

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## PĚTIVÁLCOVÝ ŘADOVÝ VZNĚTOVÝ MOTOR S VISKÓZNÍM TLUMIČEM

FUVE-CYLINDER IN-LINE DIESEL ENGINE WITH VISCOUS TYPE DAMPER

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. MILOSLAV PROCHÁZKA

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/11

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Miloslav Procházka

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

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

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

### **Pětiválcový řadový vznětový motor s viskózním tlumičem**

v anglickém jazyce:

### **Five-cylinder in-line diesel engine with viscous type damper**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout hnací ústrojí vznětového řadového pětiválce pro užitková vozidla s viskózním tlumičem torzních kmitů.

Cíle diplomové práce:

Pro dané základní parametry válcové jednotky navrhnout uspořádání klikového mechanismu pro pořadí zážehů 1-2-4-5-3.

Provést rozbor vyváženosti setrvačných sil a jejich momentů.

Navrhnout vývažky na klikovém hřídeli pro částečné vyvážení odstředivých sil na každém zalomení(80%).

Modifikovat vývažky na krajních zalomeních s cílem vyvážit moment odstředivých sil a přeložit 50% vektoru momentu I. řádu do svislé osy.

Provést modální analýzu modelu klikového hřídele aplikací MKP.

Sestavit diskrétní model torzního systému klikového ústrojí, provést výpočet vynuceného kmitání bez torzního tlumiče a s navrženým viskózním tlumičem torzních kmitů.

Provést pevnostní kontrolu klikového hřídele.

Vypracovat výrobní výkresy klikového hřídele a viskózního tlumiče torzních kmitů.

Seznam odborné literatury:

STONE , Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire : Palgrave, 1999. 641 s. ISBN 0-333-74013-0.

Kraftfahrzeug - Kurbelwellen : Konstruktion, Berechnung, Herstellung. 2001. Auflage.

Landsberg/Lech Verlag Moderne Industrie 2001. 70 s. ISBN 3-478-93243-2.

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

HEISLER, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 19.11.2010



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan



## ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je navrhnout hnací ústrojí vznětového řadového pětiválcového motoru se zadanými parametry, vyvážit odstředivé síly a momenty, navrhnout viskózní tlumič torzních kmitů a provést výpočet vynuceného kmitání bez tlumiče a s ním. Navržené ústrojí následně podrobit pevnostní kontrole prostřednictvím MKP. Při návrhu vycházím z obdobné konstrukce čtyřválcového motoru Zetor.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Pětiválcový vznětový řadový motor, kliková hřídel, vyvažování, setrvačné síly, torzní kmitání.

## ABSTRACT

The aim of this diploma work is to design moving parts of the five cylinder inline diesel engine with given parameters, then to balance centrifugal forces and moments and design viscous torsional vibrations damper and calculate forced oscillations without the damper as well as with the damper. The designed parts are put to stress analyse by finite elements method. My design is based on similar construction of four cylinder engine Zetor.

## KEYWORDS

Five-cylinder inline diesel engine, crankshaft, balancing, inertia forces, torsional oscillation.



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

PROCHÁZKA, M. Pětiválcový řadový vznětový motor s viskózním tlumičem. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 67 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Pištěk, 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 24. května 2012

.....

Miloslav Procházka



## PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji prof. Ing. Václavu Píšťekovi, DrSc za odborné vedení diplomové práce, a taktéž ostatním vyučujícím na UADI u kterých jsem se vždy při řešení dílčích problému setkal se vstřícným a přátelským přístupem. V neposlední řadě děkuji za podporu rodiny a přátel nejen při zpracování této práce.



## OBSAH

Úvod .....	10
1 Klikový mechanismus .....	11
1.1 Zadané parametry navrhovaného motoru .....	11
1.2 Výchozí diagramy ( $p-\alpha$ , $p-V$ ).....	11
2 Kinematika klikového mechanismu .....	13
2.1 Síly působící v pístním čepu .....	14
2.2 Síly působící v ojnicím čepu.....	15
2.3 Krouticí moment na jednom zalomení.....	17
3 Uspořádání klikového hřídele.....	18
4 Vyvažování klikového Mechanismu .....	19
4.1 Vyvážení rotačních setrvačných sil .....	19
4.2 Vyvážení posuvných setrvačných sil prvního řádu .....	20
4.3 Vyvážení posuvných setrvačných sil druhého řádu.....	21
4.4 Vyvážení momentů setrvačných rotačních sil .....	21
4.5 Vyvažování momentů setrvačných posuvných sil.....	23
5 Vývažky na klikovém hřídeli .....	24
5.1 Návrh vývažků pro vyvážení rotačních odstředivých sil na každém zalomení.....	24
5.2 Vyvážení momentů rotačních odstředivých sil.....	25
5.3 Přeložení poloviny vektoru momentu I. řádu do svislé osy.....	25
5.4 Návrh vývažků .....	26
5.5 Návrh řemenice .....	27
6 Modální analýza .....	29
7 Torzní kmitání klikového hřídele .....	31
7.1 Náhradní torzní soustava .....	32
7.2 Redukce hmotností .....	32
7.3 Redukce délek.....	33
7.4 Vlastní torzní kmitání .....	34
7.4.1 Výpočet vlastního torzního kmitání .....	35
7.5 Vynucené torzní kmitání.....	37
7.5.1 Harmonická analýza budícího momentu .....	37
7.5.2 Kritické otáčky .....	39
7.6 Vydatnost rezonance.....	39
7.7 Torzní výchylky v rezonanci .....	40
8 Návrh tlumiče torzního kmitání.....	43
8.1 Výpočetní návrh viskózního tlumiče torzních kmitů.....	43





8.2	Konstrukční návrh viskózního tlumiče torzních kmitů.....	46
8.2.1	Návrh tlumícího prstence.....	46
8.2.2	Návrh skříně tlumiče .....	46
9	Výpočet torzní soustavy s tlumičem.....	48
9.1	Vlastní torzní kmitání soustavy se skříní tlumiče torzních kmitů: .....	48
9.2	Vynucené torzní kmitání s tlumičem torzních kmitů: .....	50
9.2.1	Přepočet vydatností rezonancí soustavy s tlumičem .....	51
10	Pevnostní kontrola .....	53
10.1	Modelování KH v Pro Engineeru .....	53
10.2	Vytvoření prostorové sítě v ICEMu.....	54
10.3	Výpočet v programu ansys .....	55
10.3.1	Nastavení v programu Ansys.....	55
10.3.2	Zatížení klikového hřídele .....	56
10.4	Stanovení bezpečnosti.....	57
	Závěr.....	60
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	62
	Seznam příloh.....	67



## ÚVOD

Obsahem diplomové práce je návrh hnacího ústrojí vznětového řadového pětiválce pro užitková vozidla s viskózním tlumičem torzních kmitů. Při navrhování vycházím z klikové hřídele čtyřválcového traktorového motoru Zetor, přičemž uvažuji zachování osvědčené válcové jednotky. Na základě tohoto předpokladu mohu využít pro výpočty skutečné hodnoty sil daných válcovou jednotkou. Obecně takováto modifikace umožňuje rychlejší návrh výkonnějšího agregátu při nižších nákladech jak na vývoj, tak následné odzkoušení. Zjednodušeně lze říci, že motor bude zachován a „pouze“ rozšířen o jeden válec. Vzhledem k zadání budou upravena protizávaží na všech zalomeních. Krajní zalomení budou navíc opatřena vývažky pro přeložení části momentu od posuvných sil. Uspořádání jednotlivých zalomení je dáno zadaným pořadím zážehu. K vymodelovanému klikovému hřídeli bude navržen viskózní tlumič torzních kmitů.

Přidání pátého válce představuje také, jak již bylo uvedeno změnu uspořádání zalomení, které má velký vliv na vznik a průběh kmitání uvnitř celého mechanismu. Samozřejmě také naroste velikost maximálního přenášeného krouticího momentu. Vzhledem k uvedenému bude sestaven diskrétní model torzního systému klikového ústrojí a proveden výpočet vynuceného kmitání bez torzního tlumiče a s navrženým viskózním torzním tlumičem. Klikové ústrojí bude poté podrobena napjatostní analýze pomocí metody konečných prvků na základě které je stanovena výsledná bezpečnost a posouzena vhodnost, či nezbytnost užití navrženého tlumiče. Na závěr budou vypracovány návrhové výkresy klikového hřídele a viskózního tlumiče torzních kmitů.



# 1 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Vzhledem ke zmíněné skutečnosti, že při navrhování budeme uvažovat úpravu stávajícího motoru Zetor, budeme vycházet ze skutečných, respektive zadaných hodnot. Tyto nám byly poskytovány vedoucím diplomové práce, jakožto i dále používané údaje, například provedení řemenice, moment setrvačnosti setrvačnicku atd.

## 1.1 ZADANÉ PARAMETRY NAVRHOVANÉHO MOTORU

Tab. 1 Zadané parametry navrhovaného motoru

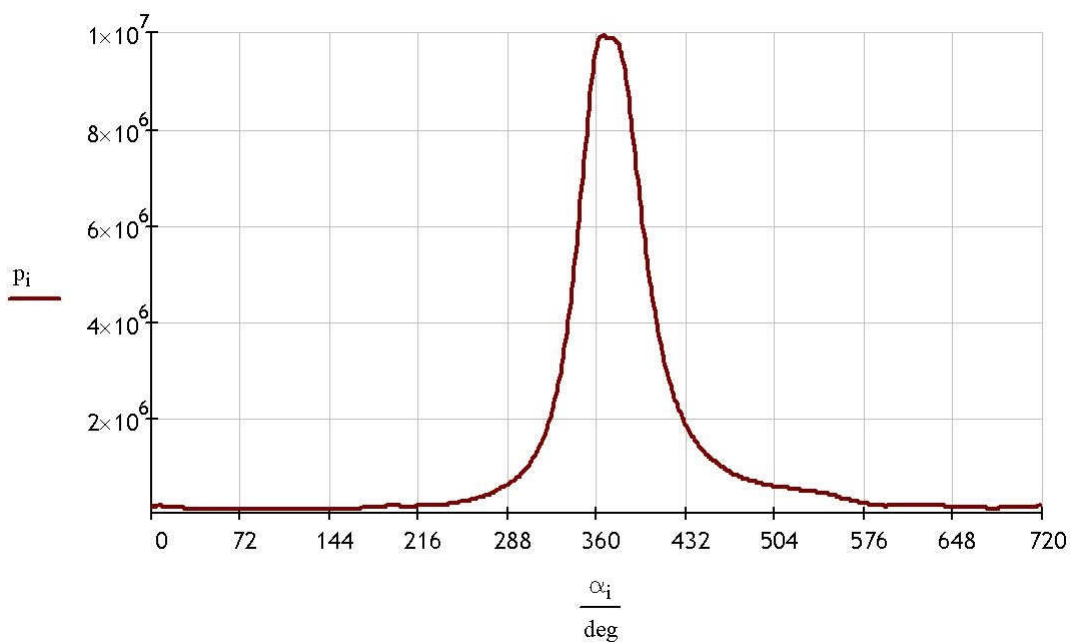
	označení	hodnota	jednotky
Počet válců	$i_v$	5	[ - ]
Vrtání válce	D	105	[mm]
Zdvih pístu	Z	120	[mm]
Zdvihový objem	$V_Z$	5195	[mm]
Délka ojnice	$l_o$	215	[mm]
Jmenovité otáčky	$n_j$	2200	[min <sup>-1</sup> ]

## 1.2 VÝCHOZÍ DIAGRAMY (P- $\alpha$ , P-V)

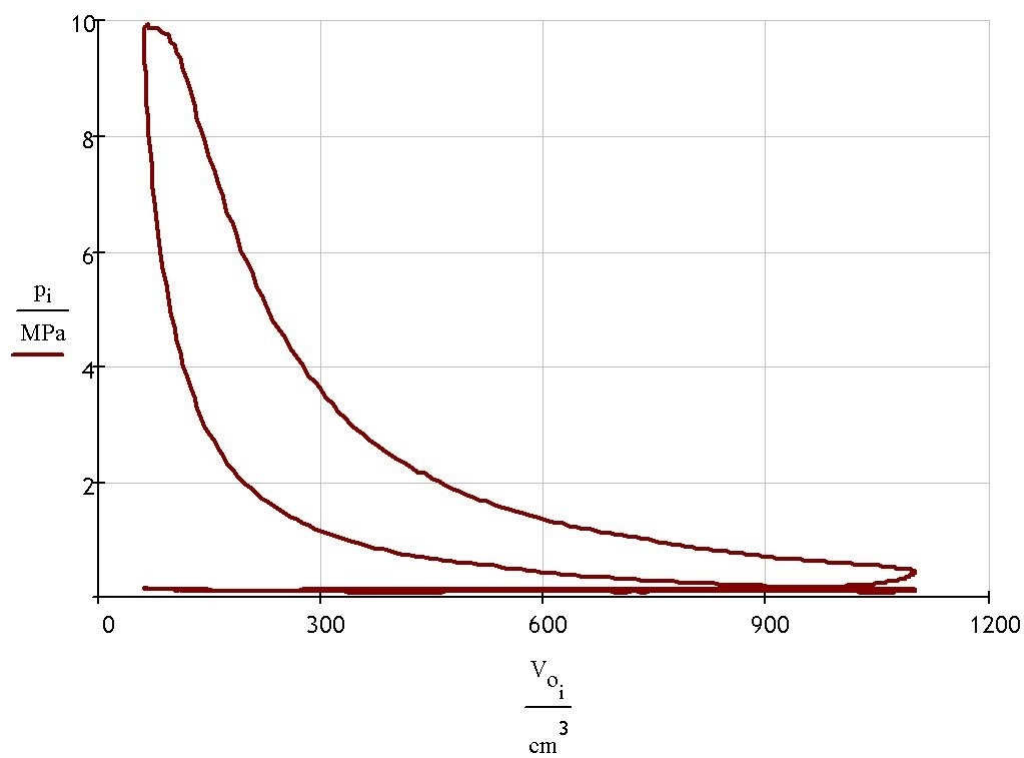
Tyto diagramy jsou nezbytné pro výpočet sil působících na dno pístu a následně tedy na celý klikový mechanismus. Vyjadřují, jak lze odvodit z názvu průběh tlaku v závislosti na natočení klikové hřídele, respektive závislost tlaku na okamžitém objemu válce. Dále charakterizují výkonové parametry a účinnost válcové jednotky, potažmo celého motoru.

Neboť při konstrukci jak již bylo uvedeno, uvažuji zachování válcové jednotky motoru Zetor, budu pracovat se skutečnými hodnotami indikovaných tlaků, které jsou součástí zadání. Vzhledem k tomu, že konkrétní hodnoty nepředstavují příliš názorný náhled na jejich průběh, jsou dále uvedeny pouze v grafické podobě.

Výpočty a vykreslení grafů je prováděno v programu Mathcad, jehož výstupem je přílohová část popisující konkrétně výpočtový postup.



Obr. 1 diagram  $p - a$

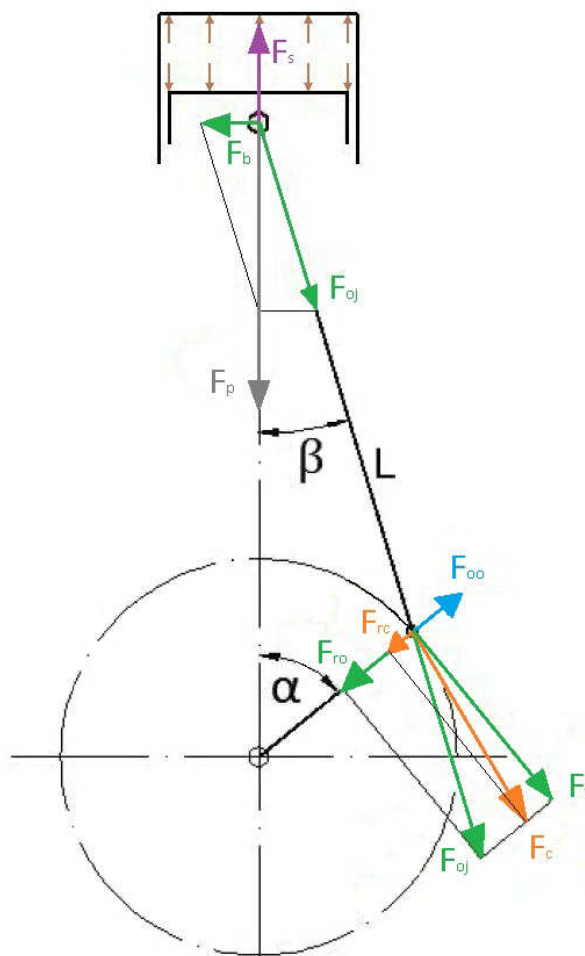


Obr. 2 diagram  $p - V$

## 2 KINEMATIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

Pístové spalovací motory s klikovým ústrojím se vyznačují vratným pohybem některých jeho částí. Tyto pohybující se části vyvolávají setrvačné síly, které spolu se silami od tlaku plynů způsobují vibrace různých frekvencí, přenášející se na okolí motoru. Dlouhodobým působením vibračí může dojít k mechanickému porušení součástí s následnou ztrátou funkčnosti, případně havárií. Vibrace mají též škodlivé účinky na lidský organismus a jsou častou příčinou únavy řidiče. [1]

Z uvedených důvodů je nutné vyvážení setrvačných sil a jejich momentů. Měřítkem kvality konstrukce je klidný chod motoru. Vyvážení setrvačných sil klikového mechanismu je možné dosáhnout vyrušením setrvačných sil vhodnou konstrukcí motoru, umístěním protizávaží na klikový hřídel, či pomocnými vyvažovacími hřídeli. Zdrojem nevyvážek je také výrobní nepřesnost, jejíž účinky se eliminují provozním vyvažováním a nejčastěji následným ubíráním materiálu. Setrvačné síly vzniklé deformací mechanismu za provozu odstranit nelze a je tedy nutné je zachytit a utlumit. Toto se činí pružným uložením v tzv. silentblocích či použitím různých tlumičů.



Obr. 3 Rozložení sil v klikovém mechanismu



## 2.1 SÍLY PŮSOBÍCÍ V PÍSTNÍM ČEPU

Síla od tlaku plynů na dno pístu:

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4} \cdot (p - p_a) \quad [N], \quad (1)$$

kde:  $p$  je tlak plynů ve válci  
 $p_a$  je tlak v klikové skříni

Setrvačná síla posuvných hmot:

$$F_s = -(m_{ps} + m_{op}) \cdot a(\alpha) \quad [N], \quad (2)$$

kde:  $m_{ps}$  je hmotnost součástí konajících translační pohyb (píst, pístní kroužky, ojnicí čep s pojistkami)  
 $m_{op}$  je posuvná hmotnost ojnice  
 $a(\alpha)$  je zrychlení, které lze rozložit na harmonické složky. Pro výpočet dostačují první dvě složky.

Setrvačná síla prvního řádu:

$$F_{s1} = -(m_{ps} + m_{op}) \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha) \quad [N], \quad (3)$$

kde:  $r_k$  je rameno kliky  
 $\alpha$  natočení kliky

Setrvačná síla druhého řádu:

$$F_{s2} = -(m_{ps} + m_{op}) \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot \cos(2\alpha) \quad [N], \quad (4)$$

Celková setrvačná síla posuvných hmot:

$$F_{sc} = F_{s1} + F_{s2} \quad [N], \quad (5)$$

Celková síla působící na píst:

$$F_{cp} = F_p + F_{sc} \quad [N], \quad (6)$$

Celková síla působící na píst se rozkládá na sílu působící v okamžitém směru ojnice a normální sílu, která působí kolmo na stěnu válce, také způsobuje klopný moment.



