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

SILIKONOVÝ TLUMIČ TORZNÍCH KMITŮ ŠESTIVÁLCOVÉHO VZNĚTOVÉHO MOTORU
SILICONE TORSIONAL VIBRATION DAMPER FOR A SIX-CYLINDER DIESEL ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — **Bc. Lukáš Kovář**
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — **prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.**
SUPERVISOR

BRNO 2017

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Bc. Lukáš Kovář**
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	**prof. Ing. Václav Píštěk, 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:

Silikonový tlumič torzních kmitů šestiválcového vznětového motoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh silikonového tlumiče torzních kmitů šestiválcového vznětového motoru.

Cíle diplomové práce:

Pro zadané základní parametry klikového mechanismu a válcové jednotky
– navrhnout konfiguraci klikového hřídele šestiválcového vznětového motoru
– vypracovat výkresovou dokumentaci klikového hřídele
– sestavit dynamický model torzního systému klikového mechanismu a provést výpočet vynucených torzních kmitů
– navrhnout parametry a konstrukční uspořádání silikonového tlumiče, provést výpočet vynuceného kmitání klikového mechanismu s tlumičem

Seznam doporučené 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 978-3-7091-7-68-5.

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

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Cílem této práce je návrh klikové hřídele řadového šestiválcového vznětového motoru a návrh viskózního tlumiče torzních kmitů pro klikový mechanismus daných parametrů. Práce zahrnuje sestavení dynamického torzního modelu klikového mechanismu a výpočet vynuceného torzního kmitání pro mechanismus s tlumičem a bez tlumiče. Součástí je také pevnostní analýza navržené klikové hřídele s tlumičem metodou konečných prvků (MKP).

KLÍČOVÁ SLOVA

Tlumič torzních kmitů, viskózní tlumič, silikonový tlumič, vynucené torzní kmitání, kliková hřídel, klikový mechanismus, dynamický model, šestiválcový vznětový motor

ABSTRACT

The aim of this thesis is to design crankshaft for in-line six-cylinder diesel engine and to design viscous torsional vibration damper for the cranktrain of specified parameters. The thesis includes the creation of a dynamic torsional model of cranktrain and calculation of forced vibrations of mechanism with and without damper. Part of this thesis is also strength analysis of the designed crankshaft with damper using the Finite Element Method (FEM).

KEYWORDS

Torsional vibration damper, viscous damper, silicone damper, forced torsional vibration, crankshaft, cranktrain, dynamic model, six-cylinder diesel engine

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOVÁŘ, L. *Silikonový tlumič torzních kmitů šestiválcového vznětového motoru*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 57 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 23. května 2017 ……..……..……..

Lukáš Kovář

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu práce prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc. za jeho ochotný přístup a cenné rady, které mi pomohly při vypracování této práce.

OBSAH

Úvod 10
1 Tlumiče torzních kmitů 11
1.1 Rezonanční torzní tlumiče 11
1.2 Třecí torzní tlumiče 11
1.3 Dynamické torzní tlumiče 12
2 Zadané parametry motoru 13
3 Návrh konstrukčního provedení klikové hřídele 14
3.1 Návrh uspořádání jednotlivých zalomení a vyvážení 14
3.2 Vytvoření 3D modelu klikové hřídele 15
4 Silové působení na klikový mechanismus 19
4.1 Kinematika klikového mechanismu 19
4.2 Síly působící na pístní čep 20
4.3 Síly působící na ojniční čep 21
5 Dynamický model torzního systému klikového mechanismu 23
5.1 Redukce hmot a stanovení momentů setrvačnosti 24
5.2 Redukce délek 25
5.3 Stanovení torzních tuhostí 26
6 Vlastní frekvence a vlastní tvary kmitání 27
7 Vynucené torzní kmitání 30
7.1 Harmonická analýza krouticího momentu 30
7.2 Kritické otáčky 31
7.3 Vydatnost rezonancí 33
7.4 Torzní výchylky v rezonanci 33
7.5 Torzní momenty vypočítané z dynamického modelu 35
8 Dynamický model torzního systému klikového mechanismu s tlumičem 36
9 Návrh silikonového tlumiče torzních kmitů 37
9.1 Návrh parametrů silikonového tlumiče torzních kmitů 37
9.2 Návrh konstrukčního uspořádání 38
9.3 Torzní výchylky v rezonanci pro soustavu s tlumičem 40
10 Pevnostní analýza klikové hřídele 41
10.1 Příprava modelu a síťování 41
10.2 Tvorba prutových náhrad a simulace olejové vrstvy 42
10.3 Okrajové podmínky 43
10.4 Zatížení hřídele a výsledná napětí 44
10.5 Bezpečnost vůči únavovému poškození 48

Závěr 51
Seznam použitých zkratek a symbolů 53
Seznam příloh 57

ÚVOD

Na klikové hřídele pístových spalovacích motorů působí při jejich činnosti síly od tlaku plynů a setrvačné síly. Při návrhu a pevnostních výpočtech je nutno uvážit, že hřídel není dokonale tuhá ale naopak pružná a síly, které ji zatěžují, jsou periodicky proměnné. To vede ke kmitání klikových hřídelí, u kterého rozeznáváme tři druhy [1]:

- Ohybové kmitání
- Podélné kmitání
- Torzní kmitání

Ohybové kmitání je způsobeno periodicky proměnnými silami, které působí kolmo na osu hřídele. Klíčová je zde frekvence vlastního ohybového kmitání, která souvisí s délkou hřídele mezi dvěma sousedními hlavními ložisky. Čím menší je tato délka, tím vyšší je frekvence vlastního ohybového kmitání. Snahou přitom je, aby tato frekvence ležela mimo provozní otáčky motoru. Pokud by se v provozním spektru otáček motoru vyskytovala frekvence shodná s frekvencí vlastního ohybového kmitání, došlo by k rezonanci a následnému zesílení amplitudy kmitání. To by mohlo vést až k destrukci motoru. Toto kmitání lze však dostatečně eliminovat vhodným návrhem uložení hřídele[1].

Podélné kmitání natahuje a zkracuje hřídel v její ose a není považováno za nebezpečné [1].

Torzní kmitání je způsobeno proměnností krouticího momentu v čase a je považováno za nejnebezpečnější. Způsobuje kroucení hřídele kolem osy otáčení. Frekvence vlastního kmitání obvykle leží v oblasti provozních otáček a dochází tak k rezonanci a značným úhlovým výchylkám především volného konce hřídele. To vede ke značnému namáhání hřídele. Nejvíce se to projeví u motorů s velkou délkou klikové hřídele. Pokud torzní kmitání přesáhne určitou mez, a není ho možné zmírnit vhodnou úpravou konstrukce mechanismu, používají se k jeho eliminaci tzv. tlumiče torzních kmitů [1].

1 TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ

U motorů pracujících ve velmi malém rozsahu otáček (stacionární motory, elektrocentrály) je možné celý mechanismus navrhnout tak, aby kritické otáčky ležely mimo pracovní otáčky motoru. U motorů pracujících ve větším rozsahu otáček je téměř jisté, že budou některé kritické otáčky ležet v pracovním rozsahu otáček a bude docházet k rezonancím a torznímu kmitání, které může vést až k únavovému poškození klikové hřídele. K potlačení torzního kmitání lze využít torzních tlumičů, které se montují obvykle na volný konec klikové hřídele, kde jsou torzní výchylky největší [1],[2]. Tyto tlumiče lze dle literatury [1] rozdělit do následujících třech základních skupin:

- Rezonanční
- Třecí
- Dynamické

1.1 REZONANČNÍ TORZNÍ TLUMIČE

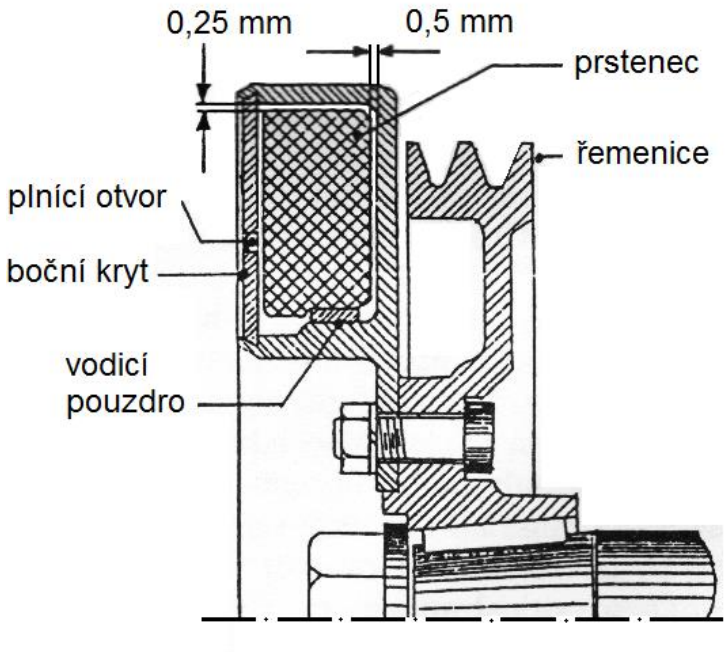
Tento tlumič je velmi používaný u dnešních osobních automobilů, zejména kvůli své jednoduchosti a tedy i nízkým výrobním nákladům. Skládá se obvykle z náboje tlumiče, na který je prostřednictvím navulkanizované vrstvy pryže připojen hmotný kotouč (činná hmota tlumiče). Náboj tlumiče tvoří obvykle řemenice, na kterou je pomocí pryže připojen dodatečný hmotný kotouč nebo je řemenice rozdělená na dvě části z nichž jedna část sama tvoří činnou hmotu tlumiče. Při vzniku torzních vibrací je jejich energie zmařena na deformaci pryžové vrstvy, při které vzniká teplo, které přechází do okolí. [1],[2]

Obr. 1 Pryžový tlumič torzních kmitů [3]

1.2 TŘECÍ TORZNÍ TLUMIČE

Můžou být provedeny v několika variantách, se suchým třením mezi lamelami, třecí lamely mazané olejem nebo dnes nejčastěji používané, s kapalinovým třením. Kapalinový viskózní tlumič je složen z prstence (činné hmoty), který je umístěn uvnitř skříně tlumiče, která je

pevně spojená s klikovou hřídelí (resp. s řemenicí připevněnou ke hřídeli). Mezi vnitřním prstencem a skříní tlumiče je radiální a axiální vůle v řádu desetin milimetru. Vzniklý prostor mezi skříní tlumiče a prstencem vyplňuje velmi viskózní silikonový olej, jehož viskozita se v závislosti na teplotě jen velmi málo mění. Kvůli vsazení prstence do skříně tlumiče, bývá skříň opatřena bočním víkem, které je následně zaválcováno nebo svařeno se samotnou skříní. Pro naplnění tlumičem silikonovým olejem se používá dvou plnících otvorů, které jsou po naplnění tlumiče vhodným způsobem utěsněny. Kvůli tomu, že silikonový olej ve velmi tenkých vrstvách a velkých smykových rychlostech ztrácí svoje mazací vlastnosti, bývá prstenec opatřen nalisovanými vodicími pouzdry z vhodného materiálu (např. bronz). Pokud jsou torzní vibrace hřídele jen velmi malé nebo nulové, prstenec se vlivem velké viskozity olejové vrstvy točí spolu se skříní. Při větších torzních vibracích dojde k situaci, kdy torzní moment hmoty kotouče překročí třecí moment olejové vrstvy a odtrhne se od skříně tlumiče. Dochází tak k relativnímu pohybu mezi prstencem a skříní (skluz), který vede ke vzniku tření a energie torzního kmitání se maří na teplo, které následně přejde do okolí. [1],[2]



Obr. 2 Kapalinový viskózní tlumič [2]

Rozdíl mezi pryžovým torzním tlumičem a kapalinovým viskózním tlumičem je v tom, že pryžový tlumič je naladěný na hlavní kritické otáčky a účinně potlačuje torzní kmity v těchto otáčkách. Kdežto kapalinový viskózní tlumič účinně potlačuje torzní kmity v celém provozním spektru otáček. [2]

1.3 DYNAMICKÉ TORZNÍ TLUMIČE

Někdy také nazývané jako kyvadlové eliminátory. U těchto tlumičů se energie kmitů nemaří, ale kompenzuje se pomocí přídavného torzního systému (kyvadla). K torznímu systému je připojena výkyvná hmota o shodné frekvenci vlastního kývání, jako je frekvence budícího momentu. Mění se tím spektrum torzních vibrací. Tlumič bývá naladěn na konkrétní řád harmonické složky budicího momentu a způsobí, že se rezonanční frekvence pro tento řád posune mimo pracovní spektrum otáček. Používá se zejména u leteckých motorů. [1]

2 ZADANÉ PARAMETRY MOTORU

Parametry klikového mechanismu a válcové jednotky vychází ze vznětového motoru tuzemského výrobce traktorů Zetor. Původní motor je řadový čtyřválec o zdvihovém objemu 4 156 cm^3. Z něho je pro účely této práce odvozen řadový šestiválec o celkovém zdvihovém objemu 6 234 cm^3. Veškeré díly pístní skupiny a ojnice zůstávají stejné s původním motorem. Stejně tak hlavní rozměry klikové hřídele, jako jsou průměry a délky hlavních a ojničních čepů a rozteč válců. Zachovány byly také rozměry příruby pro setrvačník i volného konce klikové hřídele, kde je na hřídel upevněno ozubené kolo pro pohon rozvodů a řemenice pro pohon příslušenství. Souhrn základních zadaných parametrů udává následující tabulka.

Tab. 1 Zadané parametry

parametr	značka	hodnota	jednotka
kompresní poměr	ε	18	[-]
vrtání	D	105	mm
zdvih	Z	120	mm
délka ojnice	l_o	215	mm
hmotnost pístu	m_p	1364	g
hmotnost pístního čepu	m_{cep}	614	g
hmotnost 1. pístního kroužku	m_{1k}	25	g
hmotnost 2. pístního kroužku	m_{2k}	18.9	g
hmotnost stíracího kroužku	m_{sk}	22.6	g
hmotnost pojistného kroužku	m_{pk}	4.7	g
hmotnost posuvného podílu ojnice	m_1	907	g
hmotnost rotačního podílu ojnice	m_2	1645	g
otáčky motoru při max. M_k	n	1480	min^{-1}

3 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO PROVEDENÍ KLIKOVÉ HŘÍDELE

Podle zadaných parametrů původního klikového mechanismu, byla navržena kliková hřídel pro šestiválcovou variantu původního motoru. Konečný tvar jednotlivých zalomení byl navrhován s ohledem na technologii výroby hřídele. Ta bude vyráběna jako výkovek a následně obráběna a broušena na přesné rozměry. Tento výrobní postup se projevil zejména přítomností technologických úkosů na jednotlivých ramenech. Snahou přitom bylo co nejvíce omezit počet obráběných ploch a zlevnit tak celkové náklady na výrobu.

3.1 NÁVRH USPOŘÁDÁNÍ JEDNOTLIVÝCH ZALOMENÍ A VYVÁŽENÍ

Návrh uspořádání klikové hřídele ovlivňují zejména následující faktory [4]:

- rovnoměrné rozestupy zážehů
- zatížení ložisek
- snaha o přirozené vyvážení sil a momentů
- vydatnost rezonancí vynuceného torzního kmitání

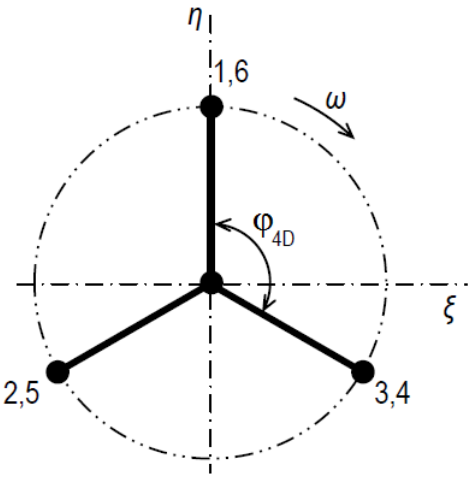
Úhel mezi jednotlivými zalomeními klikové hřídele, vychází z požadavku na pravidelné rozložení zážehů během spalovacího cyklu. V našem případě se jedná o čtyřdobý pracovní cyklus, který proběhne za dvě otáčky klikové hřídele (720°). Během těchto dvou otáček musí dojít k zážehům u všech válců. Pro čtyřdobý cyklus lze úhel pravidelného rozestupu zážehu vypočítat dle vzorce

$$\varphi_{4D} = \frac{720°}{z} \tag{1}$$

kde z, je počet válců motoru.

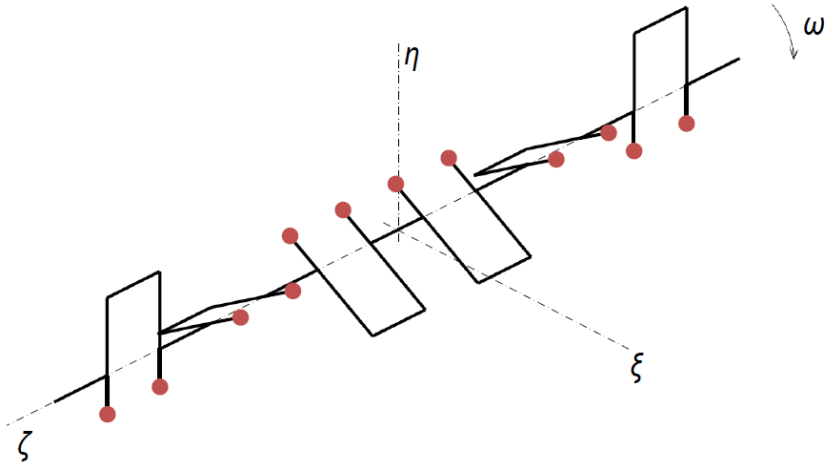
Pro šestiválcový motor $\varphi_{4D} = 120°$. S ohledem na zatížení hlavních ložisek je snahou aby jednotlivé zážehy probíhaly po sobě v co možná nejvzdálenějších válcích [4]. Proto bylo zvoleno obvykle používané pořadí zážehů:

- 1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4



Obr. 3 Uspořádání klikové hřídele [5]

Kvůli zmírnění zatížení hlavních ložisek bylo použito silové vyvážení setrvačných sil rotujících částí pomocí dvojice vývažků na každém zalomení klikové hřídele. Prostorové uspořádání hřídele včetně znázornění silového vyvážení je patrné z následujícího schematického obrázku. Jako cíl bylo zvoleno vyvážit každé zalomení s přičtením 80% rotačního podílu ojnice.



