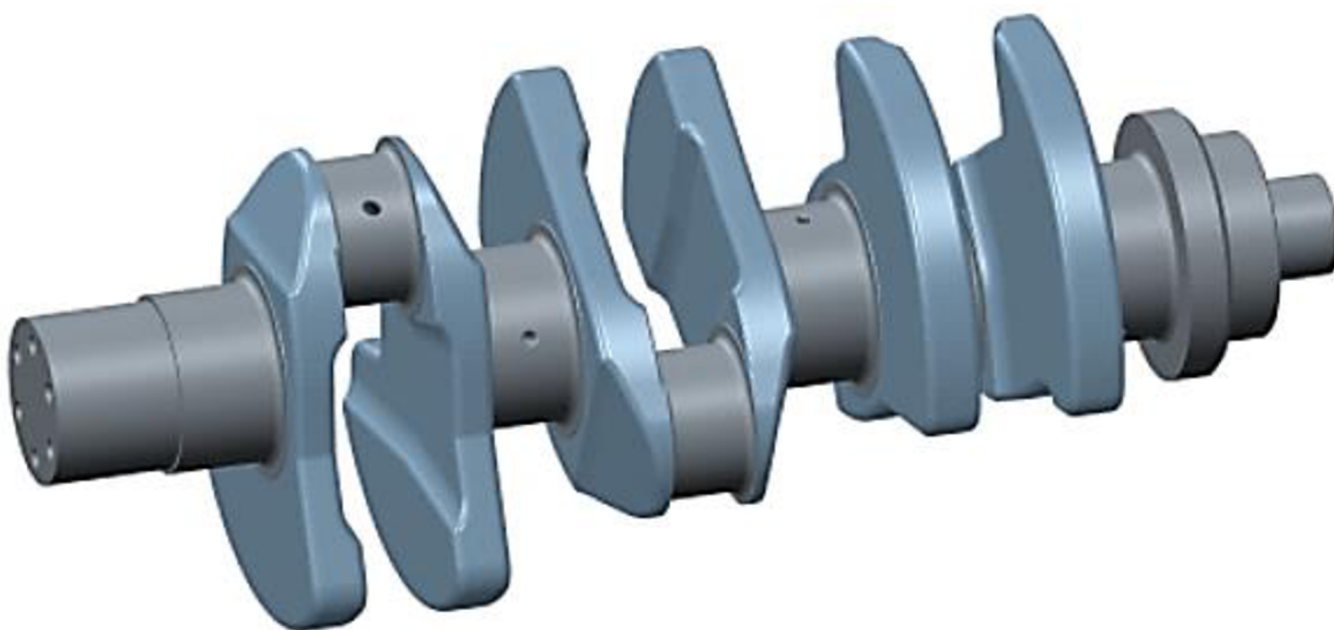
$$m_v r_v = 21,69 \cdot 8,55 \quad (43)$$

$$m_v r_v = 185,45 \text{ kg} \cdot \text{mm} \quad (44)$$

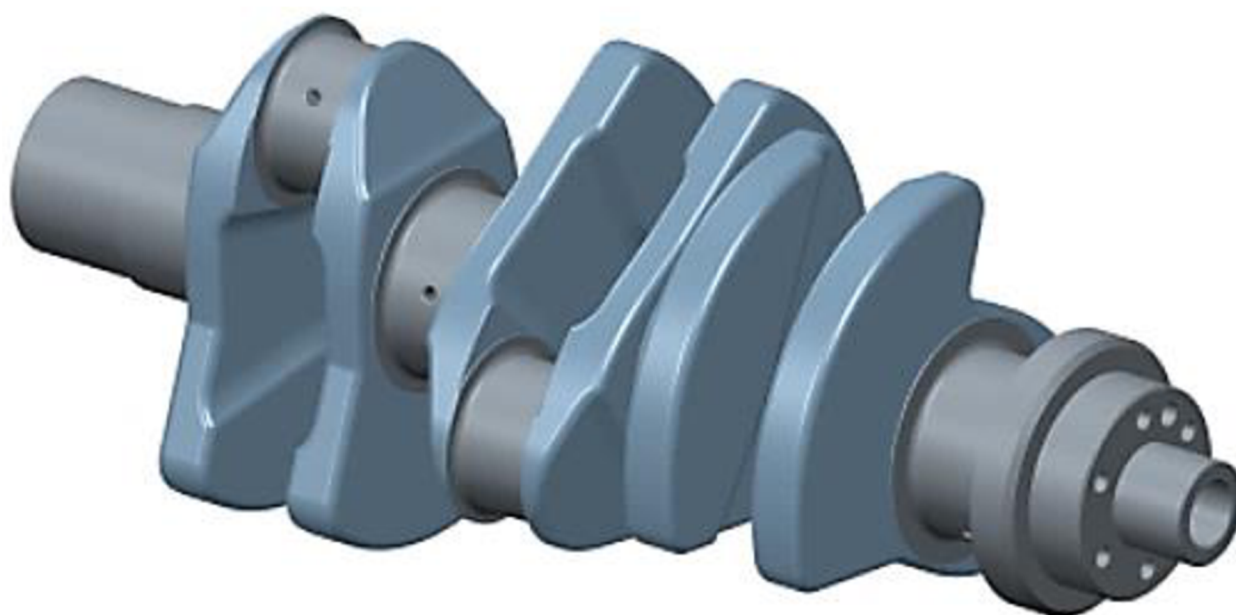
Nepatrnou odchylku od požadované hodnoty je možné odstranit odvrátáním materiálu při finálním vyvažování na vyvažovacím stroji.

4.2 FINÁLNÍ MODEL KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Jednotlivá zalomení byla poskládána v daném pořadí a byl vytvořen výsledný model klikového hřídele, který je možné vidět na obr. 31 a obr. 32. Přední konec KH byl opatřen osazením pro dosednutí řetězového kola a závitovými dírami pro připevnění řemenice. Zadní konec byl opatřen plochou pro usazení ozubeného kola a závitovými dírami pro připevnění setrvačnicku. Dále je zadní konec vybaven otvorem pro vložení vnitřního ložiska, do kterého bude usazen hřídel převodovky. Od hlavních čepů k ojnicím čepům byly vytvořeny mazací kanály pro přívod mazacího oleje do ojnicích ložisek. Dále je možné si na obrázcích všimnout, že opracované a neopracované plochy jsou barevně odlišeny.



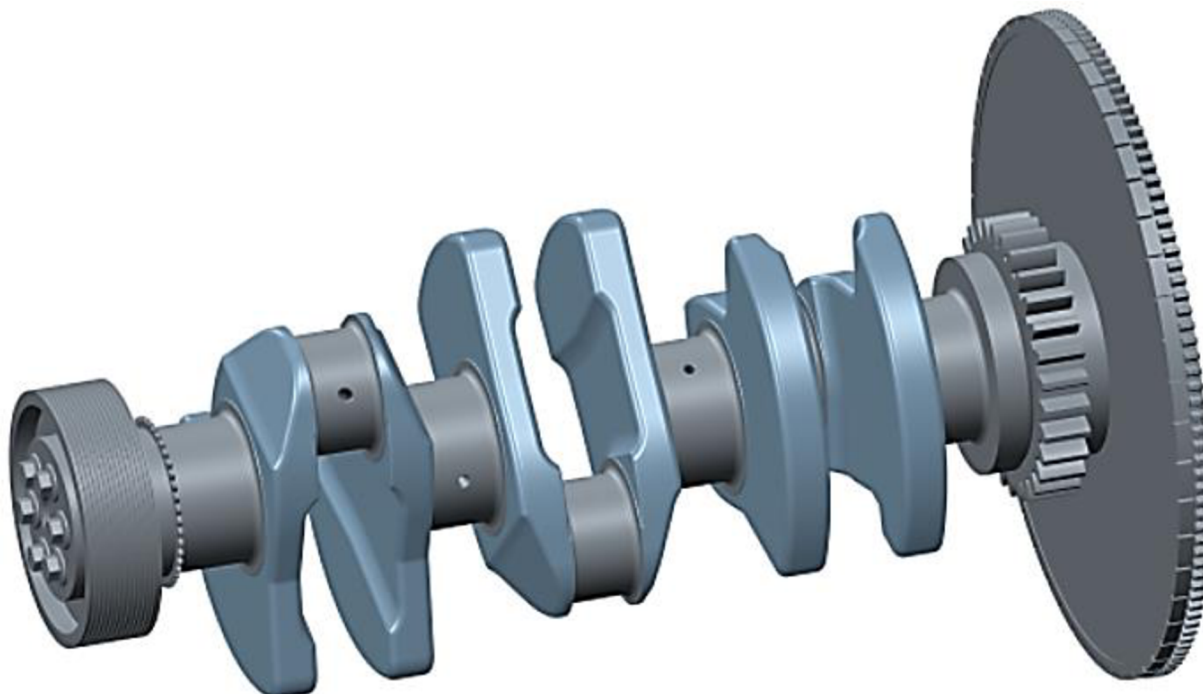
Obr. 31 Výsledný model klikového hřídele – pohled 1.



Obr. 32 Výsledný model klikového hřídele – pohled 2.

Model KH včetně příslušenství je možné vidět na obr. 33. Na předním konci hřídele je nasazeno řetězové kolo a řemenice pro pohon dalších pomocných zařízení motoru, na zadním konci pak ozubené kolo pro pohon rozvodového mechanismu a později i vyvažovací jednotky a setrvačnick.

Pohon rozvodového mechanismu byl realizován na zadním konci KH pomocí ozubeného převodu z důvodu velkého kmitání takto robustního naftového motoru na předním konci KH. Mohlo by tak docházet k velkému namáhání rozvodového mechanismu.



Obr. 33 Model KH včetně příslušenství.

4.3 NÁVRH VYVAŽOVACÍ JEDNOTKY

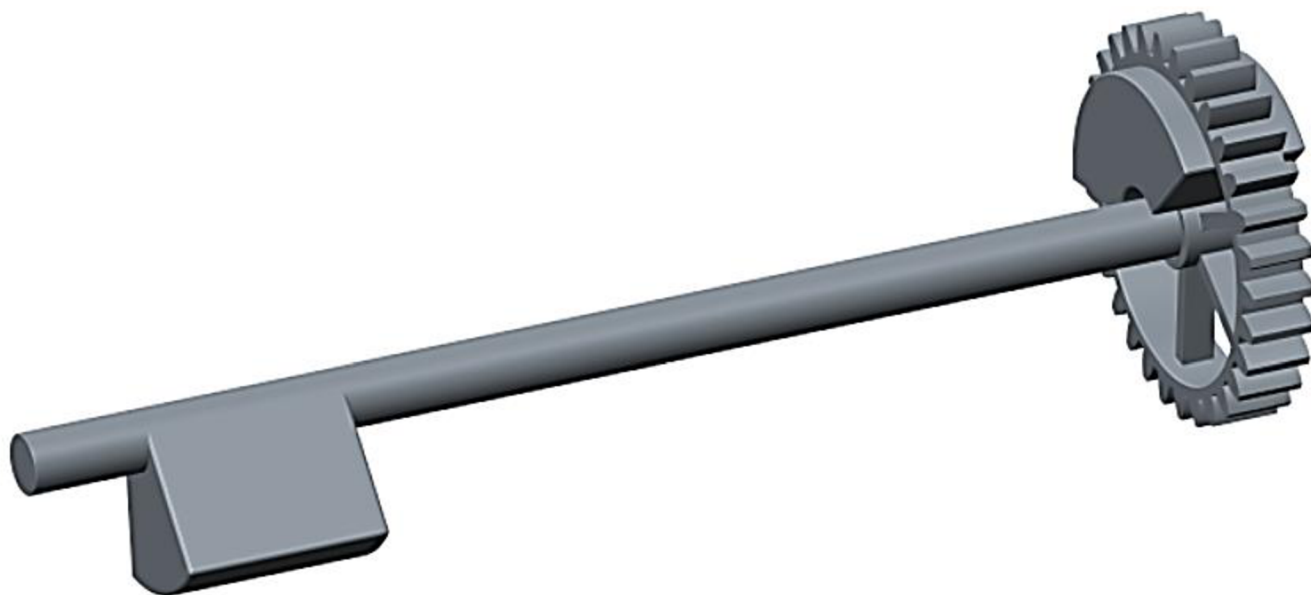
Parametry vývažků na vyvažovacím hřídeli byly stanoveny dle vztahu (40), stejně jako parametry vývažků na klikovém hřídeli. Jediná odlišnost zde byla v rozměru b , plynoucího z obr. 17, který u vyvažovacího hřídele nabývá hodnotu $b = 495,4$ mm. Poté už bylo možné dosadit do vztahu (40):

$$m_v r_v = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot 5,72 \cdot 74,5 \cdot \frac{495,4}{338} \quad (45)$$