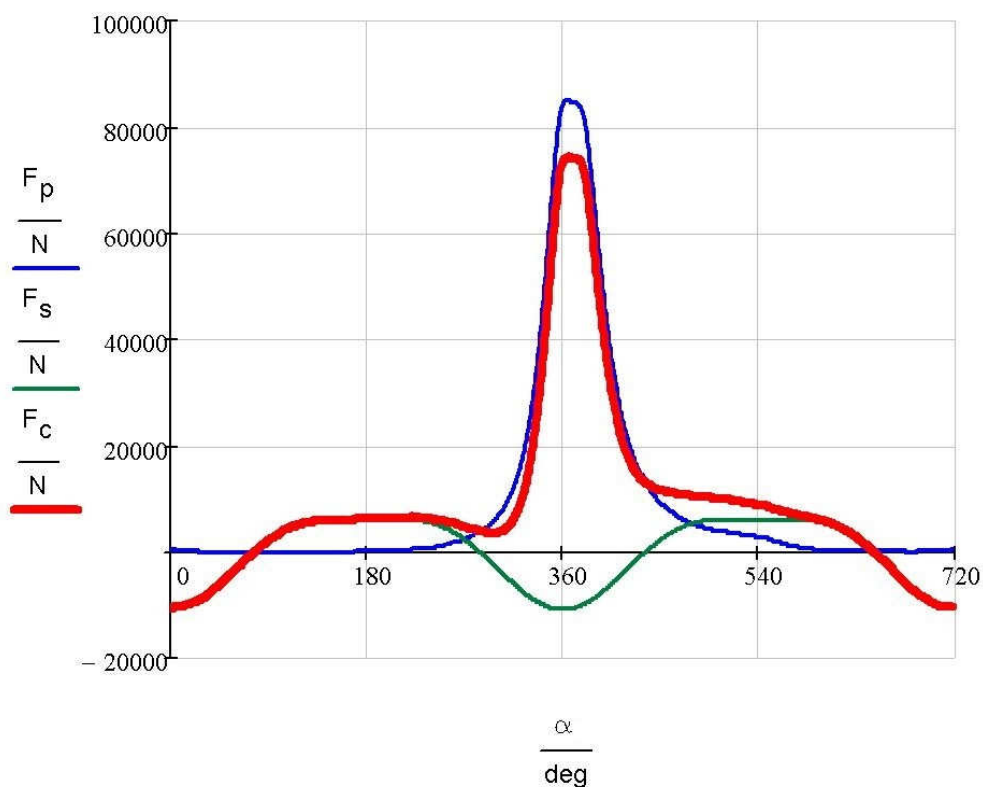
Normální síla:

$$F_b = F_{cp} \cdot \tan\beta \quad [N], \quad (7)$$

kde:  $\beta$  je úhel odklonu ojnice od svislé roviny

Síla přenášená ojnicí:

$$F_{oj} = \frac{F_c}{\cos\beta} \quad [N], \quad (8)$$



Obr. 4 Síly působící na píst  
 $F_p$  síla od tlaku plynů  
 $F_s$  setrvačná síla posuvných hmot  
 $F_c$  celková, výsledná síla

## 2.2 SÍLY PŮSOBÍCÍ V OJNICNÍM ČEPU

V ojnicním čepu působí odstředivá síla způsobená hmotami kluzného ložiska, části hmotnosti ojnice a síla přenášená ojnicí. Síla, kterou působí ojnice na čep, se rozkládá na dvě složky. Tangenciální síla  $F_t$  působí na rameno kliky v kolmém směru a vyvolává požadovaný krouticí moment. Radiální síla  $F_{ro}$  působí do středu otáčení klikové hřídele.



Tangenciální síla:

$$F_t = F_{oj} \cdot \cos(\alpha + \beta) \quad [N], \quad (9)$$

Radiální síla: (10)

$$F_{ro} = -F_{oj} \cdot \sin(\alpha + \beta) \quad [N], \quad (11)$$

Setrvačná síla rotačních hmot:

$$F_{oo} = (m_{or} + m_{ol}) \cdot r_k \cdot \omega^2 \quad [N], \quad (12)$$

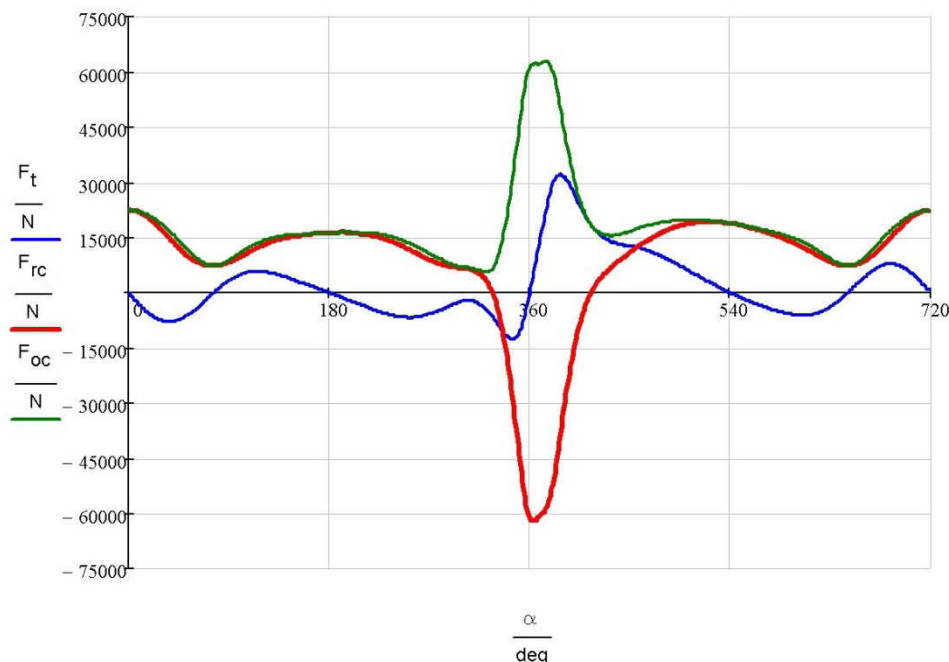
kde:  $m_{or}$  je rotační část hmotnosti ojnice  
 $m_{ol}$  je hmotnost ojničního ložiska

Celková radiální síla působící na ojniční čep:

$$F_{rc} = F_r + F_{oo} \quad [N], \quad (13)$$

Celková síla působící na ojniční čep:

$$F_c = \sqrt{F_{rc}^2 + F_t^2} \quad [N], \quad (14)$$



Obr. 5 Průběh sil v ojničním čepu  
 $F_t$  tangenciální (kolmo k ramenu kliky)  
 $F_{rc}$  radiální celková (ve směru ramene)  
 $F_{oc}$  celková, výsledná



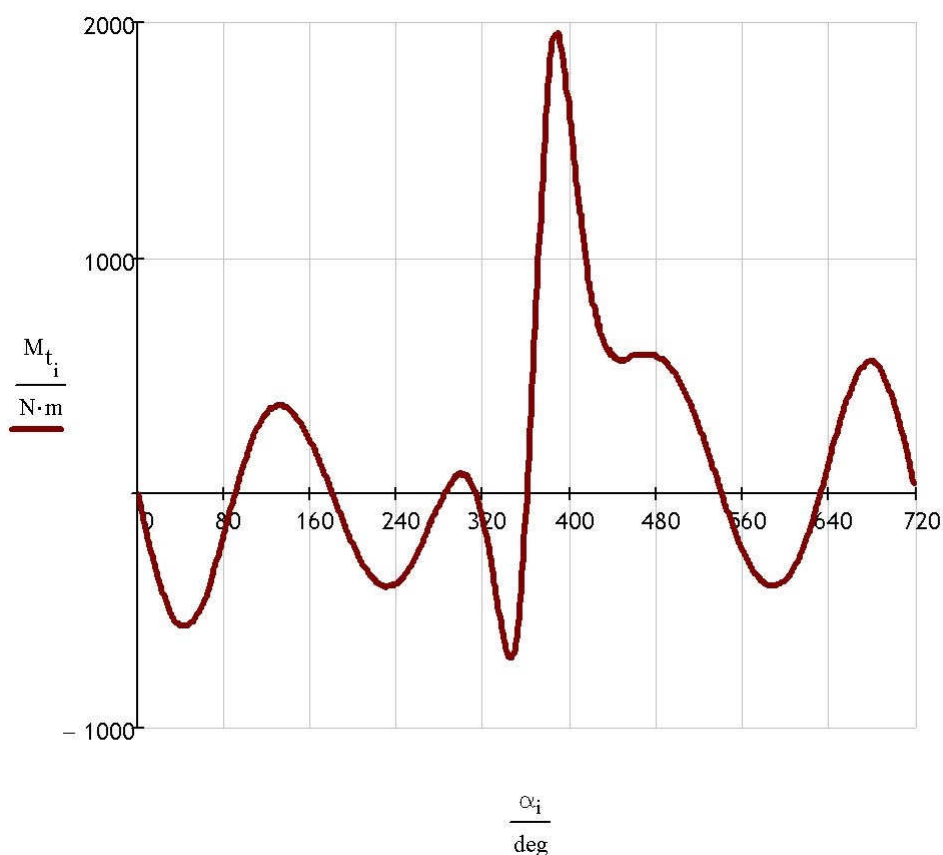


## 2.3 KROUTICÍ MOMENT NA JEDNOM ZALOMENÍ

Výsledný krouticí moment je dán pouze tangenciální složkou síly, jak je také zřejmé z obr. 3. Velikost a průběh v závislosti na natočení klikové hřídele tohoto momentu je znázorněn v obrázku 5. Z obrázku je také patrné, jak se na průběhu momentu resp. tangenciální síly projevuje komprese a expanze plynů a urychlování pístní skupiny. Lze si také učinit jistou představu o přirozených ztrátách účinnosti klikového ústrojí spalovacího motoru.

Výsledný krouticí moment na jednom zalomení:

$$M_t = F_t \cdot r_k \quad [N \cdot m], \quad (15)$$



Obr. 6 průběh točivého momentu na prvním zalomení

### 3 USPOŘÁDÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

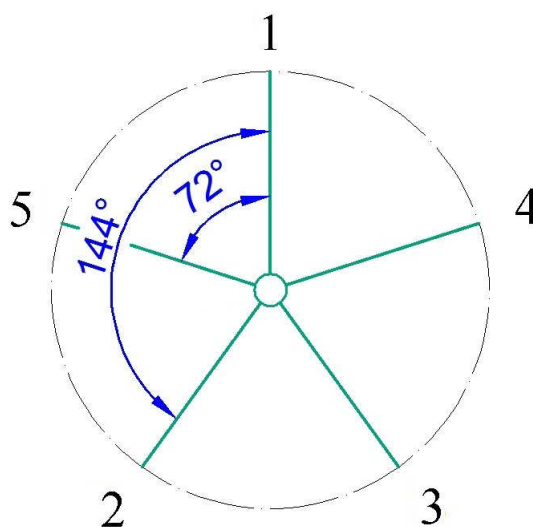
Jak bylo dříve uvedeno, je zřejmé, že vibrace jsou prakticky přirozenou součástí mechanických soustav. Přesto je možné mnohé vibrace omezit v optimálním případě zcela eliminovat. Z tohoto hlediska se jeví jako problematické vibrace způsobené výrobní nepřesností a provozní deformací součástí. Tyto se mnohdy projeví až při provozních zkouškách a vzhledem k současnému stavu vývoje a tp., se již neprojevují fatálními nehodami ale například hlukem.

Jako relativně snadno eliminovatelné se jeví vibrace způsobené pohybem klikového ústrojí, které lze řešit vhodnou koncepcí výsledného motoru, tedy počtem a uspořádáním válců, popřípadě úhlem rozevření u vidlicových motorů. V mém případě je zadán motor řadový pěti-válcový s pořadím zážehu 1-2-4-5-3. Tím je také prakticky dán úhel rozevření klik, který se snadno určí z níže uvedeného vzorce (15).

Úhel rozevření klik:

$$\varphi = \frac{720^\circ}{i} \quad [^\circ], \quad (16)$$

kde:  $i$  je počet válců



Obr. 7 Rozložení jednotlivých zalomení



## 4 VYVAŽOVÁNÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Při konstrukci a výrobě pístového spalovacího motoru je důležité, aby jeho klikové ústrojí bylo vyváženo. Význam vyvážení se zvyšuje se stoupající rychloběžností motorů.

Setrvačné síly a momenty u všech pohyblivých se součástí uvnitř motoru se přenáší na jeho uchycení. Vznikají samotným pohybem klikového ústrojí, dále vlivem výrobních nepřesností, nestejnoměrností materiálu, nebo nesouměrností deformací součástí během provozu. Nepříznivé účinky nevyvážených setrvačných sil a jejich momentů se odstraňují, nebo alespoň zmírňují, konstrukčním vyvážením a vyvažováním vyrobených součástí na vyvažovacích strojích.

Konstrukčním vyvážením klikového ústrojí se rozumí způsob odstranění nebo zmenšení výsledných setrvačných sil a momentů již při návrhu klikového ústrojí vhodným konstrukčním řešením tohoto ústrojí. Účelem vyvážení je dosáhnout klidného chodu motoru bez velkého chvění. Toho se nejnáze dosáhne vhodným uspořádáním klikového hřídele tak, aby se alespoň hlavní setrvačné síly a momenty navzájem v každém okamžiku kompenzovaly. V mnoha případech však toto přirozené vyvážení nestačí a je nutno připojovat ke klikovému ústrojí vyvažující hmotnosti (vývažky), jejichž účinek působí proti účinku setrvačných sil a momentů klikového ústrojí a částečně nebo úplně je ruší. Vývažky však vedou ke zvyšování hmotnosti a ceny motoru i ke snížení kritických otáček torzního kmitání klikového hřídele. [2]

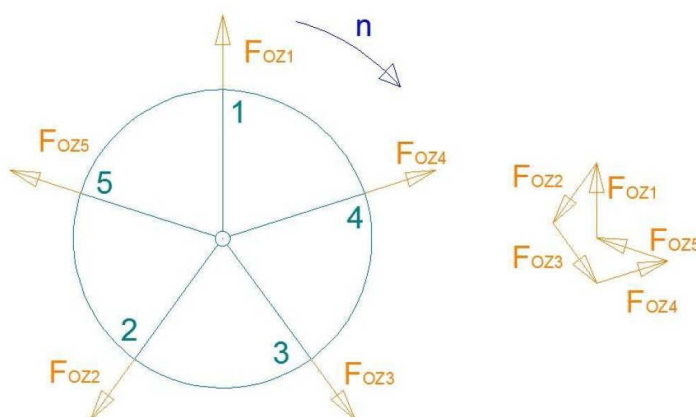
### 4.1 VYVÁŽENÍ ROTAČNÍCH SETRVAČNÝCH SIL

Rotační setrvačná síla působí vždy ve směru ramene kliky a je nezávislá na jejím natočení. Tuto sílu lze relativně jednoduše eliminovat protizávažím, které ovšem navyšuje hmotnost a ne vždy žádoucí moment setrvačnosti celého soustrojí. Z uvedených důvodů se nevyvažuje celá hmotnost, ale jen její část. V mém případě je požadováno zadáním vyvážit 80% odstředivých sil na každém zalomení. Vzhledem k rovnoměrnému rozložení klik hřídele u víceválcového motoru je hřídel jako celek vždy rotačně vyvážená. V případě absence protizávaží by setrvačné síly procházeli klikovým hřídelem a zvyšovali jeho namáhání. Její celkovou velikost lze jednoduše určit z hmotnosti rotujících těles.

Odstředivá síla na jednom zalomení:

$$F_{oz} = m_r \cdot r_k \cdot \omega^2 \quad [N], \quad (17)$$

Kde:  $m_r$  je celková hmotnost rotujících součástí



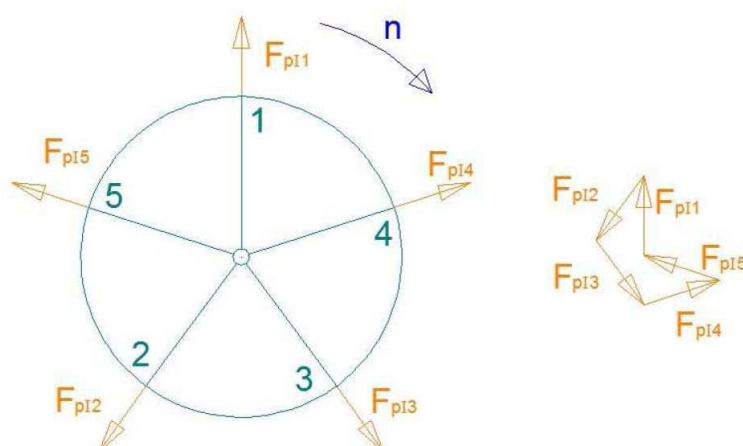
Obr. 8 Rozložení setrvačných sil rotačních

## 4.2 VYVÁŽENÍ POSUVNÝCH SETRVAČNÝCH SIL PRVNÍHO ŘÁDU

Posuvná setrvačná síla působí ve směru osy válce na každém zalomení. Její velikost je proměnná a v každém okamžiku určena průmětem do osy válce. Výpočet vyváženosti těchto sil se provádí pomocí klikové hvězdičky prvního řádu, která se shoduje s hvězdicí klikového hřídele. Jak, je patrné z níže uvedeného obrázku silový obrazec je uzavřen, což znamená, že účinek těchto sil pro pěti-válcový motor se vzájemně ruší. Jinak řečeno zadaný pěti-válcový motor je přirozeně vyvážen.

Okamžitá velikost posuvné setrvačné síly I. řádu:

$$F_{pI} = (m_{ps} + m_{op}) \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad [N], \quad (18)$$



Obr. 9 Rozložení posuvných setrvačných sil I. řádu



### 4.3 VYVÁŽENÍ POSUVNÝCH SETRVAČNÝCH SIL DRUHÉHO ŘÁDU

Průběh posuvných setrvačných sil II. řádu je analogický se silami I. řádu, s tím rozdílem, že vektor  $F_{pII}$  rotuje dvojnásobnou úhlovou rychlostí. Což je vyjádřeno ve vztahu (18) dvojnásobkem úhlu natočení kliky ( $2\alpha$ ). Sestavení silového obrazu je opět prováděno pomocí klikové hvězdičky uvedenou násobnou změnou úhlu natočení. Jak vyplývá z uvedené analogie, jsou taktéž účinky těchto sil přirozeně vyváženy.

Okamžitá velikost posuvné setrvačné síly II. řádu:

$$F_{pl} = (m_{ps} + m_{op}) \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot \cos(2\alpha) \quad [N], \quad (19)$$

### 4.4 VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH ROTAČNÍCH SIL

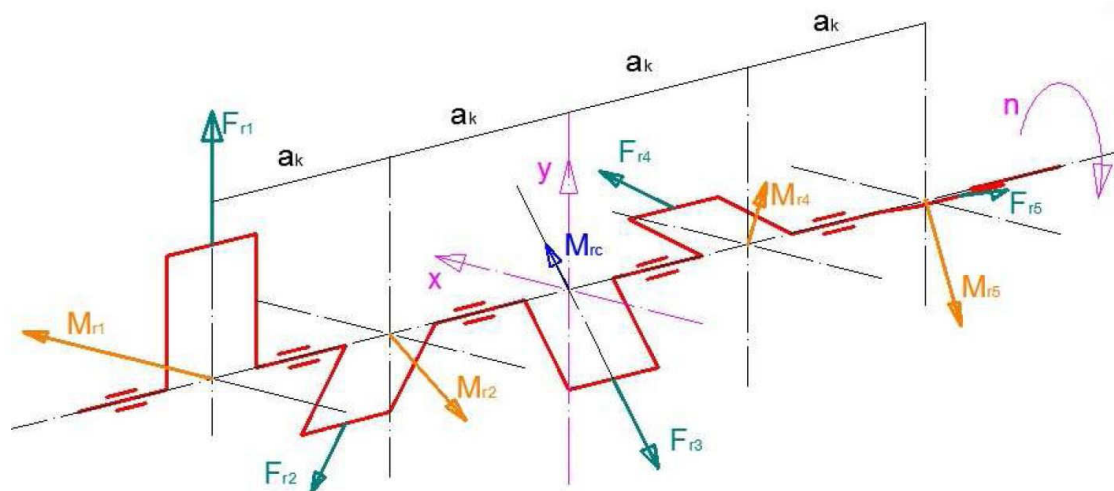
Setrvačné síly se přenášejí do těžištní roviny klikového hřídele. Aby se při přenosu sil do těžištní roviny nezměnily účinky původní soustavy sil, musí se k přeneseným silám přiřadit příslušné momenty, které jsou násobky sil a jejich vzdáleností od těžištní roviny. [1]

Vektory těchto momentů se mohou přeložit do těžištní roviny hřídele a tam vektorově sečíst. Je důležité si uvědomit, že vektory momentů příslušné klikám hřídele ležícím vlevo od těžištní roviny mají opačný smysl, než vektory momentů příslušné klikám ležícím vpravo. Výslednice vektorů momentů udává co do smyslu i velikosti přímo výsledný nevyvážený moment setrvačných sil rotujících součástí, který působí v rovině kolmé na tento vektor. Vektor výsledného momentu rotuje společně s klikovým hřídelem a má vůči němu konstantní polohu. Je tedy možné tento moment vyvážit vývažky na klikovém hřídeli umístěnými tak, aby působily stejně velkým momentem proti výslednému nevyváženému momentu. [2]

Zadáním bylo stanoveno vyvážit 80% setrvačných sil na každém zalomení klikového hřídele, tedy celkové momenty rotačních setrvačných sil jsou tvořeny zbývající nevyváženou složkou, tedy 20%, které jsou ve vztahu (19) vyjádřeny koeficientem 0,2.

Konečná velikost setrvačné síly na jednom zalomení:

$$F_r = 0,2 \cdot F_{oz} \quad [N], \quad (20)$$



Obr. 10 Působení rotačních sil a jejich momentů

Vzhledem k různému natočení jednotlivých klik hřídele lze výpočet velikosti výsledného momentu provést rozkladem vektorů do souřadnicového systému  $x$  a  $y$ .