Obr. 4 Silové vyvážení [5]

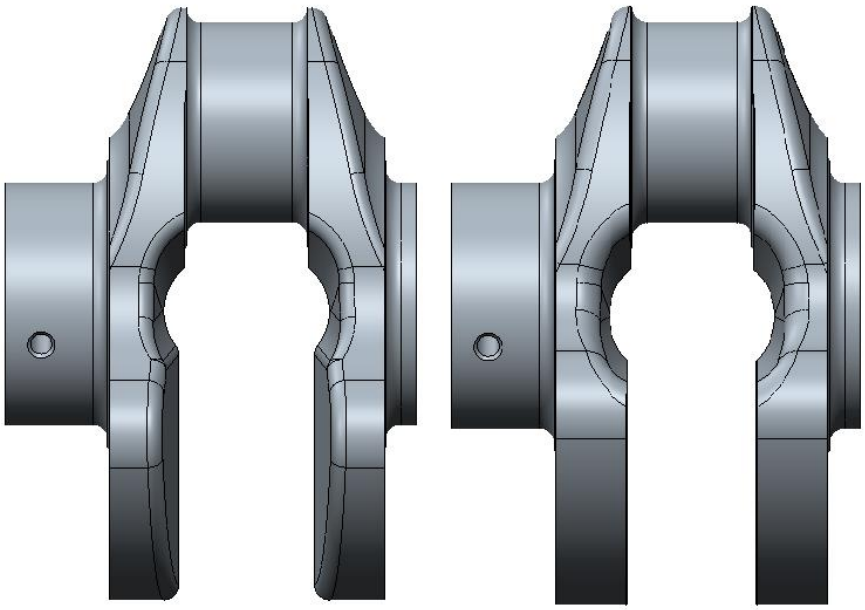
3.2 VYTVOŘENÍ 3D MODELU KLIKOVÉ HŘÍDELE

Prvním krokem samotného konstrukčního návrhu bylo vytvoření 3D modelu jednoho zalomení klikové hřídele v programu PTC Creo 2.0 a následné vyvážení tohoto zalomení. První návrh zalomení se vyznačuje menším množstvím obráběných ploch. Čela vývažků jsou obráběna pouze ze strany hlavních ložisek. Ze strany ojničních ložisek jsou na vývažcích technologické úkosy kvůli kování výchozího polotovaru. Pozdější snahou o vyvážení takového zalomení však bylo zjištěno, že díky těmto technologickým úkosům chybí na vývažcích potřebné množství materiálu k vyvážení. Vzhledem k omezení rozměrů vývažků, které vyplývá z nutnosti montáže hřídele do daného bloku motoru, nešlo tuto chybějící hmotu umístit jinde. Proto jsem zvolil odlišný tvar vývažků, který sice vyžaduje více obrábění, ale umožňuje požadované vyvážení a tím i snížení zátěže hlavních ložisek a prodloužení jejich životnosti. Porovnání vývažků pro první variantu (méně obrábění) a finální variantu viz Obr. 5. Finální provedení jednoho zalomení hřídele viz Obr. 6.

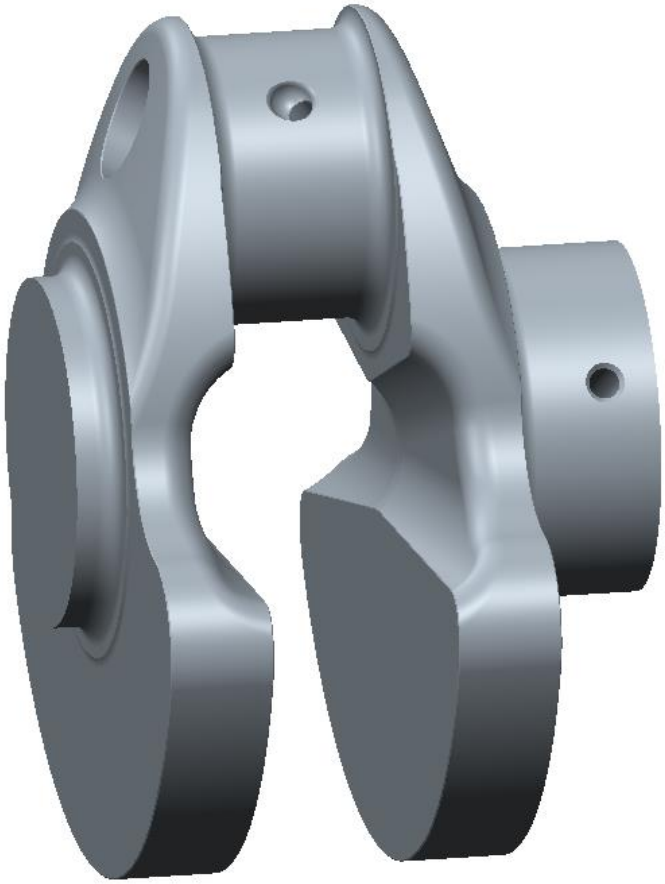
Kvůli snížení hmotnosti, kterou je třeba vyvážit za pomocí vývažků, byly provedeny dva šikmé odlehčovací vývrty na každém ojničním čepu (Obr. 7). Odlehčovací vývrty nejsou na obou stranách stejné, aby nekolidovaly s mazacími otvory.

Přívod mazacího oleje ke kluznému ložisku ojničního čepu byl proveden dvěma šikmými vývrty (Obr. 8).

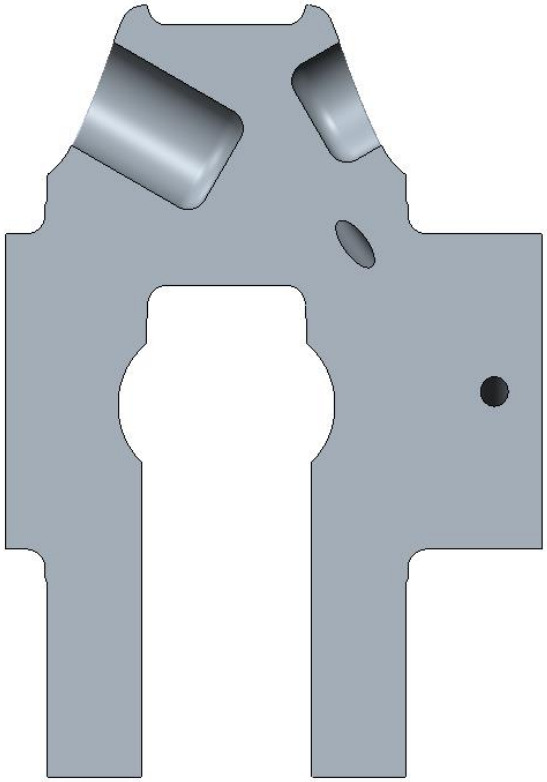
Vyvážení bylo provedeno vytvořením sestavy, kde na jedno zalomení klikové hřídele byl nasazen kroužek o hmotnosti 80% rotačního podílu ojnice. Pomocí optimalizačního nástroje programu PTC Creo 2.0 byla provedena analýza, kde se měnily vybrané parametry geometrie vývažků a přitom se sledovala požadovaná souřadnice polohy těžiště celé soustavy. Požadavkem bylo, aby těžiště soustavy leželo na ose rotace klikové hřídele, neboli dosáhnout pokud možno nulové vzdálenosti těžiště soustavy od osy rotace.



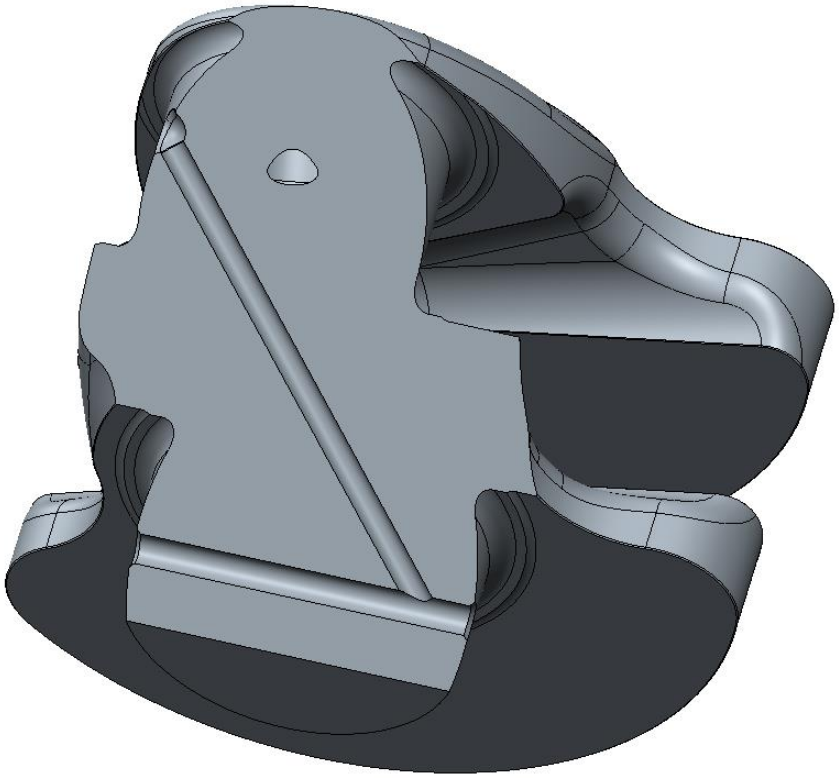
Obr. 5 Srovnání tvaru vývažků (vlevo – první návrh, vpravo – finální návrh)



Obr. 6 Zalomení klikové hřídele

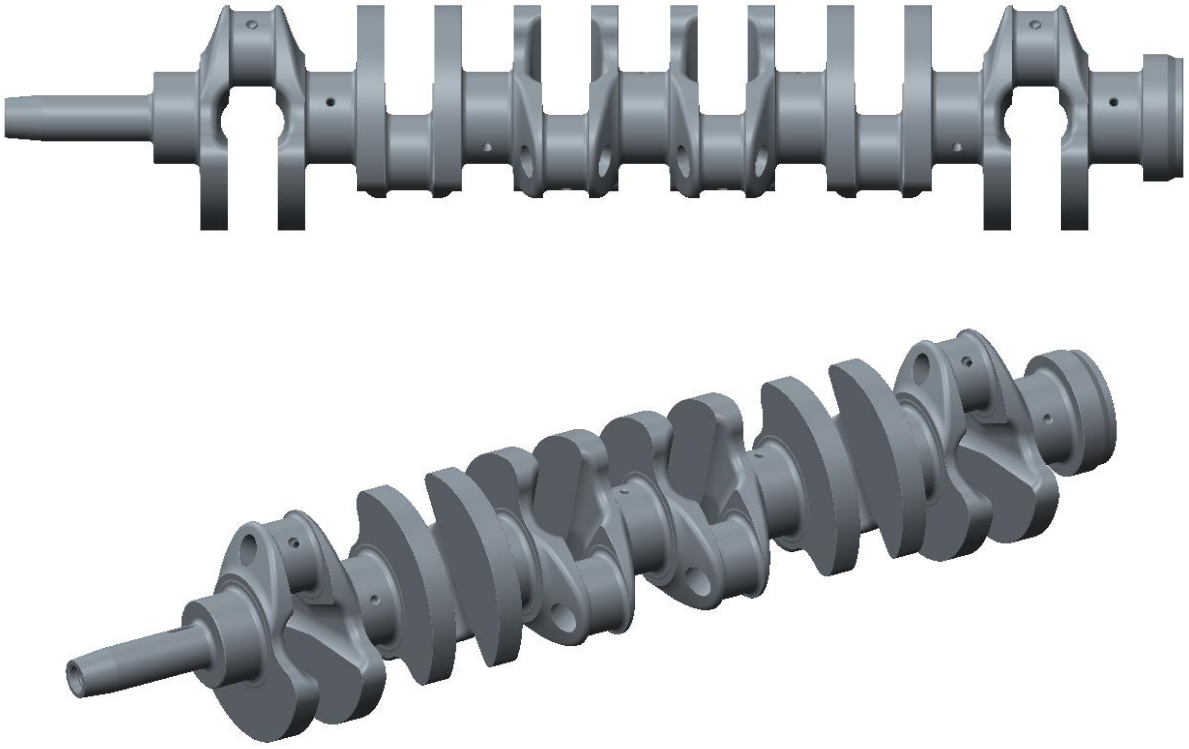


Obr. 7 Odlehčovací vývrty ojničního čepu



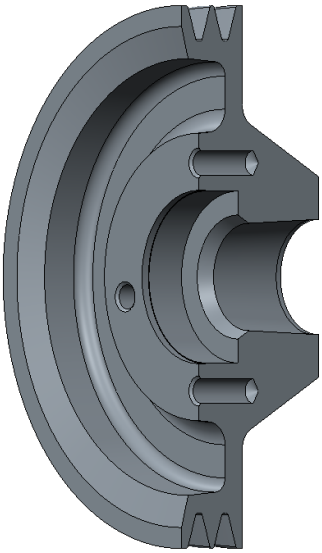
Obr. 8 Provedení mazacích otvorů

Na následujícím obrázku je pohled na celou klikovou hřídel, která má i volný konec a přírubu pro setrvačník. Rozměry příruby a volného konce byly provedeny podle podkladů dodaných vedoucím práce, tak aby byly kompatibilní se zadanou řemenicí, setrvačníkem a ozubeným kolem pro pohon rozvodů.



Obr. 9 Kliková hřídel

Dále bylo podle zadaných parametrů nutné vytvořit také 3D model řemenice, který byl později použit pro stanovení jejího momentu setrvačnosti a pro účely návrhu torzního tlumiče.



Obr. 10 Řemenice

4 SILOVÉ PŮSOBENÍ NA KLIKOVÝ MECHANISMUS

Na klikový mechanismus spalovacího motoru působí tzv. primární síly a sekundární síly. Primární síly jsou způsobené tlakem plynů ve spalovacím prostoru, který působí na dno pístu, hlavu válce a stěny válce. Síla od talku plynů působící na dno pístu se přenáší přes pístní čep na tělo ojnice a odtud dále na ojniční čep klikové hřídele, kde vyvozuje krouticí moment. Sekundární síly jsou síly setrvačné, které závisí na hmotnosti jednotlivých částí mechanismu a na jejich zrychlení. [1]

4.1 KINEMATIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

Prvním krokem výpočtu kinematických veličin je odvození vztahu pro dráhu pístu v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele. Ačkoli lze tento vztah vyjádřit naprosto přesně, v praxi se jeho přesná podoba nepoužívá. Namísto toho se původní vztah vyjádří nekonečnou řadou podle binomické věty a pro výpočet se použijí pouze první dva členy této řady tzv. harmonické složky.[6] Dráha pístu s a její dvě harmonické složky s_1 a s_2 jsou tak dány vztahy [6]

$$s = r\left[(1-\cos\alpha)+\frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\alpha)\right] \tag{2}$$

$$s_1 = r(1-\cos\alpha) \tag{3}$$

$$s_2 = r\frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\alpha) \tag{4}$$

kde r je rameno klikové hřídele, α je úhel natočení klikové hřídele a λ je klikový poměr daný vztahem

$$\lambda = \frac{r}{l_o} \tag{5}$$

přičemž l_o označuje délku ojnice neboli vzdálenost středů malého a velkého oka. Rychlost pístu v a její harmonické složky v_1 a v_2 se poté určí derivací dráhy podle času.

$$v = r\omega\left(\sin\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha\right) \tag{6}$$

$$v_1 = r\omega\sin\alpha \tag{7}$$

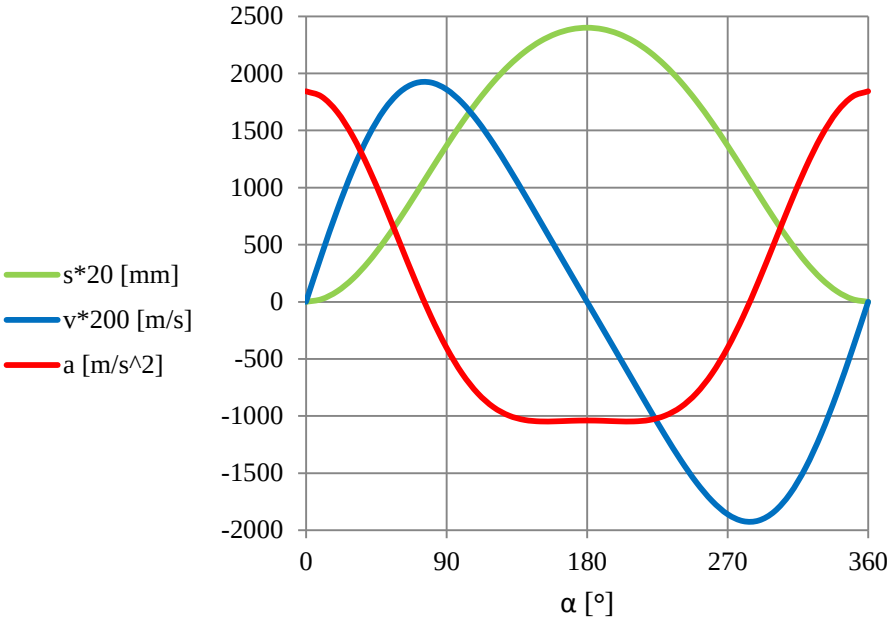
$$v_2 = r\omega\frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha \tag{8}$$

kde ω je úhlová rychlost klikové hřídele. Analogicky se derivací rychlosti podle času určí i zrychlení pístu a i jeho harmonické složky a_1 a a_2

$$a = r\omega^2(\cos\alpha+\lambda\cos 2\alpha) \tag{9}$$

$$a_1 = r\omega^2\cos\alpha \tag{10}$$

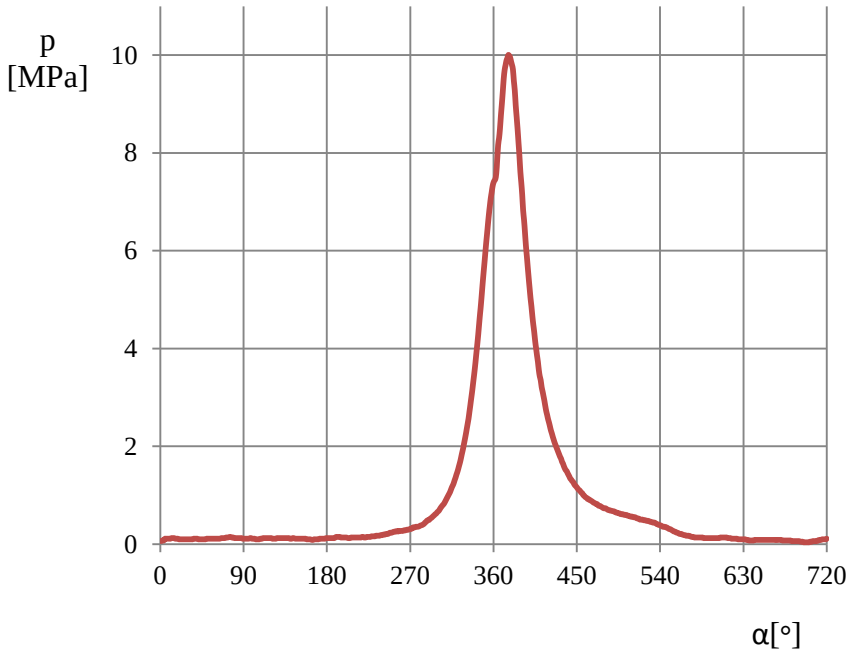
$$a_2 = r\omega^2\lambda\cos 2\alpha \tag{11}$$



Obr. 11 Kinematika klikového mechanismu

4.2 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA PÍSTNÍ ČEP

Nejdůležitější silou v klikovém mechanismu je síla od tlaku plynů F_p, která působí prostřednictvím pístu na pístní čep. Tato síla je funkcí spalovacího tlaku ve válci motoru a pro její určení je třeba mít k dispozici závislost spalovacího tlaku na úhlu natočení klikové hřídele tzv. p-α diagram. Hodnoty průběhu spalovacího tlaku použité pro další výpočty v této práci byly naměřeny na reálném motoru a byly součástí zadání této práce (Obr. 12).