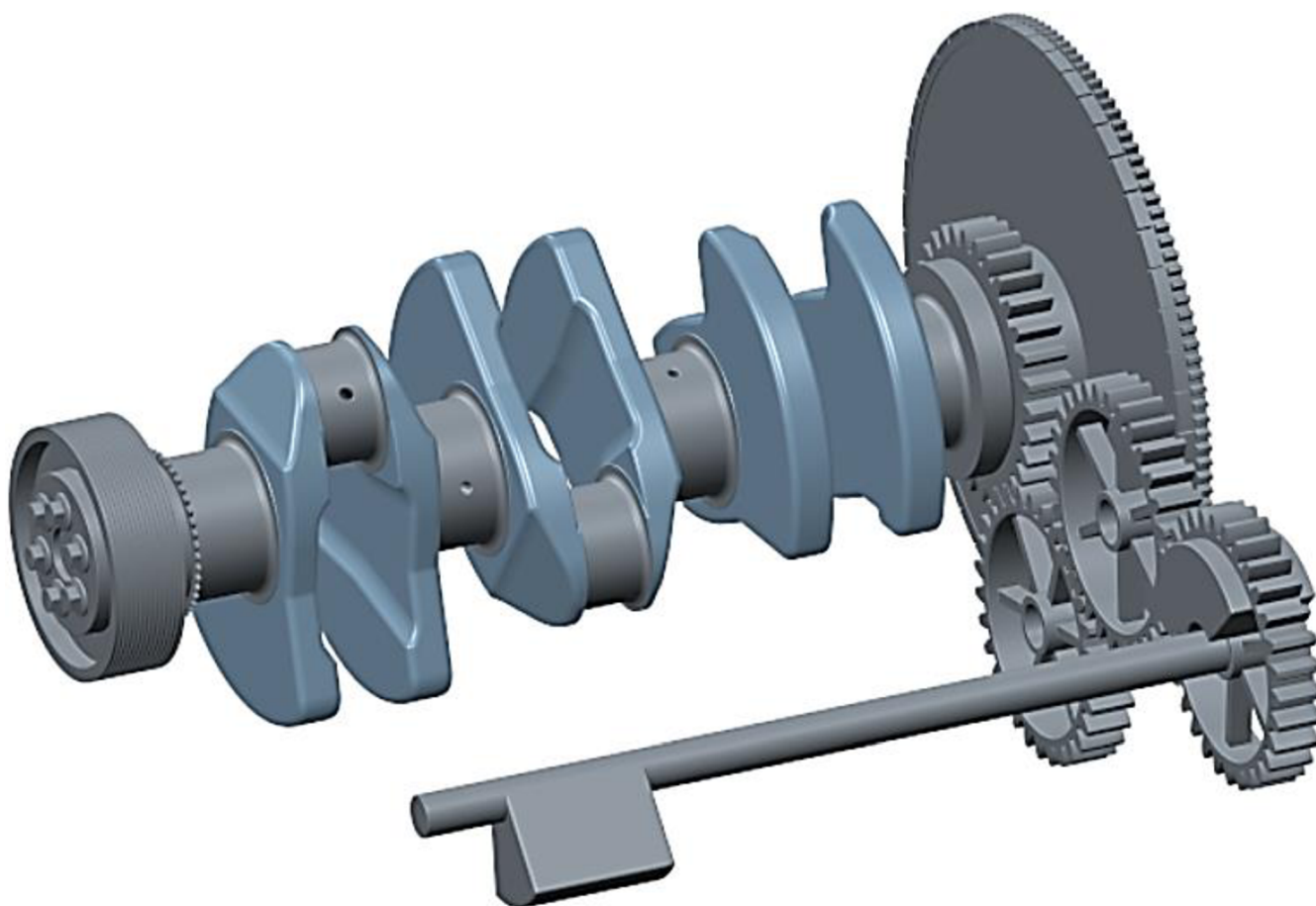
$$m_v r_v = 125,90 \text{ kg} \cdot \text{mm} \quad (46)$$

Dále již modelování probíhalo podle postupu uvedeného v kapitole 4.1. Hotový vyvažovací hřídel je možné vidět na obr. 34. Na pravé straně byl vývažek integrován do ozubeného kola.

Na obr. 35 je možné vidět celou sestavu KH včetně příslušenství a vyvažovací jednotky. Kvůli nedostatku místa musela být použita vložená ozubená kola mezi KH a vyvažovacím hřídelem proto, aby nedocházelo ke kolizi. Bylo ale nutné zachovat sudý počet všech ozubených kol tak, aby byl zachován směr otáčení vyvažovacího hřídele.



Obr. 34 Model vyvažovacího hřídele.



Obr. 35 Model sestavy.

5 MODÁLNÍ ANALÝZA

Modální analýza je proces určování vlastních dynamických charakteristik systému ve formě vlastních frekvencí, tlumících faktorů a vlastních tvarů. Tyto charakteristiky jsou dále používány pro vytvoření matematického modelu pro popis jeho dynamického chování. Formulovaný matematický model je znám jako modální model systému a informace pro jeho charakteristiku jsou známy jako jeho modální data [5].

Dynamika struktury je fyzikálně popsána její frekvencí a pozicí. Modální analýza je založena na faktu, že odezva invariantního dynamického systému může být vyjádřena jako lineární kombinace jednoduchých harmonických pohybů nazývaných vlastní módy kmitání. Tyto vlastní módy kmitání jsou vlastní dynamickému systému a jsou určovány z fyzikálních vlastností (hmotnost, tuhost, tlumení) a jejich prostorového rozložení. Každý mód je popsán jeho modálními parametry: vlastní frekvence, faktor modálního tlumení a vlastní tvar. Vlastní tvar může být reálný nebo komplexní. Podíl jednotlivých vlastních módů na celkovém kmitání je určován pomocí vlastností zdroje buzení a pomocí vlastních tvarů systému [5].

5.1 POSTUP VÝPOČTU

Výpočet byl proveden v programu ANSYS Workbench. Před importováním modelu z programu Creo Parametric 2.0 byl model nejdříve upraven. Byly odstraněny zbytečné prvky (sražení hran na setrvačnicku, díry pro šrouby na předním a zadním konci), které nemají velký vliv na přesnost výpočtu a pouze by ho prodlužovaly.

Po importování geometrie ve formátu step bylo nutné nastavit některé parametry a vstupní hodnoty. Základními vstupy pro modální analýzu jsou hustota materiálu ρ , Youngův modul pružnosti E a Poissonova konstanta μ . Použité hodnoty těchto veličin jsou uvedeny v tab. 3.

Tab. 3 Vstupní hodnoty.

Veličina	Hodnota
ρ	$7\,850 \cdot 10^{-12} \text{ t} \cdot \text{mm}^{-3}$
E	$2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
μ	0,3

Dále byl z menu vybrán typ analýzy jako modální. V dalším kroku následovala tvorba sítě. Metoda tvorby sítě byla zvolena Free Meshing (volné síťování). Výhodou této metody je snadná tvorba sítě, nevýhodou je velký výpočtový model a výpočtová náročnost. Pro tvorbu sítě byl použit prvek tvaru tetrahedron (čtyřstěn).

Nakonec bylo nutné nastavit počet vlastních módů, které mají být vypočítány. Již před zahájením výpočtu však bylo zřejmé, že prvních 6 vlastních frekvencí budou nulové, jelikož ty charakterizují pohyb tělesa v prostoru (6 stupňů volnosti).

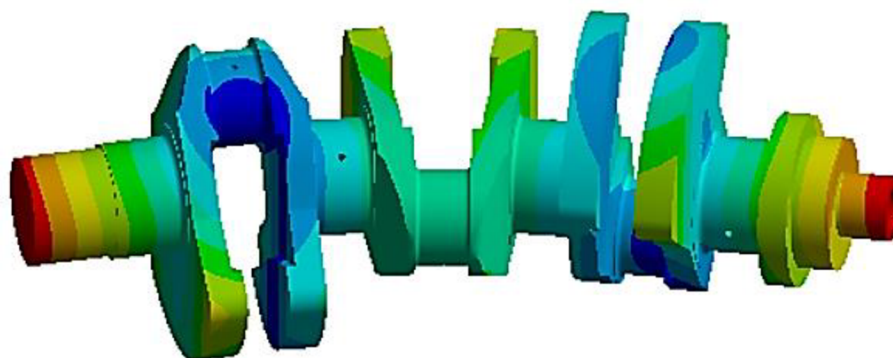
5.2 VÝSLEDKY MODÁLNÍ ANALÝZY

Tak jak se předpokládalo, prvních 6 vlastních frekvencí vyšly nulové hodnoty, proto zde nejsou uvedeny. Hodnoty následujících 5 vlastních frekvencí jsou uvedeny v tab. 4. Vlastní tvary odpovídající těmto frekvencím jsou zobrazeny na obrázcích pod tabulkou.

Je však nutné zmínit, že výsledné hodnoty jsou spíše orientační. Pro dosažení přesných výsledků by bylo potřeba provést modální analýzu nejen klikového hřídele, ale celého klikového mechanismu (klikový hřídel, příslušenství, ojnice, pístní skupina) a bylo by vhodné řešit také uložení KH. Toto však nebylo realizovatelné, jelikož k dispozici nebyly modely ojnice a pístní skupiny a jejich návrh nebyl ani náplní této diplomové práce.

Tab. 4 Vypočtené vlastní frekvence.

Vlastní frekvence Ω	Hodnota (Hz)
Ω_7	259,8
Ω_8	283,1
Ω_9	404,7
Ω_{10}	570,2
Ω_{11}	604,9



Obr. 36 7. vlastní tvar, frekvence 259,8 Hz.



Obr. 37 8. vlastní tvar, frekvence 283,1 Hz.



Obr. 38 9. vlastní tvar, frekvence 404,7 Hz.



Obr. 39 10. vlastní tvar, frekvence 570,2 Hz.



Obr. 40 11. vlastní tvar, frekvence 604,9 Hz.

6 TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Při konstrukci KH je snaha jako u každé jiné součásti o co největší využití materiálu. Tato snaha však v souvislosti se zvyšováním výkonu a otáček motorů vedla v minulosti k častým poruchám KH, a to zejména k únavovým lomům KH. Tyto lomy nebyly způsobeny ani tak nadměrným namáháním KH nebo chybnou konstrukcí, nýbrž periodickým kmitáním hřídele z důvodu jeho pružnosti. Druhy kmitání [2]:

- ohybové (kolmo k ose hřídele),
- torzní (kolem osy hřídele),
- podélné (rovnoběžně k ose hřídele).

Ohybové kmitání je způsobeno periodicky proměnnými silami, které působí kolmo na osu hřídele. Těmito silami jsou harmonické složky tangenciálních a radiálních sil od tlaků plynů, setrvačné síly posuvných částí a nevyvážené odstředivé síly rotujících částí. Nebezpečná situace nastává při rezonanci, což je stav, kdy některá frekvence budících sil je shodná s frekvencí vlastního ohybového kmitání. Frekvence vlastního ohybového kmitání je dána hlavně volnou délkou KH mezi dvěma ložisky. V dnešní době ale už KH bývají většinou plně uloženy, tzn. že volná délka hřídele mezi dvěma ložisky je malá, vlastní frekvence je pak vysoká a nehrozí nebezpečí, že nastanou velké rezonance [2].

Mnohem větší pozornost je však potřeba věnovat torznímu kmitání, které je mnohem více nebezpečné. Je způsobené časovou proměnlivostí točivého momentu. Podobně jako u ohybového kmitání je torzní kmitání nejvíce nebezpečné, když nastane rezonance, tzn. budící frekvence je shodná s vlastní frekvencí hřídele. Kritické otáčky se často projevují zvýšeným hlukem a vibracemi celého motoru a také je ovlivněno časování ventilů, což má vliv na klidný a rovnoměrný chod motoru [2].

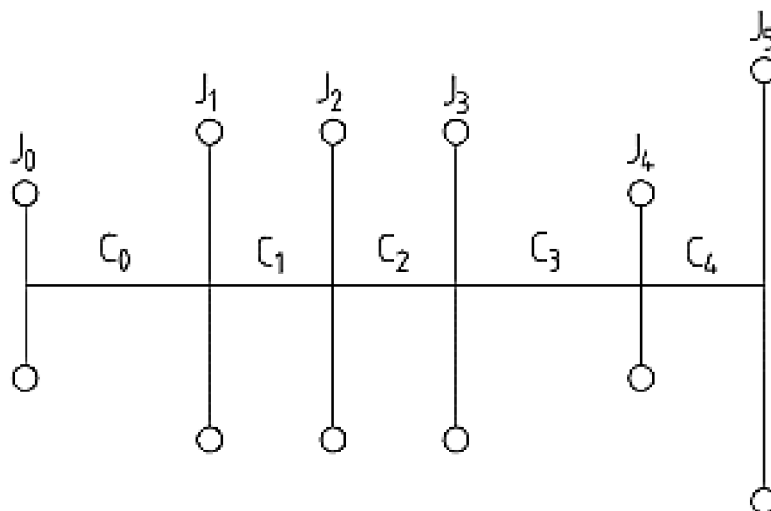
Pro výpočet torzního kmitání se klikový mechanismus převádí na náhradní soustavu a v tomto stavu se určují příslušné vlastní frekvence. Výpočtem vynuceného kmitání se pak kontroluje, jestli se provozní otáčky motoru nenachází v oblasti kritických otáček. V takovém případě by pak bylo nutné provést určitou konstrukční úpravu nebo kmitání utlumit jinými prostředky (tlumič torzních kmitů) [2].