Momenty setrvačnosti rotačních sil pro jednotlivé složky:

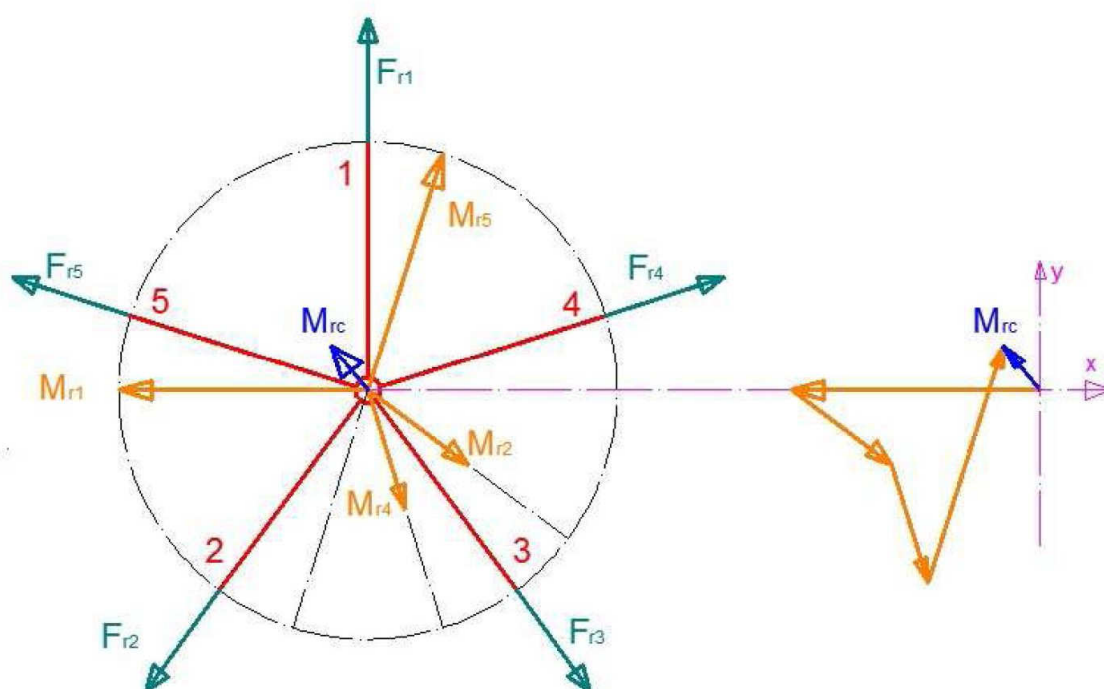
$$M_{rcx} = -F_{r2} \cdot a_k - F_{r4} \cdot a_k + F_{r5} \cdot 2 \cdot a_k \quad [N \cdot m], \quad (21)$$

$$M_{rcy} = F_{r1} \cdot 2 \cdot a_k - F_{r2} \cdot a_k - F_{r4} \cdot a_k - F_{r5} \cdot 2 \cdot a_k \quad [N \cdot m]. \quad (22)$$

Výsledný moment působí v těžištní rovině pod úhlem natočení  $144^\circ$ , jeho orientace je shodná se směrem třetího ramene kliky.

Velikost výsledného momentu setrvačných rotačních sil:

$$M_{rc} = \sqrt{M_{rcx}^2 + M_{rcy}^2} \quad [N \cdot m], \quad (23)$$



Obr. 11 Vektorový součet rotačních momentů jednotlivých zalomení

#### 4.5 VYVAŽOVÁNÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH POSUVNÝCH SIL

Setrvačné síly posuvné I., II. a vyšších řádů vyvozují momenty působící jen v rovině os válců a mají snahu naklápět střídavě motor kolem přímky kolmé k rovině os válců a procházející těžištěm motoru. [2]

Tuto sílu a z ní plynoucí vznik momentů nejlépe ilustruje samotné zrychlování a zpomalování pístu. V případě sudého počtu válců, je tato síla přirozeně vyvážena. V případě lichého počtu válců tomu tak není a nelze ani tyto reakce vyrušit nevyvázkem na rotující hřídeli. Bývají eliminovány pomocnými protiběžnými hřídelemi. U takové dvojice hřídelů dochází ke vzájemnému vyrušení jiných než svislých sil - požadovaných reakčních sil. V případě mého zadání tyto síly nebudou vyváženy a jejich momenty budou zachyceny v uložení motoru.



## 5 VÝVAŽKY NA KLIKOVÉM HŘÍDELI

Jak již bylo uvedeno, dle vzoru, respektive hlavních rozměrů čtyřválcové klikové hřídele bude sestaven model klikové hřídele pětiválce. Tento vypracujeme nejprve bez jakýchkoli vývah, tedy čistě funkční části, abychom mohli zjistit nezbytné hodnoty (pozice těžišť, hmotnosti apod.) pro další výpočty. Poté bude vymodelováno v souladu s požadavky zadání protizávaží, které jak již bylo uvedeno dříve, bude vyvažovat 80% rotačních odstředivých sil. Zbývající část těchto sil vyvolává moment, jehož smysl má být přeložen do svislé osy a zmenšen na polovinu. Toho lze dosáhnout přidáním, nebo naopak ubráním materiálu na vhodných částech klikové hřídele. Úprava výsledného vektoru skýtá mnoho variant, nicméně v našem případě se budeme ubírat cestou přidavku materiálu na krajních zalomeních.

### 5.1 NÁVRH VÝVAŽKŮ PRO VYVÁŽENÍ ROTAČNÍCH Odstředivých SIL NA KAŽDÉM ZALOMENÍ

Na základě vymodelované kliky v programu Pro Engineer byla změřena vzdálenost těžiště zalomení od osy rotace a hmotnost zalomení, na základě čehož bylo možné stanovit redukovanou hmotnost do ojnicního čepu.

Hmotnost redukována do ojnicního čepu:

$$m_{zr} = m_{zc} \cdot \frac{r_{tz}}{r_k} \quad [kg], \quad (24)$$

kde:  $m_{zc}$  je hmotnost ramene zalomení  
 $r_{tz}$  je vzdálenost těžiště zalomení od osy rotace  
 $r_k$  je rameno kliky

Při výpočtu celkové odstředivé síly je nezbytné uvažovat také rotační hmotnost ojnice a ojnicního ložiska. Tyto hodnoty nám byly poskytnuty vedoucím práce z reálného motoru. Poté byla dopočítána výsledná hmotnost.

Výsledná rotační hmotnost redukována do ojnicního čepu:

$$m_r = m_{zr} \cdot m_{lo} \cdot m_{or} \quad [kg], \quad (25)$$

kde:  $m_{lo}$  je hmotnost ojnicního ložiska  
 $m_{or}$  je hmotnost rotačního podílu ojnice

Dosazením do rovnice (16) získáme výslednou odstředivou sílu jednoho zalomení. Následným vynásobením koeficientem 0,8 vyjádříme požadovanou sílu, kterou musí působit protizávaží, abychom vyvážíli zadáním daných 80% rotačních sil. Vzhledem k tomu, že výsledná síla je dána násobkem hmotnosti a vzdálenosti od těžiště, je výhodné volit co nejdelší poloměr ramene těžiště, jak lze vidět ve vztahu (27).

Odstředivá síla jednoho zalomení:

$$F_{oz} = (m_{zr} \cdot m_{lo} \cdot m_{or}) \cdot r_k \cdot \omega^2 \quad [N], \quad (26)$$





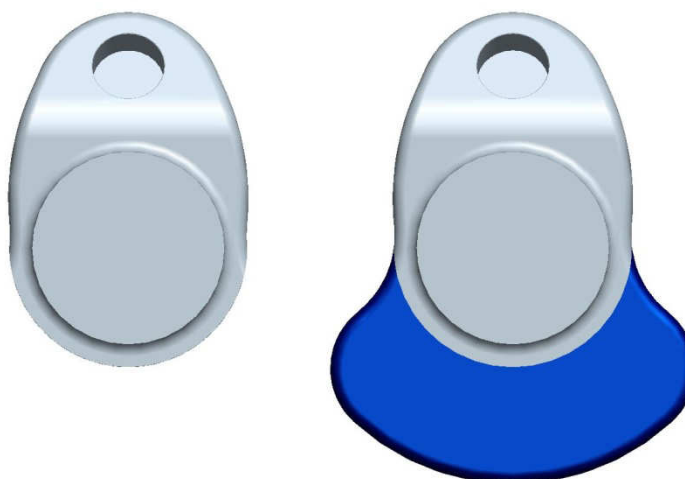
Odstředivá síla vývažku(ů) na jednom zalomení:

$$F_{rv} = F_{oz} \cdot 0,8 \text{ [N]}, \quad (27)$$

Vztah pro výpočet hmotnost vývažku, nebo jeho ramene:

$$(m_{zr} \cdot m_{lo} \cdot m_{or}) \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot 0,8 = m_{Fv} \cdot r_{Fv} \cdot \omega^2 \text{ [N]}, \quad (28)$$

kde:  $m_{Fv}$  je hmotnost vývažku  
 $r_{Fv}$  je vzdálenost těžiště vývažku od osy rotace



Obr. 12 Rameno kliky

## 5.2 VYVÁŽENÍ MOMENTŮ ROTAČNÍCH ODSTŘEDIVÝCH SIL

Problematika vyvážení momentů rotačních odstředivých sil byla uvedena v kapitole 4.1. Postup je analogický návrhu vývažků pro každé zalomení. Ze zbytkových (80% vyváženo na každém zalomení) rotačních sil stanovíme jejich momenty, které vyneseme do momentové hvězdičky a sečteme. Momenty budou vztahovány k těžištní rovině procházející třetím zalomením. Následně hledáme reakční moment, ze kterého stanovíme směr a velikost vyvažovacích sil, respektive umístění vývažků.

## 5.3 PŘELOŽENÍ POLOVINY VEKTORU MOMENTU I. ŘÁDU DO SVISLÉ OSY

Jak již bylo uvedeno posuvné síly I. Řádu působí pouze ve svislé rovině a proto je nelze vyvážit vývažkem na klikovém hřídeli. Jejich odstranění je možné soustavou dvou protiběžných hřídelů, což je konstrukčně relativně složité. Zadané přeložení vektoru skýtá jistý kompromis, kdy polovinu působícího vektoru ponecháme a vhodně umístěným vývažkem druhou polovinu přeneseme do svislé osy. Smyslem takového řešení je samozřejmě jednoduchost konstrukce, neboť odpadá vyvažovací hřídel a s ní související úprava bloku motoru. Vektor můžeme také přesměrovat do směru, ve kterém má motor, či komplexnější soustrojí vyšší tuhost.

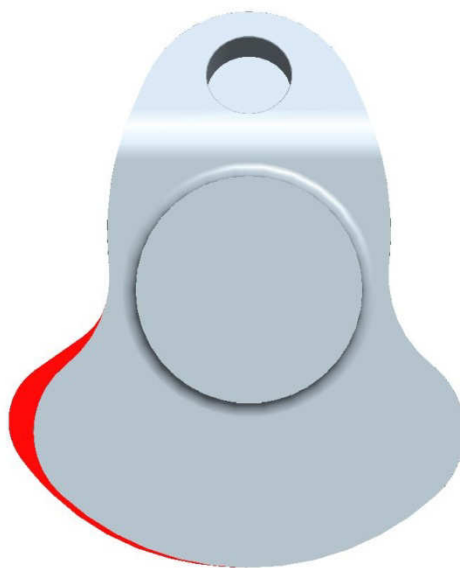


Vlastní přeložení vektoru je provedeno umístěním vývažku vyvažujícím zadanou polovinu maximální hodnoty výsledného momentu od posuvných sil. Vzhledem k tomu, že momenty od posuvných sil působí pouze v jedné rovině, dojde otočením klikového hřídele o  $90^\circ$  od této roviny k situaci, kdy se původní vývažek stává nevlahou a právě proto hovoříme o přeložení momentu.

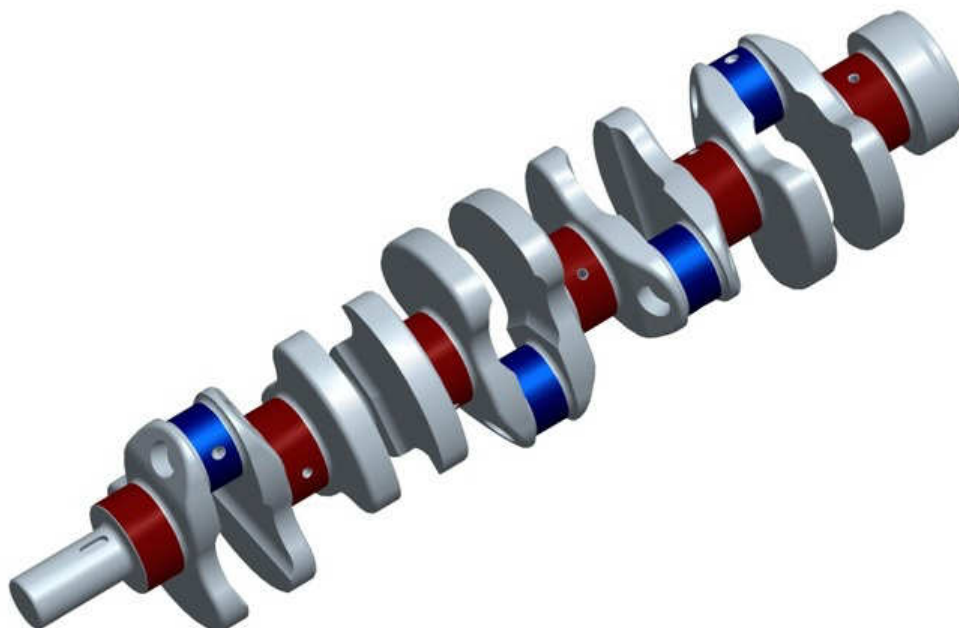
## 5.4 NÁVRH VÝVAŽKŮ

Vzhledem k tomu, že vektor momentu rotačních odstředivých sil a vektor vyvozující přeložení části momentu setrvačných sil I řádu působí ve shodném směru, nabízí se řešit vývažek jako celek pro oba momenty. Podstata je opět analogická dřívějšímu vyvažování. Sečteme momenty od rotačních sil a momenty od posuvných setrvačných sil a nalezneme směr jejich výslednice. Následně do směru výslednice vektoru momentů umístíme vyvažovací moment opačného směru a z něj stanovíme potřebnou sílu k vyvážení. V mém případě je zadáno umístit vývažek na krajní zalomení. Další možnou variantou je umístit vývažek například na setrvačnick a řemenici.

Rovina výsledného vývažku je natočena o  $54^\circ$  od prvního zalomení (svislé osy). V této rovině také leží těžiště výsledného sjednoceného vývažku, jehož provedení a umístění je uvedeno na obrázku níže.



*Obr. 13 Sjednocený vývažek na krajních zalomeních*



*Obr. 14 Celkový pohled na sestavenou hřídel*

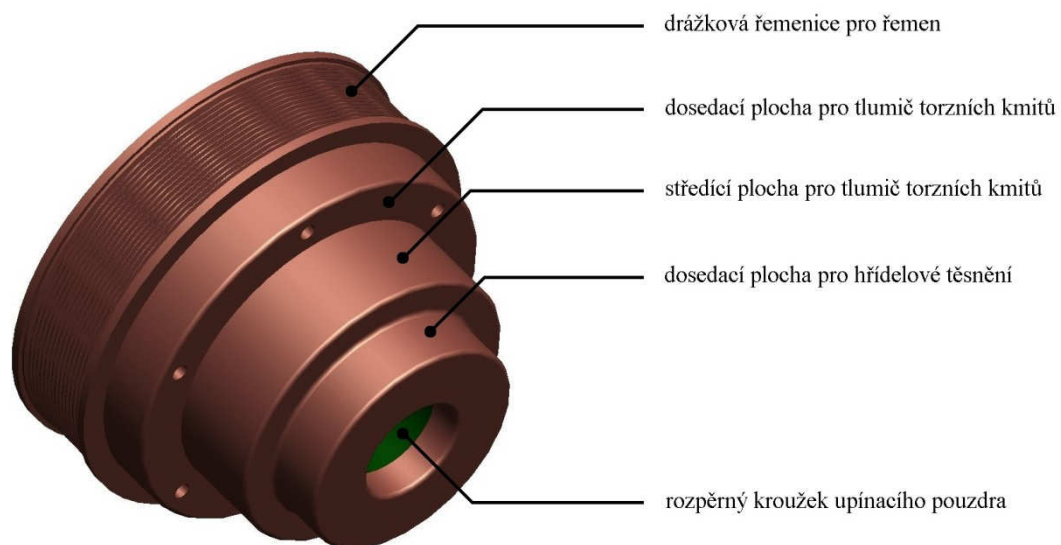
## 5.5 NÁVRH ŘEMENICE

Na předním konci klikového hřídele je umístěna řemenice, která pohání prostřednictvím dvou klínových řemenů vodní čerpadlo, alternátor a přes viskózní spojku ventilátor chladiče. Na řemenici také dosedá hřídelové těsnění, které utěsňuje klikovou skříň. Specifikem traktorových motorů, ze kterého vycházíme je přední vývodový hřídel, tedy taková úprava umožňující odběr krouticího momentu pro pohon další mechanizace. V takovém případě bývá řemenice ještě doplněna o rovnoboké drážkování v čelní stěně.

Řemenice bude muset být modifikována tak, aby umožňovala připevnění navrhovaného tlumiče torzních kmitů. Dle doporučení vedoucího diplomové práce bude přistoupeno k dalším úpravám, kterými tedy jsou:

- nahrazení kuželové dosedací plochy svěrným pouzdem
- vytvoření dosedací a středící plochy pro tlumič torzních kmitů
- nahrazení dvou klínových řemenů plochým drážkovaným řemenem

Tlumič bude uchycený na řemenici šesti šrouby M8x12. Matici bude tvořit závit v řemenici, jehož výběh bude částečně zahlouben do vnitřní stěny, jak je patrné z níže uvedeného obrázku řemenice (obr. 15, 16).



*Obr. 15 Navržená řemenice, pohled na zadní část*



*Obr. 16 Čelní pohled na řemenici s upínacím pouzdem*



## 6 MODÁLNÍ ANALÝZA

Modální analýza je definována jako: „Procesy aplikované na testované součásti nebo struktury s cílem získat matematický popis jejich dynamického chování.“ Obecně řečeno nám tedy poskytuje náhled na chování klikové hřídele za provozu. Je zřejmé, že provedená analýza probíhá za mnohých zjednodušujících předpokladů, neboť například neznáme skutečné rozměrové a hmotnostní úchyly. Některá další zjednodušení, jako například odstranění zaoblení analýzu zjednodušují a urychlují. Veškerá zjednodušení samozřejmě musejí být voleny s technickým citem a znalostí aby nedošlo k nezanedbatelnému zkreslení výsledků.

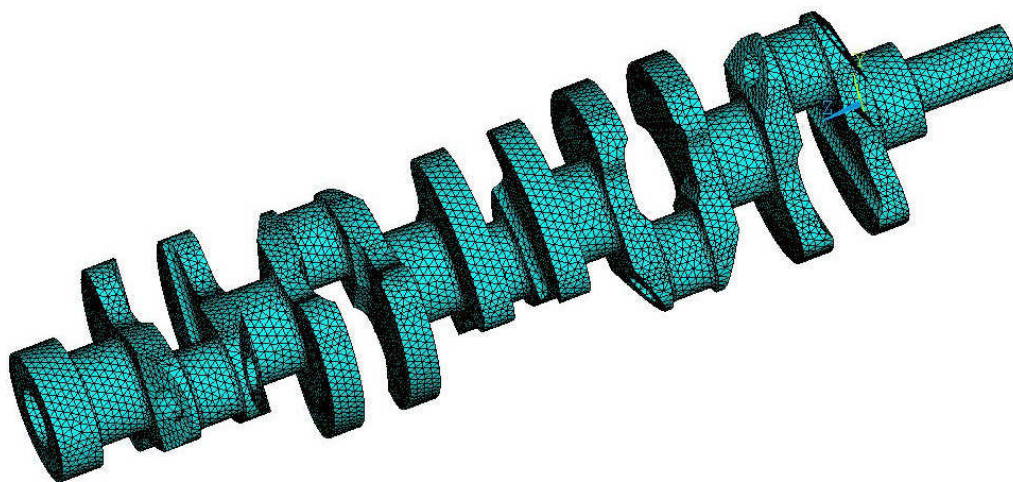
V našem případě bude modální analýza probíhat v prostředí programu ANSYS, kam se importuje vymodelovaná kliková hřídel. Pro zjednodušení byly z hřídele odstraněny mazací kanálky a rádiusy, vyjma funkčních zaoblení na všech čepch.

Dále se v programu musí vytvořit prostorová síť obepínající (definující) tvar modelu, se kterou ANSYS dále pracuje. Vysítování bude provedeno jako volné - free meshing tak, aby v modelu vzniklo přibližně 200 000 prvků. Dále je nutné nastavit vlastnosti materiálu, kterým bude ocel, respektive ocelový výkovek. Požadované hodnoty jsou uvedeny v tabulce 2.