Obr. 12 p-α diagram

Spalovací tlak působí na kruhový průřez pístu z jedné strany, kdežto ze strany druhé působí tlak v klikové skříni, který musíme proto odečíst. V našem případě uvažujeme, že je tlak v klikové skříni roven tlaku atmosférickému. Síla od tlaku plynů F_p působící na ojniční čep je pak dána vztahem

$$F_p = \pi \frac{D^2}{4}(p - p_a) \tag{12}$$

kde D je vrtání válce, p je spalovací tlak ve válci a p_a je atmosférický tlak. Další silou působící na pístní čep je setrvačná síla posuvných částí daná vztahem

$$F_s = -(m_{ps} + m_1) \cdot a \tag{13}$$

kde a je zrychlení pístu, m_{ps} je hmotnost pístní skupiny a m_1 je redukovaná hmotnost posuvných částí ojnice. Celková síla působící na pístní čep je pak

$$F_c = F_p + F_s \tag{14}$$

4.3 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA OJNIČNÍ ČEP

Část celkové síly působící na pístní čep F_c se přenáší dále do klikového mechanismu prostřednictvím ojnice. Tato síla F_o působící v ose ojnice v sobě zahrnuje sílu od tlaku plynů i od posuvných částí mechanismu a je určená vztahem

$$F_o = \frac{F_c}{\cos\beta} \tag{15}$$

kde β je úhel odklonu ojnice, který lze vyjádřit vztahem

$$\beta = \sin^{-1}(\lambda \sin\alpha) \tag{16}$$

Síla F_o působí dále na ojniční čep, kde ji lze rozložit na radiální složku F_r a tečnou složku F_t.

$$F_r = F_o \cdot \cos(\alpha + \beta) \tag{17}$$

$$F_t = F_o \cdot sin(\alpha + \beta) \tag{18}$$

Na ojniční čep působí však v radiálním směru také odstředivá síla rotačních částí F_{rod}, kterou lze vyjádřit vztahem

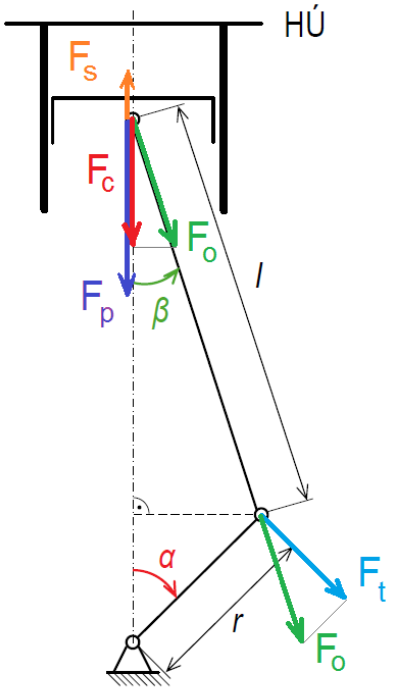
$$F_{rod} = m_2 \cdot r \cdot \omega^2 \tag{19}$$

kde m_2 je redukovaná hmotnost rotačního podílu ojnice. Celková síla zatěžující ojniční čep v radiálním směru F_{rc} je pak dána součtem

$$F_{rc} = F_r + F_{rod} \tag{20}$$

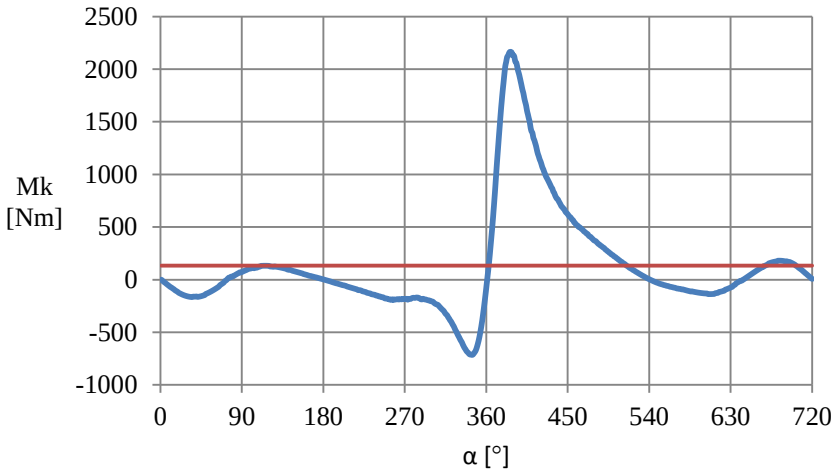
Pro další výpočty je pro nás však nejdůležitější celková tečná síla působící na ojniční čep, která odpovídá síle F_t. Tato síla působí na rameni klikové hřídele r a vyvozuje tak točivý moment motoru též nazývaný jako krouticí moment M_k , který je vyjádřen následovně

$$M_k = F_t \cdot r \tag{21}$$



Obr. 13 Silové působení v klikovém mechanismu

Průběh krouticího momentu v jednom válci motoru pro zadané parametry je zobrazen na následujícím obrázku. Červeně je vyznačena střední hodnota, která činí 133 Nm.



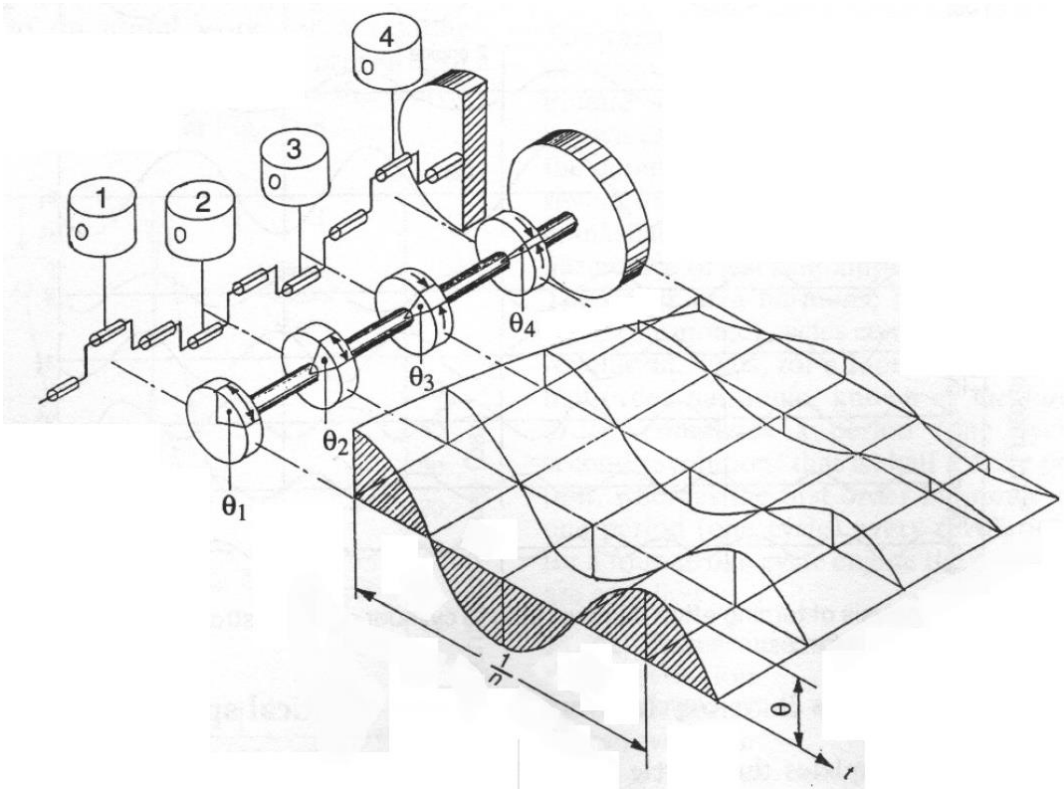
Obr. 14 Průběh krouticího momentu pro jeden válec

5 DYNAMICKÝ MODEL TORZNÍHO SYSTÉMU KLIKOVÉHO MECHANISMU

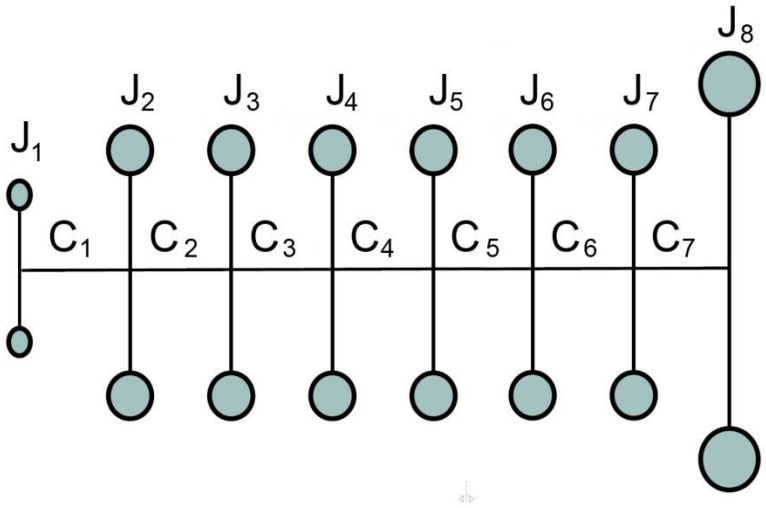
Pro výpočet vynuceného torzního kmitání byl sestaven dynamický model torzního systému klikového mechanismu tzv. náhradní torzní soustava nebo také ekvivalentní soustava. Tato soustava je dynamicky ekvivalentní s původním klikovým mechanismem a skládá se z hmotných kotoučů o konstantním momentu setrvačnosti spojených nehmotnou válcovou hřídelí, přičemž platí následující zjednodušující předpoklady[1]

- hmoty klikového ústrojí jsou redukovány do os válců
- hmoty jsou konstantní
- délky jsou konstantní
- hřídel je nehmotná

Jednotlivé úseky torzního modelu musí mít také přiřazenou určitou torzní tuhost, která musí být ekvivalentní s původní soustavou. Pro sestavení takovéto náhradní torzní soustavy je nutné stanovit redukované hmoty (resp. redukované momenty setrvačnosti) a redukované délky jednotlivých jejich částí. Na následujícím obrázku je zobrazena náhradní soustava pro řadový čtyřválcový motor s průběhem torzních výchylek na jednotlivých částech (hmotných kotoučích). Pro soustavu kde je setrvačník motoru oproti ostatním částem velmi hmotný, což je nejčastější případ, nastává obvykle největší výchylka na hmotě, která je nejdále od setrvačníku tj. na volném konci hřídele [1][2]. Na obrázku Obr. 16 je zobrazeno zjednodušené schéma náhradní torzní soustavy pro náš šestiválcový motor s popisem jednotlivých částí.



Obr. 15 Náhradní torzní soustava [2]



Obr. 16 Schéma náhradní torzní soustavy

5.1 REDUKCE HMOT A STANOVENÍ MOMENTŮ SETRVAČNOSTI

Momenty setrvačnosti jednotlivých částí klikové hřídele a řemenice byly zjištěny z 3D modelů v programu PTC Creo. Moment setrvačnosti setrvačníku byl zadán vedoucím práce. Jednotlivé hodnoty těchto momentů setrvačnosti shrnuje následující tabulka.

Tab. 2 Momenty setrvačnosti jednotlivých částí klikové hřídele

Moment setrvačnosti $[kg \cdot m^2]$	značka	hodnota
řemenice	J_r	0,016
volný konec	J_{vk}	$8{,}647 \cdot 10^{-4}$
setrvačník	J_{st}	1,06
konec s přírubou	J_{pr}	$4{,}123 \cdot 10^{-3}$
jedno zalomení	J_{zal}	0,034

Při stanovení momentů setrvačnosti náhradního modelu u jednotlivých zalomení je nutné vzít v úvahu, že moment setrvačnosti ovlivňuje i pístní skupina a ojnice. Je proto potřeba provést redukci posuvných a rotačních hmot pístní skupiny. Redukovaná hmotnost posuvných hmot se ale v průběhu otáčky klikové hřídele mění, pro výpočet se však její proměnnost zanedbává a bere se její střední hodnota. Redukci si lze představit jako vytvoření náhradního kotouče s konstantním momentem setrvačnosti J_{red}, který má stejnou kinetickou energii jako původní soustava. Moment setrvačnosti J_{red} je dán vztahem [7]

$$J_{red} = J_{zal} + m_2 \cdot r^2 + m_{ph} \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8}\right) \cdot r^2 \tag{22}$$

kde J_{zal} je moment setrvačnosti jednoho zalomení klikové hřídele a m_{ph} je hmotnost všech posuvných hmot, která je dána vztahem

$$m_{ph} = m_{ps} + m_1 \tag{23}$$

Při stanovení ostatních momentů setrvačnosti odpovídá první moment J_1 prostému součtu momentů setrvačnosti řemenice a příslušné části volného konce hřídele. Stejně tak moment J_8 je pouze součtem momentů setrvačnosti setrvačníku a příslušné části hřídele s přírubou. Výsledné momenty setrvačnosti náhradního modelu jsou uvedeny v tabulce (Tab. XY).

5.2 REDUKCE DÉLEK

Dalším krokem v tvorbě náhradní torzní soustavy je tzv. redukce délek klikové hřídele. Původní hřídel respektive její části nahradíme válcovou hřídelí o redukované délce l_{red} a redukovaném průměru D_{red}, přičemž náhradní hřídel má stejnou torzní tuhost jako původní hřídel tj. působením stejného momentu se natočí o stejný úhel jako původní hřídel. Obvykle se za D_{red} volí průměr hlavního čepu klikové hřídele označený jako D_j. To bylo učiněno i v případě této práce [1]. Pro výpočet redukované délky zalomení byl použít následující vztah dle Ker Wilsona [8]

$$l_{zred} = D_{red}^4 \cdot \left[\frac{L_j + 0{,}4 \cdot D_j}{D_j^4 - d_j^4} + \frac{L_c + 0{,}4 \cdot D_c}{D_c^4 - d_c^4} + \frac{R_0 - 0{,}2 \cdot \left(D_j + D_c\right)}{L_w \cdot B^3} \right] \tag{24}$$

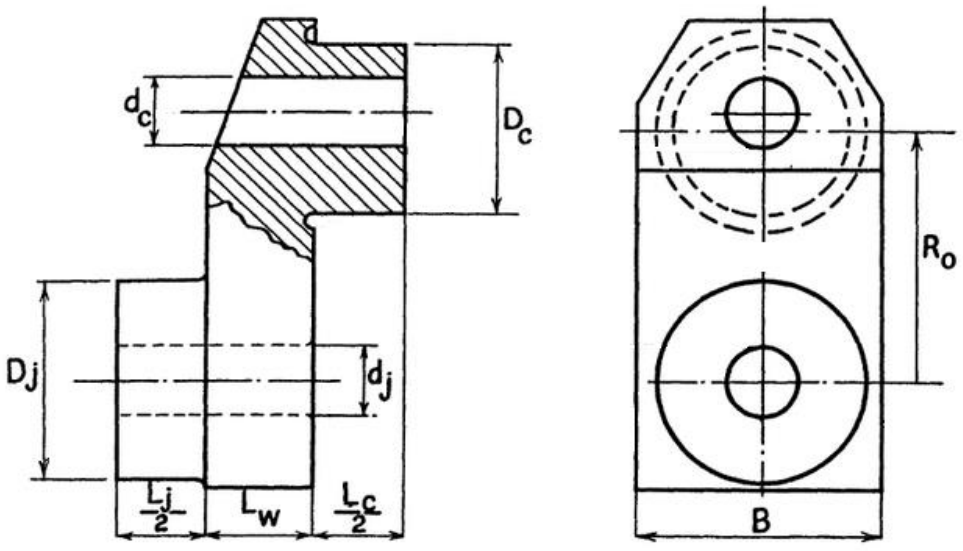
kde význam jednotlivých parametrů je patrný z obrázku Obr. 17. Redukovaná délka příruby pro setrvačník je stanovena podle vztahu [1]

$$l_{redp} = l_p \cdot \frac{D_j^4}{D_{roz}^4} \tag{25}$$

kde l_p je délka příruby a D_{roz} je roztečný průměr závitů pro šrouby na přírubě. Redukovaná délka volného konce hřídele je vyjádřena vztahem [1]

$$l_{redvk} = l_{vk} \cdot \frac{D_j^4}{D_{vk}^4} \tag{26}$$

kde l_{vk} je délka volného konce hřídele a D_{vk} je průměr volného konce hřídele.



Obr. 17 Význam jednotlivých parametrů [8]

5.3 STANOVENÍ TORZNÍCH TUHOSTÍ

Jednotlivé hmotné kotouče náhradního modelu jsou spojeny nehmotnými válcovými hřídelemi s daným redukovaným průměrem a redukovanou délkou. Pro další výpočet, je nutné stanovit torzní tuhosti jednotlivých částí náhradního modelu. Torzní tuhost každé části je dána vztahem

$$c = \frac{G \cdot I_p}{l_{red}} \tag{27}$$

kde G je modul pružnosti ve smyku, l_{red} je redukovaná délka příslušné části náhradního modelu a I_p je polární moment setrvačnosti redukované hřídele daný vztahem

$$I_p = \frac{\pi \cdot D_j^4}{32} \tag{28}$$

Výsledné hodnoty torzních tuhostí náhradního modelu jsou spolu s momenty setrvačnosti uvedeny v následující tabulce.