6.1 NÁHRADNÍ TORZNÍ SOUSTAVA

Náhradní torzní soustava je pomocná, dynamicky rovnocenná soustava, která je tvořena hmotnými kotouči, spojenými válcovým nehmotným hřídelem. Pro získání takovéto soustavy je třeba provést redukci hmot a redukci délek. Zjednodušující předpoklady pro provedení redukce hmot a redukce délek [2]:

- hmoty jsou konstantní, nezávislé na čase,
- délky jsou konstantní, nezávislé na čase,
- hmoty klikového mechanismu jsou redukovány do os válců nebo rovnoměrně rozloženy podél KH
- hřídel je nehmotný.

Grafické provedení náhradní torzní soustavy pro případ 3-válcového vznětového motoru je možné vidět na obr. 41. Kotouč s označením 0 představuje řemenici, kotouče 1, 2, 3 představují jednotlivá zalomení, kotouč s označením 4 představuje ozubené kolo a kotouč 5 setrvačnick.



Obr. 41 Náhradní torzní soustava 3-válcového vznětového motoru.

6.1.1 REDUKCE HMOT

Kotouč s konstantním momentem setrvačnosti představuje hmotu příslušného zalomení s příslušnou ojnicí a pístem. Kotouč musí mít stejnou pohybovou energii jako příslušná část klikového ústrojí [2].

Redukce otáčejících se hmot

$$G_{r,red} = \frac{J_z}{r^2} + G_{or} [kg], \quad (47)$$

kde J_z je váhový moment setrvačnosti zalomení, G_{or} hmota rotujícího podílu ojnice.

Redukce posuvných hmot

$$G_{p,red} = \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) G_p [kg], \quad (48)$$

kde G_p je hmota všech posuvných částí připadající na jeden válec.

Celková redukováná hmota, příslušná i-tému válci řadového motoru

$$G_{i,red} = G_{r,red} + G_{p,red} [kg] \quad (49)$$

Moment setrvačnosti náhradního kotouče (jednoho zalomení)

$$J_i = G_{i,red} r^2 \left[\text{kg} \cdot \text{m}^2 \right] \quad (50)$$

Moment setrvačnosti J₀

$$J_0 = J_{řemenice} + J_{přední_konec} \left[\text{kg} \cdot \text{m}^2 \right], \quad (51)$$

kde $J_{řemenice}$ je moment setrvačnosti řemenice, $J_{přední_konec}$ moment setrvačnosti předního konce KH.

Moment setrvačnosti J₄

$$J_4 = J_{ozub_kolo} + \frac{J_{vyvaž_jednotka}}{i^2} + J_{část_hřídele} \left[\text{kg} \cdot \text{m}^2 \right], \quad (52)$$

kde J_{ozub_kolo} je moment setrvačnosti ozubeného kola, $J_{vyvaž_jednotka}$ moment setrvačnosti vyvažovací jednotky (vložená ozubená kola, vyvažovací hřídel, ozubená kola na vyvažovacím hřídeli), i převodový poměr, $J_{část_hřídele}$ moment setrvačnosti části KH.

Moment setrvačnosti J₅

$$J_5 = J_{setrvačnick} + J_{zadní_konec} \left[\text{kg} \cdot \text{m}^2 \right], \quad (53)$$

kde $J_{setrvačnick}$ je moment setrvačnosti setrvačnicku, $J_{zadní_konec}$ moment setrvačnosti zadního konce KH.

Vypočtené hodnoty momentů setrvačnosti jednotlivých kotoučů náhradní torzní soustavy 3-válcového vznětového motoru jsou uvedeny v tab. 5.

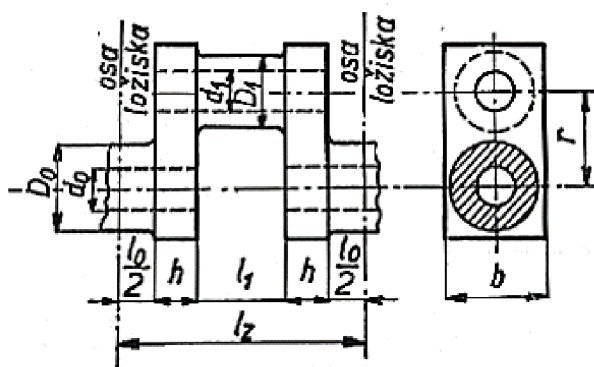
Tab. 5 Vypočtené hodnoty momentů setrvačnosti jednotlivých kotoučů.

Moment setrvačnosti J	Hodnota (kg·m ²)
J ₀	0,023
J ₁	0,174
J ₂	0,150
J ₃	0,174
J ₄	0,087
J ₅	3,120

6.1.2 REDUKCE DÉLEK

Části hřídele mezi jednotlivými kotouči se nahrazují válcovým hřídelem s určitým redukováným průměrem D_{red} a redukovanou délkou l_{red} . Redukovaná délka hřídele musí být taková, aby náhradní hřídel měl stejnou pružnost jako původní hřídel [2].

Redukovaná délka zalomení (dle Ker Wilson)

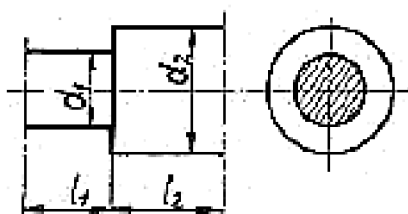


Obr. 42 Redukovaná délka zalomení [3].

Následující vztah vychází z obr. 42. Redukovaný průměr náhradního hřídele byl zvolen shodný s průměrem hlavního čepu původního hřídele.

$$l_{zal,red} = l_0 + 0,4D_0 + [r - 0,2(D_0 + D_1)] \frac{D_0^4 - d_0^4}{hb^3} + (l_1 + 0,4D_1) \frac{D_0^4 - d_0^4}{D_1^4 - d_1^4} [mm] \quad (54)$$

Redukovaná délka určité části hřídele



Obr. 43 Část hřídele se specifickým tvarem [3].

$$l_{red} = (l_1 + \xi d_1) \frac{D_{red}^4}{d_1^4} + (l_2 - \xi d_1) \frac{D_{red}^4}{d_2^4} [mm] \quad (55)$$

Vztah (55) vychází z obr. 43. Koeficient ξ se určuje dle tab. 6. V případě, že vypočtená hodnota $\frac{d_2}{d_1}$ přesně neodpovídá hodnotě uvedené v tabulce, je nutné použít lineární interpolaci.

Tab. 6 Hodnoty koeficientu ξ [3].

$\frac{d_2}{d_1}$	1,00	1,25	1,5	2,00	3,00	∞
ξ	0	0,055	0,085	0,100	0,107	0,125

Vypočtené hodnoty redukovaných délek jednotlivých částí hřídele náhradní torzní soustavy 3-válcového vznětového motoru jsou uvedeny tab. 7.

Tab. 7 Vypočtené hodnoty redukovaných délek jednotlivých částí hřídele.

Redukovaná délka hřídele l_{red}	Hodnota (mm)
l_0	252,00
l_1	311,01
l_2	311,01
l_3	202,67
l_4	370,35

6.1.3 VÝPOČET TORZNÍCH TUHOSTÍ

Tuhost hřídele se vyjadřuje pomocí tzv. elastické konstanty c . To je kroutící moment, příslušný jednotkovému úhlu zkroucení [2].

$$c = \frac{M_k}{\varphi} = \frac{GJ_p}{l_{red}} \left[N \cdot m \cdot rad^{-1} \right], \quad (56)$$

kde G je modul pružnosti ve smyku (pro ocel: $G = 8,3 \cdot 10^{10} Pa$), J_p polární moment průřezu.

$$J_p = \frac{\pi D_{red}^4}{32} \left[m^4 \right], \quad (57)$$

Vypočtené hodnoty torzních tuhostí jednotlivých částí hřídele náhradní torzní soustavy 3-válcového vznětového motoru jsou uvedeny v tab. 8.

Tab. 8 Vypočtené hodnoty torzních tuhostí jednotlivých částí hřídele.

Torzní tuhost c	Hodnota ($\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}$)
c_0	$3,031\cdot 10^6$
c_1	$2,456\cdot 10^6$
c_2	$2,456\cdot 10^6$
c_3	$3,769\cdot 10^6$
c_4	$2,063\cdot 10^6$

6.2 VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ SOUSTAVY

Vlastní torzní kmitání soustavy je takové kmitání, které po počátečním impulsu v soustavě přetrvává při zanedbání vnějších sil a odporů. Nakroučíme-li hřídel na obou koncích proti sobě, začne vykonávat kmitavý pohyb kolem své osy, který je u setrvačnicku malý a největší výchylky dosahuje na volném konci. Torzní výchylky setrvačnicku a ostatních hmot mají vzájemně opačný smysl. Na hřídeli existuje jedno místo, které vůbec nekmitá, je to vibrační uzel. U stacionárních motorů se toto místo nachází většinou poblíž setrvačnicku, jehož hmota převažuje [2].

Jednotlivé hmoty konají harmonický pohyb, který je dán sinusovkami a je určen frekvencí a maximálními výchylkami jednotlivých hmot. Křivka charakterizující tvar vlastního kmitání se nazývá výkmitová čára. Jsou to v podstatě poměrné amplitudy nakreslené nad osou redukovaného hřídele. Absolutní velikost amplitud není potřeba určovat, protože ty závisí na počátečním impulsu [2].

Vykmitová čára může však obsahovat i více uzlů. Pak se už nejedná o vlastní kmitání jednouzlové (1. stupně), ale dvouuzlové (2. stupně) nebo víceuzlové. V závislosti na počtu hmot soustavy n , může být počet možných stupňů kmitání $(n-1)$. Vlastní frekvence kmitání se zvyšuje se zvyšujícím se stupněm kmitání a frekvence vyšších stupňů se tím více přibližují, čím je tento stupeň vyšší. V praxi u motorů s jedním setrvačnickem je potřeba se zabývat pouze vlastním kmitáním jednouzlovým a jeho vlastní frekvencí. Je-li k hřídeli připojena ještě další hmota jako například lodní šroub nebo generátor, je důležitější kmitání dvouuzlové [2].

6.2.1 VÝPOČET FREKVENCÍ VLASTNÍHO TORZNÍHO KMITÁNÍ NĚKOLIKAHMOTOVÉ SOUSTAVY

Pro výpočet frekvencí vlastního torzního kmitání je vhodné použít **Holzerovu iterační metodu**. Nejprve označíme Ω některou z vlastních frekvencí systému a a_i prvky odpovídajícího vlastního vektoru. Na začátku výpočtu je nutné odhadnout hodnotu Ω a zvolit hodnotu a_1 (nejčastěji $a_1 = 1$). Poté postupně dopočítáváme poměrné amplitudy a_2, a_3, \dots, a_n podle vztahu (58) [2], [6].

$$a_{i+1} = a_i - \frac{1}{c_i} \sum_{j=1}^i \Omega^2 J_j a_j [-] \quad (58)$$

Tento rekurentní vztah byl získán sečtením prvních i pohybových rovnic soustavy a vyjádřením poměrné amplitudy a_{i+1} . Pohybové rovnice byly odvozeny z podmínky rovnosti mezi zrychlujícími momenty jednotlivých hmot a elastickými momenty hřídele, tj. kroutícími momenty z úhlů zkroucení částí hřídele mezi jednotlivými hmotami [2], [6].

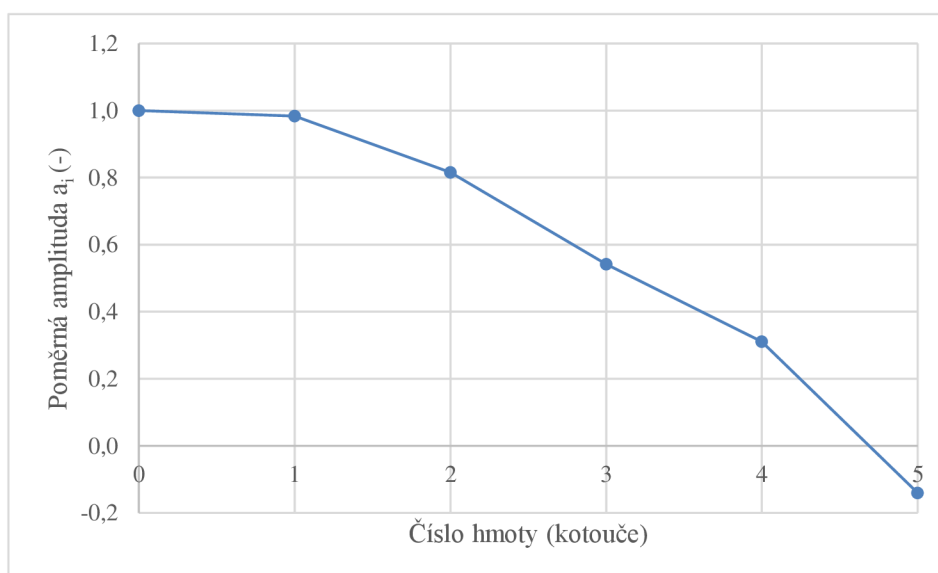
Byla-li na začátku výpočtu správně odhadnuta hodnota Ω , musí platit podmínka dle vztahu (59), že součet všech zrychlujících momentů jednotlivých hmot soustavy je nulový. Ve většině případů však hodnota Ω není odhadnuta správně a pak vztah (59) vyjadřuje zbytkový moment, který je měřítkem toho, o kolik se liší hodnota Ω od správné hodnoty. V druhém případě je tedy nutné výpočet opakovat s opravenou hodnotou Ω [2].