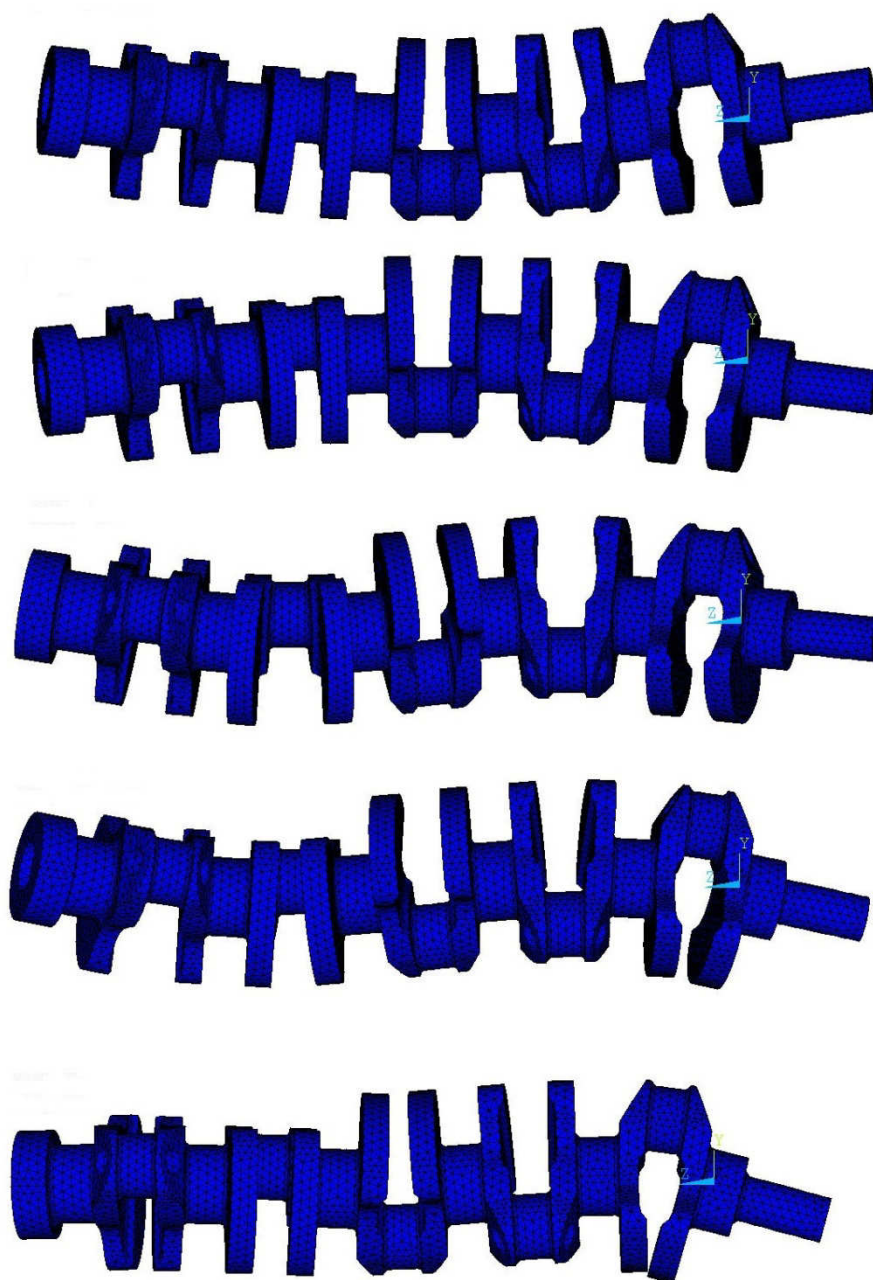
Tab. 2 Požadované vlastnosti oceli

	označení	hodnota	jednotky
Hustota	$\rho$	$7,85 \cdot 10^{-9}$	[t/mm <sup>3</sup> ]
Modul pružnosti	E	$2,1 \cdot 10^5$	[ MPa ]
Poissonova konstanta	$\mu$	0,3	[-]

Po vysítování je možné provést vlastní výpočet, jehož výsledkem jsou vlastní tvary uvedené na obrázku 18 a vlastní frekvence klikového hřídele uvedené v tabulce 3.



Obr. 17 Volně vysítovaný model klikového hřídele



Obr. 18 Vlastní tvary prvních pěti frekvencí

Tab. 3 Vlastní frekvence

Pořadí	1.	2.	3.	4.	5.
Hohnota [Hz]	183,49	187,88	403,85	479,68	526,50

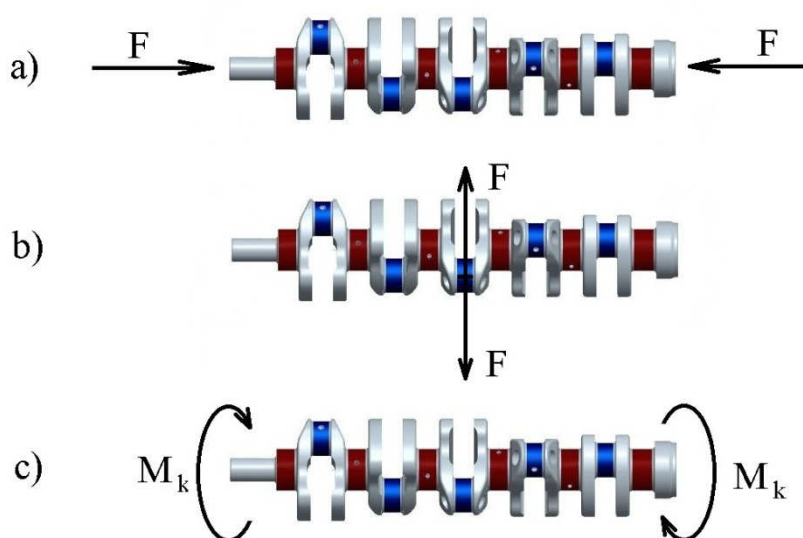


## 7 TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Kmitání hřídele je jednou z hlavních příčin jeho vážných poruch, proto je nezbytné mu věnovat patřičnou pozornost při konstrukci.

V podstatě každé mechanické kmitání je buzeno periodicky proměnnými silami, které působí na soustavu hmotností s pružnou vazbou, tj. na soustavu schopnou kmitat. Takovou soustavou je i klikový mechanismus pístového spalovacího motoru, u něhož jsou hmotné části spojeny pružným klikovým hřídelem. Čím delší a pružnější je klikový hřídel, tím je náchylnější na kmitání. U klikového hřídele víceválcového motoru dochází nejčastěji ke třem druhům kmitání:

- Kmitání podélné (osové), při kterém se KH periodicky osově zkracují, či prodlužují
- Kmitání ohybové, periodický průhyb kolmý k ose KH
- Kmitání torzní, periodické zkrucování kolem osy KH



Obr. 19 Druhy kmitání KH, a) osové, b) ohybové, c) torzní

Praxe a měření prokázaly, že nejnebezpečnější u KH pístových spalovacích motorů je torzní kmitání. Při tomto vzniká rychle proměnlivé zkrucování KH vlivem tangenciálních sil působících na klikových čepech, které se dále přenášejí a způsobují nerovnoměrnou úhlovou rychlost KH a tím vyvolávají nerovnoměrnost chodu motoru. V případě kdy frekvence budících sil kmitání souhlasí s vlastní frekvencí soustavy, dochází k rezonancím. Příslušné kritické otáčky se projevují obvykle značným hlukem a chvěním celého motoru. Dlouhodobější provoz při těchto rezonančních otáčkách může vést až k únavovým lomům KH. Torzní kmitání se také přenáší na další připojená hnaná zařízení, jako např. převodovky, rozvodovky a podobně, které nadměrně namáhá [3].



## 7.1 NÁHRADNÍ TORZNÍ SOUSTAVA

Vlastní výpočet torzního kmitání lze řešit za určitých zjednodušujících předpokladů. Takovým zjednodušením je i náhradní torzní soustava, kdy se kliková soustava zjednoduší na soustavu kotoučů.

„Náhradní torzní soustavu“, kterou nahrazujeme skutečnou torzní soustavu klikového mechanismu, proto volíme tak, aby s ní byla z hlediska střední hodnoty časového průběhu energeticky ekvivalentní. Střední hodnotu časového průběhu stanovíme s uvážením následujících zjednodušujících předpokladů:

- Hmotnosti částí klikového mechanismu jsou konstantní, nezávislé na čase
- Délky částí klikového mechanismu jsou konstantní, nezávislé na čase
- Hmotnosti mechanismů jsou redukovány do rovin ležících v osách válců kolmých na osu klikového hřídele
- Redukovaný hřídel je nehmotný

## 7.2 REDUKCE HMOTNOSTÍ

Jak již bylo naznačeno, celá soustava jednoho zalomení (vlastní zalomení, ojnice, píst, ...) se redukuje do jednoho náhradního kotouče s konstantním momentem setrvačnosti. Pro další výpočet bylo tedy nezbytné domodelovat ojnici, pístní skupinu a řemenici.

Následně jsem momenty setrvačnosti čerpal přímo z programu Pro Engineer, který tyto hodnoty uvádí. Rozdílná hmotnost krajních zalomení je dána umístěním momentových vývažků, moment setrvačnosti setrvačnicku byl zadán vedoucím diplomové práce,  $I_{set} = 1,02 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$ .

Moment setrvačnosti posuvných částí:

$$I_{pos\_c} = (m_p + m_{op}) \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda^2}{8} \right) \cdot r_k^2 [\text{kg} \cdot \text{m}^2]. \quad (29)$$

kde:  $\lambda$  je klikový poměr:

$$\lambda = \frac{r_k}{l_{ojnice}} [-] \quad (30)$$

Moment setrvačnosti rotačních částí:

$$I_{rot\_c} = (m_{ol} + m_{or}) \cdot r_k^2 [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (31)$$

Celkový redukováný moment setrvačností jednoho zalomení:

$$I_{rzal} = I_{zal} + I_{rot} + I_{pos} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]. \quad (32)$$

Redukovaný moment setrvačnosti setrvačnicku:

$$I_{r\_set} = I_{set} + I_{p\_set} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]. \quad (33)$$

kde:  $I_{set}$  je moment setrvačnosti setrvačnicku  
 $I_{p\_set}$  je moment setrvačnosti příruby setrvačnicku na KH





Redukovaný moment řemenice:

$$I_{r\_rem} = I_{rem} + I_{k\_rem} [kg \cdot m^2] \quad (34)$$

kde:  $I_{rem}$  je moment setrvačnosti řemenice  
 $I_{k\_rem}$  je moment setrvačnosti válcového konce KH

Tab. 4 Vypočítané redukované momenty setrvačnosti

Moment set.	$I_{r\_rem}$	$I_{r\_zal1}$	$I_{r\_zal2}$	$I_{r\_zal3}$	$I_{r\_zal4}$	$I_{r\_zal5}$	$I_{r\_set}$
Hohnota	0,035	0,046	0,044	0,044	0,044	0,046	1,025

### 7.3 REDUKCE DÉLEK

Při redukcí délek pružných klikových hřídelí torzní soustavy je také potřebné splnit podmínku ekvivalence, tj. že náhradní redukovaný hřídel musí mít stejnou tuhost jako hřídel skutečný. To znamená, že působením určitého krouticího momentu se musí zkroutit náhradní hřídel o stejný úhel jako hřídel původní. Pro jednoduchý tvar zalomení byla již uveřejněna řada redukčních vzorců, jejichž aplikace není však dosud uspokojující. Je to způsobeno tím, že jednotlivé vztahy byly sestaveny na základě studia určitých typů hřídelí a nemohou tedy univerzálně obsáhnout všechny rozdílně dimenzované hřídele dnešních spalovacích motorů [3].

Po konzultaci s vedoucím diplomové práce jsem se rozhodl počítat redukcí délek zalomení metodou dle Ker-Wilsona. Obdobně jako v předchozí kapitole bude redukovaná délka na straně setrvačnicku složena s redukcí délky zbytku hlavního čepu, příruby a poloviny redukované délky zalomení. Na straně řemenice bude také redukovaná délka zahrnovat polovinu redukované délky zalomení.

Redukce délky jednoho zalomení dle Ker-Wilsona:

$$l_{r\_zal} = D_{red}^4 \cdot \left[ \frac{l_{hc} + 0,4 \cdot D_{hc}}{D_{hc}^4} + \frac{l_{oc} + 0,4 \cdot D_{oc}}{D_{oc}^4} + \frac{r_k - 0,2 \cdot (D_{oc} + D_{hc})}{b_{zal} \cdot h_{zal}^3} \right] [m], \quad (35)$$

kde:  $l_{hc}$  je šířka hlavního čepu  
 $D_{hc}$  je průměr hlavního čepu  
 $l_{oc}$  je šířka ojnicového čepu  
 $D_{oc}$  je průměr ojnicového čepu  
 $r_k$  je rameno kliky  
 $b_{zal}$  je šířka ramen zalomení  
 $h_{zal}$  je tloušťka ramene zalomení  
 $D_{red}$  je roven  $D_{hc}$



Redukovaná délka na straně setrvačnicku:

$$l_{r\_set} = (l_{hc\_set} + 0,085 \cdot D_{hc}) \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{hc}^4} + (l_{p\_set} - 0,085 \cdot D_{hc}) \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{set}^4} + \frac{1}{2} \cdot l_{r\_zal} [m] \quad (36)$$

kde:  $D_{set}$  je průměr příruby setrvačnicku  
 $l_{p\_set}$  je délka příruby setrvačnicku  
 $l_{hc\_set}$  je zbývající délka hlavního čepu

Redukovaná délka na straně řemenice:

$$l_{r\_rem} = (l_{n\_rem} + 0,1 \cdot D_{rem}) \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{rem}^4} + (l_{hc\_k} - 0,1 \cdot D_{rem}) \cdot \frac{D_{red}^4}{D_{hc}^4} + \frac{1}{2} \cdot l_{r\_zal} [m] \quad (37)$$

Kde:  $D_{rem}$  je průměr náboje řemenice  
 $l_{n\_rem}$  je délka náboje řemenice  
 $l_{hc\_k}$  je zbývající délka hlavního čepu

Tab. 5 Vypočítané redukované délky

Redukovaná délka	$l_{r\_rem}$	$l_{r\_zal}$	$l_{r\_set}$
Hodnota [m]	1,082	0,289	0,185

## 7.4 VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ

Vlastní kmitání je druh harmonického pohybu, který je vyvolán krátkodobým působením vnější síly nebo momentu síly, avšak dále probíhá bez jeho dalšího působení. V případě, že by tento pohyb probíhal beze ztrát, probíhalo by toto torzní kmitání neomezeně dlouho. Ve skutečnosti však na torzní soustavu vždy působí pasivní odpory, které absorbují energii volného kmitání, které tím po určité době zaniká a není samo o sobě nebezpečné. Zvláště důležitá je znalost vlastního kmitání, neboť na něm závisí, zda motor může nebo nemůže pracovat při daných provozních otáčkách. Kdyby totiž v určitém režimu práce motoru nastala shoda frekvence periodicky působících sil a momentů v motoru s frekvencí vlastního torzního kmitání klikového mechanismu, vlastní kmitání by nezanklo, ale naopak by došlo ke zvětšování amplitudy kmitů, tj. došlo by k rezonanci, jejíž nežádoucí účinky byly uvedeny dříve [3].

Při návrhu se kontrolují nejčastěji první dvě vlastní frekvence, neboť hodnota dalších, vyšších frekvencí nejčastěji leží mimo spektrum provozních otáček motoru. Pro výpočet tuhosti lze využít po patřičné úpravě obecného vzorce z nauky o pružnosti a pevnosti.



Tuhost nehmotného hřídele:

$$c = \frac{I_p \cdot G}{l_{red}} [N \cdot m \cdot rad^{-1}] \quad (38)$$

kde:  $G$  je modul pružnosti ve smyku

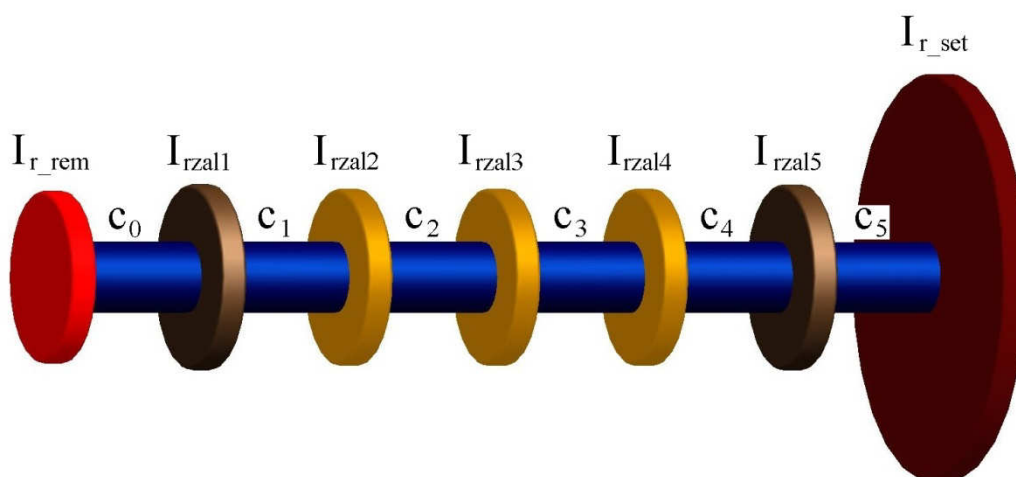
$I_p$  je polární moment průřezu hladkého válcového hřídele

Polární moment válcového hřídele:

$$I_p = \frac{\pi \cdot D_{red}^4}{32} [m^4]. \quad (39)$$

Tab. 6 Výsledné torzní tuhosti

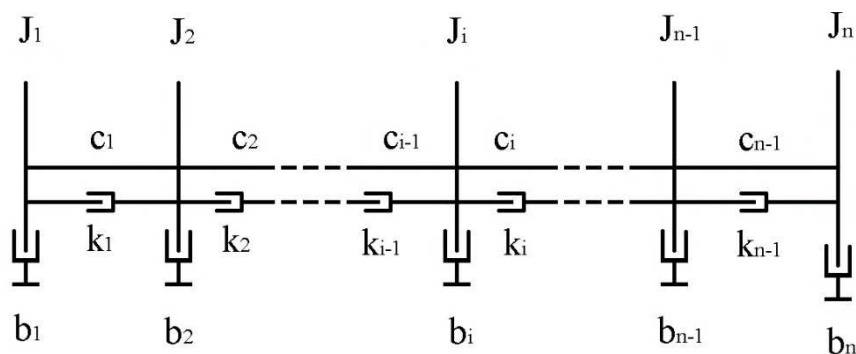
Úsek	$c_0$	$c_1$	$c_2$	$c_3$	$c_4$	$c_5$
Hodnota [ $N \cdot m \cdot rad^{-1}$ ]	$3,003 \cdot 10^5$	$1,126 \cdot 10^6$				$1,752 \cdot 10^6$



Obr. 20 Náhradní torzní soustava

#### 7.4.1 VÝPOČET VLASTNÍHO TORZNÍHO KMITÁNÍ

Pro výpočet vlastního torzního kmitání jsem využil jednoduchého programu HOL32VG. Tento program vychází ze zadaných, dříve vypočítaných počtu náhradních kotoučů, redukovaných momentů setrvačností daných kotoučů, torzních tuhostí jednotlivých částí klikového hřídele a počtu požadovaných vlastních frekvencí. HOL32VG pracuje se soustavou rovnic v komplexní proměnné, kterou je možno zapsat do tridiagonální matice. Výpočtové schéma programu je založeno na Holzerově metodě. Celkový popis Holzerovi iterační metody lze nalézt v literatuře [4], kapitole 3.2 Torzní řetězce. Pro ověření správných hodnot lze ještě využít výpočet pomocí matice tuhosti, který je uveden v příloze. Pro vlastní frekvence torzního řetězce lze vyvodit rovnici popisující volné netlumené kmity systému dle níže uvedeného obrázku.