Tab. 3 Parametry torzního modelu

Momenty setrvačnosti $[kg \cdot m^2]$		Torzní tuhosti $\left[\frac{N \cdot m}{rad}\right]$	
značka	hodnota	značka	hodnota
J_1	0,017	c_1	145467
J_2	0,046	c_2	1036515
J_3	0,046	c_3	1036515
J_4	0,046	c_4	1036515
J_5	0,046	c_5	1036515
J_6	0,046	c_6	1036515
J_7	0,046	c_7	1500166
J_8	1,064	-	-

6 VLASTNÍ FREKVENCE A VLASTNÍ TVARY KMITÁNÍ

Vlastní frekvence soustavy souvisí s tzv. vlastním nebo také volným kmitáním. Vlastní kmitání je harmonický pohyb, který se udržuje v soustavě po počátečním impulzu. Předpokládáme přitom, že na soustavu nepůsobí žádné vnější síly a žádné vnitřní ani vnější odpory. Vlastní frekvencí je potom frekvence tohoto harmonického pohybu. Pokud bychom hřídel zkroutily o určitý úhel (počáteční výchylka) a poté jí uvolnily, dodáme soustavě tzv. počáteční impulz. Soustava poté začne kmitat. V okamžiku uvolnění hřídele mají všechny hmoty maximální nakroucení neboli amplitudu. Poté se amplitudy v čase zmenšují až k nule (rovnovážná poloha) a poté opět zvětšují v opačném smyslu, až dosáhnou opět svého maxima. Absolutní velikost amplitud vždy záleží na počátečním nakroucení hřídele, nám však stačí určit jejich poměrnou velikost (poměrné amplitudy). Jedná se o amplitudy vztažené v našem případě k první amplitudě, které se přiřadí jednotková velikost. Existují však místa na klikové hřídeli, kde je výchylka v průběhu času stále nulová tzv. vibrační uzly. Podle počtu těchto vibračních uzlů nazýváme vlastní kmitání jednouzlové nebo také kmitání 1. stupně, dvouuzlové (2. stupně) atd. U konkrétní soustavy existuje $(n-1)$ vibračních uzlů resp. stupňů kmitání, kde n je počet hmot soustavy. Grafické zobrazení průběhu poměrných amplitud se nazývá výkmitová čára, která určuje tzv. tvar vlastního kmitání. [1]

Pro výpočet vycházíme z pohybové rovnice volného netlumeného kmitání, která má tvar

$$\boldsymbol{M\ddot{q} + Cq = 0} \tag{29}$$

kde $\boldsymbol{M}$ je matice hmotnosti

$$\boldsymbol{M} = \begin{vmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_0 \end{vmatrix} \tag{30}$$

$\boldsymbol{C}$ je matice tuhosti

$$\boldsymbol{C} = \begin{vmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1+c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_2 & c_2+c_3 & -c_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_3 & c_3+c_4 & -c_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4+c_5 & -c_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_5 & c_5+c_6 & -c_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_6 & c_6+c_7 & -c_7 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_7 & c_7 \end{vmatrix} \tag{31}$$

vektor $\boldsymbol{q}$ je řešením rovnice a má následující předpokládaný tvar

$$\boldsymbol{q} = \boldsymbol{a} \cdot e^{i\boldsymbol{\Omega}t} \tag{32}$$

kde $\boldsymbol{a}$ je vektor amplitud výchylek a i je imaginární jednotka. Po dosazení do pohybové rovnice dostaneme vztah

$$(\boldsymbol{C} - \boldsymbol{\Omega}^2 \cdot \boldsymbol{M}) \cdot \boldsymbol{a} = \boldsymbol{0} \tag{33}$$

vynásobením $\boldsymbol{M}^{-1}$ se vztah převede na tzv. standardní problém vlastních čísel

$$(\boldsymbol{M}^{-1} \cdot \boldsymbol{C} - \boldsymbol{\Omega}^2 \boldsymbol{E}) \cdot \boldsymbol{a} = \boldsymbol{0} \tag{34}$$

kde $\boldsymbol{E}$ je jednotková matice. Zavedeme substituci

$$\boldsymbol{A} = \boldsymbol{M}^{-1} \cdot \boldsymbol{C} \tag{35}$$

po dosazení

$$(\boldsymbol{A} - \boldsymbol{\Omega}^2 \boldsymbol{E})\boldsymbol{a} = \boldsymbol{0} \tag{36}$$

Pokud zavedeme substituce $\boldsymbol{\lambda} = \boldsymbol{\Omega}^2$ a $\boldsymbol{x} = \boldsymbol{q}$ získáme zápis standardního problému vlastních čísel v obvyklém tvaru

$$(\boldsymbol{A} - \boldsymbol{\lambda E})\boldsymbol{x} = 0 \tag{37}$$

Hledáme kořeny rovnice tj. vektor vlastních čísel $\boldsymbol{\lambda}$ matice $\boldsymbol{A}$, ze kterého vyjádříme vlastní úhlové rychlosti $\boldsymbol{\Omega} = \sqrt{\boldsymbol{\lambda}}$. Vlastní vektory matice $\boldsymbol{A}$ pak vyjadřují vlastní tvary kmitání. Převod vlastních úhlových rychlostí na vlastní frekvence otáček je dán vztahem

$$N = \frac{\Omega}{2 \cdot \pi} \tag{38}$$

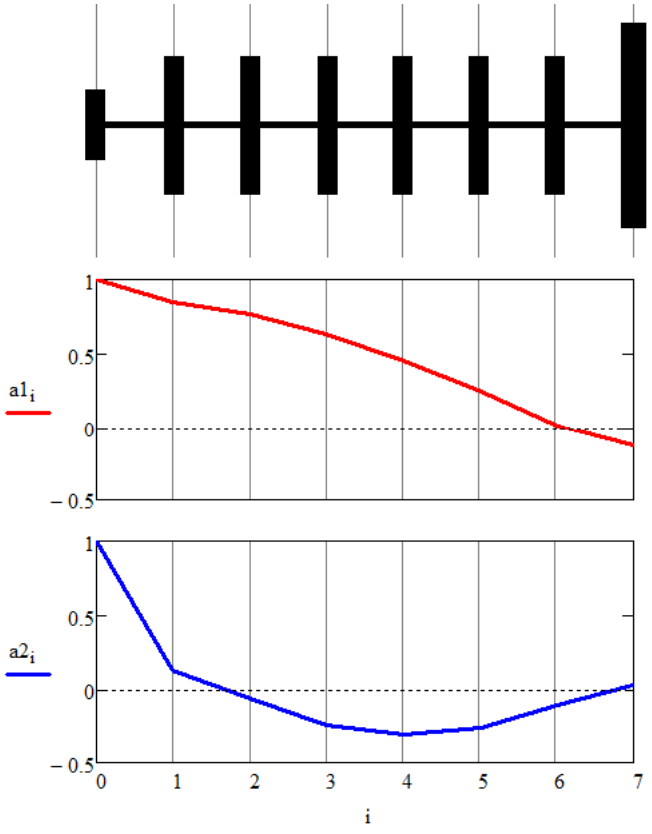
Dále byl proveden kontrolní výpočet vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitání také pomocí programu HOLZER.exe, který byl poskytnut vedoucím práce. Jmenovaný program funguje na principu tzv. Holzerovy iterační metody. Porovnání hodnot výsledných vlastních frekvencí, pomocí problému vlastních čísel v programu Mathcad a kontrolní výpočet pomocí programu HOLZER.exe, je znázorněno v následující tabulce.

Tab. 4 Vlastní frekvence

řád vlastní frekvence	vlastní frekvence [Hz]	
	Mathcad	HOLZER.exe
1.	197,57	197,42
2.	450,68	451,22
3.	614,45	613,83
4.	911,34	909,81
5.	1175,09	1173,06
6.	1367,59	1365,20
7.	1478,85	1476,26

Porovnáním výsledků vlastních frekvencí z obou programů je patrné, že rozdíly u obou použitých metod jsou téměř zanedbatelné. Protože byly všechny pomocné výpočty v této práci prováděny v programu Mathcad, byly pro další výpočet z praktických důvodů použity hodnoty vlastních frekvencí vypočítané v tomto programu. Další výpočty v této práci se pak zabývají pouze první a druhou vlastní frekvencí Ω_1 a Ω_2, protože frekvence vyšších řádů nemají velký praktický význam. Z praktického hlediska je nejvíce důležitá 1. vlastní frekvence.

Na následujícím obrázku jsou zobrazeny výsledné tvary jednouzlového a dvouuzlového kmitání.



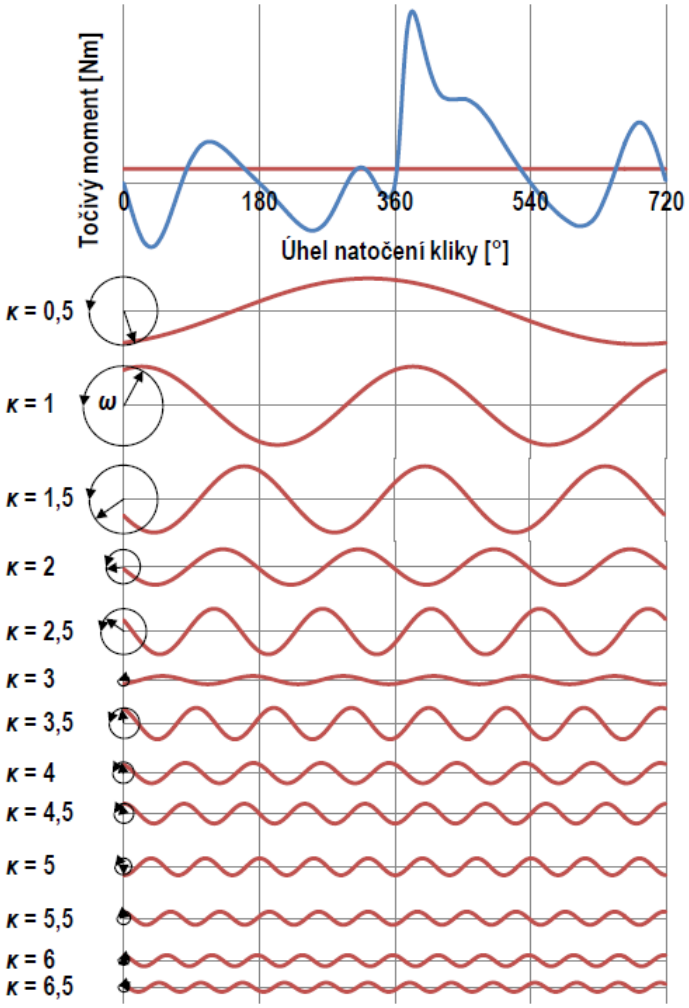
Obr. 18 První a druhý vlastní tvar kmitání

7 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ

Ve skutečnosti působí v soustavě tlumící odpory, které volné kmitání rychle utlumí. Toto kmitání tak rychle zaniká a není z hlediska pevnosti nebezpečné. Mnohem nebezpečnější je vynucené kmitání, které vzniká působením periodicky proměnného krouticího momentu na jednotlivých klikách. [1]

7.1 HARMONICKÁ ANALÝZA KROUTICÍHO MOMENTU

Jak bylo řečeno víše, krouticí moment motoru je periodicky proměnný. Pokud se zaměříme na průběh krouticího momentu na jednom zalomení klikové hřídele, opakuje se u čtyřdobého motoru vždy po 720° tj. po dvou otáčkách klikové hřídele. Každý takový průběh se dá vyjádřit součtem sinusovek neboli Fourierovou řadou. Mluvíme o harmonické analýze krouticího momentu. Jednotlivé sinusovky se nazývají harmonické složky, které mají různou amplitudu a jsou vůči sobě fázově posunuté (viz. Obr. 14). Rozeznáváme řád harmonické složky κ. Tento řád je násobkem otáček klikové hřídele a vyjadřuje, kolik period dané harmonické složky proběhne za jednu otáčku klikové hřídele. U čtyřdobých motorů nabývá hodnot $\kappa = k \cdot \frac{1}{2}$, kde $k = 1,2,3,$ ... tj. celistvé násobky jedné poloviny. [1]

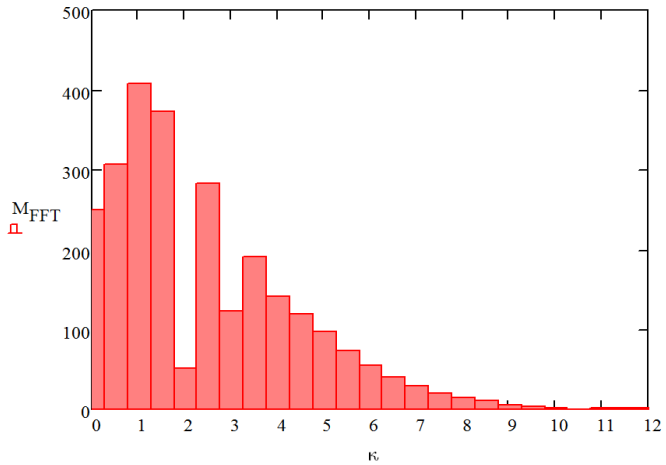


Obr. 19 Rozklad točivého momentu na harmonické složky[9]

Rozklad točivého momentu na jeho harmonické složky byl proveden podle následujícího vztahu [1]

$$M_{hs} = \frac{2}{n} \cdot \sum_{j=0}^{n-1} \left[M_j \cdot e^{i \cdot \left(k \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{j} \right)} \right] \tag{39}$$

kde k nabývá v našem případě hodnot $k = 0{,}1{,}2 \ldots 24$, protože jsme původní průběh momentu vyjádřily pomocí 25 harmonických složek, které odpovídají řádům harmonické složky $\kappa = \frac{1}{2}, 1, \frac{3}{2}, \ldots, 12$, i je imaginární jednotka, n je počet vstupních hodnot průběhu krouticího momentu (v našem případě $n = 720$). Výsledný průběh harmonické analýzy krouticího momentu je zobrazen na následujícím obrázku.



Obr. 20 Harmonická analýza

7.2 KRITICKÉ OTÁČKY

Pokud se podíváme na první vlastní frekvenci soustavy označenou Ω_1 a druhou vlastní frekvenci označenou jako Ω_2, odpovídají těmto vlastním frekvencím určité otáčky motoru. Tyto otáčky nazýváme rezonanční nebo také kritické, protože při provozu motoru při otáčkách, které mají frekvenci otáčení shodnou s vlastní frekvencí soustavy, dojde k tzv. rezonanci (zvětšení amplitudy kmitání). V našem případě odpovídají 1. a 2. vlastní frekvenci následující otáčky motoru:

- $\Omega_1 = 180\ Hz$ odpovídá otáčkám $n_1 = 10\,800\ min^{-1}$
- $\Omega_2 = 431\ Hz$ odpovídá otáčkám $n_2 = 25\,850\ min^{-1}$

Je zřejmé, že u našeho motoru, který má maximální provozní otáčky $2\,400\ min^{-1}$, nelze otáček n_1 ani n_2 nikdy dosáhnout. Spalovací motor však nemá pouze kritické otáčky, které odpovídají přímo vlastním frekvencím, ale má naopak mnoho kritických otáček. Každá jednotlivá harmonická složka krouticího momentu totiž vybudí vynucené kmitání o stejné frekvenci jako má tato složka. Při otáčkách motoru n vybudí harmonická složka řádu κ vynucené kmitání s frekvencí $(n \cdot \kappa)$. Přestože je kritických otáček velké množství, nejsou všechny z hlediska pevnosti nebezpečné. Podstatnou roli zde totiž hraje vydatnost rezonancí, která bude popsána dále. Kritické otáčky se vždy vztahují ke konkrétnímu typu kmitání, jednouzlové, dvojuzlové atd. [1]

Kritické otáčky jednouzlového kmitání lze vypočítat ze vztahu:

$$N_{kr1} = \frac{N_1}{\kappa} \tag{40}$$

kritické otáčky dvojuzlového kmitání pak:

$$N_{kr2} = \frac{N_2}{\kappa} \tag{41}$$

Analogicky by se daly spočítat i kritické otáčky pro kmitání s větším počtem uzlů. Jak bylo ale dříve řečeno, kmitání vyšších řádů nemá z hlediska namáhání klikového mechanismu větší význam.

V následující tabulce jsou uvedeny kritické otáčky příslušné jednouzlovému a dvojuzlovému kmitání. Červeně jsou vyznačeny kritické otáčky jednouzlového a dvojuzlového kmitání, které spadají do provozního spektra otáček.

Tab. 5 Kritické otáčky

řád harmonické složky	rezonanční otáčky	
	1. tvar kmitání	2. tvar kmitání
$\kappa\ [-]$	$N_{kr1}[min]$	$N_{kr2}[min]$
0,5	23710	54082
1	11855	27041
1,5	7903	18027
2	5927	13520
2,5	4742	10816
3	3952	9014
3,5	3387	7726
4	2964	6760
4,5	2634	6009
5	2371	5408
5,5	2155	4917
6	1976	4507
6,5	1824	4160
7	1694	3863
7,5	1581	3605
8	1482	3380
8,5	1395	3181
9	1317	3005
9,5	1248	2846
10	1185	2704
10,5	1129	2575
11	1078	2458
11,5	1031	2351
12	988	2253

7.3 VYDATNOST REZONANCÍ

Podstatný význam pro velikost výsledné amplitudy kmitání má tzv. vydatnost rezonancí, která je určena vektorovým součtem poměrných amplitud, dle následujícího vztahu [1]

$$\varepsilon_\kappa = \sqrt{\left[\sum_{i=1}^{z} a_i \cdot \sin(\kappa \cdot \psi_i)\right]^2 + \left[\sum_{i=1}^{z} a_i \cdot \cos(\kappa \cdot \psi_i)\right]^2} \tag{42}$$

kde z je počet válců motoru, a_i je poměrná amplituda i-tého zalomení klikové hřídele pro daný tvar kmitání a ψ_i je příslušný úhel rozestupu zážehů, který vyjadřuje fázové posuvy jednotlivých budicích momentů (v našem případě pro pořadí zážehů $1-5-3-6-2-4$, jsou rozestupy zážehů $0° - 480° - 240° - 600° - 120° - 360°$).

Největší vydatnost je obvykle u hlavních harmonických složek $\kappa = \frac{z}{2} \cdot k$ tj. pro šestiválec jsou to řády $\kappa = 3,6,9,$ ...

7.4 TORZNÍ VÝCHYLKY V REZONANCI

Torzní výchylky v rezonanci pro místo s největší výchylkou tj. pro volný konec hřídele lze určit dle vztahu [1]

$$\Phi = \frac{M_{hs} \cdot \varepsilon_\kappa}{s_o \cdot \Omega \cdot \sum_{i=1}^{z} (a_i)^2} \; [rad] \tag{43}$$

kde Ω je vlastní frekvence příslušného tvaru kmitání a s_o je součinitel tlumících odporů, jehož hodnota byla po konzultaci s vedoucím práce zvolena pro daný motor jako

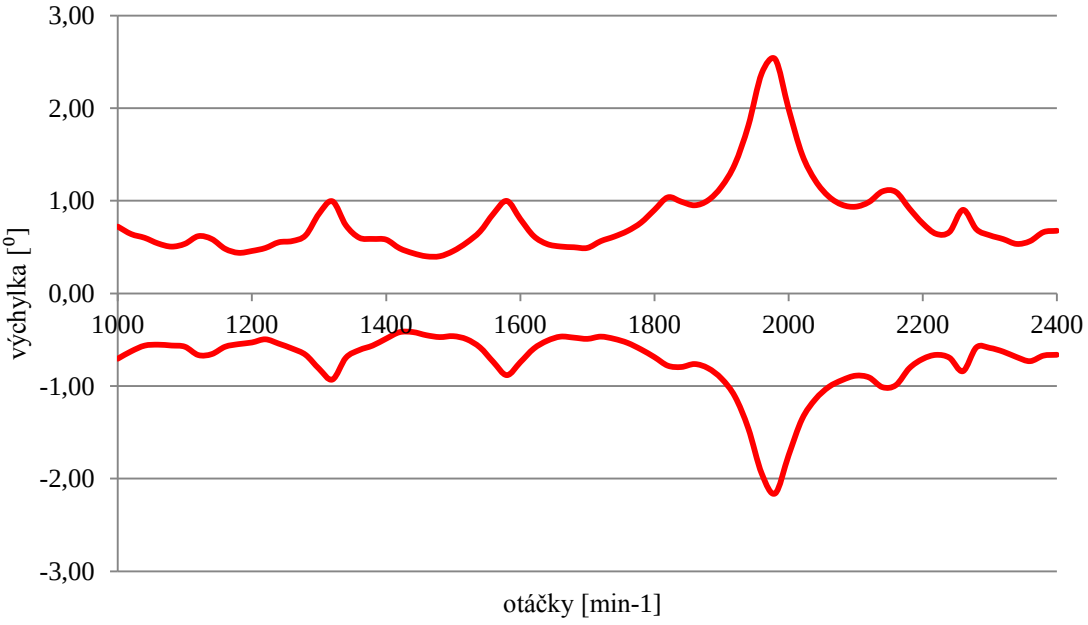
$$s_o = 2,5 \; N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1}$$

Výsledné hodnoty výchylek volného konce klikové hřídele jsou zobrazeny v následující tabulce. Hodnoty Φ_1 odpovídají jednouzlovému a Φ_2 dvojuzlovému kmitání.