$$\sum_{j=1}^n \Omega^2 J_j a_j = 0 \quad (59)$$

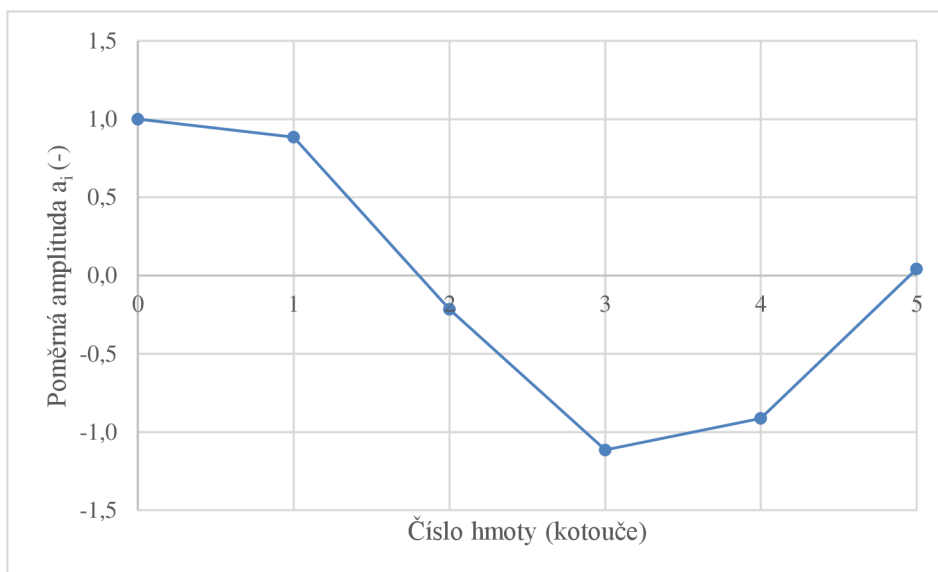
Výsledky výpočtu pro náhradní torzní soustavu 3-válcového vznětového motoru, stanovené Holzerovou metodou, jsou uvedeny v tab. 9. Tvary vlastního kmitání 1. a 2. stupně jsou zobrazeny na obr. 44 a obr. 45. Označení hmot koresponduje s obr. 41.

Tab. 9 Frekvence vlastního torzního kmitání 1. a 2. stupně.

Vlastní frekvence Ω	Hodnota (Hz)
Ω_1	231,96
Ω_2	622,09



Obr. 44 Tvar vlastního kmitání 1. stupně.



Obr. 45 Tvar vlastního kmitání 2. stupně.

6.3 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ SOUSTAVY

Vlastní torzní kmitání, které bylo rozebráno v kapitole 6.2, není samo o sobě nebezpečné, protože po krátkém čase vymizí vlivem tlumících odporů. Mnohem větší význam má však vynucené torzní kmitání, které může být nebezpečné pro pevnost hřídele. Je způsobené periodicky proměnným kroutícím momentem na jednotlivých klikách [2].

6.3.1 HARMONICKÁ ANALÝZA KROUTICÍHO MOMENTU

Harmonická analýza je rozklad periodické funkce na jednotlivé harmonické složky. Jelikož průběh krouticího momentu v závislosti na čase je periodický děj (u čtyřdobého motoru se opakuje každé 2 otáčky KH), lze u něj provést harmonickou analýzu. Průběh krouticího momentu je tedy nutné rozložit do Fourierovy řady (sinusové funkce s různou amplitudou a fázovým posunem). Rozklad na součet harmonických složek se provádí podle vztahu (60) [2], [3], [7].

$$M_{t_k} = \frac{2}{n} \sum_{i=0}^{n-1} M_{t_i} e^{j(2\pi k \frac{i}{n})} [N \cdot m], \quad (60)$$

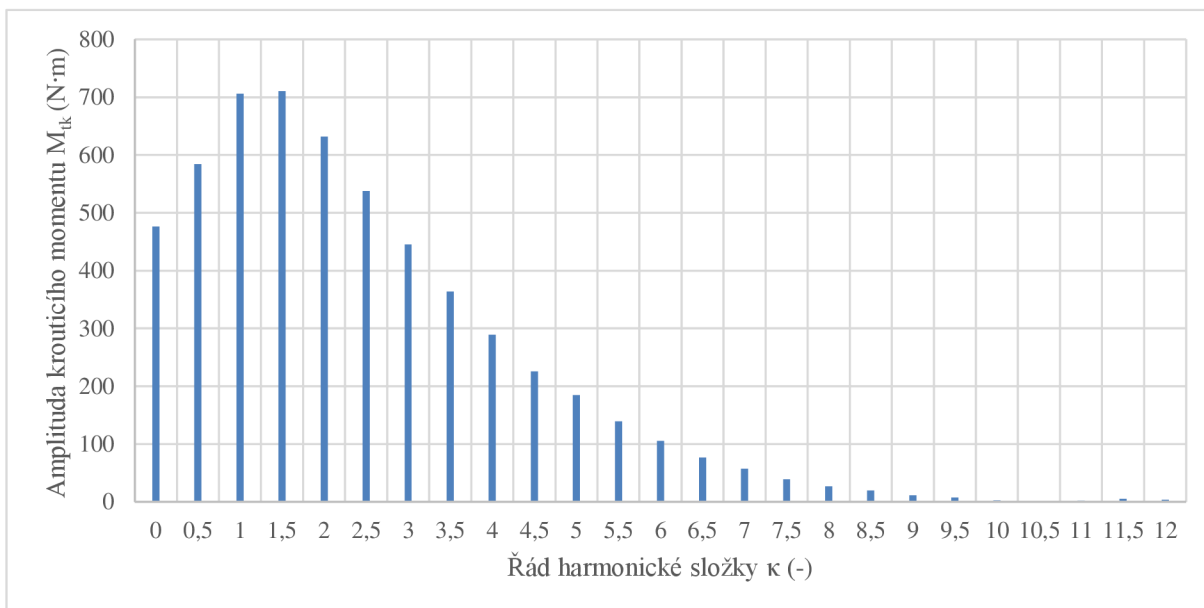
kde M_{t_k} je amplituda krouticího momentu odpovídající harmonické složce k , n je počet diskretních vzorků, M_{t_i} je hodnota krouticího momentu i -tého vzorku [7].

Podle počtu period jednotlivých harmonických složek na otáčku KH rozeznáváme řád harmonické složky κ . Pro čtyřdobý motor platí [2]:

$$\kappa = \frac{k}{2} [-] \quad (61)$$

Pro každý motor s daným počtem válců existují určité hlavní řady harmonických složek, při kterých mají harmonické složky synchronní průběh. U motorů s pravidelným rozestupem zážehů se první hlavní řád určí jako $\frac{1}{2}$ počtu válců a další hlavní řady jsou již celočíselnými násobky prvního hlavního řádu. Pro daný tříválcový motor jsou tedy hlavními řady: 1,5; 3; 4,5; 6; 7,5; ... [2], [7].

Harmonická analýza krouticího momentu tříválcového vznětového motoru je zobrazena na obr. 46.



Obr. 46 Harmonická analýza krouticího momentu.

6.3.2 KRITICKÉ OTÁČKY MOTORU

Každá harmonická složka krouticího momentu vzbuzuje vynucené kmitání KH ve frekvenci $\kappa \cdot n$. Existuje tedy řada kritických otáček příslušných kmitání jedouzlovému, dvouzlovému a případně i vyšším stupňům kmitání [2].

Pro kritické otáčky jedouzlového kmitání platí:

$$n_{kr1} = \frac{N_1}{\kappa} [Hz], \quad (62)$$

kde N_1 je frekvence jedouzlového kmitání.

Pro kritické otáčky dvouzlového kmitání platí:

$$n_{kr2} = \frac{N_2}{\kappa} [Hz], \quad (63)$$

kde N_2 je frekvence dvouzlového kmitání.

Konkrétní kritické otáčky jednuzlového a dvouuzlového kmitání tříválcového vznětového motoru jsou uvedeny v tab. 10. Hodnoty jsou vypsány po 12. řád harmonické složky. Všechny z uvedených kritických otáček však nejsou z hlediska pevnosti KH nebezpečné. Při posuzování velikosti rezonance je třeba brát v úvahu velikosti harmonických složek, které s rostoucím řádem rychle klesají, ale také vydatnost rezonancí [2], [8].

Kritické otáčky, které leží v pracovním spektru otáček (týká se pouze jednuzlového kmitání), jsou v tabulce zvýrazněny. Maximální pracovní otáčky tohoto motoru jsou 2200 min^{-1} .

Tab. 10 Kritické otáčky jednuzlového a dvouuzlového kmitání.

Řád harmonické složky	Kritické otáčky jednuzlového kmitání	Kritické otáčky dvouuzlového kmitání
κ (-)	$n_{kr1} (\text{min}^{-1})$	$n_{kr2} (\text{min}^{-1})$
0,5	27 835,0	74 651,2
1	13 917,5	37 325,6
1,5	9 278,3	24 883,7
2	6 958,8	18 662,8
2,5	5 567,0	14 930,2
3	4 639,2	12 441,9
3,5	3 976,4	10 664,5
4	3 479,4	9 331,4
4,5	3 092,8	8 294,6
5	2 783,5	7 465,1
5,5	2 530,5	6 786,5
6	2 319,6	6 220,9
6,5	2 141,2	5 742,4
7	1 988,2	5 332,2
7,5	1 855,7	4 976,7
8	1 739,7	4 665,7
8,5	1 637,4	4 391,2
9	1 546,4	4 147,3
9,5	1 465,0	3 929,0
10	1 391,8	3 732,6
10,5	1 325,5	3 554,8
11	1 265,2	3 393,2
11,5	1 210,2	3 245,7
12	1 159,8	3 110,5

6.3.3 VYDATNOST REZONANCÍ

Vydatnost rezonance ε_κ harmonické složky řádu κ vyjadřuje velikost měrné práce harmonické složky krouticího momentu řádu κ na klikách motoru při rezonančním kmitání. Při určování rezonančních výchylek jednotlivých hmot torzní soustavy se vychází z podmínky, že práce harmonických složek na jednotlivých klikách se rovná práci tlumících odporů. Tvar výkmitové čáry při rezonančním kmitání je přibližně stejný jako při vlastním torzním kmitání [2].

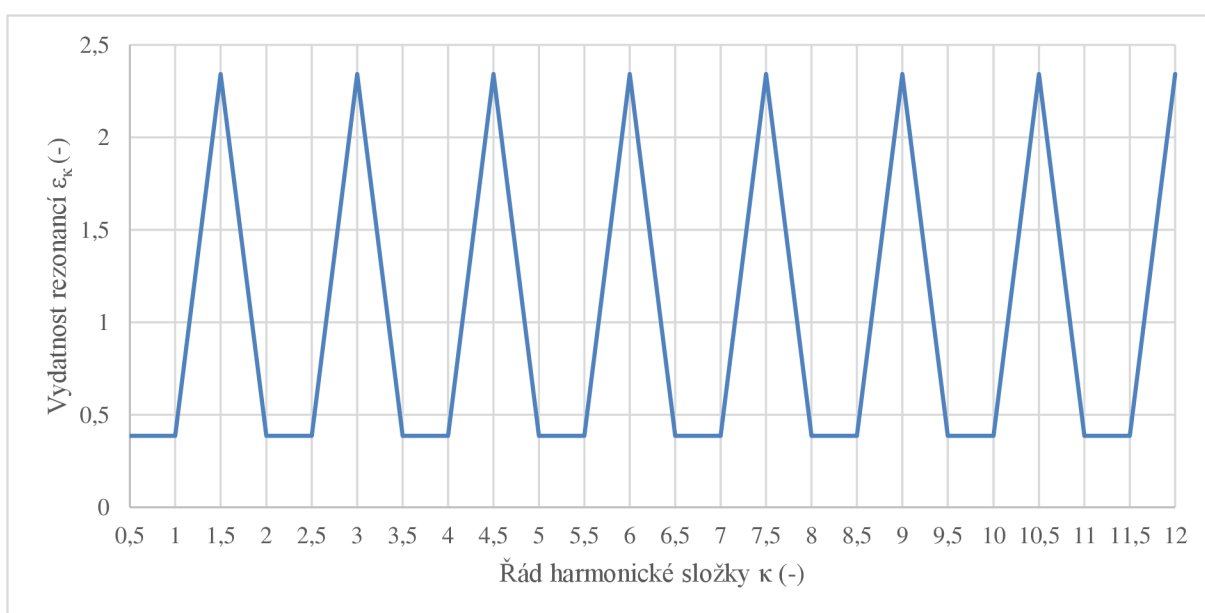
Práce budicího momentu M_κ (harmonické složky) určitého řádu κ na některé klíce se vypočítá podle známých vztahů z mechaniky. Celková práce budicích momentů M_κ , která odpovídá celkovému počtu válců z , se pak určí jako součet prací na jednotlivých klikách motoru. Jelikož v této fázi nejsou zatím známy skutečné amplitudy torzních výchylek, použijí se pro výpočet poměrné výchylky a_i , které byly dříve určeny při výpočtu vlastního torzního kmitání. Harmonické momenty M_κ jednotlivých válců mají stejnou velikost, ale různou fázi podle pořadí zážehů, poměrné výchylky a_i mají různou velikost, ale stejnou fázi [2].