Obr. 21 Výpočtové schéma torzní soustavy

```
>> NATURAL FREQUENCY CALCULATION <<
*****
GEN.-SET Navrh petivalcoveho hnaciho ustroji bez tlumice torznich kmitu

MOMENTS of INERTIA [kg*m**2]
  J 1:  .035280  J 2:  .045273  J 3:  .044149  J 4:  .044149
  J 5:  .044149  J 6:  .045273  J 7:  1.024862  J

TORSIONAL STIFFNESSES [N*m/rad]
  C 1:  431843.0  C 2:  1125575.0  C 3:  1125575.0  C 4:  1125575.0
  C 5:  1125575.0  C 6:  1752163.0  C

1. NATURAL FREQUENCY [rad/s]:  1432.05  ( => N1 = 13675.1 1/min )

RELATIVE AMPLITUDES:

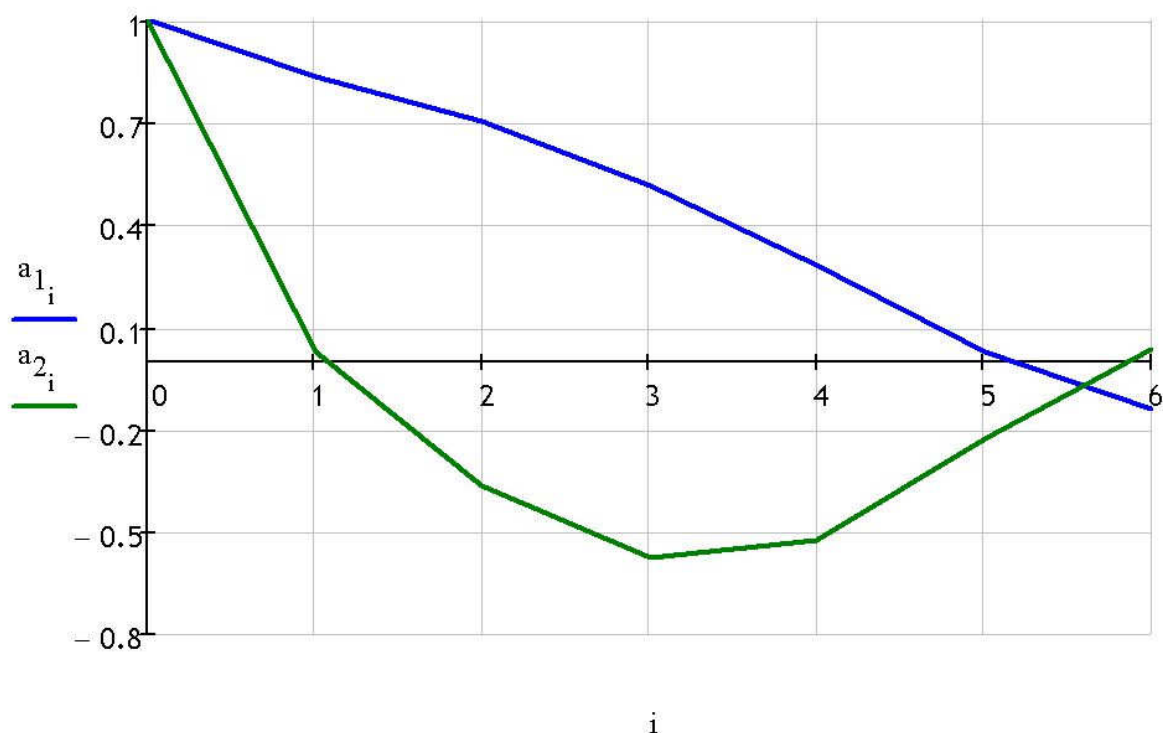
A1:  1.00000
A2:  .83246
A3:  .69951
A4:  .51030
A5:  .28004
A6:  .02725
A7:  -.13658

2. NATURAL FREQUENCY [rad/s]:  3455.78  ( => N2 = 33000.3 1/min )

RELATIVE AMPLITUDES:

A1:  1.00000
A2:  .02435
A3:  -.36167
A4:  -.57827
A5:  -.52400
A6:  -.22428
A7:  .03747
```

Obr. 22 Výstupní hodnoty programu HOL32VG



Obr. 23 Grafické znázornění vlastních tvarů kmitání

## 7.5 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ

Vynucené torzní kmitání vzniká stálým působením časově periodicky proměnného krouticího momentu. Hřídel je pak vystaven vynucenému kmitání s určitou frekvencí. Tento proměnný působící moment se nazývá budícím momentem.

### 7.5.1 HARMONICKÁ ANALÝZA BUDÍCÍHO MOMENTU

Jak již bylo zmíněno budící moment je vyvolán proměnnými silami, kterými jsou síla od tlaku plynů ve spalovacím prostoru a posuvné setrvačné síly. Jejich průběh jak již bylo dříve uvedeno je závislý na čase, ale také na natočení klikového hřídele. Matematicky tento budící moment lze popsat periodickou funkcí, kterou je možné popsat Fourierovou řadou. Pro výpočet je nutné určit řád harmonické složky  $\kappa$ . Tento se určí v závislosti na tom, kolik má harmonická složka period za jednu otáčku klikového hřídele.

Řád harmonické složky  $\kappa$ , pro čtyřdobé motory:

$$\kappa = \frac{k}{2} \quad [-]. \quad (40)$$

kde:  $k$  je definováno pro 1, 2, 3, ...

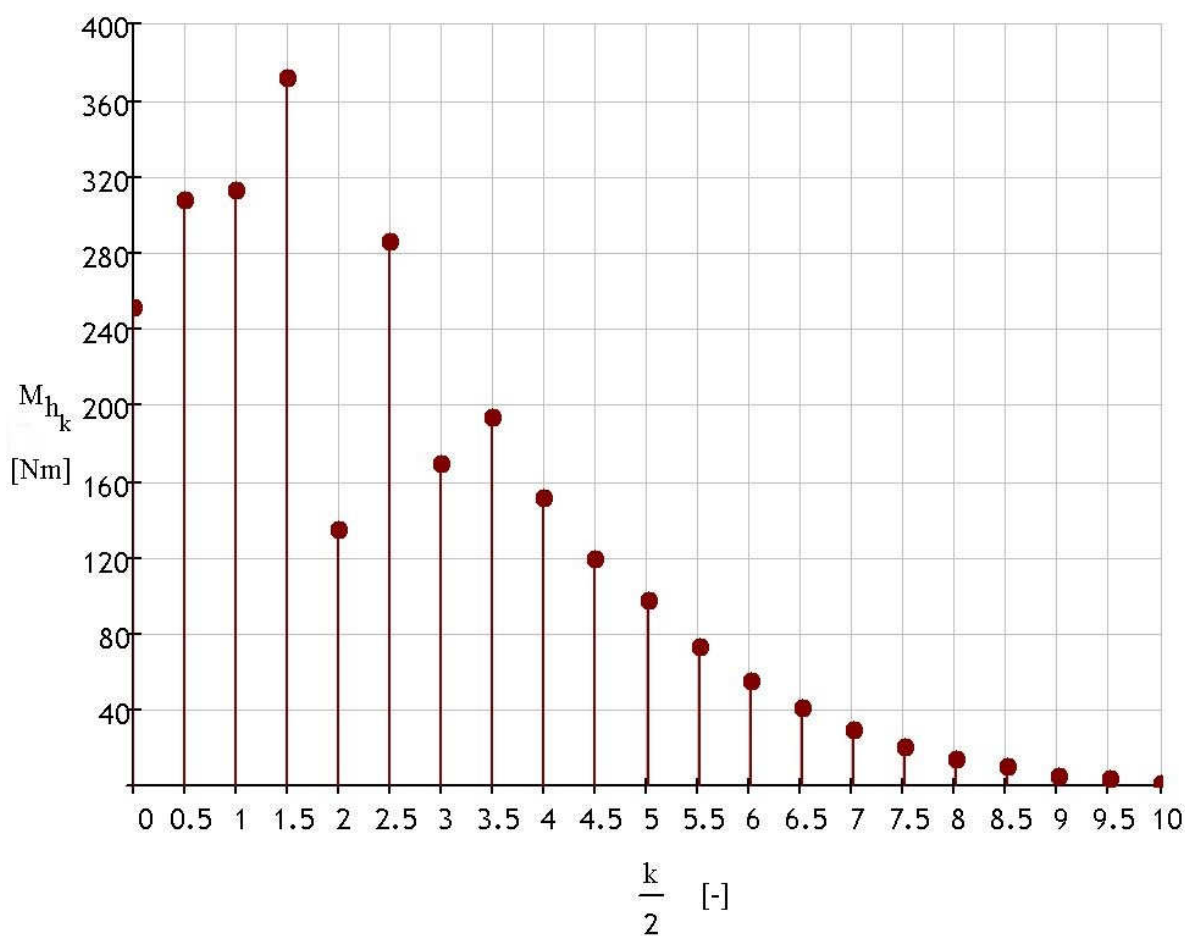


Rozklad budícího momentu se provede pomocí Fourierovi analýzy v oboru komplexních čísel pomocí vztahu pro amplitudu momentu odpovídající harmonické složce  $k$ :

$$M_{t_j} = \frac{2}{n_p} \sum_{j=0}^{n_p-1} M_{t_j} \cdot e^{i \cdot (k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{j}{n_p})} [N \cdot m] \quad (41)$$

kde:  $n_p$  je počet vzorků  
 $k$  je počet diskretních vzorků  
 $M_{t_j}$  je hodnota točivého momentu vzorku  
 $i$  je imaginární jednotka

Dále zjistíme hlavní řady, při kterých mají harmonické složky synchronní průběh. Pro pěti-válcový motor se určí z celočíselného násobku polovičního počtu válců, tedy  $\kappa = 2,5; 5; 7,5; \dots$



Obr. 24 Harmonická analýza krouticího momentu



### 7.5.2 KRITICKÉ OTÁČKY

Každá z harmonických složek krouticího momentu vzbuzuje nezávisle na ostatních složkách vynucené kmitání stejné frekvence, jako má tato složka. Složka řádu  $\kappa$  způsobuje tedy při otáčkách  $n$  vynucené kmitání frekvence  $\kappa n$ . Spalovací motor má tedy řadu kritických otáček, příslušných kmitání jedno-uzlovému, dvou-uzlovému nebo i vyšším stupňům kmitání, dle vztahů [5]:

Stanovení rezonančních otáček pro jedno-uzlové kmitání:

$$n_{1rez} = \frac{N_1}{\kappa} \quad [Hz] \quad (42)$$

kde:  $N_{1(2)}$  jsou kritické otáčky první (druhé) frekvence

Stanovení rezonančních otáček pro dvou-uzlové kmitání:

$$n_{2rez} = \frac{N_2}{\kappa} \quad [Hz] \quad (43)$$

Z těchto kritických otáček nejsou však všechny nebezpečné pro pevnost klikového hřídele, neboť velikost rezonančních výchylek (nakroucení hřídele) závisí jednak na velikosti harmonických složek, jednak na vydatnosti rezonancí, jak je uvedeno dále [5].

Rezonanční otáčky pro navrhovaný hřídel jsou uvedeny dále uvedené tabulce 6. Barevně zvýrazněny jsou směrodatné hodnoty, tedy takové, které se nacházejí v oblasti provozních otáček motoru ( $1000 \div 2500 \text{ min}^{-1}$ )

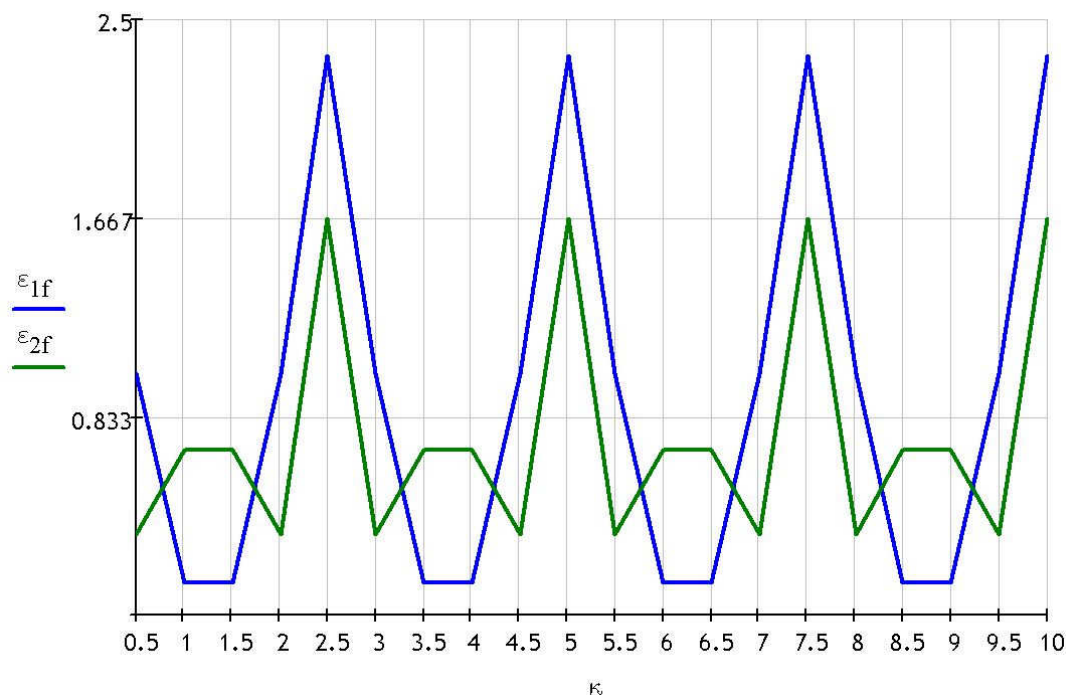
## 7.6 VYDATNOST REZONANCE

Při určování vydatnosti rezonance se vychází z předpokladu rovnosti práce harmonických složek na jednotlivých zalomeních a práce tlumících momentů. Na základě tohoto předpokladu stanovíme rezonanční výchylky jednotlivých hmot torzní soustavy. Práce budících momentů příslušných jednotlivým válcům je pak dána součtem jednotlivých prací na jednotlivých zalomeních. Neboť dosud neznáme skutečné amplitudy torzních výchylek, počítáme dále s poměrnými výchylkami jednotlivých hmot, jak byly určeny při vlastním kmitání soustavy. Harmonické momenty jednotlivých válců mají stejnou velikost, avšak různou fázi podle zápalů. Poměrné výchylky příslušné jednotlivým válcům, mají různou velikost, avšak stejnou fázi, neboť výkmity jednotlivých hmot torzní soustavy dosáhnou současně největších hodnot [5]. Vydatnost rezonancí se počítá prostřednictvím vektorového součtu poměrných amplitud.

Vydatnost rezonancí:

$$\varepsilon = \sqrt{\left[ \sum_i a_i \cdot \cos(\delta \cdot \kappa) \right]^2 + \left[ \sum_i a_i \cdot \sin(\delta \cdot \kappa) \right]^2} \quad [-], \quad (44)$$

kde:  $a$  je poměrná amplituda vlastní frekvence  
 $\delta$  je úhel natočení ramen KH



Obr. 25 Průběh vydatnosti rezonancí

## 7.7 TORZNÍ VÝCHYLKY V REZONANCI

Velikost torzních výchylek v rezonanci je dána velikostí tlumících odporů. Předpokládáme-li, že tlumící odpory jsou úměrné kmitové rychlosti, v rezonanci je tvar vynuceného kmitání stejný jako tvar vlastního kmitání a při tom uvažujeme, že je tlumeno jen kmitání hmot klikového ústrojí, nikoliv setrvačnicku nebo jiné hmoty připojené ke klikovému hřídeli, lze potom uvažovat velikost výsledné torzní výchylky volného konce hřídele jako  $\phi_j$ .

Výsledné hodnoty torzních výchylek jsou uvedeny v tabulce č. 6.

Velikost torzní výchylky volného konce hřídele:

$$\phi_j = \frac{M_j \cdot \varepsilon_j}{\xi \cdot \Omega \cdot \sum_i a_i} [\text{rad}], \quad (45)$$

kde:  $\xi$  je velikost tlumících odporů.

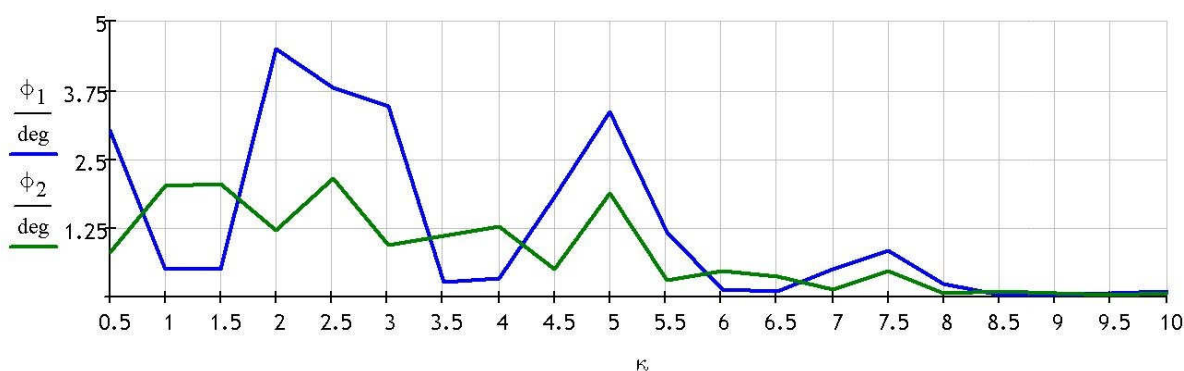
Hodnota velikosti tlumících odporů byla zadána,  $\xi = 2,2 \text{ [N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}]$





Tab. 7 Rezonanční otáčky jedno-uzlového a dvoj-uzlového kmitání

Řád harmonické složky	Jedno-uzlové kmitání		Dvou-uzlové kmitání		
	$\kappa$ [-]	$n_{1rez}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$\Phi_1$ [ $^\circ$ ]	$n_{2rez}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$\Phi_2$ [ $^\circ$ ]
0.5		27350	3,04	66001	0,82
1		13675	0,51	33000	2,02
1.5		9117	0,52	22000	2,05
2		6838	4,50	16500	1,21
2.5		5470	3,80	13200	2,14
3		4558	3,46	11000	0,93
3.5		3907	0,28	9429	1,12
4		3419	0,32	8250	1,27
4.5		3039	1,83	7333	0,49
5		2735	3,35	6600	1,89
5.5		<b>2486</b>	1,17	6000	0,31
6		<b>2279</b>	0,12	5500	0,48
6.5		<b>2103</b>	0,09	5077	0,36
7		<b>1954</b>	0,49	4714	0,13
7.5		<b>1823</b>	0,83	4400	0,47
8		<b>1709</b>	0,25	4125	0,07
8.5		<b>1609</b>	0,02	3882	0,09
9		<b>1519</b>	0,02	3474	0,07
9.5		<b>1439</b>	0,07	3473	0,02
10		<b>1368</b>	0,11	3300	0,06



Obr. 26 Torzní výchylky volného konce KH pro jedno-uzlové a dvoj-uzlové kmitání



Jak lze vidět v tab. 6 a obr. 26, nejvyšší torzní výchylka volného konce KH pro první vlastní frekvenci odpovídá řádu  $\kappa=2$ , jeho maximální velikost je  $\Phi_1=4,5^\circ$ . Tato výchylka se nachází zcela mimo provozní otáčky KH a tedy nepředstavuje relevantní hodnotu.

Z hlediska provozu, jsou významné torzní výchylky náležející nižším řádům, např.  $\Phi_1 = 3,35$  pro řád  $\kappa = 3$ . I když toto maximum neleží přímo v provozních otáčkách, nachází se v jejich blízkosti a je třeba mu tedy věnovat pozornost. Vzhledem k poměrně velkým výchylkám v oblasti provozních otáček, je nutné KH opatřit tlumičem torzních kmitů, jak je také stanoveno zadáním.

Torzní výchylky odpovídající druhé vlastní frekvenci nejsou v provozní oblasti významné, jak je také vidět ve zmíněných obrázcích.



## 8 NÁVRH TLUMIČE TORZNÍHO KMITÁNÍ

Jak již bylo uvedeno, dříve torzní kmity značně namáhají klikový hřídel motoru tak, že v mnohých případech je toto namáhání rozhodující pro posouzení spolehlivosti jeho provozu. Obvykle je namáhání torzními kmity mnohonásobně vyšší než namáhání od užitečného zatížení motoru a bývá hlavní příčinou únavových lomů. Z uvedeného je zřejmé, že je nutné hledat způsoby jak toto nežádoucí kmitání snížit či odstranit. Jedním ze způsobů, jak se vyrovnat nebezpečných rezonancí je změna torzní soustavy, tj. zvýšení nebo snížení frekvence vlastního torzního kmitání KH. Tím se dosáhne přesunutím nebezpečných otáček z rozsahu otáček provozních. Aby se dosáhlo vyšší frekvence vlastního kmitání KH, je neúčinnějším a jednoduchým řešením, když se zvětší tuhost KH zesílením jeho čepů a ramen. Méně účinné je odlehčení všech kmitajících součástí. Na vydatnost rezonancí má také značný vliv pořadí práce válců. U řadových motorů se změnou pořadí vznětů může změnit vydatnost rezonancí slabých harmonických složek, takže se dosáhne klidného pásma otáček mezi silnými rezonančními otáčkami. U vozidlových motorů se nejčastěji toto kmitání potlačuje tlumiči torzních kmitů, které jsou v podstatě přídatným torzním systémem, skládajícím se obecně z pružného členu a rotující hmotnosti. Připojují se obvykle v místech největších torzních výchylek, tj. na volném konci KH. Podle funkce můžeme rozdělit tlumiče torzních kmitů do tří skupin[3]:

- Třecí tlumiče, které prostřednictvím tlumících odporů přeměňují kmitovou energii v teplo
- Rezonanční tlumiče, u nichž se v teplo přeměňuje jen část kmitové energie. Torzní kmitání KH se zde tlumí rezonancí tlumiče.
- Dynamické tlumiče, nazývané též měniče, u nichž se kmitová energie nemaří, nýbrž se kompenzuje pomocným torzním systémem (odstředivým kyvadlem), např. u leteckých hvězdicových motorů.

V rámci mého zadání je dáno pořadí vznětů a požadováno dodržení hlavních rozměrů klikového hřídele čtyř válcového motoru Zetor. Dále z předchozích výpočtů se jeví jako potřebné kmity nějakým způsobem eliminovat a jako poslední se tedy nabízí použití tlumiče torzních kmitů a je také požadován zadáním diplomové práce. Konkrétně je požadován návrh viskózního tlumiče torzních kmitů.

Konstrukce viskózního tlumiče se skládá z co nejlehčího rámu tlumiče, na jehož rotačním obvodu je dutina, v níž je uložen na olejovém filmu těžký prstenec. Vzhledem k malé závislosti viskozity na teplotě se užívá silikonových olejů, v nichž (třením mezi rámem, olejem a „plovoucím“ prstencem) dochází k maření energie torzního kmitání a přeměně na teplo.