Tab. 6 Výchylka volného konce

řád harmonické složky	výchylka		řád harmonické složky	výchylka	
κ [−]	Φ_1[°]	Φ_2[°]	κ [−]	Φ_1[°]	Φ_2[°]
0,5	1,48	1,11	6,5	0,32	0,24
1	0,54	5,22	7	0,08	0,79
1,5	5,38	5,00	7,5	0,58	0,54
2	0,63	6,01	8	0,05	0,50
2,5	0,92	0,69	8,5	0,12	0,09
3	7,22	9,31	9	0,49	0,63
3,5	0,88	0,66	9,5	0,07	0,05
4	0,33	3,13	10	0,02	0,19
4,5	2,05	1,91	10,5	0,13	0,12
5	0,21	2,02	11	0,01	0,13
5,5	0,50	0,37	11,5	0,03	0,02
6	2,09	2,70	12	0,16	0,20

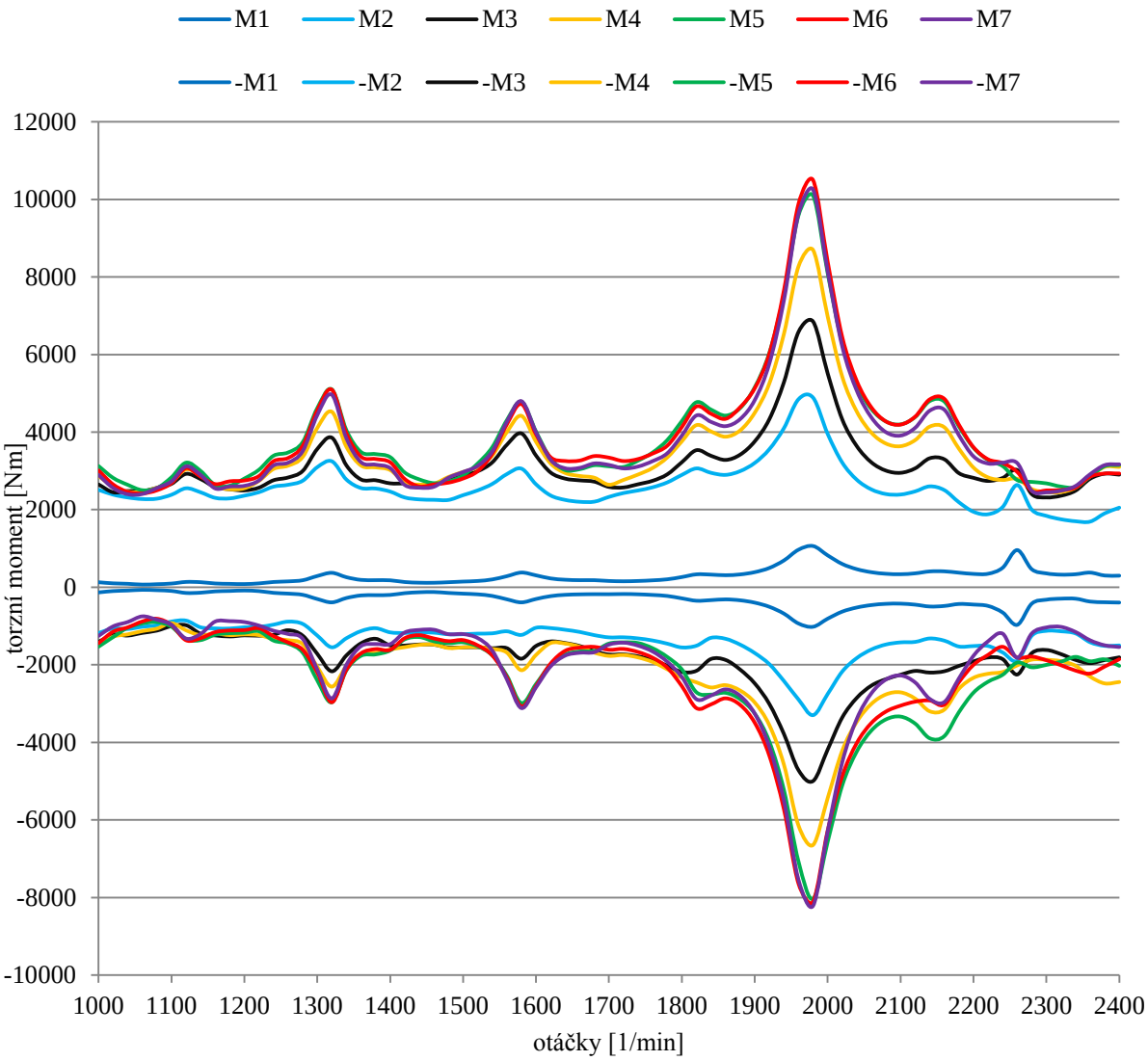
Z výsledků torzních výchylek vyplývá, že výchylky pro dvojuzlové kmitání, které spadají do provozního spektra otáček, jsou oproti kmitání jednouzlovému velmi malé a nebude proto potřeba se jimi při pevnostních výpočtech zabývat. Výpočet torzních výchylek v rezonanci provedený podle předchozích analytických vztahů je ale pouze orientační a pro účely pozdějších pevnostních výpočtů byly proto provedeny přesnější simulace na základě dynamického modelu zahrnujícího torzní kmity v softwaru vedoucího práce. Následující graf zobrazuje průběh torzní výchylky volného konce hřídele v závislosti na otáčkách motoru pro jednouzlové kmitání. Maximální torzní výchylka je 2,53° v kladné oblasti a 2,16° v záporné oblasti.



Obr. 21 Maximální torzní výchylky volného konce bez tlumiče

7.5 TORZNÍ MOMENTY VYPOČÍTANÉ Z DYNAMICKÉHO MODELU

Jak bylo řečeno, dochází při torzním kmitání k úhlovým výchylkám jednotlivých úseků klikové hřídele, což vede ke vzniku torzních momentů, které způsobují značné namáhání klikové hřídele. Pro pevnostní analýzu bylo nutné stanovit tyto torzní momenty na jednotlivých úsecích. K tomu byl použit opět simulační software od vedoucího práce. Výstupem z tohoto programu jsou průběhy torzních momentů na jednotlivých úsecích torzního modelu v závislosti na otáčkách motoru.

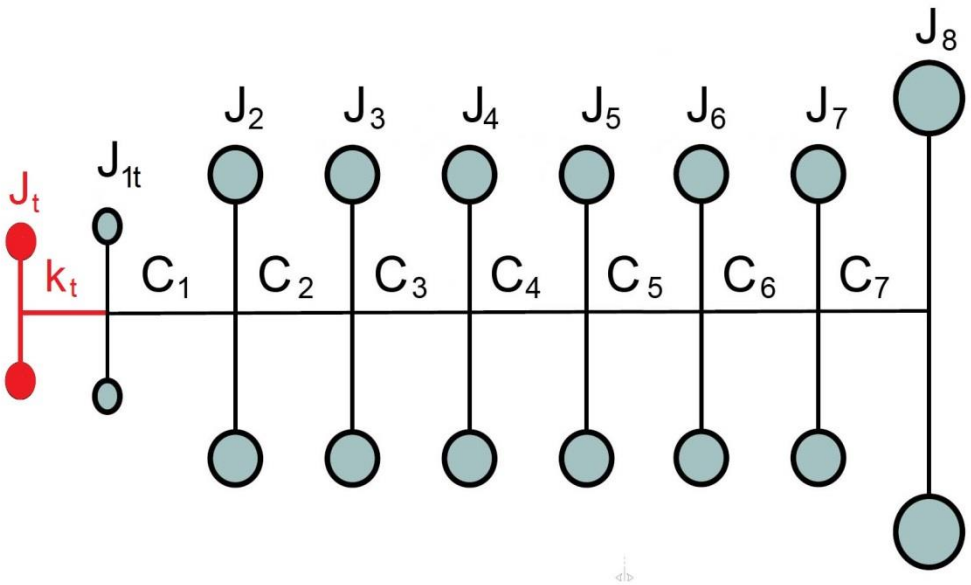


Obr. 22 Torzní momenty na jednotlivých úsecích

Nejvyšší hodnoty torzního momentu vychází na 6. a 7. úseku torzního modelu. Maximální hodnota je 10 496 Nm v kladné oblasti a 8 213 Nm v záporné oblasti. Přitom maximální hodnota krouticího momentu na každém jednotlivém válci dosahuje hodnoty 2 165 Nm. Krouticí moment vnesený do soustavy torzním kmitáním je tedy více jak 4krát vyšší. Dá se tedy předpokládat, že bude mít značný vliv na namáhání klikové hřídele a návrh tlumiče torzních kmitů je v našem případě opodstatněný.

8 DYNAMICKÝ MODEL TORZNÍHO SYSTÉMU KLIKOVÉHO MECHANISMU S TLUMIČEM

Pro potřeby výpočtu parametrů tlumiče torzních kmitů bylo nutné sestavit dynamický model torzního systému. Postup je totožný jako u systému bez tlumiče s tím rozdílem, že na řemenici bude umístěn tlumič a moment setrvačnosti této části modelu bude odlišný. Zbylé momenty setrvačnosti zůstanou stejné. Stejně tak zůstanou stejné redukované délky a tím pádem i torzní tuhosti všech částí modelu.



Obr. 23 Schéma torzního modelu s tlumičem

Moment setrvačnosti části hřídele s řemenicí i s přidaným tlumičem torzních kmitů lze pro účely analytického řešení zjednodušeně spočítat dle vztahu [1]

$$J_{1t} = J_1 + J_s + \frac{1}{2}J_t \tag{44}$$

kde J_1 je původní moment setrvačnosti 1. hmoty modelu u soustavy bez tlumiče (tj. volného konce a řemenice), J_s je moment setrvačnosti tzv. skříně tlumiče a J_t je moment setrvačnosti činné hmoty tlumiče (vnitřní prstenec).

Parametry J_s a J_t ovšem nejsou před samotným návrhem tlumiče známy, ale ovlivňují výpočetní vztahy pro samotný návrh parametrů tlumiče, jak bude popsáno dále. Úloha tedy není lineární a při návrhu je potřeba se k tomuto výpočetnímu kroku vracet a přepočítat hodnoty pro nové parametry.

Jak bylo uvedeno, všechny ostatní parametry torzního modelu zůstávají oproti modelu bez tlumiče nezměněny. Můžeme tak provést výpočet vlastních frekvencí a vlastního tvaru kmitání podle rovnic v kapitole 6, stejně jako u soustavy bez tlumiče a výpočet kritických otáček a vydatnosti rezonancí (rovnice 40-42).

9 NÁVRH SILIKONOVÉHO TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ

9.1 NÁVRH PARAMETRŮ SILIKONOVÉHO TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ

Prvním krokem při návrhu parametrů tlumiče bylo převést vícehmotovou soustavu na ekvivalentní jednohmotovou soustavu. Jednotlivé momenty setrvačnosti soustavy se převedou na tzv. efektivní moment setrvačnosti podle vztahu [1]

$$J_{ef} = \sum_{i=1}^{n} \left(J_i \cdot a_{t_i}^2 \right) \tag{45}$$

kde n je počet hmot soustavy, J_i je moment setrvačnosti i-té části náhradní soustavy s tlumičem a a_{t_i} je příslušná poměrná amplituda soustavy s tlumičem.

Dalším krokem bylo zvolení tzv. poměrné velikosti setrvačníku tlumiče, která je definována následujícím vztahem. [1]

$$\mu_t = \frac{J_t}{J_{ef}} \tag{46}$$

Hodnota μ_t se dle literatury [1] obvykle volí v rozmezí (0,2 až 0,4), větší hodnoty již nemají velký vliv na zlepšení funkce tlumiče a pouze se neúčelně zvětšují jeho rozměry a hmotnost. Vzhledem k typu zadaného motoru a účelu jeho použití, není vyšší hmotnost překážkou. Proto byla zvolena návrhová hodnota poměrné velikosti setrvačníku tlumiče na horní hranici doporučených hodnot $\mu_t = 0{,}4$.

Do rovnice (46) byla poté dosazena návrhová hodnota μ_t a vyjádřil se návrhový moment setrvačnosti setrvačníku tlumiče J_t. Konečná hodnota momentu setrvačnosti byla poté stanovena na $J_t = 0{,}046\ kg \cdot m^2$. Poté byl v programu PTC Creo vytvořen 3D model setrvačníku tlumiče, který má odpovídající moment setrvačnosti a k němu také model skříně tlumiče. Následně byl z programu pro účely výpočtu zjištěn moment setrvačnosti skříně. Následně byly pro dané momenty setrvačnosti spočítány poměrné amplitudy soustavy s tlumičem, byl zjištěn efektivní moment setrvačnosti J_{ef} a poté podle vztahu (46) skutečná poměrná velikost setrvačníku tlumiče, která vyšla $\mu_t = 0{,}401$ tj. podařilo se dosáhnout navrhované hodnoty.

Dalším důležitým parametrem tlumiče torzních kmitů je jeho součinitel tlumení. Optimální součinitel tlumení lze spočítat podle vztahu [1]

$$k_{opt} = \frac{J_t \cdot \Omega_t}{\sqrt{1 + \mu_t}} \tag{47}$$

Kde Ω_t je úhlová rychlost vlastních torzních kmitů soustavy se silikonovým torzním tlumičem, kterou lze určit ze vztahu [1]

$$\Omega_t = \Omega_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{2 + \mu_t}} \tag{48}$$

kde Ω_1 je úhlová rychlost soustavy s tlumičem příslušející jednouzlovému kmitání. Výsledná hodnota součinitele tlumení tlumiče byla podle výpočtu zvolena jako

$$k_t = 35{,}9\ N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1}$$

Dále lze určit tzv. optimální poměrný útlum ze vztahu [1]

$$\gamma_{opt} = \sqrt{\frac{1}{2 \cdot (1 + \mu_t) \cdot (2 + \mu_t)}} \tag{49}$$

Výsledné parametry tlumiče shrnuje následující tabulka

Tab. 7 Parametry tlumiče

parametr	značka [jednotka]	hodnota
moment setrvačnosti skříně tlumiče	$J_s\ [kg \cdot m^2]$	0,022
moment setrvačnosti setrvačníku tlumiče	$J_t\ [kg \cdot m^2]$	0,046
součinitel tlumení	$k_t\ [N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1}]$	35,9

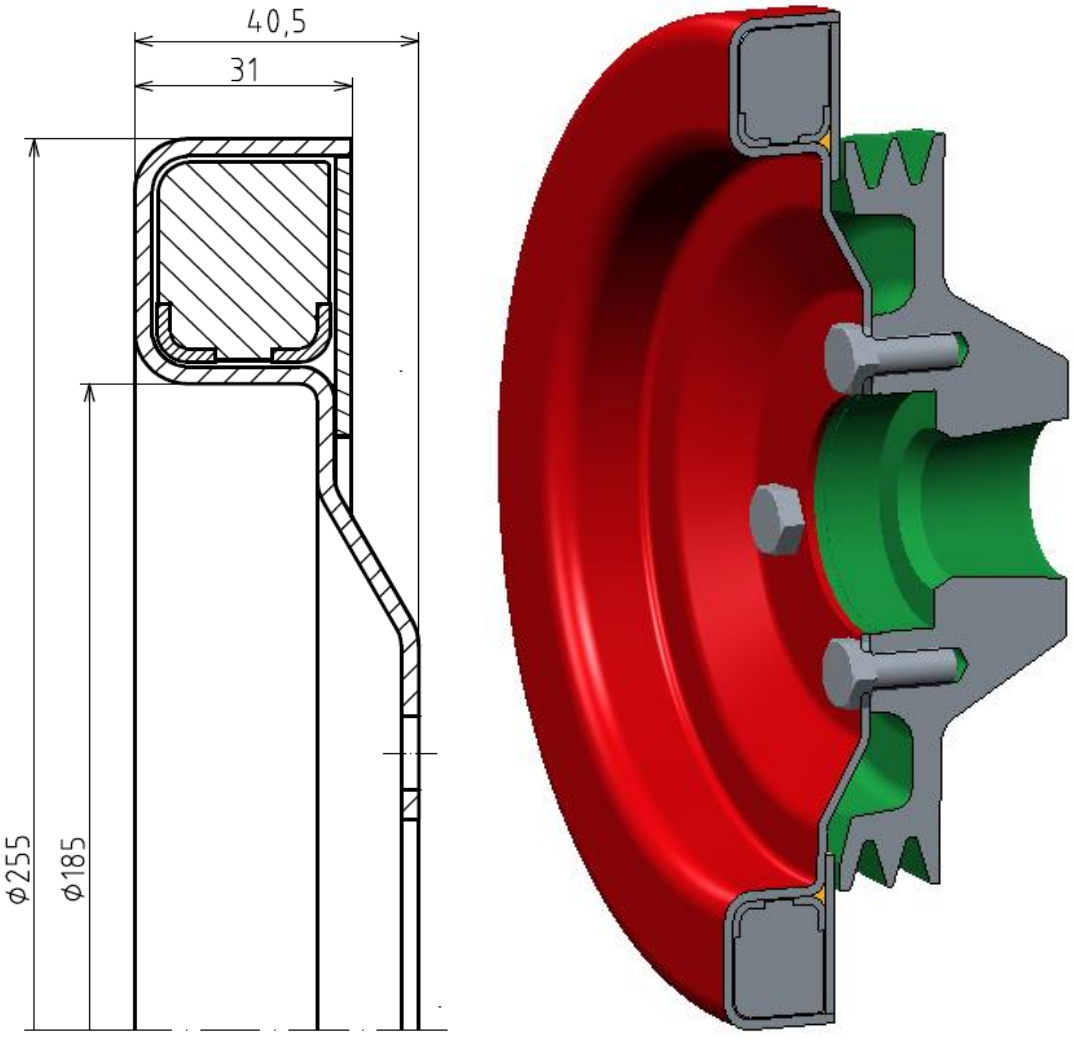
9.2 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO USPOŘÁDÁNÍ

Pro konstrukční uspořádání torzního tlumiče u zadaného motoru přichází v úvahu dvě varianty provedení. Uchycení samostatného torzního tlumiče na původní řemenici nebo navrhnutí nové řemenice, která bude mít v sobě implementován tlumič torzních kmitů a bude s ním tvořit jeden celek. Pokud zohledníme požadavek na co největší využití původních již vyrobených dílů, jeví se jako nejlepší varianta vytvořit tlumič jako samostatný celek, který se přichytí na původní řemenici. Tlumič byl navržen tak aby ho bylo možné k řemenici upevnit bez jakýchkoliv úprav samotné řemenice. Uchycení je proto provedeno pomocí čtyř šroubů M10 do původních závitových děr na řemenici.