Výsledný vztah pro učení vydatnosti rezonancí, který je vektorovým součtem poměrných amplitud, má tuto finální podobu:

$$\varepsilon_\kappa = \sqrt{\left(\sum_i a_i \sin(\kappa v_i)\right)^2 + \left(\sum_i a_i \cos(\kappa v_i)\right)^2} [-], \quad (64)$$

kde v vyjadřuje rozestupy zážehů mezi prvním a i -tým válcem.

Vypočtené hodnoty vydatnosti rezonancí pro tříválcový vznětový motor a jejich grafické zobrazení je možné vidět na obr. 47. Z grafu je zřejmé, že největší vydatnost přísluší hlavním řádům harmonických složek tak, jak bylo očekáváno.



Obr. 47 Vydatnost rezonancí 3-válcového vznětového motoru.

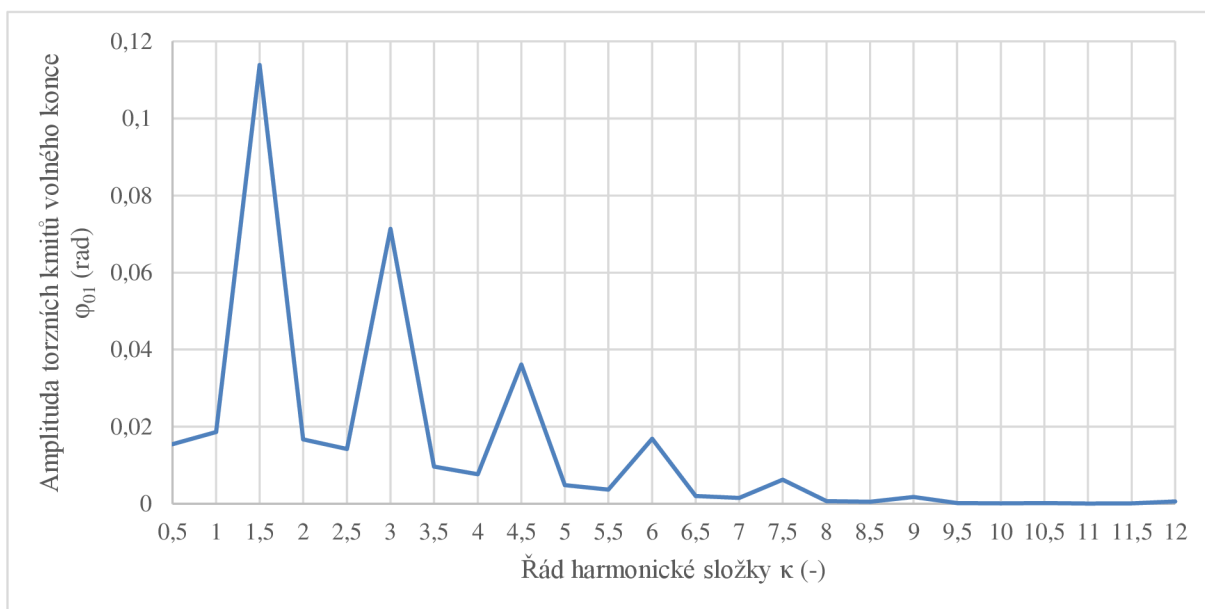
6.3.4 TORZNÍ VÝCHYLKY V REZONANCI

Velikost torzních výchylek v rezonanci závisí na velikosti tlumicích odporů. Dále se předpokládá, že v rezonanci je tvar vynuceného kmitání shodný s tvarem vlastního kmitání a že tlumeno je jen kmitání hmot klikového ústrojí. Neuvažuje se tlumení setrvačnicku nebo jiných hmot připojených k hřídeli. Z těchto předpokladů byl odvozen vztah pro výpočet amplitudy torzních kmitů volného konce KH [2]:

$$\varphi_{o1} = \frac{M_{TK} \varepsilon_{\kappa}}{\xi \Omega \sum_{i=1}^{\kappa} a_i^2} [\text{rad}], \quad (65)$$

kde M_{TK} je amplituda krouticího momentu odpovídající harmonické složce řádu κ , ξ velikost tlumicích odporů (voleno dle zkušenosti $\xi = 5,2 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}\cdot\text{rad}^{-1}$).

Závislost amplitudy torzních kmitů na jednotlivých řádech κ je zobrazena v grafu na obr. 48.



Obr. 48 Torzní výchylky v rezonanci.

Nejvíce nebezpečné rezonance zpravidla bývají rezonance hlavních harmonických složek do řádu $\kappa = 8$. Největší amplituda torzních kmitů $\varphi_{o1} = 0,115 \text{ rad}$ připadá řádu 1,5. Řád harmonické složky 1,5 však odpovídá otáčkám motoru $9\,278 \text{ min}^{-1}$, které leží mimo pracovní rozsah otáček. V pracovním rozsahu otáček se nachází řády 6,5 a vyšší. V této oblasti připadá největší amplituda torzních kmitů řádu 7,5 (otáčky $1\,856 \text{ min}^{-1}$), pro který by bylo vhodné určit přídatné torzní napětí. Konkrétně se jedná o hodnotu amplitudy $\varphi_{o1} = 0,0062 \text{ rad}$ [2].

6.3.5 NAMÁHÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE TORZNÍMI VIBRACEMI

Pro určení střídavého krouticího momentu a následně přídatného torzního napětí je potřeba znát torzní výchylku φ_{o1} volného konce hřídele a také tvar výkmitové čáry. Oba tyto předpoklady byly splněny v předchozích kapitolách, a proto by nyní bylo možné přistoupit

k závěrečné fázi, tj. určení střídavého krouticího momentu pro rezonanční řád 7,5. Střídavý krouticí moment vnášený do úseku i , $i+1$ náhradní soustavy je možné určit podle vztahu (66) [2].

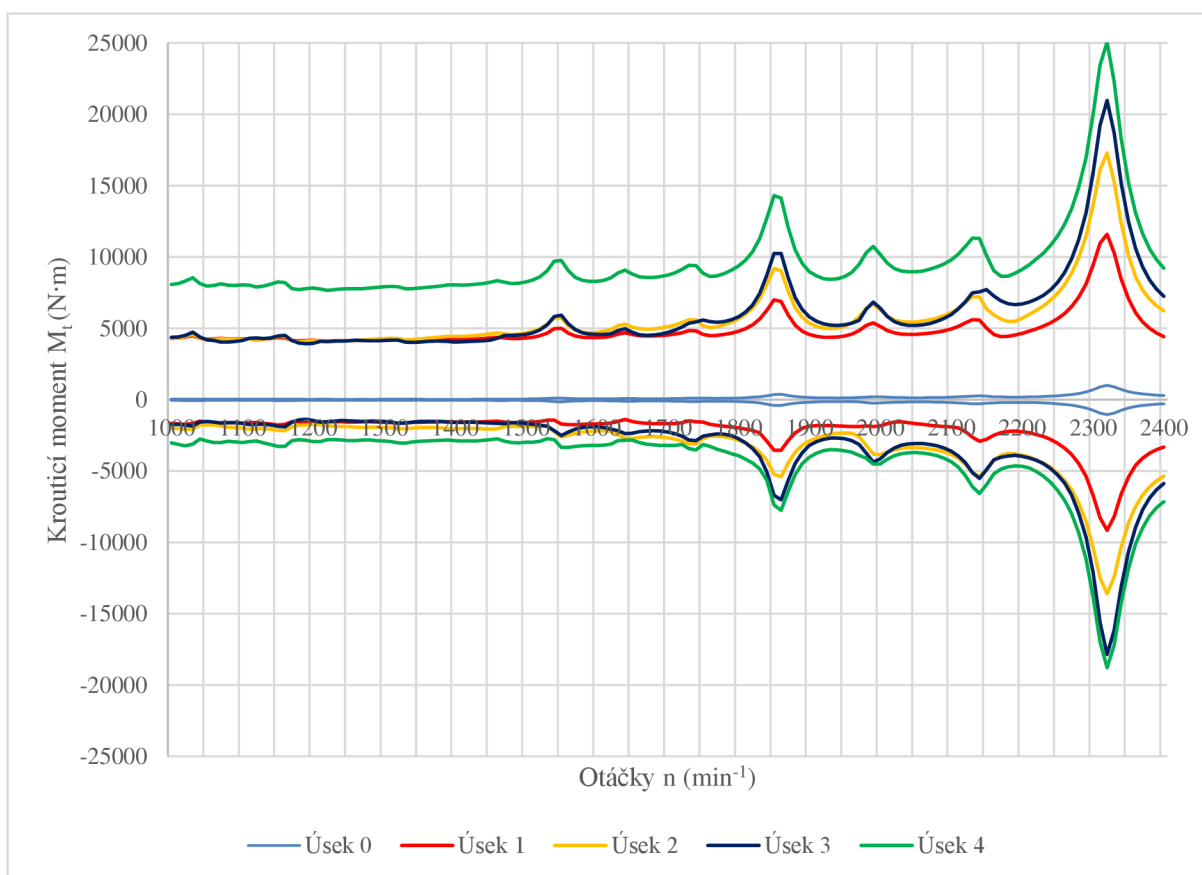
$$M_{i,i+1} = \pm \varphi_{01} (a_i - a_{i+1}) c_{i,i+1} [N \cdot m] \quad (66)$$

Přídavné torzní napětí by se pak určilo dle vztahu (67).

$$\tau_a = \pm \frac{M_{i,i+1}}{W_\tau} [MPa], \quad (67)$$

kde W_τ je modul průřezu v krutu.

Jelikož výpočet byl proveden také v programu vedoucího práce, tak nebylo nutné střídavý krouticí moment analytickým způsobem určovat. Zmíněný program umožňuje výpočet maxim střídavého krouticího momentu (v kladné a záporné oblasti) v celém spektru otáček, což je přehledné a je zřetelně vidět, kde dochází k rezonanci. Následující graf na obr. 49 zobrazuje takový průběh krouticího momentu ve všech úsecích KH v závislosti na otáčkách motoru. Jednotlivé úseky jsou číslovány od předního konce, tzn. úsek číslo 0 je úsek mezi řemenicí a prvním zalomením.



Obr. 49 Krouticí moment v závislosti na otáčkách motoru.

Z grafu je vidět, že k největší rezonanci dochází v otáčkách $2\,400\text{ min}^{-1}$. Vzhledem k tomu, že maximální otáčky motoru jsou $2\,200\text{ min}^{-1}$, tato rezonance není podstatná. V pracovním rozsahu otáček dochází k největší rezonanci při hodnotě $1\,860\text{ min}^{-1}$ a to ve 4. (posledním) úseku, tj. úsek mezi ozubeným kolem a setrvačником. Je možné si všimnout, že tyto otáčky se s malou odchylkou shodují s rezonančními otáčkami určenými v kapitole 6.3.4. Jak už bylo uvedeno, tyto otáčky odpovídají řádu harmonické složky 7,5. Maximální a minimální hodnoty periodického krouticího momentu pro tyto otáčky jsou uvedeny v tab. 11.

Tab. 11 Maximální a minimální krouticí moment ve 4. úseku při otáčkách $1\,860\text{ min}^{-1}$.

	$M_{t\max}$ (N·m)	$M_{t\min}$ (N·m)
Úsek 4	14 113,9	-7 760,4

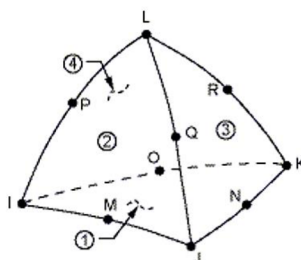
7 PEVNOSTNÍ KONTROLA

Pevnostní kontrola KH byla provedena v programu ANSYS 14.0, který používá metodu konečných prvků (MKP). K řešení únavové životnosti byla použita metoda LSA, tj. přístup využívající skutečných elastických napětí stanovených pomocí MKP.

Vstupní hodnoty, týkající se vlastnosti oceli, byly nastaveny stejně jako při modální analýze dle tab. 3. Materiál klikového hřídele byl zvolen 42CrMo4 (dle ČSN: 15 142). Jedná se o ušlechtilou konstrukční Cr-Mo ocel, která je vhodná k zušlechťování a povrchovému kalení. Mechanické vlastnosti zvoleného materiálu budou uvedeny níže.