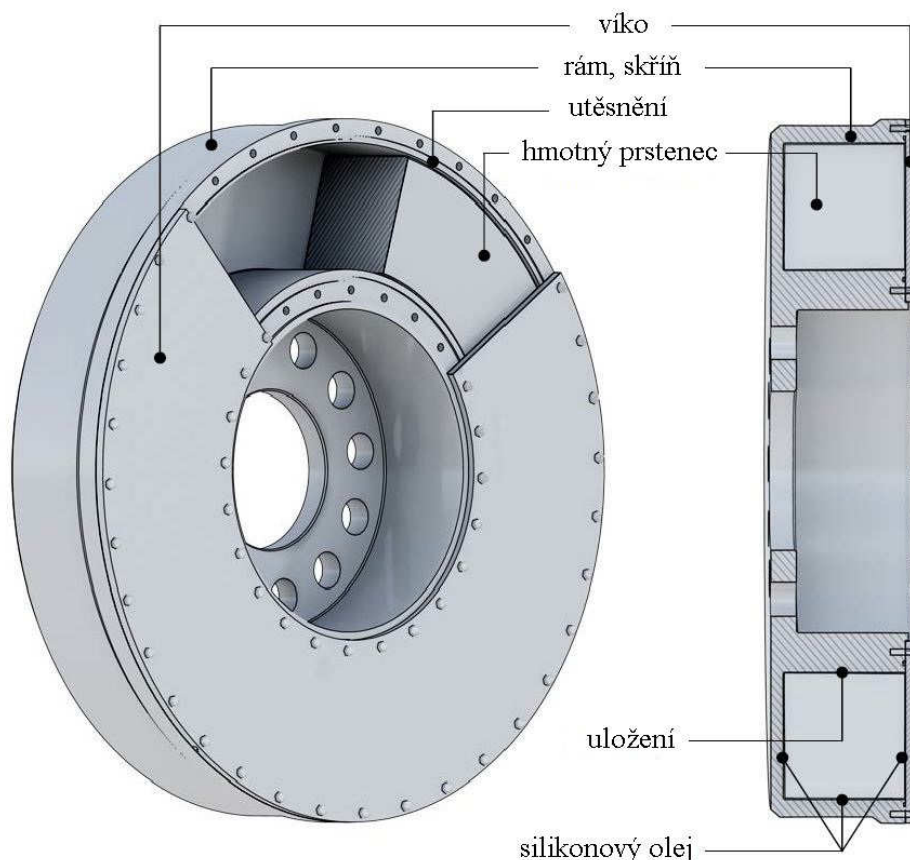
### 8.1 VÝPOČETNÍ NÁVRH VISKÓZNÍHO TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ

Při návrhu budu vycházet z předpokladů zavedených v literatuře [3]. Moment setrvačnosti tlumiče v počátku volím:  $I_{tl} = 0,04$  [kg·m<sup>2</sup>]. Z toho bude dopočítána poměrná velikost tlumiče, jejíž výsledná hodnota by se měla pohybovat v rozsahu 0,2 až 0,35 [-], některá literatura udává jako horní doporučenou hodnotu 0,4. Pokud tomu tak není, je třeba znovu zvolit  $I_{tl}$  a výpočet opakovat.

Na základě navrženého momentu setrvačnosti hmotného prstence, navrhnu jeho rozměry a vymodeluji prstenec v programu Pro Engineer tak, abych dosáhl přibližně navrhovaného



momentu setrvačnosti a zachoval celistvé rozměry prstence. Na základě vymodelovaného prstence stanovím rozměry skříně tlumiče. Poté je třeba hmotnost skříně zahrnout do výpočtu efektivního momentu setrvačnosti soustavy a opětovně překontrolovat poměrnou velikost tlumiče. Moment setrvačnosti skříně zahrnu do momentu setrvačnosti řemenice, na které bude tlumič usazen. Souhrnnou hodnotu opět čerpám z programu Pro Engineer.



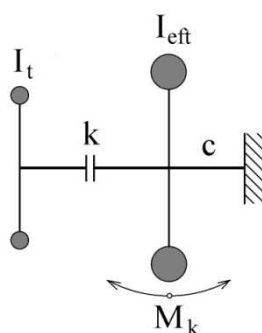
Obr. 27 Řez tlumičem torzních kmitů Geislinger [6]

Vlastní výpočet torzní soustavy s tlumičem bude proveden dle níže uvedeného schématu. Předěšlá torzní soustava bude uvažována jako jeden vetknutý náhradní kotouč  $I_{eff}$  na hřídeli o určité tuhosti  $c$ . Zjednodušená soustava bude tlumena pomocí druhého kotouče představujícího prstenc tlumiče  $I_t$ , který je připojen prostřednictvím kapalinného tření se součinitelem  $k$ .

Efektivní moment setrvačnosti soustavy bez tlumiče:

$$I_{ef} = \sum_{i=0}^6 (I_i \cdot a_i^2) \quad [kg \cdot m^2], \quad (46)$$

kde:  $I_i$  je moment setrvačnosti náhradních kotoučů  
 $a_i$  poměrná amplituda náhradního kotouče



Obr. 28 Schéma výpočtového modelu s tlumičem

Poměrná velikost (tlumícího) prstence tlumiče:

$$\mu_{tl} = \frac{I_{tl}}{I_e} \quad [-] \quad (47)$$

Optimální ladění tlumiče:

$$w = \frac{1}{1 + \mu_{tl}} \quad [-] \quad (48)$$

Poměrný útlum tlumiče:

$$\gamma_{tl} = \sqrt{\frac{1}{2 \cdot [(1 + \mu_{tl}) \cdot (2 + \mu_{tl})]}} \quad [-]. \quad (49)$$

Poměr úhlové rychlosti vynuceného kmitání:

$$\eta_{tl} = \sqrt{\frac{2}{2 + \mu_{tl}}} \quad [-] \quad (50)$$

Vlastní úhlová frekvence soustavy s tlumičem v rezonanci:

$$\Omega_{tl} = \Omega_i \cdot \eta_{tl} \quad [-] \quad (51)$$

Součinitel tlumení:

$$k_{tl} = 2 \cdot \gamma_{tl} \cdot I_{tl} \cdot \Omega_{tl} \quad [N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1}] \quad (52)$$



Tab. 8. Výsledné základní parametry tlumiče

	označení	hodnota	jednotky
Efektivní moment setrvačnosti soustavy	$I_{ef}$	0,178	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
Moment setrvačnosti prstence tlumiče	$I_{tl}$	0,047	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
Poměrná velikost	$\mu_{tl}$	0,263	[-]
Ladění tlumiče	w	0,792	[-]
Poměrný útlum	$\gamma_{tl}$	0,418	[-]
Poměr úhlové rychlosti vynuceného kmitání	$\eta_{tl}$	0,94	[-]
Vlastní úhlová frekvence	$\Omega_{tl}$	1102,7	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$
Součinitel tlumení	$k_{tl}$	46	$[\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}\cdot\text{rad}^{-1}]$

## 8.2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH VISKÓZNÍHO TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ

### 8.2.1 NÁVRH TLUMÍČÍHO PRSTENCE

Jak bylo popsáno dříve, na základě požadovaného momentu setrvačnosti byl vymodelován tlumící prstenc v programu Pro Engineer. Následně byly jeho rozměry optimalizovány tak, aby byl přibližně zachován moment setrvačnosti za podmínky relativně celistvých rozměrů. Výsledný prstenc má obdélníkový průřez o vnitřním průměru 200,4 mm, vnějším 253,6 mm a šířce 25,6 mm. Vyrábět bych ho navrhoval jako odlitek, neboť výroba z polotovaru, např. plechu by vyžadovala velký prořez. Nicméně technologie výroby je nad rámec návrhu, proto ji dále nebudu rozvádět.

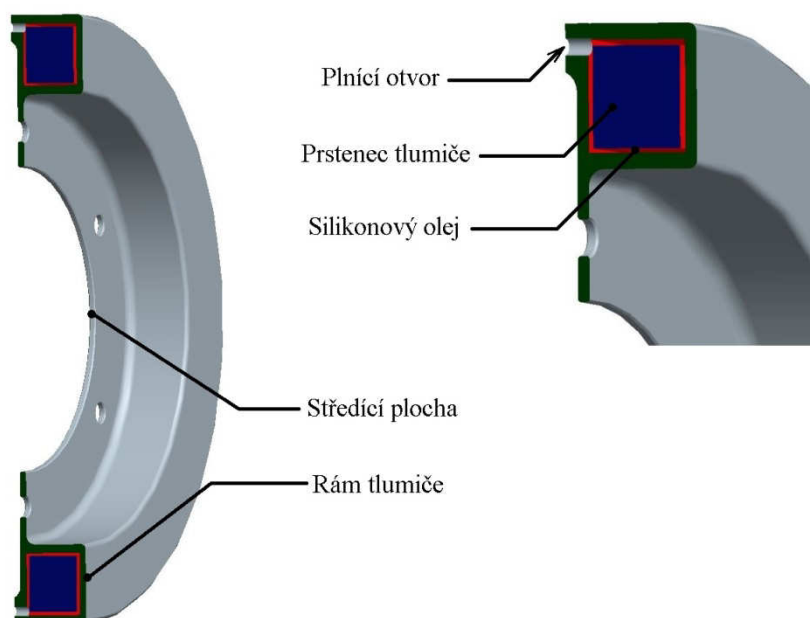
Silikonový olej má nevýhodnou vlastnost, že v tenké vrstvě a při velké smykové rychlosti ztrácí při určité kombinaci materiálů mazivost a hrozí nebezpečí, že by se tlumič mohl za provozu přidírat. Zejména špatnou kombinací je ocel na oceli, nebo ocel na litiň. Z tohoto důvodu bývá prstenc opatřen kluznými pouzdry ze speciálního fosforového bronzu na vnitřním průměru, nebo jeho povrch je kadmiován. Já z hlediska konstrukční a výrobní jednoduchosti uvažuji povrch kadmiovat.

### 8.2.2 NÁVRH SKŘÍNĚ TLUMIČE

Další součástí je rám tlumiče a jeho víko. Zde se uplatňují jak plechové výlisky, tak odlitky. Menší tlumiče automobilových motorů využívají zpravidla plechových výlisků, jejichž víko je následně zaválcováno, zavařeno, či přilepeno. Odlitky se používají spíše u větších konstrukcích tlumičů, např. pro potřeby lodních motorů. V takovém případě dosahují vnější průměry skříní tlumičů až několik metrů a nezbytná tuhost skříně umožňuje víka připevňovat šroubovými spoji. V případě automobilového tlumiče by použití šroubů vyžadovalo silnou stěnu pro umístění závitů, což by nepříjemným způsobem navyšovalo hmotnost.



V případě velkosériové výroby je možné použít odlitek i pro náš případ. Uvažuji tedy skříň jako odlitek. Víko bych navrhoval z důvodů nebezpečí tepelné deformace vyříznout vodním paprskem z ocelového plechu a po opracování usadit na skříň a zavařit laserovým paprskem a následně opracovat hranu u svaru (R3). Plnicí a odvzdušňovací otvor bude v nálitku na skříni, který bude po naplnění uzavřen šroubem M5x10 a dotěsněn tmelem.



Obr. 29 Řez navrženým viskózním tlumičem torzních kmitů



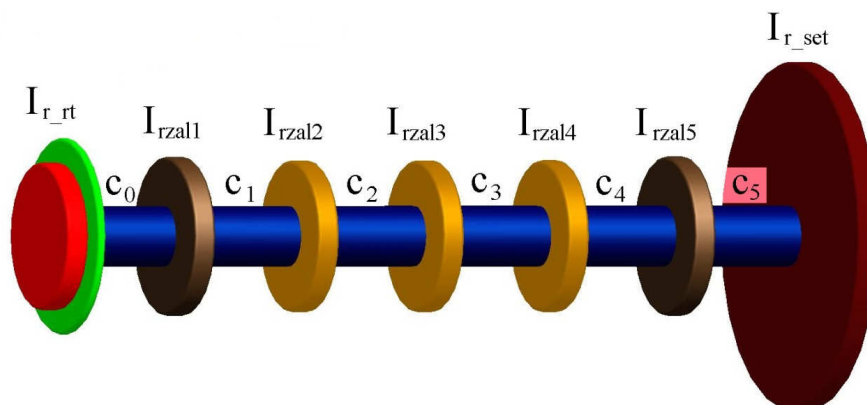
Obr. 30 Pohled na sestavu řemenice a tlumiče



## 9 VÝPOČET TORZNÍ SOUSTAVY S TLUMIČEM

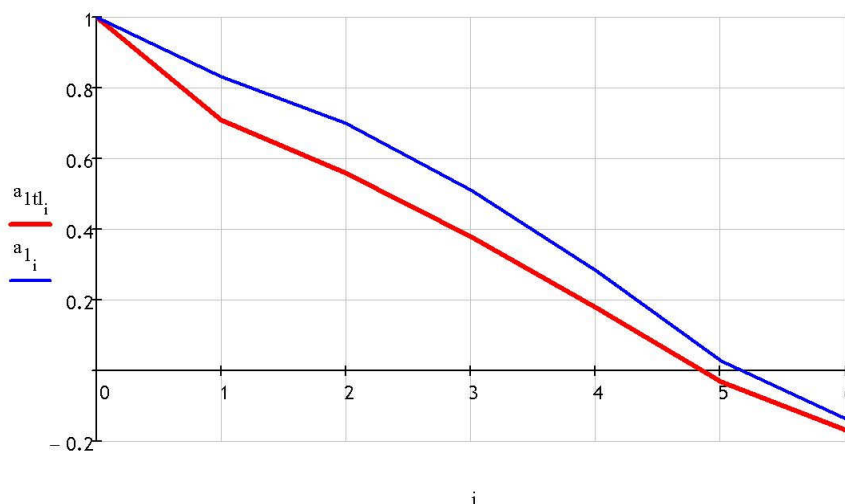
### 9.1 VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ SOUSTAVY SE SKŘÍNÍ TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ:

Postup je prakticky shodný jako v kap. 7.4.1. V programu HOL32VG navýšíme hodnotu momentu setrvačnosti řemenice tak, aby odpovídala připevněnému rámu tlumiče torzních kmitů, jak je zřejmé z obrázku 31. Následující výpočtové postupy jsou pak identické.



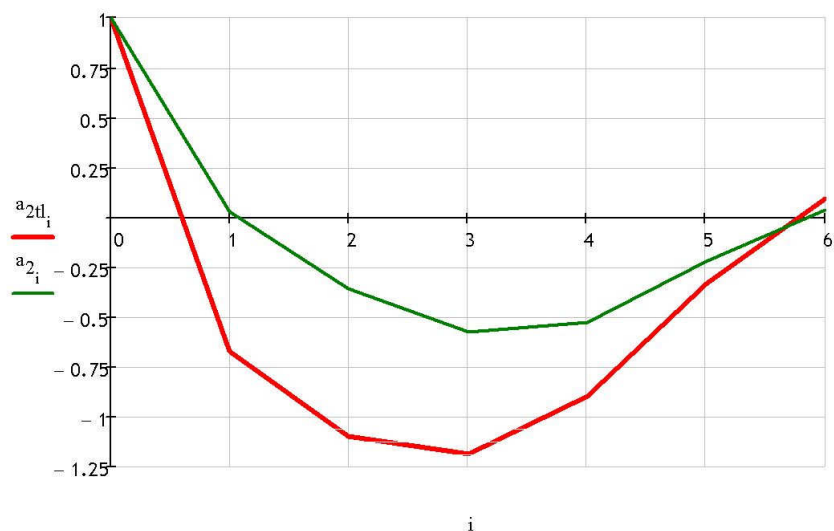
Obr. 31 Náhradní torzní soustava se zahrnutým tlumičem torzních kmitů

Jak je zřejmé z obrázků 32 a 33, průběh křivek je podobný. Umístěním skříně tlumiče na přední konec hřídele má za následek nárůst kmitající hmoty a tomu odpovídající změnu poměrných amplitud. V případě jedno-uzlového kmitání došlo prakticky pouze k posunu uzlu kmitání ve směru navýšené hmoty. V případě dvou-uzlového kmitání zůstaly uzly kmitání téměř zachovány a došlo k nárůstu poměrných amplitud.



Obr. 32 Porovnání prvního vlastního tvaru soustavy s tlumičem a bez tlumiče





Obr. 33 Porovnání druhého vlastního tvaru soustavy s tlumičem a bez tlumiče

```
>> NATURAL FREQUENCY CALCULATION <<
*****

GEN.-SET Navrh petivalcoveho hnaciho ustroji s tlumicem torznich kmitu

MOMENTS of INERTIA [kg*m**2]
  J 1:   .090870  J 2:   .045273  J 3:   .044149  J 4:   .044149
  J 5:   .044149  J 6:   .045273  J 7:   1.024862  J

TORSIONAL STIFFNESSES [N*m/rad]
  C 1:  431843.0  C 2:  1125575.0  C 3:  1125575.0  C 4:  1125575.0
  C 5:  1125575.0  C 6:  1752163.0  C

1. NATURAL FREQUENCY [rad/s]:  1173.10  ( => N1 = 11202.3 1/min )

RELATIVE AMPLITUDES:
A1:   1.00000
A2:   .71042
A3:   .56000
A4:   .37935
A5:   .17822
A6:  -.03253
A7:  -.16675

2. NATURAL FREQUENCY [rad/s]:  2816.75  ( => N2 = 26898.0 1/min )

RELATIVE AMPLITUDES:
A1:   1.00000
A2:  -.66952
A3:  -1.09640
A4:  -1.18207
A5:  -.89989
A6:  -.33765
A7:   .09274
```

Obr. 34 Výstupní hodnoty programu HOL32VG pro systém s tlumičem



## 9.2 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ:

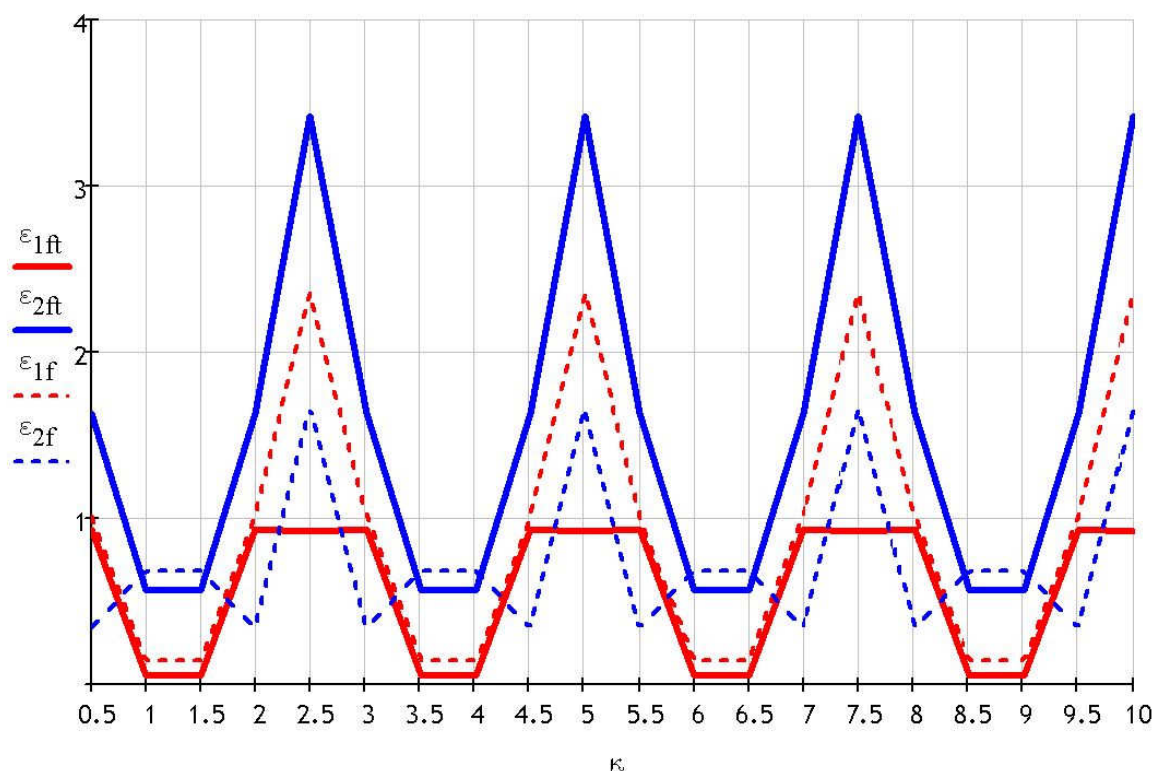
Přidáním torzního tlumiče došlo ke změně soustavy a je tedy nutné opakovat výpočet analogicky jako v kapitole 7.5. Přidáním tlumiče se snížila vlastní frekvence KH, jak lze vidět v tabulce.

