



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

**ŠESTIVÁLCOVÝ ŘADOVÝ VZNĚTOVÝ MOTOR S
VYPÍNÁNÍM VÁLCŮ**

SIX-CYLINDER IN-LINE DIESEL ENGINE WITH CYLINDER DEACTIVATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTORPRÁCE

AUTHOR

Bc. Ivan Novosád

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Ivan Novosád
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Akademický rok:	2019/20

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:

Šestiválcový řadový vznětový motor s vypínáním válců

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout hnací ústrojí šestiválcového řadového vznětového motoru s deaktivací válců.

Cíle diplomové práce:

Pro zadané základní parametry klikového mechanismu a válcové jednotky:

- navrhnout konfiguraci klikového hřídele,
- navrhnout možné varianty vyvážení setrvačných sil a momentů v klikovém mechanismu,
- pro zvolené uspořádání klikového mechanismu zpracovat výkresovou dokumentaci jeho hlavních komponent,
- provést pevnostní kontrolu klikového hřídele s uvážením torzních kmitů v provozních režimech se všemi válci a při deaktivaci tří válců.

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.

KÖHLER, 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.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Diplomová práca sa zaoberá návrhom hnacieho ústrojenstva traktorového radového šesťvalcového motora s vypínaním valcov. V práci boli preskúmané rôzne možnosti vyváženia kľukového hriadeľa a na základe vykonanej optimalizácie v programe Catia bol zvolený najvhodnejší variant konštrukčného vyhotovenia vývažkov. Ďalej bol kľukový hriadeľ analyzovaný z hľadiska silového a momentového zaťaženia a torzných vibrácií, na základe ktorých bol navrhnutý tlmič torzných kmitov. Bolo uvažovaných niekoľko variantov vypínania valcov, z ktorých sa pre uvažované kritéria plynulého chodu motora a priaznivého rozloženia teplôt, javil sa ako najlepší variant vypínanie 2. a 5. valca. Kľukový hriadeľ bol následne podrobený pevnostnému výpočtu pomocou metódy konečných prvkov. Najrizikovejším medzným stavom pre kľukový hriadeľ je všeobecne únavové porušenie vplyvom cyklického zaťažovania, voči ktorému má navrhnutý diel bezpečnosť 3,05.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Kľukový mechanizmus, vyvažovanie kľukového mechanizmu, vypínanie valcov, MKP analýza, torzné kmitanie, tlmič torzných kmitov

ABSTRACT

Master 's thesis deals with design of a drivetrain of six cylinder inline engine with cylinder deactivation for heavy agricultural vehicles. In this thesis were devised various possibilities of crankshaft balancing, the best design solution of counterweight was based on optimization in software Catia. Further, the crankshaft was analysed for force and momentum loading and torsional vibration, based on which, the torsional vibration damper was designed. There were considered several options for cylinder deactivation, which were analysed for finest run of engine and the best thermal distribution. Based on these criteria, the best option was to deactivate 2nd and 5th cylinder. The crankshaft was analysed for the fatigue failure by finite element method. The fatigue failure is the most dangerous case for the crankshaft, the resulting safety factor for this limit state is 3,05.

KEYWORDS

Crank mechanism, balancing of crank mechanism, cylinder deactivation, FEM analysis, torsional vibrations, torsional vibration damper

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

NOVOSÁD, Ivan. Šestiválcový řadový vznětový motor s vypínáním válců. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124171>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 80s. Vedoucí práce Václav Pištěk.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojim pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brně dne 26. června 2020

.....