7.1 DISKRETIZACE

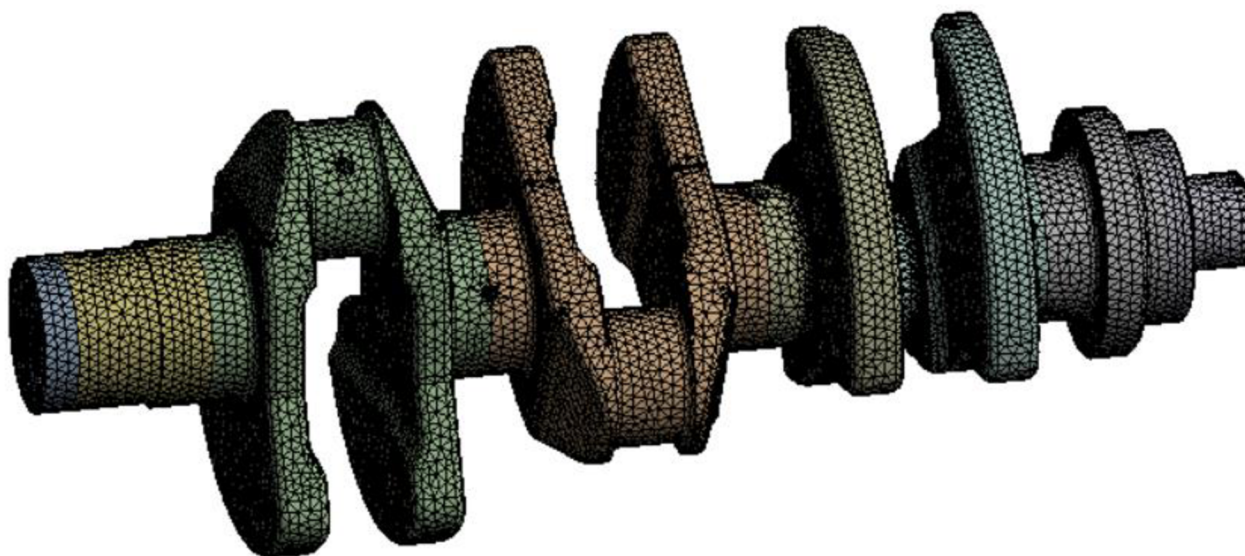
Po importování geometrie ve formátu step bylo nutné přistoupit k síťování. Síť byla vytvořena v programu ANSYS Workbench. Pro tvorbu sítě byly použity kvadratické prvky tvaru tetrahedron (čtyřstěn). Charakteristickým znakem kvadratických prvků jsou uzly nejenom ve vrcholech, ale i na hranách. To znamená, že geometrie i posuvy podél hrany prvku jsou popsány kvadratickým polynomem, což umožňuje lépe aproximovat zakřivené hrany a povrchy diskretizovaných těles. Vizualizaci prvku je možné vidět na obr. 50. Globální velikost prvku byla nastavena na hodnotu 7 mm, v předpokládaných kritických místech byla pak síť zjemněna až na hodnotu 0,5 mm (vstup do mazacího kanálu na posledním zalomení) tak, aby v daném místě byl dostatečný počet prvků a nevznikla tak velká diskretizační chyba. Volba zmíněného typu prvku vedla k použití metody síťování zvané Free Meshing (volné síťování). Volba výše uvedeného typu prvku a metody tvorby sítě je nejvhodnější pro automatické generování sítě [9].



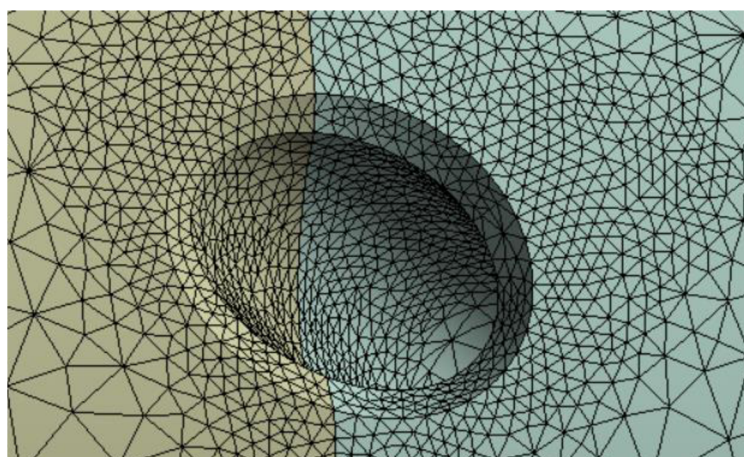
Obr. 50 Vizualizace prvku typu tetrahedron [10].

Jak je možné vidět na obr. 50, prvek typu tetrahedron má 10 uzlových bodů – 4 ve vrcholech a 6 na hranách. Při třech deformačních parametrech v uzlu to představuje celkem 30 parametrů na jednom prvku. Ve srovnání s lineární variantou vyžaduje kvadratický prvek podstatně větší nároky na hardware při srovnatelné hustotě sítě. Pro řešení napjatosti klikového hřídele je však jeho použití vhodné [9].

Vysítovaný model KH je možné vidět na obr. 51. Konečné hodnoty sítě jsou: 908 276 uzlů, 639 948 prvků. Zjemněná síť v oblasti vstupu do mazacího kanálu je možná vidět na obr. 52.



Obr. 51 Vysíťovaný model klikového hřídele.



Obr. 52 Zjemnění sítě v oblasti vstupu do mazacího kanálu.

V další fázi byl model včetně sítě importován do programu ANSYS Mechanical APDL. Zde bylo nutné přiřadit vytvořené síti konkrétní typ prvku. Byl vybrán prvek s názvem SOLID 187.

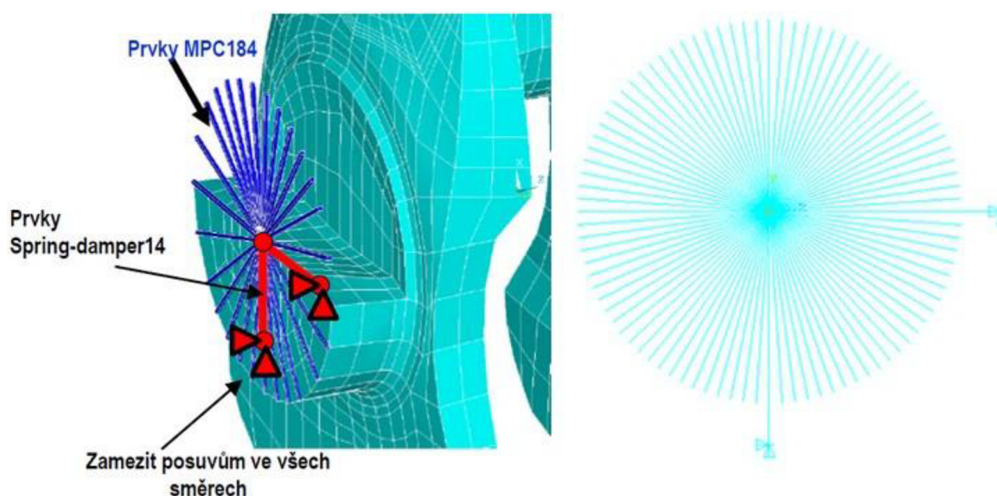
Dále bylo nutné připravit model pro simulaci uložení v kluzných ložiskách. K tomu byly použity prvky MPC 184 a COMBIN 14 (SPRING-DAMPER 14) – obr. 53. Nejprve byly vytvořeny prutové náhrady ložiska pomocí prvku MPC 184. V příslušném místě (střed ložiska/čepu) byl vždy vytvořen jeden uzel, celkem tedy 7 uzlů. Prvky MPC 184 byly vytvořeny mezi nově definovaným středovým uzlem a uzly po obvodě příslušného čepu. Náhrady ložisek byly tedy aplikovány na všechny 4 hlavní ložiska kvůli simulaci uložení v kluzných ložiskách, dále na přední konec KH do oblasti uzlu řemenice kvůli zamezení rotace a posuvu v daném místě, a nakonec na přírubu setrvačnicku, respektive na poslední ojniční čep pro aplikaci točivého momentu, respektive síly od tlaku plynů (bude vysvětleno později). Nakonec bylo

nutné nastavit v menu Element Types → Options → Element Behavior → Rigid Beam. Tím se docílí toho, že krajní 2 uzly každého prvku mají 6 stupňů volnosti namísto 3 stupňů volnosti ve standardním nastavení jako Rigid Link.

Poté bylo nutné simulovat samotné uložení hlavních čepů v ložiskách. Nejprve byly vytvořeny další pomocné uzly v oblasti hlavních ložisek, odsazené od dříve vytvořeného středového uzlu v horizontálním a vertikálním směru o určitou vzdálenost. To znamená vždy 2 uzly pro jedno hlavní ložisko, celkem tedy 8 uzlů. Mezi středovým uzlem a nově definovanými 2 uzly byly vytvořeny prvky COMBIN 14, tak je ukázáno na obr. 53. Prvky COMBIN 14 fungují jako tlumič a pružina a mohou být aplikovány jak v podélném, tak v torzním směru. V našem případě byly použity v podélném směru. V této modifikaci mají krajní 2 uzly každého prvku 3 stupně volnosti (posuvy ve směru os x, y, z). Nakonec bylo nutné přiřadit prvku hodnotu tuhosti v menu Real Constants → Add → COMBIN 14 → Spring constant K. Hodnota tuhosti hydrodynamické vrstvy byla určena dle vztahu (68).

$$k = \frac{0,5F_{\max}}{0,8c_l} \left[N \cdot mm^{-1} \right], \quad (68)$$

kde F_{\max} je maximální síla od tlaku plynů (v našem případě $F_{\max} = 130\,577,7$ N), c_l ložisková vůle (v našem případě $c_l = 0,04$ mm).



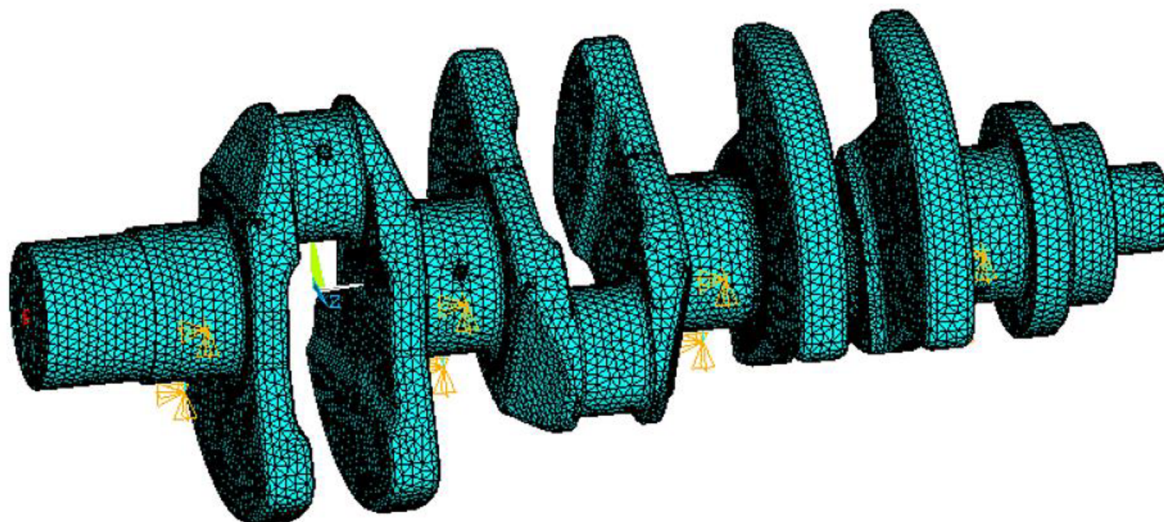
Obr. 53 Prvky MPC 184 a COMBIN 14 [10].

7.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Jak už bylo možné vidět na obr. 53, bylo nutné zamezit všem posuvům v oblasti hlavních ložisek. Zamezení posuvů ve všech třech směrech bylo aplikováno na vnější uzly prvků COMBIN 14, které mají právě 3 stupně volnosti.

Dále bylo zamezeno rotaci kolem podélné osy x a posuvu ve směru podélné osy na předním konci KH v oblasti uzlu řemenice. Vazby byly aplikovány na předem připravený středový uzel čepu, propojený prvky MPC 184 s uzly na povrchu tak, jak bylo popsáno v kapitole 7.1. Zamezení rotace bylo možné aplikovat na tento uzel díky tomu, že to je krajní uzel prvku MPC 184 a v důsledku toho má tento uzel 6 stupňů volnosti.

Klikový hřídel včetně všech aplikovaných vazeb je možné vidět na obr. 54. Vazby označené oranžovou barvou představují zamezení všech posuvů v oblasti hlavních ložisek. Vazba označená červenou barvou (na obrázku vlevo) představuje zamezení rotace kolem osy x a posuvu ve směru osy x na předním konci KH v oblasti uzlu řemenice.



Obr. 54 Klikový hřídel se všemi vazbami.

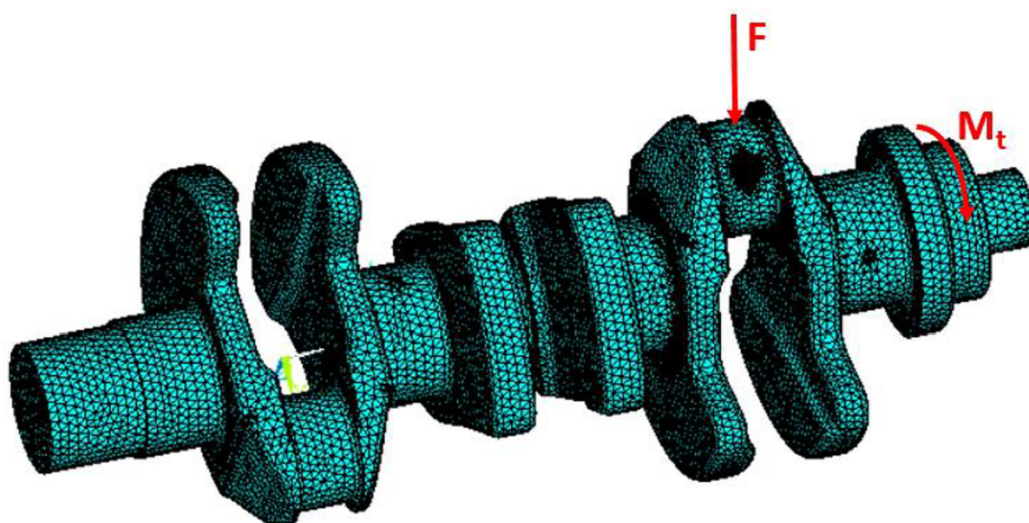
7.3 ZATÍŽENÍ

Dle metody LSA bylo nutné provést výpočet pro dva zátěžné stavy A a B. V případě A byl KH zatěžován maximální silou od tlaku plynů, aplikovanou na poslední ojnicí čep v ose válce a maximálním krouticím momentem v kladném směru, určeným v kapitole 6.3.5. V případě B byl KH zatěžován pouze maximálním krouticím momentem v záporném směru, určeným rovněž v kapitole 6.3.5. Shrnutí popsaných zátěžných stavů je uvedeno v tab. 12. Zatížení odpovídající stavu A je zachyceno na obr. 55, zatížení odpovídající stavu B je zachyceno na obr. 56. Vliv odstředivých sil byl pro zjednodušení zanedbán.