Vnitřní prstenec tlumiče (činná hmota) je obráběný na přesný rozměr a umístěný ve skříni tlumiče (obal). Vedení prstence uvnitř skříně zajišťují dvě vodící pouzdra. Skříň tlumiče má kvůli smontovatelnosti boční víko, které bude po vložení vnitřního prstence a vodících pouzder po obvodu přivařeno k hlavní části skříně. Hlavní část skříně je zhotovena jako výlisek z ocelového plechu tloušťky 2,5 mm. Ze stejného plechu je i boční víko. Naplnění tlumiče silikonovým olejem bude zajištěno pomocí plnících otvorů v bočním víku, které budou následně zaslepeny.

Na následujících obrázcích je zobrazen konstrukční návrh tlumiče, jeho hlavní rozměry a uchycení na řemenici.

Obr. 24 Tlumič torzních kmitů



Obr. 25 Základní rozměry tlumiče a upevnění na řemenici

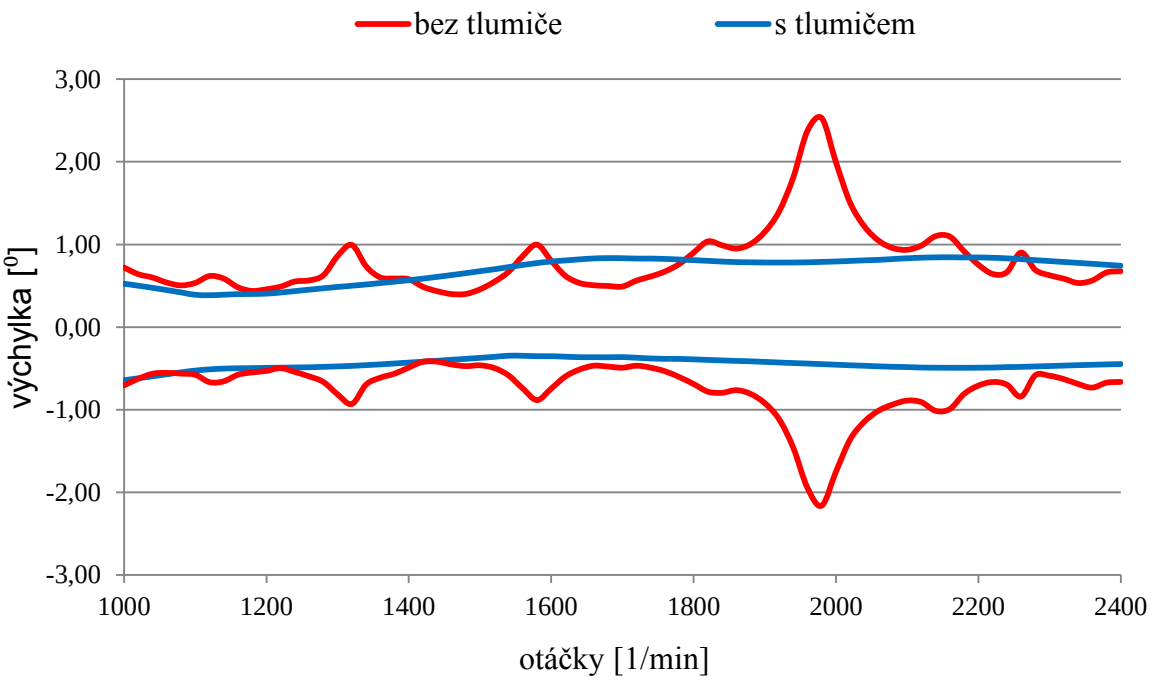
9.3 TORZNÍ VÝCHYLKY V REZONANCI PRO SOUSTAVU S TLUMIČEM

Pro výpočet torzní výchylky (amplitudy) volného konce v rezonanci u soustavy s tlumičem byl použit následující vztah [1]

$$\Phi_t = \frac{M_{hs} \cdot \varepsilon_{t_\kappa}}{\Omega_t \cdot \left[s_o \cdot \left(\sum_{i=1}^{z} a_{t_i}^2 \right) + \frac{k_t}{1 + \left(\frac{k_t}{J_t \cdot \Omega_t} \right)^2} \right]} \tag{50}$$

kde ε_{t_κ} je vydatnost rezonancí pro soustavu s tlumičem.

Na následujícím obrázku je porovnání torzní výchylky volného konce hřídele pro soustavu s tlumičem a bez tlumiče na základě simulace z dynamického modelu se zahrnutím torzních kmitů.



Obr. 26 Srovnání torzních výchylek s tlumičem a bez tlumiče

Na obrázku je průběh pouze pro jednouzlové kmitání, protože pro dvojuzlové kmitání jsou hodnoty řádově nižší a tedy zanedbatelné. Maximální hodnota torzní výchylky pro soustavu s tlumičem je 0,85° v kladné oblasti a 0,64° v záporné oblasti. Maximální hodnoty torzních výchylek pro jednotlivé řády κ získané analytickým výpočtem jsou uvedeny ve výpočtové zprávě.

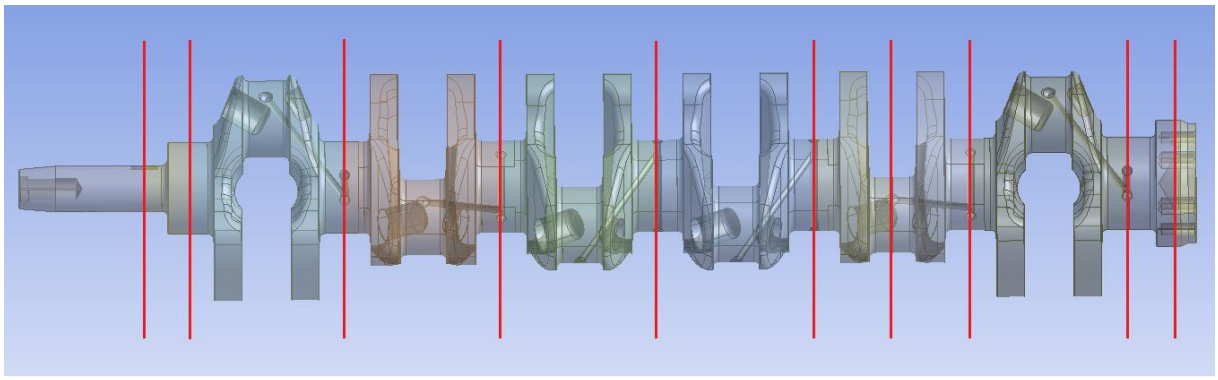
10 PEVNOSTNÍ ANALÝZA KLIKOVÉ HŘÍDELE

Posledním krokem bylo provedení pevnostní analýzy klikové hřídele pomocí metody konečných prvků (MKP) s ohledem na torzní kmity při použití navrženého tlumiče torzních kmitů.

10.1 PŘÍPRAVA MODELU A SÍŤOVÁNÍ

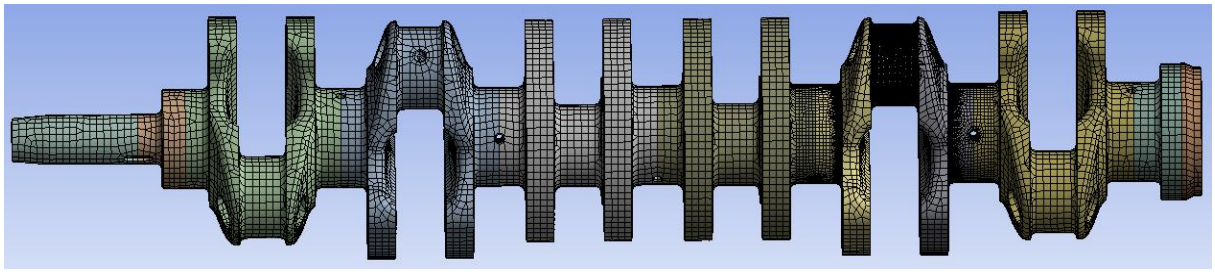
Nejprve byl z programu PTC Creo exportován soubor obsahující 3D geometrii navržené hřídele ve formátu (.igs). Model není nijak zjednodušen a obsahuje veškeré konstrukční prvky, které se reálně na součásti nachází tj. mazací kanály včetně detailů jejich vyústění, rádiusy přechodů ojničních a hlavních čepů do ramen klikové hřídele atd. Následná další příprava 3D modelu a síťování bylo provedeno v programu ANSYS Workbench.

Zde bylo nejprve v modulu *Design Modeler* vytvořeno několik pomocných rovin (funkce *Create/New Plane*) a to ve středech všech hlavních čepů, ve středu drážky pro pero, příruby setrvačníku a 5. ojničního čepu, který bude zatěžován (Obr. 27). Následně byl model rozdělen těmito rovinami na několik samostatných objemů (funkce *slice*). Tato úprava umožní při následném vytváření výpočtové sítě uzlů, aby tyto uzly ležely přesně ve vybraných místech (průsečíky pomocných rovin s tělesem klikové hřídele). Toto umístění uzlů na požadovaných místech (středy hlavních čepů atd.) je nutné pro následné vytváření prutových náhrad v těchto místech.

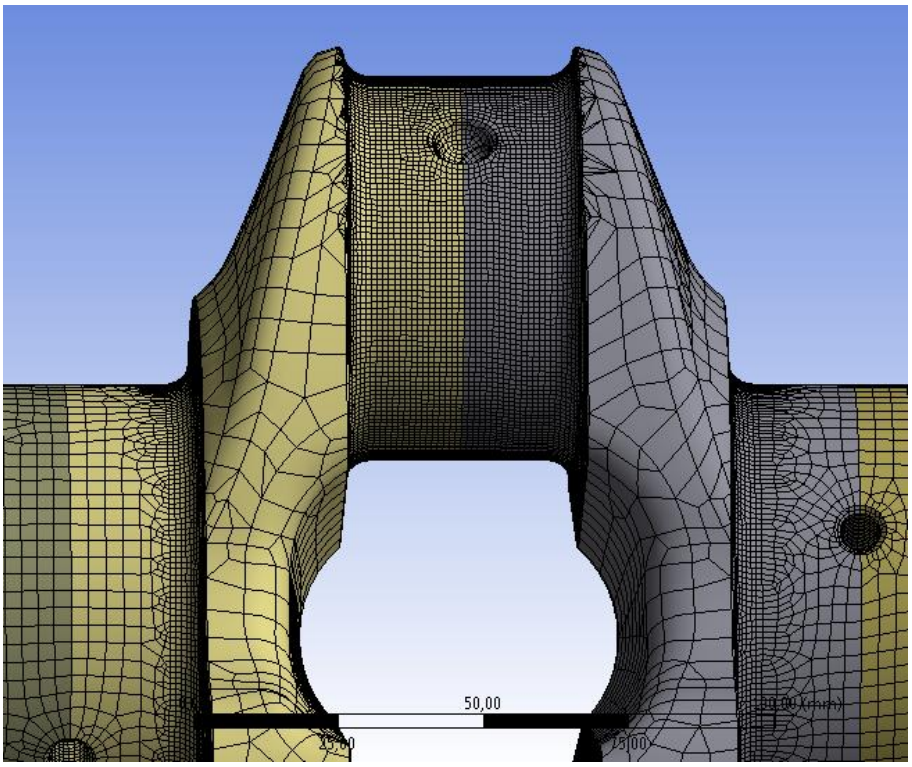


Obr. 27 Pomocné roviny

Síťování bylo provedeno metodou *Hex Dominant*, vznikly tak kvadratické elementy výpočetní sítě. Základní velikost prvků je 6,1 mm. Na povrchu hlavních čepů je síť zjemněna na 3 mm. Ojniční čep na 5. Zalomení a rádiusy přechodů ojničních a hlavních čepů, kde očekáváme největší napětí, mají síť zjemněnou na 1mm. Stejně tak vyústění mazacího kanálu na ojničním čepu a rádiusy ukončující odlehčovací otvory ojničního čepu.



Obr. 28 Výpočetní síť



Obr. 29 Detail výpočetní sítě na zatěžovaném pátém zalomení

10.2 TVORBA PRUTOVÝCH NÁHRAD A SIMULACE OLEJOVÉ VRSTVY

Pro následné určení okrajových podmínek v místě hlavních čepů, kde je kliková hřídel uložena v bloku motoru, byly použity pro účely simulace tzv. prutové náhrady. Jedná se o pruty z prvků MPC184 směřující z pomocného bodu uvnitř čepu. Pomocný bod přitom leží vždy ve středu čepu na jeho ose a uzly do nichž pruty směřují, leží v polovině čepu ale na jeho povrchu nebo těsně pod povrchem. Praktické provedení je pak následující. Prvek MPC184 je nutné definovat v seznamu prvků a nastavit jeho vlastnosti (*Element Behavior K1*) na *Rigid Beam*. Dále byly vytvořeny pomocné středové body uvnitř čepu, poté byly vyselektovány uzly daného čepu, do kterých mají pruty směřovat a nakonec byl použit speciální podprogram (makro) na tvorbu prutových náhrad. Toto makro je naprogramované tak, aby vytvořilo pruty z daných prvků, které směřují ze zadaného bodu do bodů, které jsou aktuálně vyselektovány. Stejným způsobem byly vytvořeny pomocné body a prutové náhrady i ve středu příruby pro setrvačník, kde byl aplikován moment.

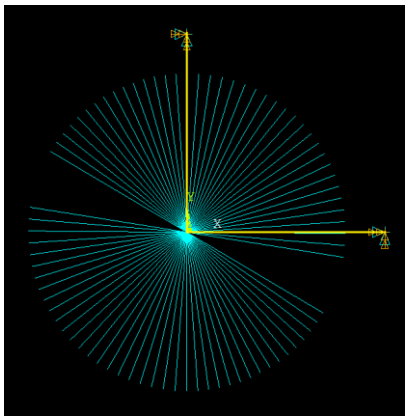
Pro simulaci olejové mazací vrstvy kluzných ložisek na hlavních čepech byly použity prvky COMBIN14. Tyto prvky mohou simulovat jak tlumič, tak pružinu. Pro naše účely byl prvek

použit pouze jako pružina s nastavením parametru tuhosti pružiny. Tuhost pružiny, která nahrazuje pružnost olejové vrstvy je určena dle vztahu [10]

$$k_p = \frac{0{,}5 \cdot F_{max}}{0{,}8 \cdot c} \tag{51}$$

kde F_{max} je maximální síla od tlaku plynů a c je ložisková vůle.

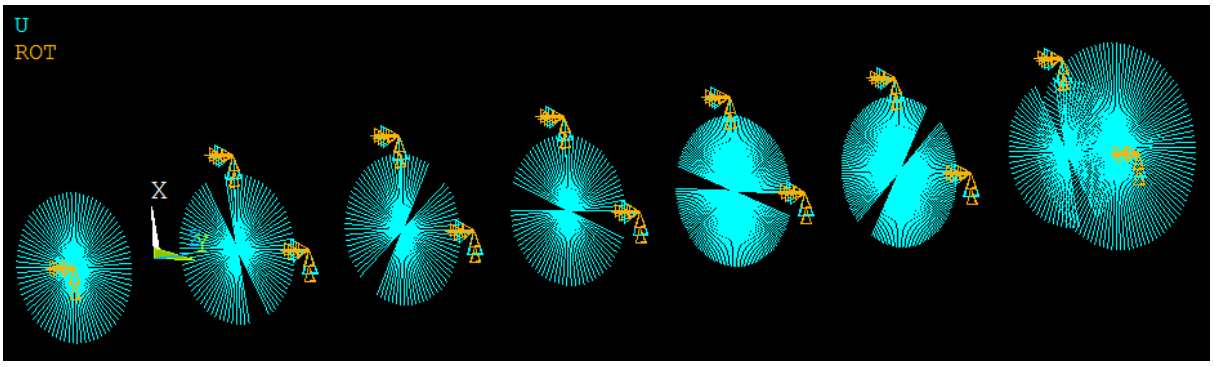
Vypočítaná tuhost byla do programu zadána pomocí konstanty (Preprocessor – Real Constants – Add/Edit/Delete). Pro aplikaci prvků COMBIN14 bylo nutné vytvořit pomocné body pro jejich uchycení, umístěné vně hlavního čepu, jeden ve směru osy *x* a druhý ve směru osy *y* (osa *z* je osou rotace hřídele). Prvky byly umístěny vždy dva na každý hlavní čep, jeden ze středu čepu k pomocnému bodu ve směru osy *x*, druhý ze středu čepu do pomocného bodu v ose y. Na následujícím obrázku jsou pro jeden hlavní čep zobrazeny prutové náhrady z prvků MPC184 (modrá barva) a pruty z prvků COMBIN14 (žlutá barva).



Obr. 30 Prutové náhrady

10.3 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Pro pomocné body vně hřídele, ke kterým jsou přichyceny pruty z elementu COMBIN14 byly nastaveny tyto okrajové podmínky, zamezení všech posuvů a rotací ve všech směrech. Byla zkoušena i varianta se zamezením pouze všech posuvů a výsledky byly téměř naprosto stejné. Rozdíl redukovaného napětí na kritických místech pro obě varianty byl zhruba 0,1 MPa. Kvůli zamezení rotace celé hřídele bylo ve středu prutové náhrady prvního hlavního čepu (u volného konce) zamezeno všem posuvům a rotacím.



Obr. 31 Okrajové podmínky

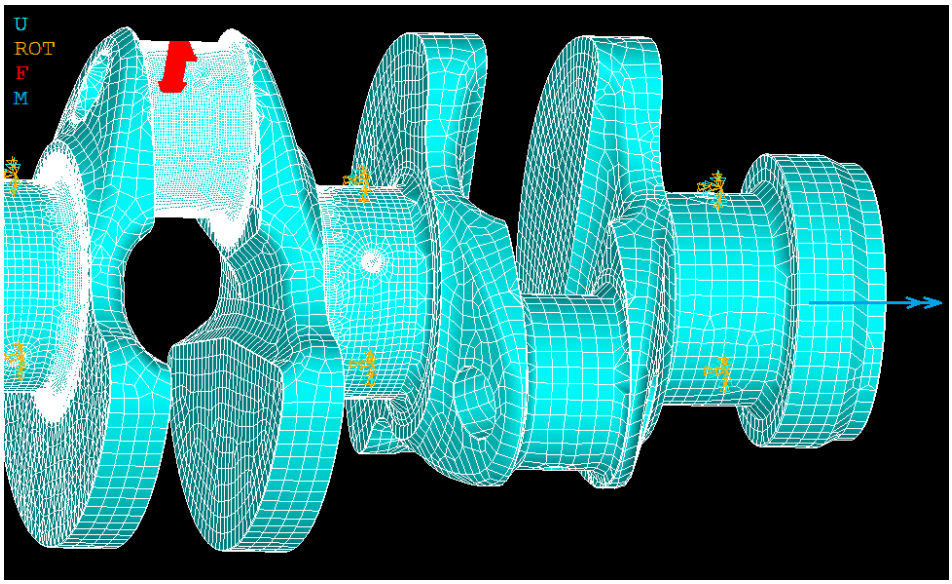
10.4 ZATÍŽENÍ HŘÍDELE A VÝSLEDNÁ NAPĚTÍ

Pro určení napětí na kritických místech byly použity dva zátěžné stavy. Označené jako stav A (zatížení maximální silou od tlaku plynů + maximální torzní moment M_{tmax}) a stav B (zatížení pouze minimálním torzním momentem $-M_{tmin}$).