Bc. Ivan Novosád

POĎAKOVANIE

Úprimne ďakujem vedúcemu diplomovej práce prof. Ing. Václavovi Pištěkovi, DrSc. za odborné vedenie, za dobré rady a pripomienky a za priateľskú atmosféru pri konzultáciách diplomovej práce. Tak isto ďakujem za pomoc a podporu mojej rodine.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Spalovací motor.....	12
2 Vypínanie valcov.....	14
2.1 Výhody vypínania valcov	15
3 Kinematika kľukového mechanizmu a rozbor pôsobiacich síl	16
3.1 Zadané parametre motora	16
3.2 Kinematika kľukového mechanizmu	16
3.3 Silové pôsobenie na kľukový mechanizmus.....	18
3.3.1 Primárne sily (od tlaku plynov).....	18
3.3.2 Sekundárne (zotrvačné) sily	19
3.3.3 Sily a točivý moment na ojničnom čape.....	20
4 Návrh a vyvažovanie kľukového hriadeľa.....	23
4.1 Zotrvačné sily rotujúcich častí	23
4.2 Momenty zotrvačných síl rotujúcich častí	25
4.3 Zotrvačné sily posuvných častí	25
4.4 Momenty zotrvačných síl posuvných častí	26
4.5 Základný návrh vývažkov	27
4.5.1 Zalomenie A: minimalizácia hmotnosti pri úplnom silovom vyvážení	30
4.5.2 Zalomenie B: minimalizácia hmotnosti.....	31
4.5.3 Zalomenie C: kompromisný návrh.....	32
4.6 Výsledný model kľukového hriadeľa	33
5 Torzné kmitanie kľukového hriadeľa	34
5.1 Náhradná torzná sústava kľukového mechanizmu	34
5.1.1 Redukcia hmotností	35
5.1.2 Redukcia dĺžok	36
5.1.3 Výpočet torzných tuhostí.....	37
5.2 Vlastné torzné kmitanie	37
5.3 Vynútené torzné kmitanie	39
5.3.1 Harmonická analýza budiaceho momentu.....	40
5.3.2 Rezonančné otáčky	40
5.3.3 Výdatnosť rezonancií	42
5.3.4 Výpočet vynúteného torzného kmitania	44
6 Návrh tmiča torzných kmitov.....	48
6.1 Návrh parametrov gumového tmiča	48
6.2 Torzné kmitanie kľukového hriadeľa s tmičom torzných kmitov	50
7 Torzné kmitanie kľukového hriadeľa pri deaktivácii valcov.....	53
7.1 Návrh A: deaktivácia každého druhého valca	53
7.2 Návrh B: deaktivácia 3 valcov za sebou	55
7.3 Návrh C: deaktivácia 2 valcov	56
7.4 Posúdenie vhodnosti návrhov vypínania valcov.....	58

8	Pevnostná kontrola kl'ukového hriadel'a	59
8.1	Tvorba siete pre mkp výpočet	59
8.2	Analýza napätí pomocou programu ansys.....	60
8.3	Stanovenie bezpečnosti voči únavovému porušeniu	67
	Záver	71
	Zoznam použitých skratiek a symbolov.....	75
	Zoznam príloh	80

ÚVOD

Od vynálezu spaľovacieho motora už uplynuli dve storočia, počas ktorých neustále prebiehal vývoj motorov. Spočiatku sa vývoj motorov sústreďoval len na zvyšovanie výkonu, postupom času však začala byť čoraz dôležitejšia otázka spotreby paliva a eliminácia škodlivých emisií vo výfukových plynch. Dnešná situácia je z pohľadu klimatických zmien neudržateľná, a preto výrobcovia musia prichádzať s novými technológiami, aby vozidlá produkovali čo najmenej škodlivín a spotrebovali čo najmenej paliva. Pri osobných autách je široko rozšírený takzvaný „downsizing“, čo znamená znižovanie objemu motora. Tieto motory však majú obmedzené pole pôsobnosti a nie sú vhodné napríklad pre poľnohospodárske stroje, od ktorých požadujeme vysoký výkon. Jednou z možností ako zlepšiť efektivitu motora je použiť systém vypínania valcov. Samotný koncept vypínania valcov sa objavoval už v 19. storočí, tieto systémy však neboli spoľahlivé a celkovo mal tento koncept zlú povesť. So zvyšovaním nárokov na ochranu životného prostredia však výrobcovia tento koncept znova začali rozvíjať. Touto technológiou je možné znížiť emisie škodlivých plynov pri zachovaní rovnakého maximálneho výkonu a zároveň zvyšuje účinnosť motora pri čiastočnom zaťažení. Výhodou tohto systému je, že nekladie vyššie požiadavky na kvalitu paliva, a teda sa môže použiť aj do poľnohospodárskych strojov, ktoré pracujú v prašnom prostredí a čerpajú palivo z družstevných nádrží, ktoré môžu byť kontaminované nečistotami. Nevýhodou systému vypínania valcov sú vyššie vibrácie motora, na ktoré je potrebné myslieť pri návrhu a vhodne ich eliminovať.