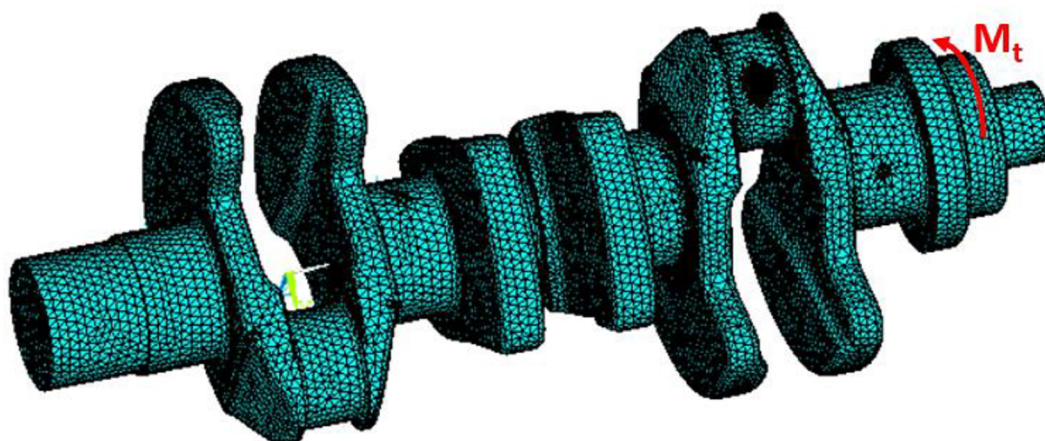
Tento přístup je spíše konzervativní, jelikož počítá se zatížením maximální silou od tlaku plynů a maximálním krouticím momentem v jednom okamžiku, což ve skutečnosti tak není.

Tab. 12 Zátěžné stavy.

	Síla od tlaku plynů F (N)	Krouticí moment M_t (N·m)
Zatížení – stav A	130 577,7	14 113,9
Zatížení – stav B	0	-7 760,4



Obr. 55 Způsob zatížení KH – stav A.

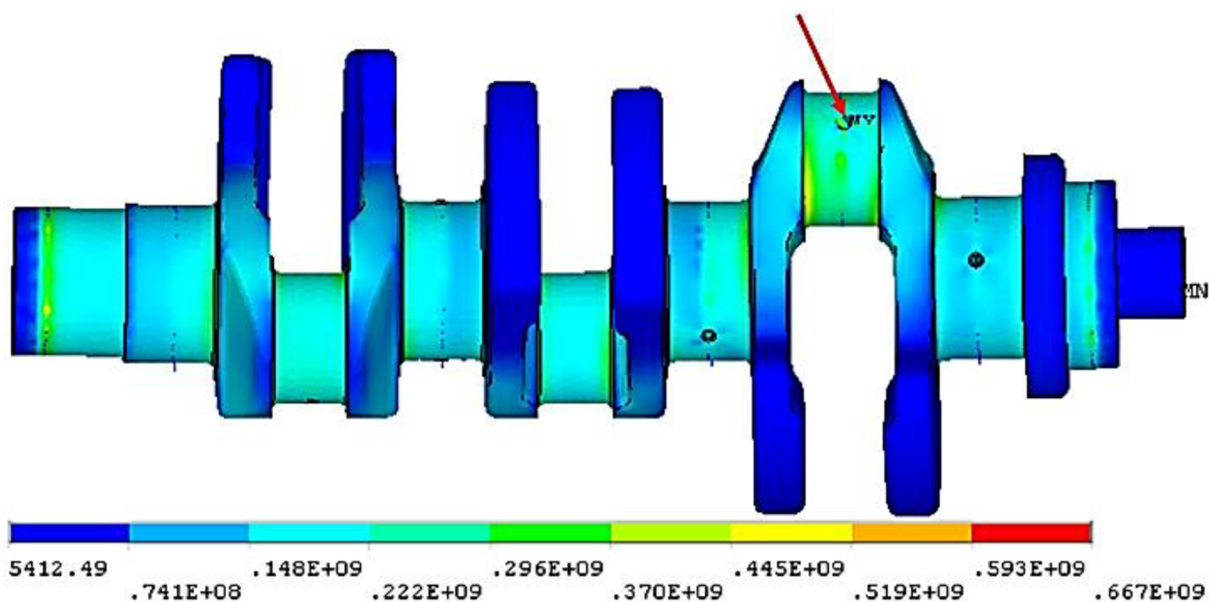


Obr. 56 Způsob zatížení KH – stav B.

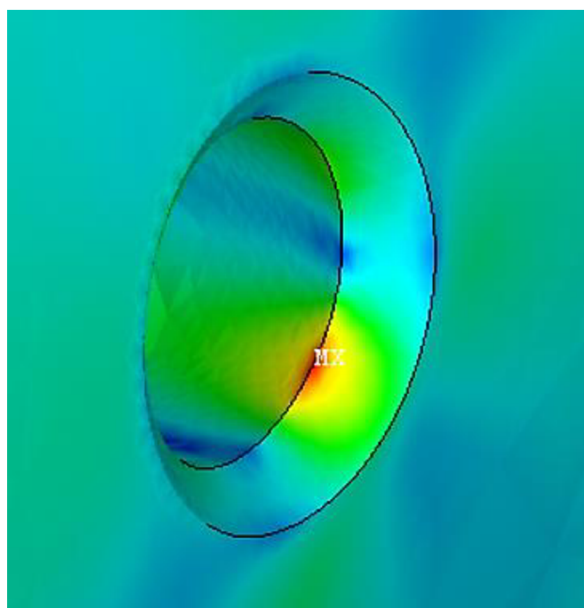
7.4 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY

Byly provedeny dva kontrolní výpočty pro oba zátěžné stavy tak, jak bylo popsáno v kapitole 7.3. Rozložení napětí Von Mises v klikovém hřídeli pro zátěžný stav A můžeme vidět na obr. 58. V dolní části tohoto obrázku je zobrazena škála napětí v Pascalech. Dále bylo potřeba zjistit místo s největší koncentrací napětí a určit hodnotu napětí v tomto místě. Pro snadnou orientaci bývá místo s maximální koncentrací napětí v softwaru ANSYS 14.0 označováno znakem MX – obr. 58. Kritické místo vyšlo pro oba zátěžné stavy na posledním ojnicím čepu, konkrétně u vstupu do mazacího kanálu. Detail tohoto místa pro zátěžný stav A je možné vidět na obr. 57. Hodnoty napětí v kritickém místě pro oba zátěžné stavy jsou uvedeny v tab. 13.

Z obr. 57 je možné si všimnout, že maximální hodnota napětí vyšla na hraně. Obecně je možné říct, že v těchto případech bývá napětí vyšší než reálné, což plyne z vlastnosti MKP. Očekávalo se však, že toto místo může skutečně být kritickým místem, protože mazací kanál se chová jako určitý koncentrátor napětí. Vyhodnocením napětí z tohoto místa se výpočet pohybuje na bezpečné straně (vyšší napětí → nižší bezpečnost). Zvýšené přesnosti výsledků bylo dosaženo zvětšením počtu prvků sítě v tomto místě.



Obr. 58 Rozložení napětí Von Mises pro zátěžný stav A.



Obr. 57 Detail kritického místa pro zátěžný stav A.

Tab. 13 Hodnoty napětí v kritickém místě pro oba zátěžné stavy.

	Zatížení – stav A	Zatížení – stav B
Max. napětí Von Mises σ_{VM} (MPa)	661	343
1. hlavní napětí σ_1 (MPa)	-0,212	346
3. hlavní napětí σ_3 (MPa)	-668	0,058

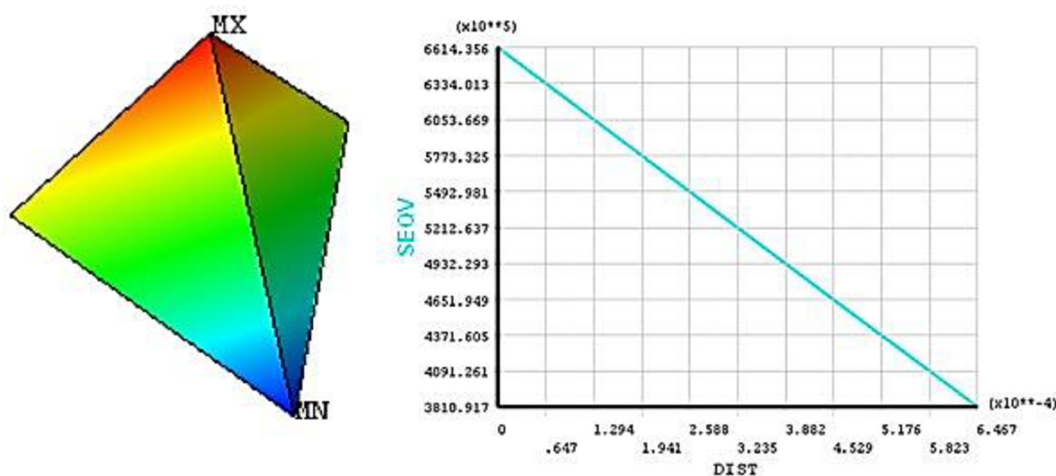
7.5 STANOVENÍ BEZPEČNOSTI K MEZI ÚNAVY

Mechanické vlastnosti materiálu 42CrMo4 jsou uvedeny v tab. 14.

Tab. 14 Mechanické vlastnosti materiálu 42CrMo4.

Název veličiny	Značka	Jednotka	Hodnota
Mez pevnosti	R_m	(MPa)	1 283
Mez kluzu	R_e	(MPa)	900
Mez únavy v tahu/tlaku	$\sigma_{CTAH/TLAK}$	(MPa)	495
Mez únavy v ohybu	σ_{COHYB}	(MPa)	525
Průměr vzorku	d_{vzorek}	(mm)	7,5

Pro další postup bylo nutné z kritického místa (obr. 57) vyselektovat prvek, na kterém se nacházela maximální hodnota napětí. To je možné vidět na obr. 59 v levé části. Uzel s maximální hodnotou napětí je označen znakem MX, s minimální hodnotou napětí pak MN. V pravé části obrázku je pak zobrazeno maximální a minimální napětí Von Mises v daných uzlech v Pascalech a vzdálenost mezi nimi v metrech.



Obr. 59 Prvek nacházející se v kritickém místě, obsahující maximální hodnotu napětí.

Poměrný gradient

$$\chi_R \cong \frac{1}{\sigma_{eX}} \left(\frac{\sigma_{eX} - \sigma_{eX1}}{|\overline{XX}_1|} \right) [mm^{-1}], \quad (69)$$

kde σ_{eX} je maximální hodnota napětí Von Mises, nacházející se na prvku na obr. 59, σ_{eX1} minimální hodnota napětí Von Mises, nacházející se na prvku na obr. 59, $|\overline{XX}_1|$ vzdálenost mezi uzlem MX a MN (lze vyčíst z grafu na obr. 59). Poměrný gradient vyjadřuje zvýšení meze únavy σ_c v daném místě v důsledku koncentrace napětí a používá se proto, že při výpočtu pomocí MKP neznáme nominální napětí.

Korekční součinitel

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{cOHYB}}{\sigma_{cTAH/TLAK}} \chi_R}{d_{vzorek}} [-] \quad (70)$$

Poměr β/α

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} 10^{-\left(0,35 + \frac{Re}{810}\right)} [-], \quad (71)$$

kde α je součinitel tvaru, β součinitel vrubu.