Tab. 9 Rezonanční otáčky jedno-uzlového a dvoj-uzlového kmitání soustavy s tlumičem

Řád harmonické složky	Jedno-uzlové kmitání		Dvou-uzlové kmitání	
	$n_{1rez}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$\Phi_1$ [ $^\circ$ ]	$n_{2rez}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$\Phi_2$ [ $^\circ$ ]
0.5	22405	0,36	53796	0,17
1	11202	0,02	26898	0,07
1.5	7468	0,02	17932	0,07
2	5601	0,54	13449	0,25
2.5	4481	0,19	10759	0,19
3	3734	0,41	8966	0,19
3.5	3201	0,01	7685	0,04
4	2801	0,01	6725	0,05
4.5	<b>2489</b>	0,22	5977	0,10
5	<b>2241</b>	0,17	5380	0,17
5.5	<b>2037</b>	0,14	4891	0,07
6	<b>1867</b>	0,01	4483	0,02
6.5	<b>1723</b>	0,00	4138	0,01
7	<b>1600</b>	0,06	3843	0,03
7.5	<b>1494</b>	0,04	3586	0,04
8	<b>1400</b>	0,03	3362	0,01
8.5	<b>1318</b>	0,00	3165	0,00
9	<b>1245</b>	0,00	2989	0,00
9.5	<b>1179</b>	0,01	2831	0,00
10	<b>1120</b>	0,01	2690	0,01

### 9.2.1 PŘEPOČET VYDATNOSTÍ REZONANCÍ SOUSTAVY S TLUMIČEM

Obdobně jako u kap. 7.5.2 kritické otáčky je nutné provést opakovaně výpočet vydatností rezonancí, neboť přidání tlumiče vede ke změně hodnot poměrných amplitud. Jak je vidět na obrázku 35, hmota skříně tlumiče umístěná na volném konci KH vede k navýšení vydatnosti rezonancí. Čárkovaně jsou v grafu vyneseny hodnoty pro systém bez skříně tlumiče torzních kmitů.



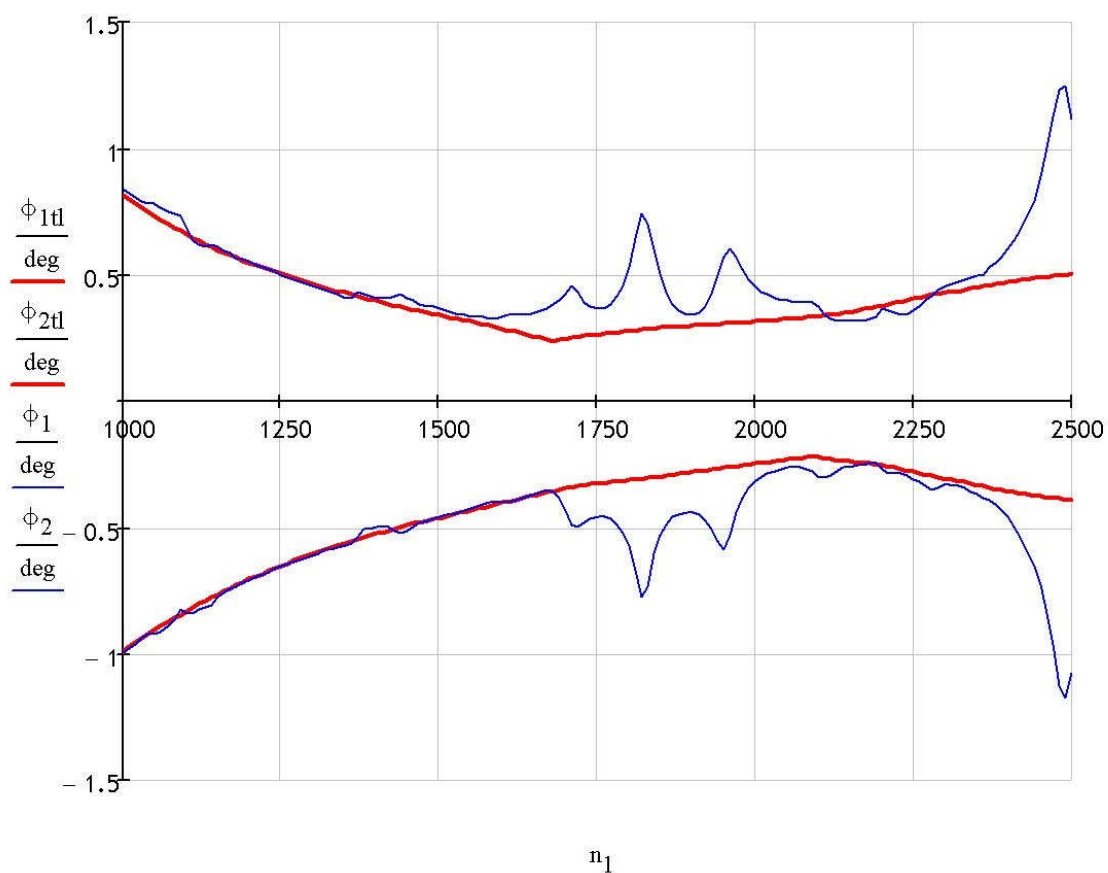
Obr. 35 Porovnání velikostí amplitud systému s, a bez tlumiče

Taktéž se zmenší torzní výchylky v důsledku tlumení, které je třeba zahrnout do výpočtu dle vzorce 53. Výsledné hodnoty jsou zahrnuty v předchozí tabulce č. 9.

Velikost torzních výchylek volného konce KH s tlumičem torzních kmitů:

$$\phi_{tl} = \frac{M_j \cdot \varepsilon_j}{\Omega_{tl} \cdot \left[ \xi \cdot [\sum_{i=2}^6 a_i^2] + \frac{\xi_{tl}}{1 + \left( \frac{\xi_{tl}}{I_{tl} \cdot \Omega_{tl}} \right)} \right]} \quad [rad] \quad (53)$$

kde:  $\varepsilon_j$  je vydatnost rezonance s tlumičem  
 $\Omega_{tl}$  je úhlová rychlost kmitání soustavy s tlumičem  
 $\xi_{tl}$  tlumení tlumiče torzních kmitů



Obr. 36 Porovnání výchylek volného konce KH soustavy bez a s tlumičem torzních kmitů



## 10 PEVNOSTNÍ KONTROLA

V souladu se zadáním je provedena pevnostní kontrola klikového hřídele prostřednictvím metody konečných prvků (dále jen MKP). Podstata spočívá v nahrazení objemů prostorovou sítí, tedy konečným počtem prvků a uzlů. Hledané hodnoty jsou pak vypočítávány v jednotlivých uzlech a skutečný spojitý objem tělesa je nevýznamný.

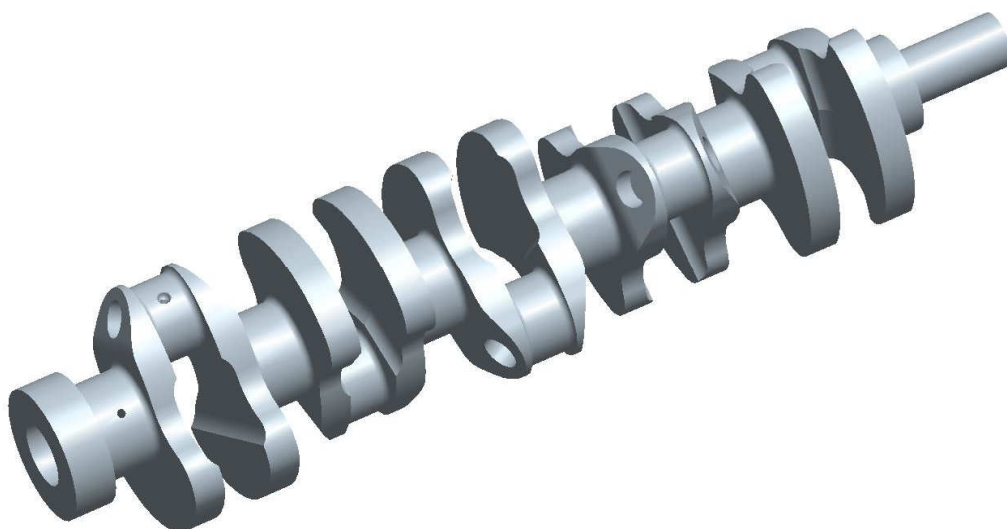
Jak bylo již dříve uvedeno, model kliky byl vytvořen v prostředí programu Pro Engineer Wildfire 5, prostorová síť byla vytvořena prostřednictvím programu ICEM CFD a vlastní výpočet proveden v programu Ansys 12.1.

### 10.1 MODELOVÁNÍ KH V PRO ENGINERU

Model byl vytvořen na základě podkladů vedoucího diplomové práce a pro potřeby následujícího síťování, resp. výpočtu zjednodušen. Toto bylo konzultováno s vedoucím diplomové práce prof. Píštěkem, popř. Ing. Ramíkem.

Je poměrně zřejmé, že pro výsledný průběh sil nemají velký význam vytvořená protizávaží a tp. Na základě obdobných předpokladů byly odstraněny veškeré zaoblení, sražení a obdobné úpravy komplikující vlastní tvar KH. Ponechány byly zaoblení R5 na všech čepech, neboť mají, jak bude zřejmé i dále stěžejní význam na výsledné pevnosti. Vezmeme-li v potaz, že výsledné síly jsou násobkem jednotlivých průběhů od válcových jednotek, je zřejmé, že nejvíce bude zatížený KH v místě odběru krouticího momentu, resp. v nejslabším místě ležícím v jeho blízkosti. Tímto místem je jak se dle předpokladu prokázalo přechod ramen do ojničního čepu na posledním, pátém zalomení, kde také velkou roli sehrává vyústění mazacího kanálku. Mazací kanálek byl ponechán jen na tomto, posledním zalomení.

Takto upravený model byl pro potřeby načtení do prg. ICEM uložen ve formátu STEP („stp“) jako skořepinový model („shell“).



*Obr. 37 Výchozí tvar KH, pro následný výpočet*

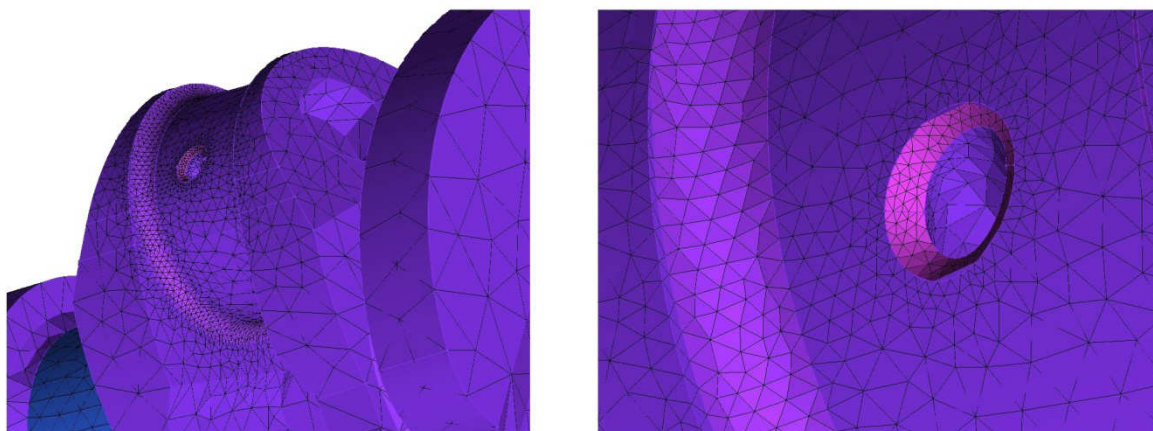


## 10.2 VYTVOŘENÍ PROSTOROVÉ SÍTĚ V ICEMU

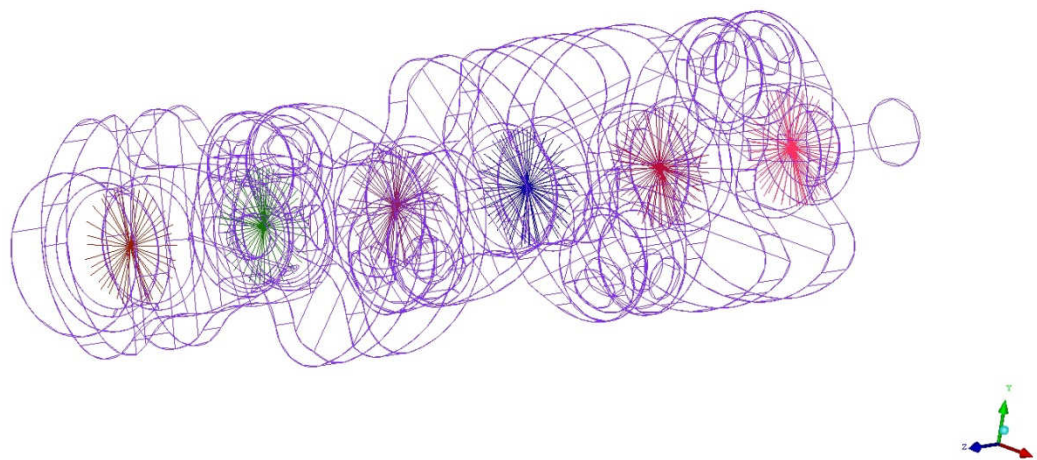
Vlastní síťování lze provést přímo v Ansysu, nicméně KH je poměrně komplikovaný tvar a Icem nabízí více možností síťování. Po načtení skořepinového modelu je třeba zkontrolovat geometrii, neboť může a dochází jistým chybám, například nesouososti křivek, které tvoří vlastní plochy. Icem nabízí široký prostor pro obdobné opravy, na rozdíl od Ansysu, kde se ne vždy možný problém podaří odstranit.

Po odstranění případných chyb geometrie lze přistoupit k tvorbě vlastní sítě. Z hlediska přesnosti je výhodná co nejhustější síť, ale ta by vedla k neúměrně dlouhému hardwarově náročnému výpočtu. Z tohoto důvodu se vytváří hustotně proměnná síť, kdy se důsledně zasítují místa potenciálně zajímavá, kterými v našem případě jsou přechody rádiusů na posledním zalomení a vyústění mazacího kanálku na klikovém čepu. Po vytvoření povrchové sítě se vytvoří objemová síť, přičemž na sebe navazují.

Vlastní povrchovou síť jsem původně vytvářel metodou *AUTOBLOCK* za použití elementů *ALL QUAD*. Tyto byly posléze (na závěr) převedeny na elementy typu *TRI*. Při objemovém síťování byla využita metoda *QUICK* a typ elementu *Terra/Mixed*. Nicméně přístup, kdy se vytvoří důsledná funkční povrchová síť, na kterou se následně naváže síť objemová, nevedla v mém případě k uspokojivým výsledkům. Rozhodl jsem se tedy pro jiný přístup. Při tomto byla tvořena povrchová i objemová síť současně a byla pouze korigována hustota v určitých oblastech. Na závěr byly ještě vytvořeny prutové náhrady uprostřed každého hlavního čepu, které pomáhají simulovat uložení klikové hřídele v hlavních ložiscích. Prutové náhrady jsou vytvořeny prostřednictvím prvku *Beam*, v návaznosti na povrchovou (objemovou) síť. Prutové náhrady vycházejí z jednoho bodu ve středu ložiska a jsou automaticky uchyceny ke každému bodu na ploše ložiska. Vzhledem k tuhosti prutových náhrad, je nezbytné počet vazebných přímek zmenšit, neboť by pomyslně zpevnily povrch ložiska a zkreslili výpočet. Z tohoto pohledu je tedy vhodné použít jeden prut, nicméně tento by nám naopak vyvolal velké povrchové napětí. Je tedy volen kompromisní počet dle vzoru a doporučení Doc. Novotného. Náhradám jsem také přiřadil materiálové charakteristiky, jako Youngův modul pružnosti  $E=1 \cdot 10^5$  MPa a Poissonovu konstantu  $\mu=0,3$ . Poté je již model možné importovat dále do programu Ansys.



Obr. 38 Detail vysíťovaného vyústění mazacího kanálku



Obr. 39 Pohled na prutové náhrady v hlavních ložiskách

## 10.3 VÝPOČET V PROGRAMU ANSYS

### 10.3.1 NASTAVENÍ V PROGRAMU ANSYS

Převedená náhradní objemová síť je složená z elementů *Solid 187*, což je deseti uzlový prostorový prvek, přičemž každý uzel má deset stupňů volnosti. Tento prvek je vhodný pro tvorbu tvarově komplikovaných sítí. Dále jsem elementům přiřadil materiálové charakteristiky:

modul pružnosti v tahu:	$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Mpa}$
Poissonovu konstantu:	$\mu = 0,3 [-]$
hustotu	$\rho = 7,85 \cdot 10^{-9} \text{ t/m}^2$

Poté byla upravena síť tak, že prvky *Beam* byly předefinovány na prvky *MPC 184*, které mají jeden stupeň volnosti a to otáčivý pohyb kolem osy rotace KH. Na základě tohoto prvku lze simulovat uložení v ložisku. Dále tento prvek má taková kinematická omezení, kdy po zatížení se zkroutí stejně jako uzly elementů. Materiálové charakteristiky zůstávají i změnou prvku zachovány.

Pro potřeby reálnější simulace je třeba simulovat uložení KH v ložiscích a k tomu je využito prvku *Combin 14*. Tento dvou-uzlový prvek je pomyslně tvořen pružinou a tlumičem, čímž představuje reálnou pružnost a útlum uložení. Je umístěn do středu prutových náhrad *MPC 184* a svázána se souřadným systémem, přičemž odebírá všechny stupně volnosti. Pro nezbytné stanovení tuhosti uložení jsem vycházel z doporučeného předpokladu [7], že stlačení středového uzlu nemá překročit  $0,8 \cdot c$ . Z tohoto předpokladu, mohu stanovit tuhost následujícím vztahem.

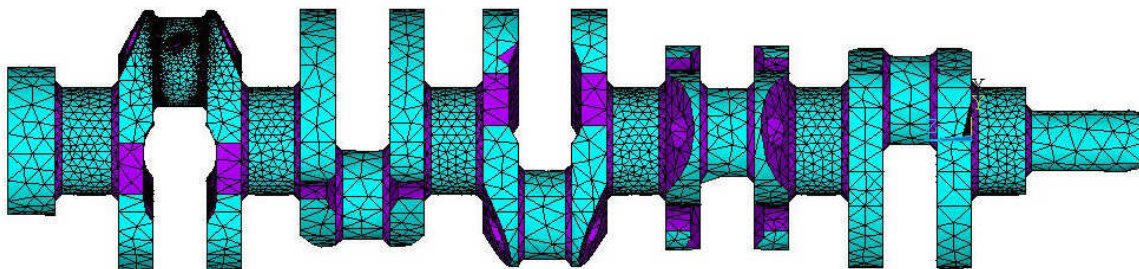
Tuhost uložení:

$$\phi_{tl} = \frac{0,5 \cdot F_p \max}{0,8 \cdot c} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (54)$$

kde:  $c$  je ložisková vůle



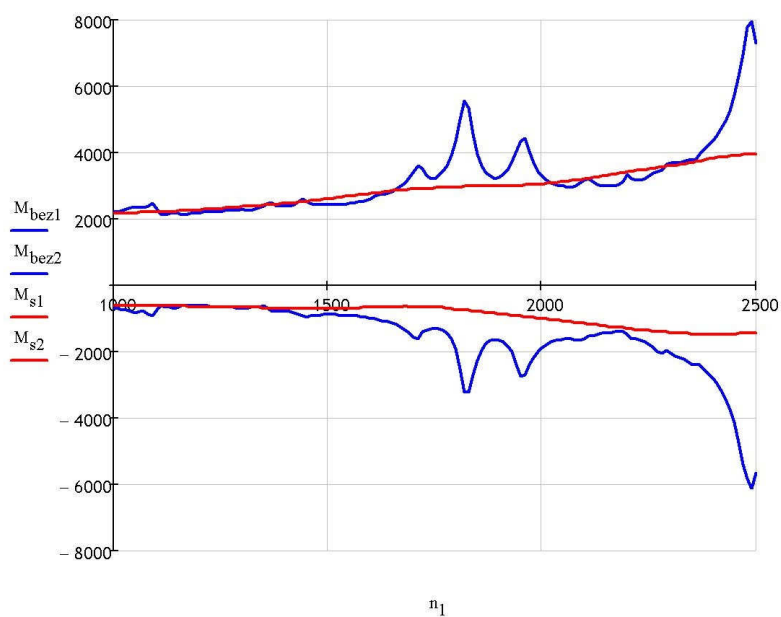
Pro relevantní výsledky při následném výpočtovém zatížení je nezbytné zcela zamezit možným pohybům KH co nejvíce v souladu se skutečným pohybem. Nesprávné vazby mohou výpočet znemožnit, nebo nadměrně zkreslit. Toto nám z velké části umožní výše definované prvky v ložiscích. Ovšem dále je třeba ještě „upevnit“ konec KH v místech řemenice a to proti posuvu a otáčení. To nám umožňuje simulovat krut.



Obr. 40 Síť importovaná do programu Ansys

### 10.3.2 ZATÍŽENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Po uvedeném nastavení je model zatížen silou v oblasti pátého zalomení, kde působí na ojniční čep, způsobem odpovídajícím uložení ojnice. Působení je rozloženo na několik uzlů, což analogicky odpovídá ploše. Zatěžovací síla je od tlaku plynů a momentů, které nám byly poskytnuty vedoucím diplomové práce. Tyto hodnoty momentů představují maximální periodický krouticí moment všech úseků KH v kladném i záporném směru pro variantu systému s tlumičem torzních kmitů i bez něj. Pro celkové zjednodušení nebylo uvažováno zatížení od odstředivých sil. Nyní následuje vlastní spuštění výpočtu.