Tab. 8 Zátěžné síly a momenty pro soustavu s tlumičem a bez tlumiče

zátěžný stav	bez tlumiče		s tlumičem	
	síla	moment	síla	moment
A	85 742 N	10 496 Nm	85 742 N	3 495 Nm
B	---	- 8 213 Nm	---	- 1 256 Nm

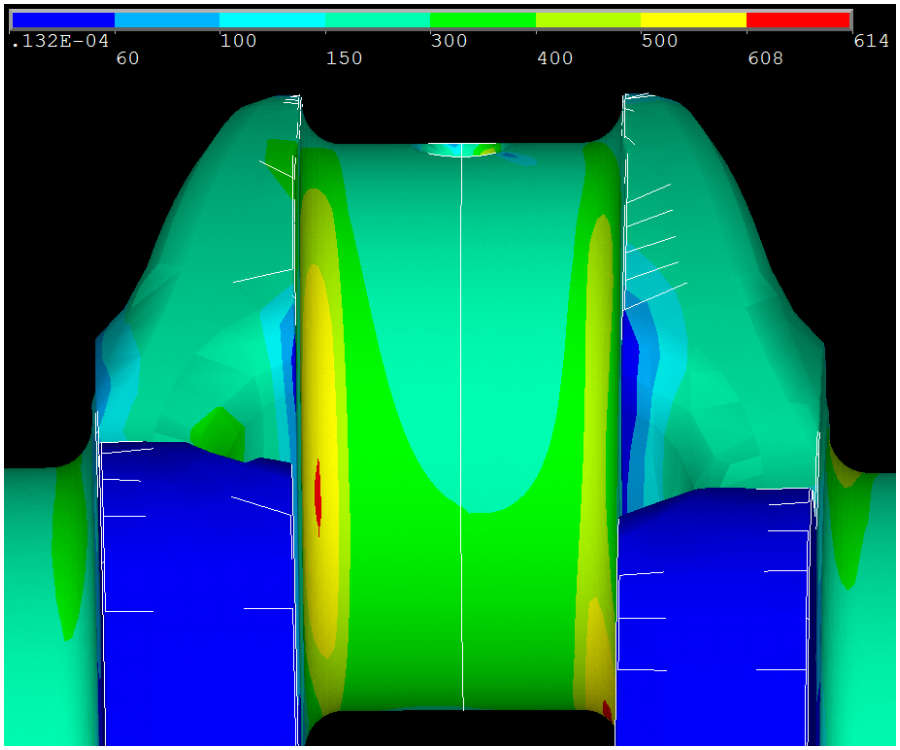
Zátěžný stav A tj. síla od tlaku plynů (rozložená do několika uzlů) + maximální torzní moment je zobrazen na následujícím obrázku. U zátěžného stavu B chybí síla od tlaku plynů a je aplikován pouze minimální torzní moment.



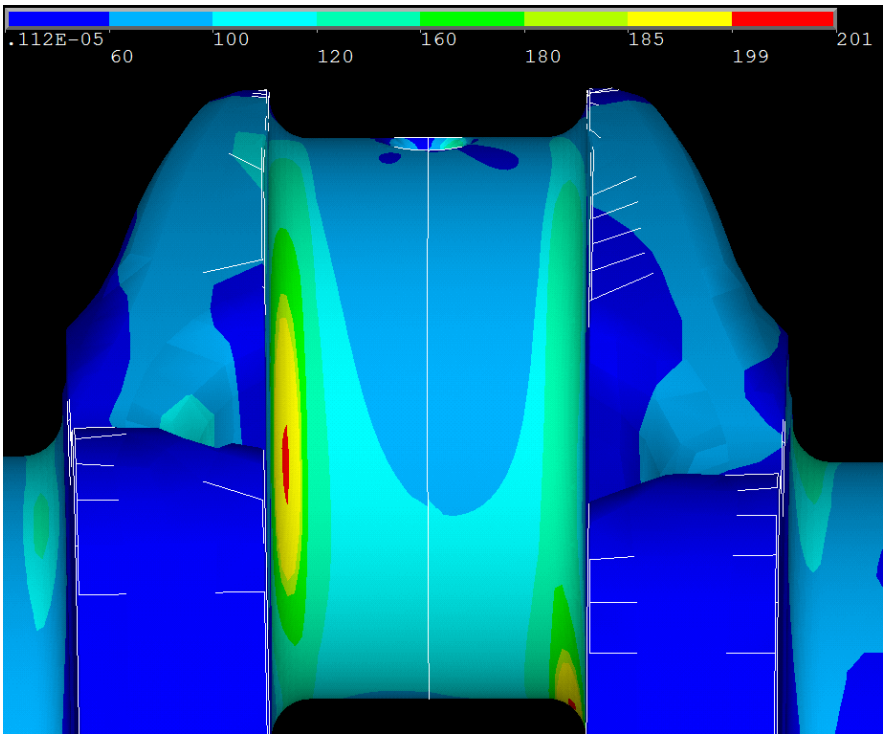
Obr. 32 Zátěžný stav A

Pro zjednodušení byla použita síla od tlaku plynů se zanedbáním odstředivých sil. Síla byla aplikována na ojniční čep na pátém zalomení klikové hřídele, kde bude podle torzního modelu hřídel nejvíce namáhána od torzních kmitů. Torzní moment byl aplikován na přírubu setrvačníku (střed prutové náhrady z prvků MPC184). Při aplikaci síly od tlaku plynů, byla nejdříve použita varianta aplikace síly v jediném bodě (uzlu) v polovině ojničního čepu, výsledkem pak bylo enormní napětí v okolí působící síly a ve vyústění mazacího kanálu, který se nacházel poblíž. Další snahou proto bylo neovlivnit příliš výsledky v okolí působení síly od tlaku plynů a ujistit se jestli v místech vyústění mazacího kanálu nebudou vznikat nebezpečná napětí. Síla byla proto rozložena do několika uzlů (100) na povrchu ojničního čepu. Tento zátěžný stav také lépe odpovídá skutečnosti, kdy síla od tlaku plynů působí na ojniční čep pomocí ojnice nikoli bodově ale je rovnoměrně rozložena v kontaktu čep – ojnice. Uzly, do kterých byla síla rozložena, byly vybrány poblíž střední části ojničního čepu, i když ve skutečnosti ojnice na čep nepůsobí jen ve střední části čepu, ale kontakt je rozložen po celé délce čepu. Při vyzkoušení varianty rozložení síly po celé délce čepu vycházela redukovaná

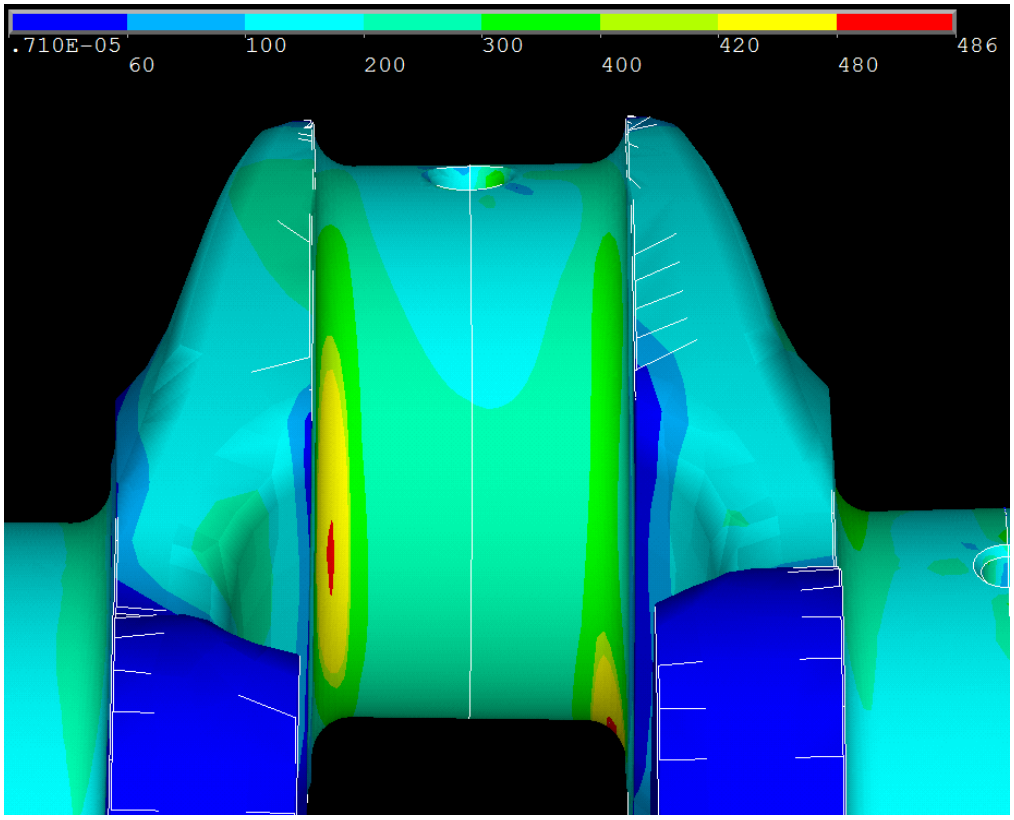
napětí na kritických místech nižší proto pro získání co nejkonzervativnějších výsledků bylo od této varianty upuštěno a uzly byly vybrány ve střední části (viz. Obr. 32). Kvůli nemožnosti aplikace sil pod určitým úhlem k souřadné soustavě byla každá síla rozložena do směrů os *x* a *y*.



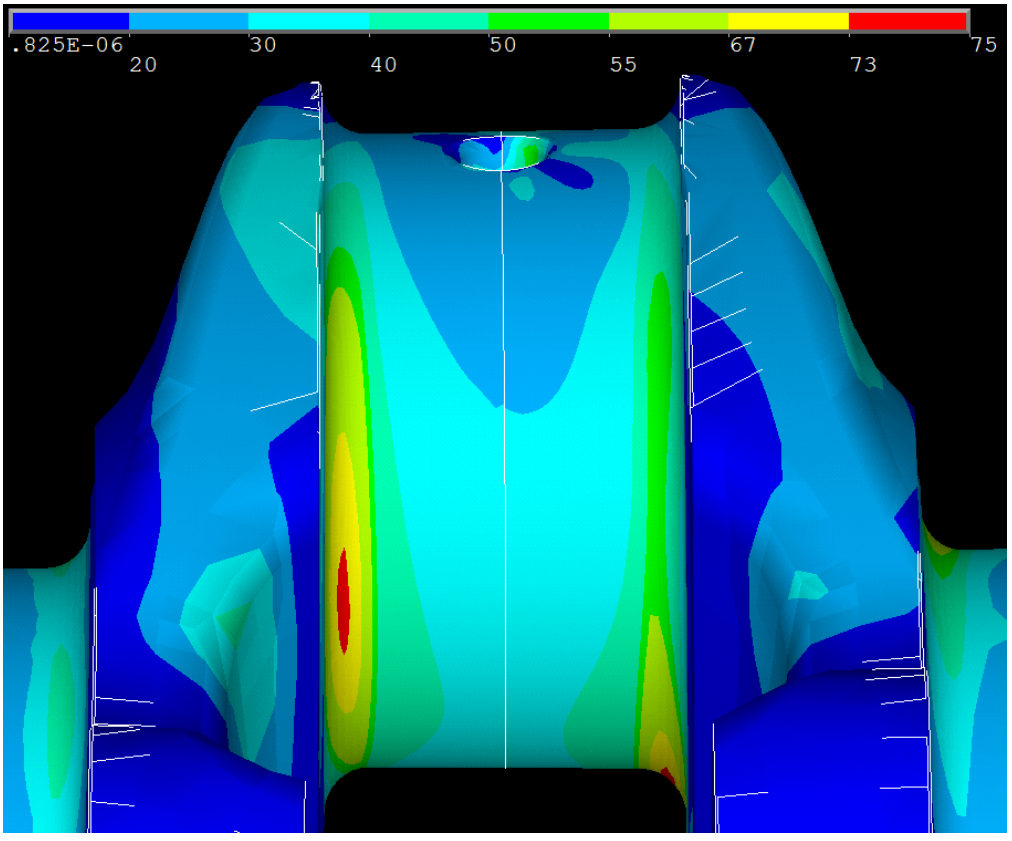
Obr. 33 Bez tlumice - zátěžný stav A



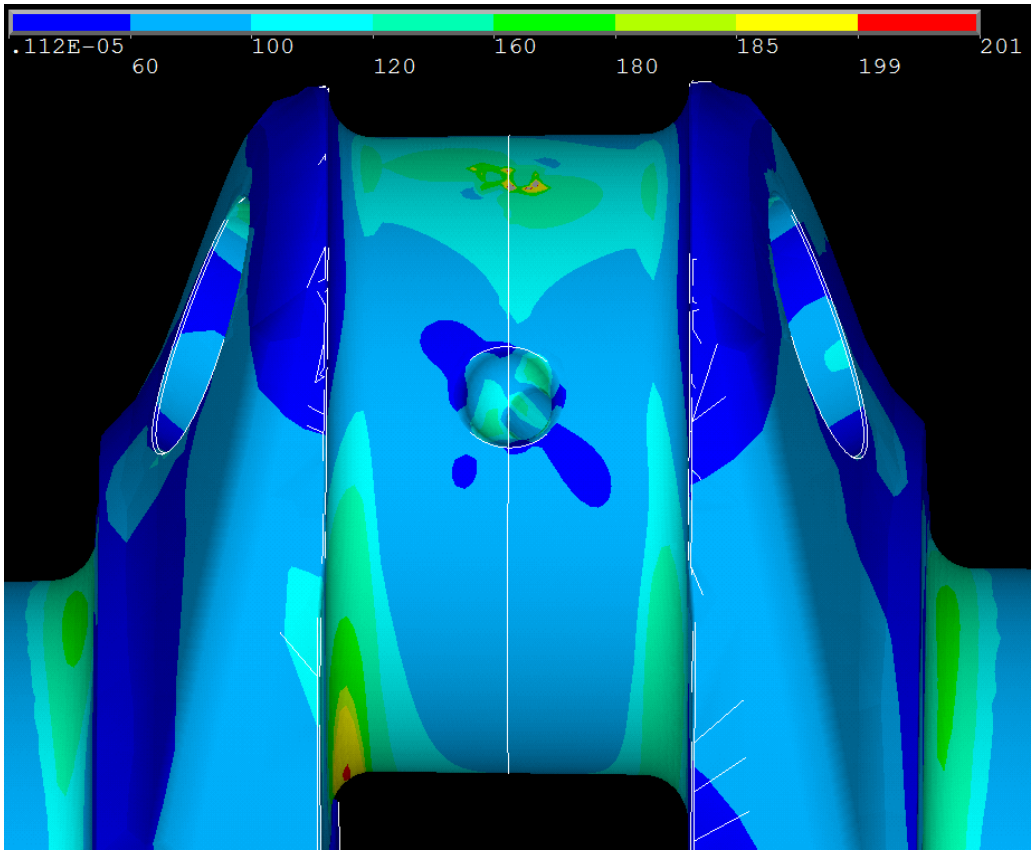
Obr. 34 S tlumičem - zátěžný stav A



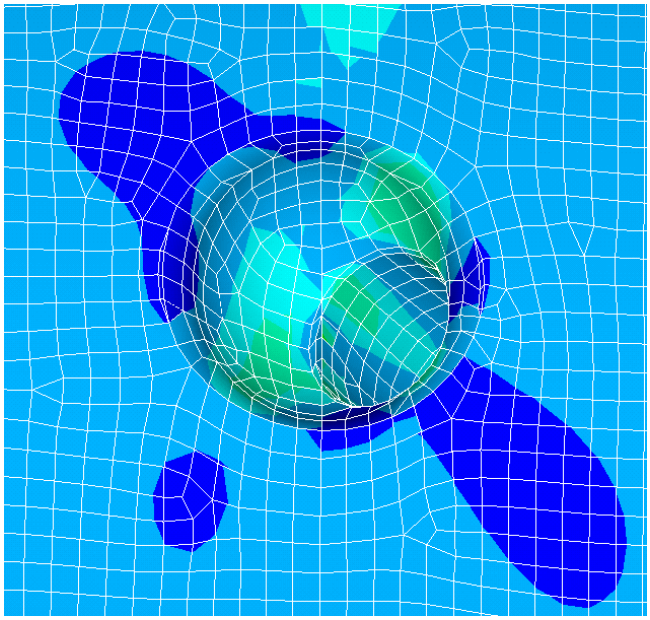
Obr. 35 Bez tlumice - zátěžný stav B



Obr. 36 S tlumičem - zátěžný stav B



Obr. 37 Oblast ovlivněná zátěžnou silou a vyústění mazacího kanálu (s tlumičem, zátěžný stav A)



Obr. 38 Detail vyústění mazacího kanálu (s tlumičem, zátěžný stav A, barevná škála stejná s předchozím obrázkem)

Na obrázku Obr. 37 je vidět vyústění mazacího otvoru a ve vrchní části ojničního čepu oblast ovlivněná zatěžovací silou. Na obrázku Obr. 38 je zobrazen detail vyústění mazacího kanálu, ze kterého je zřejmé, že zde není kritické místo a žádná větší napětí zde nevznikají. Kritická

místa jsou vždy 2 na přechodech ojničního čepu do ramene klikové hřídele (rádiusy). S tím že maximální hodnoty redukovaného napětí von Mises vychází na obou kritických místech téměř stejné (rozdíl 0,1 MPa, uzly s absolutně největším napětím leží vždy v kritickém místě na obrázcích vlevo). Maximální redukovaná napětí vyšla pro zátěžný stav A. Maximální hodnoty jsou pro soustavu bez tlumiče 614,3 MPa a pro soustavu s tlumičem 200,6 MPa.

10.5 BEZPEČNOST VŮČI ÚNAVOVÉMU POŠKOZENÍ

Pro stanovení koeficientu bezpečnosti vůči únavovému porušení je třeba znát vlastnosti materiálu klikové hřídele a příslušné hodnoty redukovaných napětí von Mises na kritických místech. Jako materiál klikové hřídele jsem zvolil chrom-molybdenovou ocel vhodnou pro zušlechťování a povrchové kalení 42CrMo4 (1.7225, ČSN 15 142) jejíž vlastnosti shrnuje Tab. 9. Redukovaná napětí a další potřebné hodnoty pro výpočet odečtené z MKP modelu shrnuje tabulka Tab. 10.