Stanovení amplitudy a střední hodnoty ekvivalentního napětí

$$\sigma_{e\max} = \text{sign}(\sigma_{1A}) \sigma_{VMA} [MPa], \quad (72)$$

kde σ_{1A} je 1. hlavní napětí pro zátěžný stav A, σ_{VMA} maximální napětí Von Mises pro zátěžný stav A.

$$\sigma_{e\min} = \text{sign}(\sigma_{1B}) \sigma_{VMB} [MPa], \quad (73)$$

kde σ_{1B} je 1. hlavní napětí pro zátěžný stav B, σ_{VMB} maximální napětí Von Mises pro zátěžný stav B.

$$\sigma_{ea} = \left| \frac{\sigma_{e\max} - \sigma_{e\min}}{2} \right| [MPa] \quad (74)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{e\max} + \sigma_{e\min}}{2} [MPa] \quad (75)$$

Součinitel bezpečnosti k mezi únavy

$$k_u = \frac{1}{\frac{\beta}{\alpha} \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{cOHYB} \eta_\sigma \nu_\sigma f_G} + \frac{\sigma_{em}}{R_m}} [-], \quad (76)$$

kde η_σ je součinitel vlivu velikosti (v tomto případě $\eta_\sigma = 0,775$), ν_σ součinitel vlivu pravděpodobnosti přežití (v tomto případě $\nu_\sigma = 0,75$).

$$\eta_\sigma = 1,189 D_c^{-0,097} [-], \quad (77)$$

kde D_c je průměr ojnicního čepu.

Výsledné hodnoty všech výše uvedených veličin jsou uvedeny v tab. 15. Jak můžeme vidět na posledním řádku tabulky, výsledná hodnota bezpečnosti k mezi únavy k_u pro otáčky 1 860 min^{-1} vyšla přibližně 2,9, což je plně vyhovující.

Tab. 15 Výsledné hodnoty.

Veličina	Jednotka	Hodnota
χ_R	(mm^{-1})	0,665
f_G	(-)	3,605
β/α	(-)	1,028
σ_{emax}	(MPa)	-661
σ_{emin}	(MPa)	343
σ_{ea}	(MPa)	502
σ_{em}	(MPa)	-159
k_u	(-)	2,899

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout klikový hřídel pro zadané základní parametry klikového mechanismu a válcové jednotky za použití adekvátních postupů a metod řešení. V úvodních dvou kapitolách byl zpracován přehled sil působících v klikovém mechanismu, důraz byl kladen na síly od tlaku plynů a setrvačné síly, jejichž vliv je majoritní. Dále byla v rešeršní části věnována pozornost vyvažování tříválcových motorů pro použité uspořádání klikového mechanismu.

Kapitola 4 již zahrnuje samotný návrh klikového hřídele v programu Creo Parametric. Byl vytvořen model klikového hřídele pro zvolenou konfiguraci hřídele. Setrvačné momenty rotujících částí byly vyváženy na **100 %** pomocí **vývažků na jednotlivých zalomeních**. Bylo použito silové vyvážení těchto momentů. Dále bylo řešeno vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí I. řádu. Tyto momenty byly eliminovány taktéž ze **100 %** a to za pomoci **vyvažovací jednotky**, která byla sestrojena navíc oproti zadání. Byla navržena zjednodušená konstrukce vyvažovací jednotky se ztotožněním jednoho vyvažovacího hřídele s hřídelem klikovým. Pohon rozvodového mechanismu a zároveň i vyvažovací jednotky byl realizován od zadního konce KH pomocí ozubeného soukolí z důvodu velkého kmitání naftového motoru na opačném (předním) konci. Pro takto navržený KH byla zpracována **výkresová dokumentace**.

V dalším (kapitola 5) byla provedena modální analýza KH na modelu sestrojeném v předchozí fázi. Bylo vypočteno a uvedeno 5 vlastních frekvencí (7.–11.) a jim odpovídající vlastní tvary.

V kapitole 6 byl sestrojen náhradní torzní model KH, byly vypočteny momenty setrvačnosti a torzní tuhosti jednotlivých částí tohoto modelu. Pomocí Holzerovy iterační metody byly vypočteny první dvě vlastní frekvence torzního kmitání a vykresleny tvary výkmitových čar jednouzlového a dvouuzlového kmitání. Dále byl vypočten průběh střídavého krouticího momentu pomocí numerické syntézy a správnost výsledků (rezonanční otáčky, hodnoty střídavého krouticího momentu v rezonanci) byla ověřena pomocí analytické metody. Rezanční otáčky odpovídají hodnotě **1 860 min⁻¹** a hodnoty střídavého krouticího momentu pro tyto otáčky jsou **14 113,9 N·m** a **-7 760,4 N·m**. Tyto hodnoty korespondují se **4. (posledním) úsekem** náhradního torzního modelu.

Nakonec byla provedena pevnostní kontrola takto navrženého klikového hřídele v programu ANSYS 14.0. Materiál KH byl zvolen 42CrMo4. Výpočet byl proveden pro 2 zátěžné stavy A a B se zahrnutím vlivu torzních kmitů. Maximální napětí pro stav A vyšlo **661 MPa**, pro stav B **343 MPa**. Z vypočtených hodnot napětí byla stanovena bezpečnost k mezi únavy. Výsledná hodnota bezpečnosti vyšla **2,9**. Vzhledem k tomu, že tato hodnota splňuje požadavky i s jistou rezervou, nebylo nutné přistupovat k návrhu tlumiče torzních kmitů, který by tuto hodnotu s největší pravděpodobností ještě zvýšil.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory*. Brno, 2005. Studijní opory. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [2] *Naftové motory čtyřdobé 1.díl: určeno pro vývojové a projekční pracovníky, konstruktéry naftových motorů i technický dorost vysokých i vyšších technických škol*. 2. vyd. Praha: SNTL, 1962. Řada strojírenské literatury.
- [3] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. *Hnací ústrojí*. Brno, 2012.
- [4] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Warrendale, PA: SAE International, 1995. ISBN 15-609-1734-2.
- [5] HE, Jimin. a Zhi-Fang. FU. *Modal analysis*. 1. Boston: Butterworth-Heinemann, 2001. ISBN 07-506-5079-6.
- [6] PÍŠTĚK, Václav a Josef ŠTĚTINA. *Pevnost a životnost*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1993. ISBN 80-214-0474-4.
- [7] DRÁPAL, Lubomír. *Hnací ústrojí šestiválcového leteckého motoru* [online]. Brno, 2008 [cit. 2017-02-13]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=6871. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
- [8] *Naftové motory čtyřdobé 2.díl: určeno pro vývojové a projekční pracovníky, konstruktéry naftových motorů i technický dorost vysokých i vyšších technických škol*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1964. Řada strojírenské literatury.
- [9] PETRUŠKA, Jindřich. *MKP v inženýrských výpočtech*. Brno, b.r. Dostupné také z: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/RIV/MKP2011.pdf>
- [10] NOVOTNÝ, Pavel. *Aplikované metody řešení únavového poškození – 1. část*. Brno, b.r.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[m \cdot s^{-2}]$	Zrychlení pístní skupiny
a_i	$[-]$	Poměrná amplituda
a_v	$[mm]$	Rozteč válců
c	$[N \cdot m \cdot rad^{-1}]$	Elastická konstanta
c_l	$[mm]$	Ložisková vůle
D	$[mm]$	Vrtání válce
D_c	$[mm]$	Průměr ojničního čepu
D_{red}	$[mm]$	Redukovaný průměr hřídele
d_{vzorek}	$[mm]$	Průměr vzorku
E	$[MPa]$	Youngův modul pružnosti
f_G	$[-]$	Korekční součinitel
F_{max}	$[N]$	Maximální síla od tlaku plynů
F_r	$[N]$	Setrvačná síla rotujících částí
F_{sI}	$[N]$	Setrvačná síla posuvných částí I. řádu
F_{sII}	$[N]$	Setrvačná síla posuvných částí II. řádu
G	$[MPa]$	Modul pružnosti ve smyku
$G_{i,red}$	$[kg]$	Celková redukovaná hmotnost, příslušná i -tému válci řadového motoru
G_{or}	$[kg]$	Hmotnost rotujícího podílu ojnice
G_p	$[kg]$	Hmotnost všech posuvných částí připadající na jeden válec
$G_{p,red}$	$[kg]$	Hmotnost posuvných částí redukovaná do ojničního čepu
$G_{r,red}$	$[kg]$	Hmotnost rotujících částí redukovaná do ojničního čepu
i_v	$[-]$	Počet válců
J_i	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti náhradního kotouče
J_p	$[m^4]$	Polární moment průřezu
J_z	$[kg \cdot m^2]$	Váhový moment setrvačnosti zalomení
k	$[N \cdot mm^{-1}]$	Tuhost hydrodynamické vrstvy
KH		Klikový hřídel
k_u	$[-]$	Součinitel bezpečnosti k mezi únavy
l_o	$[mm]$	Délka ojnice
l_{red}	$[mm]$	Redukovaná délka určité části hřídele
$l_{zal,red}$	$[mm]$	Redukovaná délka zalomení

m_1	[kg]	Hmotnost ojnice redukována do středu pístního čepu
m_2	[kg]	Hmotnost rotační části ojnice
m_p	[kg]	Hmotnost posuvných částí
m_{psk}	[kg]	Hmotnost pístní skupiny
m_r	[kg]	Hmotnost rotujících částí
M_r	[N·m]	Moment setrvačných sil rotujících částí
M_{rv}	[N·m]	Vyvažovací moment
M_{sI}	[N·m]	Moment setrvačných sil posuvných částí I. řádu
M_{sII}	[N·m]	Moment setrvačných sil posuvných částí II. řádu
M_t	[N·m]	Točivý moment
$M_{ti,i+1}$	[N·m]	Střídavý krouticí moment vnášený do úseku $i, i+1$ náhradní soustavy
M_{tk}	[N·m]	Amplituda krouticího momentu odpovídající harmonické složce k
M_{tk}	[N·m]	Amplituda krouticího momentu odpovídající harmonické složce řádu κ
M_{kl}^p	[N·m]	Klopný moment sil od tlaku plynů
M_t^s	[N·m]	Točivý moment setrvačných sil posuvných částí
M_{kl}^s	[N·m]	Klopný moment setrvačných sil posuvných částí
N_1	[Hz]	Frekvence jednouzlového kmitání
N_2	[Hz]	Frekvence dvouuzlového kmitání
n_{kr1}	[min ⁻¹]	Kritické otáčky jednouzlového kmitání
n_{kr2}	[min ⁻¹]	Kritické otáčky dvouuzlového kmitání
N_p	[N]	Normálová síla od tlaku plynů
N_s	[N]	Normálová složka setrvačné síly posuvných částí
p	[MPa]	Tlak ve spalovacím prostoru
p_0	[MPa]	Tlak v klikové skříní
P_o	[N]	Síla od tlaku plynů působící v ojnici
P_p	[N]	Síla od tlaku plynů
P_r	[N]	Radiální složka ojniční síly od tlaku plynů
P_t	[N]	Tečná složka ojniční síly od tlaku plynů
r	[mm]	Poloměr klíky
R_e	[MPa]	Mez kluzu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
r_v	[mm]	Poloměr těžiště vývažku

S_o	[N]	Setrvačná síla posuvných částí působící v ojnici
S_p	[mm ²]	Čelní plocha pístu
S_p	[N]	Setrvačná síla posuvných částí
S_r	[N]	Radiální složka setrvačné síly posuvných částí působící v ojnici
S_t	[N]	Tečná složka setrvačné síly posuvných částí působící v ojnici
V_Z	[cm ³]	Zdvihový objem motoru
W_τ	[m ³]	Modul průřezu v krutu
Z	[mm]	Zdvih pístu
α	[°]	Úhel natočení kliky
β	[°]	Úhel odklonu ojnice
β/α	[-]	Poměr β/α
ε_κ	[-]	Vydatnost rezonancí
η_σ	[-]	Součinitel vlivu velikosti
ϑ_{KL}	[°]	Úhel mezi jednotlivými zalomeními
κ	[-]	Řád harmonické složky
λ	[-]	Klikový poměr
μ	[-]	Poissonova konstanta
ν	[°]	Rozestupy zážehů mezi jednotlivými válci
ν_σ	[-]	Součinitel vlivu pravděpodobnosti přežití
ξ	[N·m·s·rad ⁻¹]	Velikost tlumících odporů
ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota materiálu
τ_a	[MPa]	Přídavné torzní napětí
φ_{o1}	[rad]	Amplituda torzních kmitů volného konce hřídele
χ_R	[mm ⁻¹]	Poměrný gradient
ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost otáčení klikového hřídele
Ω	[Hz]	Vlastní frekvence
σ_1	[MPa]	1. hlavní napětí
σ_{1A}	[MPa]	1. hlavní napětí pro zátěžný stav A
σ_{1B}	[MPa]	1. hlavní napětí pro zátěžný stav B
σ_3	[MPa]	3. hlavní napětí
σ_{COHYB}	[MPa]	Mez únavy v ohybu
$\sigma_{CTAH/TLAK}$	[MPa]	Mez únavy v tahu/tlaku
σ_{ea}	[MPa]	Amplituda ekvivalentního napětí

σ_{em}	[MPa]	Střední hodnota ekvivalentního napětí
σ_{emax}	[MPa]	Maximální ekvivalentní napětí
σ_{emin}	[MPa]	Minimální ekvivalentní napětí
σ_{eX}	[MPa]	Maximální napětí Von Mises nacházející se na daném prvku
σ_{eX1}	[MPa]	Minimální napětí Von Mises nacházející se na daném prvku
σ_{VM}	[MPa]	Maximální napětí Von Mises
σ_{VMA}	[MPa]	Maximální napětí Von Mises pro zátěžný stav A
σ_{VMB}	[MPa]	Maximální napětí Von Mises pro zátěžný stav B
$ \overline{XX}_1 $	[mm]	Vzdálenost mezi uzlem MX a MN na daném prvku

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I – Výkres klikového hřídele

Příloha II – Výpočty