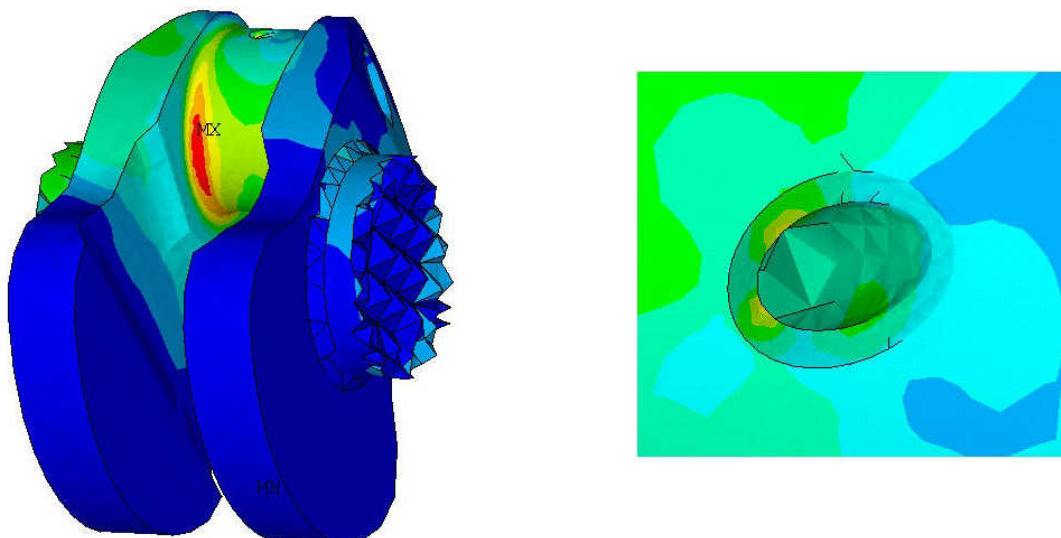
Obr. 41 Průběh maxim momentů na pátém zalomení





Tab. 10 Maximální výchylky krouticího momentu

	Soustava s tlumičem	Soustava bez tlumiče
$M_{k \max+}$ [N·m]	3953	7948
$M_{k \max-}$ [N·m]	1472	6149



Obr. 42 Redukované napětí von Mises v rádiu ojničního čepu a ústí mazacího kanálku

## 10.4 STANOVENÍ BEZPEČNOSTI

Výsledkem napjatostní analýzy jsou místní redukovaná napětí dle pevnostní hypotézy *von Mises*. Jedná se o ekvivalentní napětí odpovídající třísosé napjatosti, ze kterého budou vycházet při stanovení bezpečnosti KH k mezi únavy materiálu.

Je zřejmé, že stačí vyhodnocovat napětí pouze v místě jeho největší koncentrace, jak lze vidět na obrázku 41. V souladu s dřívějšími předpoklady je kritickou konstrukční částí rádius v přechodu ramene do ojničního čepu a vyústění mazacího kanálku. Nejdříve tedy stanovím poměrný gradient dle vztahu:

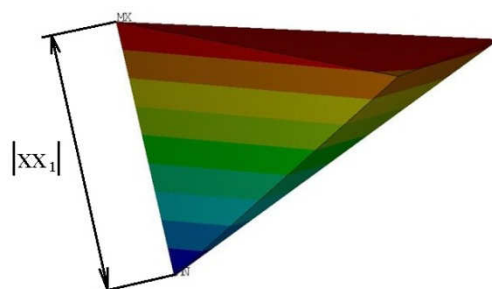
$$\chi_R \cong \frac{1}{\sigma_{eX}} \cdot \left( \frac{\sigma_{eX} - \sigma_{eX1}}{|\bar{x}x_1|} \right) \quad [mm^{-1}] \quad (55)$$

kde:  $\sigma_{eX}$ ,  $\sigma_{eX1}$  je max. a min. hodnota v elementu s nejvyšším napětím dle Von Mises

Hodnoty redukovaných napětí  $\sigma_{eX}$ ,  $\sigma_{eX1}$  jsem čerpal z programu Ansys, který poskytuje výseč z oblasti maximálního napětí. Hodnoty pocházejí konkrétně z této výseče, přičemž hodnota  $|\bar{x}x_1|$  představuje vzdálenost dvou krajních uzlů daného elementu a zároveň vzdálenost na které jsem zjišťoval úbytek napětí, jak je vidět na obrázku 42. Tuto hodnotu lze



vykreslit do grafu, jak je zobrazeno v obrázku 43, který tedy představuje průběh úbytku v závislosti na vzdálenosti, resp. velikosti elementu.



Obr. 43 Element (výseč) z pásma nejvyššího napětí dle von Mises

Tab. 11 Získané hodnoty z elementu, grafu

Max. hodnota napětí von Mises	$\sigma_{eX}$	647 [Mpa]
Min. hodnota napětí von Mises	$\sigma_{eX1}$	335 [Mpa]
Velikost sledovaného elementu	$ xx_1 $	2,03 [mm]

Pro další výpočty je třeba stanovit níže uvedené veličiny:

Korekční součinitel:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{cOHYB}}{\sigma_{cTAH/TLAK}} - 1}{\frac{2}{d_{vzorku}}} \cdot \chi_R \quad [-] \quad (56)$$

kde:  $d_{vzorku}$  je průměr zkušební vzorku ( $d_{vzorku} = 7,5$  mm)

$\sigma_{cOHYB}$  je mez únavy v ohybu

$\sigma_{cTAH}$  je mez únavy v tahu-tlaku

$\beta/\alpha$  je vzájemný poměr, který se stanoví dle vztahu:

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} \cdot 10^{-\left(0,35 + \frac{Re}{810}\right)} \quad [-] \quad (57)$$

kde:  $Re$  je mez kluzu

Maximální ekvivalentní napětí:

$$\sigma_{emax} = \text{sign}(\sigma_{1a}) \cdot \sigma_{VMa} \quad [MPa] \quad (58)$$

Minimální ekvivalentní napětí:



$$\sigma_{emin} = \text{sign}(\sigma_{1b}) \cdot \sigma_{VMb} \quad [MPa] \quad (59)$$

Amplituda ekvivalentního napětí:

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{emax} - \sigma_{emin}}{2} \quad [MPa] \quad (60)$$

Střední hodnota ekvivalentního napětí:

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{emax} + \sigma_{emin}}{2} \quad [MPa] \quad (61)$$

Bezpečnost pro prosté zatěžování:

$$K = \frac{1}{\frac{\beta}{\alpha} \cdot \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_C \cdot \eta_\sigma \cdot \nu_\sigma \cdot f_G} + \frac{\sigma_{em}}{R_m}} \quad [-] \quad (62)$$

Navýšení bezpečnosti zakalením přechodových rádiusů:

$$K_{kaleno} = 1,3 \cdot K \quad [-] \quad (63)$$

Tab. 12 Výsledné hodnoty bezpečností

	Soustava s tlumičem	Soustava bez tlumiče
Bezpečnost	1,26	2,51
Bezpečnost s kalenými rádiusy	1,63	3,26

Výsledky uvedené v tabulce opodstatňují jak použití tlumiče torzních kmitů, tak vhodnost zakalení rádiusů.



## ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo vypracovat návrh klikového hřídele pro pětiválcový řadový motor s viskózním tlumičem torzních kmitů, určený pro užitkový automobil. Na základě upřesnění zadání a konzultací s vedoucím diplomové práce byl jako základ uvažován čtyřválcový motor Zetor. Vzhledem k rozšíření klikového hřídele o jeden válec došlo ke změně přenášených sil. Také nárůst délky vede k vyšší náchylnosti ke krouživému kmitání. Z tohoto důvodu je požadován přímo zadáním návrh torzního tlumiče, přičemž soustavu jsem podrobil nejdříve kontrole bez tlumiče, abych mohl posoudit jeho užití.

Pro navrhovaný klikový mechanismus byla v případě absence tlumiče spočítána výsledná bezpečnost z hlediska únavové životnosti na 1,26. Tuto hodnotu považuji za nevyhovující pro motor užitkového vozidla. V případě výrobního procesu na vysoké kvalitativní úrovni, hlavně tedy z hlediska materiálových vad, by uvedená bezpečnost byla přijatelná pro osobní automobil. Taktéž se domnívám, že motor o této bezpečnosti by mohl být využit například u kogenerační jednotky. Vycházím z předpokladu, že maxima namáhání se nacházejí v poměrně úzkém rozsahu provozních otáček, které by se v případě stabilního motoru daly vyloučit z provozu. Dle podkladů Docenta Novotného lze zvýšit hodnotu bezpečnosti zakalením hlavních ojničních rádiusů na 1,63. Nicméně i v tomto případě bych váhal o vhodnosti užití v daném druhu vozidla.

V případě použití viskózního tlumiče torzních kmitů dosáhla hodnota bezpečnosti únavové životnosti 2,51, respektive 3,26 v případě zakalení rádiusů. Na základě literatury a absolvovaných přednášek považuji za optimální pro užitkové vozidlo hodnotu bezpečnosti 2. Z tohoto hlediska lze motor považovat za předimenzovaný. Domnívám se, že v případě takto vysoké bezpečnosti by bylo možné motorem opět osadit i traktor, který je například specifický předním hřídelovým vývodem pro další mechanizaci, která může vnášet do motoru při výpočtu nezahrnuté a netlumené rázy.

Na základě provedených výpočtů osazení motoru torzním tlumičem považuji za nezbytné a zvážím-li konstrukční složitost viskózního tlumiče a jeho přínos pro motor, jeví se mi jeho užití i jako velice přínosné.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KOVAŘÍK, L., FERENCEY, V., SKALSKÝ, R., ČÁSTEK, L. Konstrukce vozidlových spalovacích motorů. Naše vojsko, První vydání, Praha, 1992. ISBN 80-206-0131-7.
- [2] TESAŘ, M., ŠEFČÍK, I. Konstrukce vozidlových spalovacích motorů. Univerzita Pardubice, První vydání, Pardubice 2003. ISBN 80-7194-550-1.
- [3] HOŠEK, F. Spalovací motory - konstrukce. Univerzita obrany, První vydání, Brno, 2008. ISBN 978-80-7231-586-4.
- [4] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA J. Pevnost a životnost. VUT v Brně, První vydání, Brno, 1993. ISBN 80-214-0474-4.
- [5] Kolektiv VÚNM a ČKD. Naftové motory čtyřdobé I. díl. Státní nakladatelství technické literatury, Druhé vydání, Praha, 1962.
- [6] Obrázky torzního tlumiče Geislinger, čerpáno z katalogu dostupného na: [http://www.geislinger.com/fileadmin/pdf/Geislinger\\_Vdamp/Vdamp\\_1.2.pdf](http://www.geislinger.com/fileadmin/pdf/Geislinger_Vdamp/Vdamp_1.2.pdf)
- [7] NOVOTNÝ, P. Výpočtové modely (přednáška). VUT, Fakulta strojního inženýrství, Brno, 2010.



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a$	$[\text{ms}^{-2}]$	zrychlení pístní skupiny
$a_i$	$[-]$	poměrná amplituda
$b_{hk}$	$[\text{mm}]$	tloušťka ocelového kotouče
$a_{itl}$	$[-]$	Poměrná amplituda soustavy s tlumičem
$b_{zal}$	$[\text{mm}]$	šířka ramen zalomení
$c_h$	$[\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}]$	tuhost nehmotného hřídele
$c_{tl}$	$[\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}]$	tuhost tlumiče
$D_{hc}$	$[\text{mm}]$	průměr hlavního čepu
$D_{oc}$	$[\text{mm}]$	průměr ojničního čepu
$D_{red}$	$[\text{mm}]$	redukovaný průměr čepu
$D_{set}$	$[\text{mm}]$	průměr příruby setrvačníku
$d_{vzorku}$	$[\text{mm}]$	průměr zkušebního vzorku
$F_b$	$[\text{N}]$	boční síla
$F_c$	$[\text{N}]$	celková síla působící na ojniční čep
$F_{cp}$	$[\text{N}]$	celková síla působící na píst
$f_G$	$[-]$	Korekční součinitel
$F_{oj}$	$[\text{N}]$	síla v ojnici
$F_{oo}$	$[\text{N}]$	setrvačná síla rotačních hmot
$F_{oz}$	$[\text{N}]$	odstředivá síla zalomení
$F_p$	$[\text{N}]$	síla od tlaků plynů na dno pístu
$F_{pI}$	$[\text{N}]$	setrvačná síla posuvná prvního řádu
$F_{pII}$	$[\text{N}]$	setrvačná síla posuvná druhého řádu
$F_r$	$[\text{N}]$	zbytková rotační síla na každém zalomení
$F_{rc}$	$[\text{N}]$	celková radiální síla působící na ojniční čep
$F_{ro}$	$[\text{N}]$	síla radiální
$F_{rv}$	$[\text{N}]$	odstředivá síla vývažku rotačních hmot
$F_s$	$[\text{N}]$	setrvačná síla posuvných hmot
$F_{s1}$	$[\text{N}]$	setrvačná síla posuvných hmot prvního řádu
$F_{s2}$	$[\text{N}]$	setrvačná síla posuvných hmot druhého řádu
$F_{sc}$	$[\text{N}]$	celková setrvačná síla posuvných hmot
$F_t$	$[\text{N}]$	síla tangenciální
$F_{vv}$	$[\text{N}]$	síly tvořící ve výslednici moment vyvažující moment posuvných sil



$G$	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
$G_p$	[MPa]	modul pružnosti ve smyku pryže
$h$	[mm]	vzdálenost mezi prvním a posledním zalomením
$h_{zal}$	[mm]	tloušťka ramene zalomení
$i$	[–]	počet válců
$I_e$	[kg · m <sup>2</sup> ]	efektivní moment setrvačnosti soustavy bez tlumiče
$I_i$	[kg · m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti jednotlivých zalomení
$I_{k\_rem}$	[kg · m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti koncovky pod řemenicí
$I_p$	[kg · m <sup>2</sup> ]	polární moment
$I_{pos\_c}$	[kg · m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti posuvných částí
$I_{p\_set}$	[kg · m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti příruby na setrvačnicku a zbytku hlavního čepu
$I_{rem}$	[kg · m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti řemenice
$I_{rot\_c}$	[kg · m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti rotujících částí
$I_{r\_zal}$	[kg · m <sup>2</sup> ]	redukovaný moment setrvačnosti jednoho zalomení
$I_{r\_rem}$	[kg · m <sup>2</sup> ]	redukovaný moment setrvačnosti řemenice
$I_{r\_set}$	[kg · m <sup>2</sup> ]	redukovaný moment setrvačnosti setrvačnicku
$I_{set}$	[kg · m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti setrvačnicku
$I_{tl}$	[kg · m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti tlumiče torzních kmitů
$I_{zal}$	[kg · m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti jednoho zalomení
$k$	[–]	počet diskrétních vzorků
$K$	[–]	koeficient bezpečnosti
$K_{kaleno}$	[–]	koeficient bezpečnosti s kalenými rádiusy
$k_s$	[N · mm <sup>-1</sup> ]	tuhost k
$l_{hc}$	[mm]	šířka hlavního čepu
$l_{hc\_k}$	[mm]	zbývající délka hlavního čepu
$l_{hc\_set}$	[mm]	zbývající délka hlavního čepu
$l_{n\_rem}$	[mm]	délka náboje řemenice
$l_{ojnice}$	[mm]	vzdálenost mezi středy ojnice
$l_{oc}$	[mm]	šířka ojnicního čepu
$l_{p\_set}$	[mm]	délka příruby setrvačnicku
$l_{red}$	[mm]	redukovaná délka
$l_{r\_rem}$	[mm]	redukovaná délka na straně řemenice
$l_{r\_set}$	[mm]	redukovaná délka na straně setrvačnicku
$l_{r\_zal}$	[mm]	redukovaná délka jednoho zalomení podle Ker – Wilsona



$m_{Fv}$	[kg]	hmotnost vývažku rotačních sil
$M_{kmax+}$	[N · m]	maximální kladný krouticí moment
$M_{kmax-}$	[N · m]	maximální záporný krouticí moment
$m_{Mrv}$	[kg]	hmotnost vývažku momentu rotačních sil
$m_{ol}$	[kg]	hmotnost kluzného ojničního ložiska
$m_{or}$	[kg]	rotační hmotnost ojnice
$M_{plc}$	[N · m]	moment setrvačných sil posuvných
$M_{plcx}$	[N · m]	moment setrvačných sil posuvných v ose x
$M_{plcy}$	[N · m]	moment setrvačných sil posuvných v ose y
$m_{plv}$	[kg]	hmotnost vývažku momentu posuvných sil prvního řádu
$m_{op}$	[kg]	posuvná hmotnost ojnice
$m_{ps}$	[kg]	hmotností součástí konajících translační pohyb
$m_r$	[kg]	hmotnost jednoho zalomení redukována do ojničního čepu
$M_{rc}$	[N · m]	moment setrvačných sil rotačních
$M_{rcv}$	[N · m]	vyvažovací moment setrvačných sil rotačních
$M_{rcx}$	[N · m]	moment setrvačných sil rotačních v ose x
$M_{rcy}$	[N · m]	moment setrvačných sil rotačních v ose y
$M_t$	[N · m]	krouticí moment motoru
$M_{tj}$	[N · m]	hodnota točivého momentu vzorku
$m_{zc}$	[kg]	hmotnost zalomení
$m_{zr}$	[kg]	hmotnost zalomení redukována do ojničního čepu
$N_1$	[Hz]	kritické otáčky první frekvence
$N_2$	[Hz]	kritické otáčky druhé frekvence
$n_{1rez}$	[Hz]	rezonanční otáčky 1. tvaru kmitání
$n_{2rez}$	[Hz]	rezonanční otáčky 2. tvaru kmitání
$n_p$	[–]	počet vzorků
$p_a$	[MPa]	atmosférický tlak
$p$	[MPa]	tlak plynů ve válci
$Re$	[MPa]	mez kluzu
$r_{Fv}$	[mm]	vzdálenost těžiště vývažku rotačních sil od osy rotace
$r_{Mrv}$	[mm]	vzdálenost těžiště vývažku momentu rotačních sil od osy rotace
$r_k$	[mm]	poloměr kliky
$r_{plv}$	[mm]	vzdálenost těžiště vývažku momentu posuvných sil od osy rotace





$r_{tz}$	[mm]	vzdálenost těžiště zalomení od osy rotace
$w$	[-]	optimální ladění tlumiče
$ \overline{xx_1} $	[mm]	délka cesty napětí
$\alpha$	[°]	úhel natočení klikového hřídele
$\frac{\beta}{\alpha}$	[-]	poměr $\frac{\beta}{\alpha}$
$\eta_{tl}$	[-]	Poměr úhlové rychlosti vynuceného kmitání tlumiče
$\sigma_{1a}$	[MPa]	První hlavní napětí
$\sigma_{3a}$	[MPa]	Třetí hlavní napětí
$\sigma_C$	[MPa]	Mez únavy
$\sigma_{COHYB}$	[MPa]	je mez únavy v ohybu
$\sigma_{ea}$	[MPa]	amplituda ekvivalentního napětí
$\sigma_{em}$	[MPa]	střední hodnota ekvivalentního napětí
$\sigma_{emax}$	[MPa]	maximální ekvivalentní napětí
$\sigma_{emin}$	[MPa]	minimální ekvivalentní napětí
$\sigma_{eX}$	[MPa]	maximální hodnota napětí ve vyselektovaném elementu
$\sigma_{eX1}$	[MPa]	minimální hodnota napětí ve vyselektovaném elementu
$\sigma_{COHYB}$	[MPa]	mez únavy v ohybu
$\sigma_{CTAH/TLAK}$	[MPa]	mez únavy v tahu/tlaku
$\sigma_{VMa}$	[MPa]	napětí von Miseses
$\varepsilon$	[-]	vydatnost rezonancí
$\gamma_t$	[-]	poměrný útlum tlumiče torzních kmitů
$\kappa$	[-]	řád harmonické složky
$\lambda$	[-]	klikový poměr
$\mu_{tl}$	[-]	poměrná velikost tlumiče
$\phi_j$	[rad]	torzní výchylky volného konce hřídele
$\phi_{tl}$	[rad]	torzní výchylky volného konce hřídele soustavy s tlumičem
$\xi$	[N · m · s · rad <sup>-1</sup> ]	velikost tlumících odporů
$\xi_{tl}$	[N · m · s · rad <sup>-1</sup> ]	velikost tlumících odporů tlumiče
$\delta$	[°]	úhel natočení ramen
$\varphi$	[°]	úhel rozevření klik
$\rho_{oc}$	[t/mm <sup>3</sup> ]	hustota oceli
$\omega$	[s <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele
$\chi_R$	[mm <sup>-1</sup> ]	poměrný gradient



---

$\Omega$	$[rad \cdot s^{-1}]$	vlastní úhlová frekvence
$\Omega_{tl}$	$[rad \cdot s^{-1}]$	vlastní úhlová frekvence tlumiče
$\Omega_T$	$[rad \cdot s^{-1}]$	úhlová rychlost kmitání soustavy s tlumičem



## SEZNAM PŘÍLOH

**Příloha 1:** Výpočtová zpráva

**Příloha 2:** Výkresová dokumentace klikového hřídele

**Příloha 3:** Výkresová dokumentace viskózního tlumiče torzních kmitů