Tab. 9 Vlastnosti materiálu hřídele [10],[11]

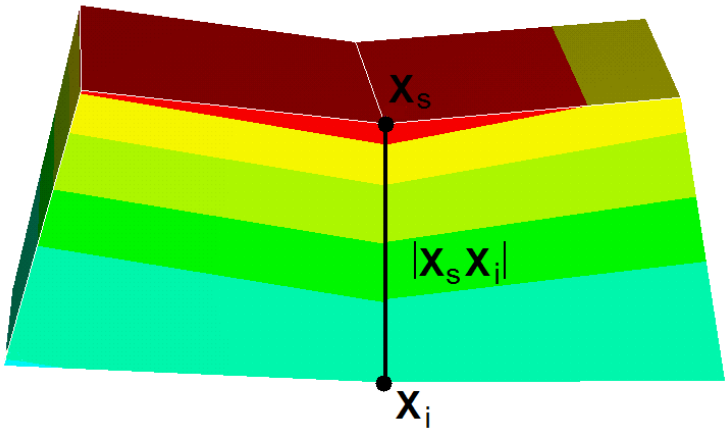
ocel 42CrMo4 (ČSN 15 142)		
mez pevnosti pro	$Rm\ [MPa]$	1100
mez kluzu pro	$Re\ [MPa]$	650
mez únavy v ohybu *	$\sigma_{cOHYB}[MPa]$	525
mez únavy v tahu/tlaku *	$\sigma_{cTAH/TLAK}[MPa]$	495
*pro průměr vzorku	$d_{vzorek}[mm]$	7,5

Tab. 10 Výsledky z MKP

hřídel	parametr	značka [jednotka]	hodnota
bez tlumiče	max. napětí na povrchu zátěžný stav A	σ_{sA} [MPa]	614,3
	napětí pod povrchem pro zátěžný stav A	$\sigma_{iA}\ [MPa]$	471,2
	vzdálenost uzlů na povrchu a pod povrchem	$\lvert X_sX_i\rvert\ [mm]$	0,905
	max. napětí na povrchu zátěžný stav B *	$\sigma_{sB}\ [MPa]$	485,4
s tlumičem	max. napětí na povrchu zátěžný stav A	$\sigma_{sAt}\ [MPa]$	200,6
	napětí pod povrchem pro zátěžný stav A	$\sigma_{iAt}\ [MPa]$	156,2
	vzdálenost uzlů na povrchu a pod povrchem	$\lvert X_sX_i\rvert_t\ [mm]$	0,905
	max. napětí na povrchu zátěžný stav B *	$\sigma_{sBt}\ [MPa]$	74,2

* určeno na stejném povrchovém uzlu (nodu) jako pro zátěžný stav A

Všechna napětí uvedená v tabulce Tab. 10 jsou redukovaná napětí dle kritéria von Mises. Maximální napětí na povrchu součásti σ_{sA} je určeno v kritickém místě (uzel X_s) a napětí pod povrchem součásti σ_{iA} je určeno v nejbližším uzlu od kritického místa, který leží kolmo pod povrchem (uzel X_i). Vzdálenost těchto uzlů je pak označena jako $|X_s X_i|$ (viz Obr. 39). Redukované napětí σ_{sB} je napětí na povrchu součásti pro zátěžný stav B, které je určeno ve stejném povrchovém uzlu X_s jako pro zátěžný stav A.



Obr. 39 Vzdálenost uzlů

Ze zjištěných napětí na povrchu a pod povrchem součásti se stanoví tzv. poměrný gradient [10]

$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_{sA}} \cdot \left(\frac{\sigma_{sA} - \sigma_{iA}}{|X_s X_i|} \right) \tag{52}$$

Zahrnutím mezí únavy se vypočte tzv. korekční součinitel [10]

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{cOHYB}}{\sigma_{cTAH/TLAK}} - 1}{\frac{2}{d_{vzorek}}} \cdot \chi_R \tag{53}$$

Dále je třeba určit poměr $\frac{\beta}{\alpha}$ [9]

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} \cdot 10^{-\left(0{,}35 + \frac{Re}{810}\right)} \tag{54}$$

stanovit amplitudu napětí [9]

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{s_A} - \sigma_{s_B}}{2} \tag{55}$$

a střední hodnotu ekvivalentního napětí [10]

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{s_A} + \sigma_{s_B}}{2} \tag{56}$$

Vliv velikosti součásti je vyjádřen následujícím vztahem [10]

$$\eta_\sigma = 1{,}189 \cdot D^{-0.097} \tag{57}$$

kde D je průměr součásti v našem případě průměr ojničního čepu. Dále je třeba stanovit vliv pravděpodobnosti přežití součásti, který byl stanoven z následující tabulky. Byla zvolena nejkonzervativnější hodnota tj. $\nu_\sigma = 0{,}620$ odpovídající pravděpodobnosti přežití 99,9999%.

Tab. 11 Vliv pravděpodobnosti přežití součásti [10]

pravděpodobnost přežití součásti	ν_σ
0,5	1
0,9	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,9999	0,702
0,99999	0,659
0,999999	0,620

Po stanovení všech výše uvedených koeficientů je možné vypočítat koeficient bezpečnosti, který je dán následujícím vztahem [10]

$$k = \frac{1}{\frac{\beta}{\alpha} \cdot \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{cOHYB} \cdot \eta_\sigma \cdot \nu_\sigma \cdot f_G} + \frac{\sigma_{em}}{Rm}} \tag{58}$$

Pro bezpečnost s povrchově kalenými rádiusy pak platí vztah [10]

$$k_{kaleno} \cong 1{,}3 \cdot k \tag{59}$$

Výsledné koeficienty bezpečnosti shrnuje následující tabulka

Tab. 12 Koeficienty bezpečnosti

	bezpečnost vůči únavovému porušení	bezpečnost vůči únavovému porušení s kalenými rádiusy
	$k\ [-]$	$k_{kaleno}\ [-]$
bez tlumiče	1,34	1,75
s tlumičem	2,74	3,56

ZÁVĚR

V této práci byla navržena konfigurace klikové hřídele pro řadový šestiválcový vznětový motor. Bylo použito silové vyvážení klikové hřídele s tím, že se podařilo vyvážit každé zalomení s 80% rotačního podílu ojnice. To vedlo přirozeně k nárůstu celkové hmotnosti hřídele. Přínosem ovšem je menší namáhání hlavních ložisek a tím zvýšení jejich životnosti. Aby bylo vůbec možné dosáhnout požadovaného vyvážení, byly ojniční čepy odlehčeny dvojící šikmých vývrtů.

Dále byl na základě navrhnutých rozměrů hřídele a parametrů ostatních částí mechanismu vytvořen torzní model klikového mechanismu. Z 3D modelu byly zjištěny momenty setrvačnosti jednotlivých částí a na jejich základě byly stanoveny redukované momenty setrvačnosti torzního modelu. Pro zjištění torzních tuhostí modelu byly podle analytických vztahů stanoveny redukované délky jednotlivých částí hřídele. Pro sestavený torzní model byl proveden výpočet vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitání. Byla provedena harmonická analýza krouticího momentu a dále výpočet vynuceného kmitání. Bylo potvrzeno, že dvojuzlové kmitání má pro tuto soustavu zanedbatelný význam a pro další výpočty se stačí zabývat pouze jednouzlovým kmitáním. Pro účely pevnostních výpočtů byla provedena simulace na základě dynamického modelu se zahrnutím torzních kmitů. Výstupem pak byl průběh torzní výchylky volného konce hřídele a průběhy torzních momentů na jednotlivých úsecích hřídele v závislosti na otáčkách motoru. Z výsledků vyplynulo, že zde vznikají velmi vysoké torzní momenty, které povedou ke značnému namáhání klikové hřídele. Dalším krokem ke zpřesnění výpočtů by mohlo být stanovení torzních tuhostí jednotlivých částí torzního modelu (zejména zalomení hřídele) na základě MKP simulace.

Poté byl proveden samotný návrh silikonového tlumiče torzních kmitů. Návrh parametrů tlumiče a jeho konstrukčního provedení probíhal souběžně a pro výpočet parametrů byly použity momenty setrvačnosti z 3D modelu tlumiče. Při návrhu konstrukčního uspořádání byl kladen důraz na možnost dodatečné montáže tlumiče na původní řemenici a tlumič je tak možné uchytit bez jakýchkoliv úprav řemenice do již existujících děr pro šrouby.

Následně byl proveden výpočet torzních kmitů pro soustavu s navrženým tlumičem. Navrhnutým torzním tlumičem se podařilo snížit maximální torzní výchylku a maximální torzní moment o cca 66%. Výsledné torzní momenty pro soustavu s tlumičem a dříve získané torzní momenty pro soustavu bez tlumiče byly spolu s maximální silou od tlaku plynů použity pro zatěžování součásti v MKP simulaci.

Z výsledných redukovaných napětí (von Mises) z MKP simulace byly pro soustavu s tlumičem i bez tlumiče stanoveny koeficienty bezpečnosti vůči únavovému porušení. Při výpočtu byly použity nejpřísnější možná kritéria, kdy pravděpodobnost přežití součásti byla zvolena na 99,9999%. Také u maximální síly od tlaku plynů byly zanedbány setrvačné síly, které by vedly ke snížení této síly. Z výsledků vyplívá, že z hlediska bezpečnosti vůči únavovému porušení vyhovuje i hřídel bez tlumiče. S tlumičem však došlo k podstatnému zvýšení této bezpečnosti. Podstatné snížení torzní výchylky volného konce hřídele odkud je přes ozubená kola poháněn ventilový rozvod bude mít také pozitivní vliv na rozvodový mechanismus. Celkově lze proto hodnotit použití torzního tlumiče u tohoto motoru jako opodstatněné a velmi vhodné a provedenými simulacemi byl prokázán výrazný pozitivní vliv tlumiče.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] KOLEKTIV VÚNM a ČKD Praha. *Naftové motory čtyřdobé*. 1. Díl, 2. vyd., 1962, 541 s.

[2] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Warrendale, PA: SAE International, c1995. ISBN 1-56091-734-2

[3] Vulcanized Torsional Vibration Damper, *Vibracoustic.com* [online]. [cit. 2017-02-06]. Dostupné z: https://www.vibracoustic.com/products/passenger-car/powertrain/torsional-vibration-dampers/tvd

[4] PÍŠTĚK, Václav; DRÁPAL, Lubomír. FSI VUT, ÚADI. *Hnací ústrojí: Vyvažování řadových motorů – dvouválec* (Výuková prezentace). Brno 2012, 34 s.

[5] PÍŠTĚK, Václav; DRÁPAL, Lubomír. FSI VUT, ÚADI. *Hnací ústrojí: Vyvažování řadových motorů – šestiválec* (Výuková prezentace). Brno 2012, 22 s.

[6] PÍŠTĚK, Václav; DRÁPAL, Lubomír. FSI VUT, ÚADI. *Hnací ústrojí: Kinematika centrického klikového mechanismu* (Výuková prezentace). Brno 2012, 19 s.

[7] NOVOTNÝ, Pavel. FSI VUT, ÚADI. *Počítačové simulace v automobilovém průmyslu II - Klikový mechanismus* (Výuková prezentace). 58 s.

[8] COMP. BY E.J. NESTORIDES. *A Handbook on Torsional Vibration*. Paperback ed. Cambridge: Cambridge Univ Pr, 1958. ISBN 978-0-521-04326-7.

[9] NOVOTNÝ, Pavel. FSI VUT, ÚADI. *Základy problematiky vibrací* (Výuková prezentace). Brno, 62 s.

[10] NOVOTNÝ, Pavel. FSI VUT, ÚADI. *Aplikované metody řešení únavového poškozování – část 1*. (Výuková prezentace). Brno, 57 s.

[11] *ČSN EN 10083-3: Oceli k zušlechťování - Technické dodací podmínky*. Český normalizační institut, 2007.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\|X_sX_i\|$	[mm]	vzdálenost uzlu na povrchu a pod povrchem
$\|X_sX_i\|_t$	[mm]	vzdálenost uzlu na povrchu a pod povrchem (s tlumičem)
a	[m·s^{-2}]	zrychlení pístu
a_1	[m·s^{-2}]	první harmonická složka zrychlení pístu
a_2	[m·s^{-2}]	druhá harmonická složka zrychlení pístu
B	[mm]	průměrná šířka ramene v bokorysu
$c_{1\text{-}7}$	[Nm·rad^{-1}]	torzní tuhosti příslušných částí torzního modelu
D	[mm]	vrtání válce
D_c	[mm]	průměr ojničního čepu
d_c	[mm]	průměr odlehčovacího vývrtu ojničního čepu
D_j	[mm]	průměr hlavního čepu
d_j	[mm]	průměr odlehčovacího vývrtu hlavního čepu
D_{roz}	[mm]	roztečný průměr děr pro šrouby na přírubě
D_{vk}	[mm]	průměr volného konce hřídele
d_{vzorek}	[mm]	průměr zkušebního vzorku
F_c	[N]	celková síla působící na pístní čep
f_G	[-]	korekční součinitel
F_o	[N]	celková síla působící v ose ojnice
F_p	[N]	síla od tlaku plynů
F_r	[N]	radiální složka síly působící na ojniční čep prostřednictvím ojnice
F_{rc}	[N]	celková radiální síla zatěžující ojniční čep
F_{rod}	[N]	odstředivá síla rotačních částí
F_s	[N]	setrvačná síla posuvných částí
F_t	[N]	tečná složka síly působící na ojniční čep prostřednictvím ojnice
G	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
I_p	[m^4]	polární moment setrvačnosti
$J_{1\text{-}8}$	[kg·m^2]	redukované momenty setrvačnosti příslušné části torzního modelu
J_{1t}	[kg·m^2]	moment setrvačnosti řemenice s tlumičem
J_{ef}	[kg·m^2]	efektivní moment setrvačnosti
J_{pr}	[kg·m^2]	moment setrvačnosti řemenice konce hřídele s přírubou
J_r	[kg·m^2]	moment setrvačnosti řemenice
J_s	[kg·m^2]	moment setrvačnosti skříně (obalu) tlumiče

J_{st}	[kg·m^2]	moment setrvačnosti řemenice setrvačníku
J_t	[kg·m^2]	moment setrvačnosti činné hmoty (prstence) tlumiče
J_{vk}	[kg·m^2]	moment setrvačnosti řemenice volného konce hřídele
J_{zal}	[kg·m^2]	moment setrvačnosti řemenice jednoho zalomení
k	[-]	koeficient bezpečnosti vůči únavovému poškození
k_{kaleno}	[-]	koeficient bezpečnosti vůči únavovému poškození (kalené rádiusy)
k_{opt}	[Nm·s·rad^{-1}]	optimální součinitel tlumení
k_p	[N·mm^{-1}]	tuhost pružiny nahrazující olejovou vrstvu
k_t	[Nm·s·rad^{-1}]	součinitel tlumení tlumiče
L_c	[mm]	délka ojničního čepu
L_j	[mm]	délka hlavního čepu
l_o	[mm]	délka ojnice
l_p	[mm]	délka příruby
l_{redp}	[mm]	redukovaná délka příruby
l_{redvk}	[mm]	redukovaná délka volného konce hřídele
l_{vk}	[mm]	délka volného konce hřídele
L_w	[mm]	šířka ramene v nárysu
l_{zred}	[mm]	redukovaná délka jednoho zalomení
m_1	[kg]	hmotnost posuvného podílu ojnice
m_{1k}	[kg]	hmotnost 1. pístního kroužku
m_2	[kg]	hmotnost rotačního podílu ojnice
m_{2k}	[kg]	hmotnost 2. pístního kroužku
m_{cep}	[kg]	hmotnost pístního čepu
M_{hs}	[Nm]	harmonické složky krouticího momentu
M_k	[Nm]	krouticí moment
m_p	[kg]	hmotnost pístu
m_{ph}	[kg]	hmotnost všech posuvných hmot
m_{pk}	[kg]	hmotnost pojistného kroužku
m_{ps}	[kg]	hmotnost pístní skupiny
m_{sk}	[kg]	hmotnost stíracího kroužku
n	[min^{-1}]	otáčky klikové hřídele
N_1	[Hz]	1. vlastní frekvence
N_{1kr}	[min^{-1}]	kritické otáčky jednouzlového kmitání

N_2	[Hz]	2. vlastní frekvence
N_{2kr}	[min^{-1}]	kritické otáčky dvojuzlového kmitání
p	[MPa]	spalovací tlak ve válci
p_a	[MPa]	atmosférický tlak
r	[mm]	rameno klikové hřídele
Re	[MPa]	mez kluzu
Rm	[MPa]	mez pevnosti
s	[m]	dráha pístu
s_1	[m]	první harmonická složka dráhy pístu
s_2	[m]	druhá harmonická složka dráhy pístu
s_o	[Nm·s·rad^{-1}]	součinitel tlumících odporů motoru
v	[m·s^{-1}]	rychlost pístu
v_1	[m·s^{-1}]	první harmonická složka rychlosti pístu
v_2	[m·s^{-1}]	druhá harmonická složka rychlosti pístu
Z	[mm]	zdvih válce
α	[°]	úhel natočení klikové hřídele
β	[°]	úhel odklonu ojnice
β/α	[-]	poměr β ku α
γ_{opt}	[-]	optimální poměrný útlum
ε	[-]	kompresní poměr
ε_κ	[-]	vydatnost rezonancí
$\varepsilon_{\kappa t}$	[-]	vydatnost rezonancí pro soustavu s tlumičem
η_σ	[-]	vliv velikosti součásti
κ	[-]	řád harmonické složky
λ	[m]	klikový poměr
μ_t	[-]	poměrná velikost tlumiče
v_σ	[-]	vliv pravděpodobnosti přežití součásti
σ_{cOHYB}	[MPa]	mez únavy v ohybu
$\sigma_{cTAH/TLAK}$	[MPa]	mez únavy v tahu/tlaku
σ_{ea}	[MPa]	amplituda napětí
σ_{em}	[MPa]	střední hodnota ekvivalentního napětí
σ_{iA}	[MPa]	napětí pod povrchem součásti zátěžný stav A
σ_{iAt}	[MPa]	napětí pod povrchem součásti zátěžný stav A s tlumičem

σ_{sA}	[MPa]	napětí na povrchu součásti zátěžný stav A
σ_{sAt}	[MPa]	napětí na povrchu součásti zátěžný stav A s tlumičem
σ_{sB}	[MPa]	napětí na povrchu součásti zátěžný stav B
σ_{sBt}	[MPa]	napětí na povrchu součásti zátěžný stav B s tlumičem
Φ_{1-2}	[rad]	torzní výchylka volného konce v rezonanci pro příslušné kmitání
φ_{4D}	[°]	úhel pravidelného rozestupu zážehů pro čtyřdobý motor
Φ_t	[rad]	torzní výchylka volného konce v rezonanci s tlumičem
χ_R	[mm^{-1}]	poměrný gradient
ω	[$rad \cdot s^{-1}$]	úhlová rychlost klikové hřídele
Ω_1	[$rad \cdot s^{-1}$]	první vlastní úhlová rychlost
Ω_2	[$rad \cdot s^{-1}$]	druhá vlastní úhlová rychlost
Ω_t	[$rad \cdot s^{-1}$]	úhlová rychlost vlastních torzních kmitů tlumiče

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Výpočtová zpráva

Příloha 2 – Výkres součásti – Kliková hřídel