1 SPALŮVACÍ MOTOR

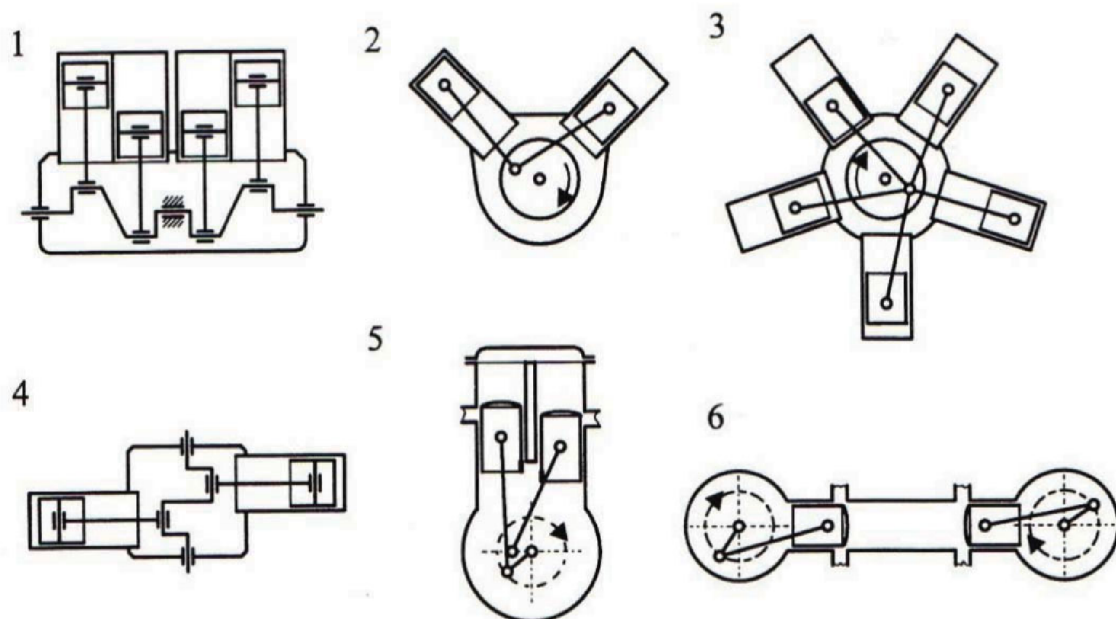
Spalovací motor je tepelný stroj, ktorý pracuje na princípe premeny chemickej energie paliva na tepelnú energiu a následne na mechanickú prácu. Spalovanie paliva môže prebiehať buď mimo pracovného priestoru motora, príkladom je napríklad parný stroj alebo Stirlingov motor, alebo potom hovoríme o motoroch s vnútorným spaľovaním, kde dochádza k spaľovaniu pracovnej látky priamo v pracovnom objeme motora. Spaľovacie motory môžeme rozdeliť na piestové motory, ktoré využívajú primárne potenciálnu energiu spalín (tlak) a piest koná vratný alebo rotačný pohyb, alebo na lopatkové motory ako sú spaľovacie turbíny, ktoré spaľujú kontinuálne a využívajú predovšetkým kinetickú energiu spalín. [1]

Piestové spaľovacie motory majú široké uplatnenie, predovšetkým ako pohonné jednotky dopravných prostriedkov, pohon generátorov elektrickej energie alebo ako pohon rôznych pracovných nástrojov. Piestové spaľovacie motory majú priaznivý pomer výkonu a hmotnosti, sú schopné okamžitej prevádzky a potrebujú krátky čas na doplnenie paliva. Nevýhodou spaľovacích motorov sú však emisie škodlivín vo výfukových plynch a hlučnosť.

Pri piestových spaľovacích motoroch sa môžeme stretnúť buď s dvojtaktným alebo štvortaktným motorom. Obidva typy motorov majú mnoho spoločných znakov, ako napríklad piest konajúci priamočiarý pohyb, ktorý sa cez ojnicu prenáša na kľukový hriadeľ a mení sa na rotačný pohyb. Rozdiel spočíva v tom, že pracovný cyklus dvojtaktného motora trvá jednu otáčku kľukového hriadeľa a pri štvortaktnom motore trvá jeden pracovný cyklus 2 otáčky kľukového hriadeľa. Fázy pracovného cyklu štvortaktného motora sú: nasávanie, kompresia, expanzia a výfuk. Ďalším dôležitým rozdielom je, že pri štvortaktnom motore je mazanie motora oddelené od spaľovacieho priestoru a nedochádza tak ku spaľovaniu motorového oleja. Pri dvojtaktnom motore sa olej pridáva priamo do paliva a dochádza k jeho spaľovaniu. V súčasnosti sa už dvojtaktný motor zväčša nepoužíva na pohon automobilov, stále však má svoje uplatnenie pri pohone veľkých nákladných lodí, motocyklov alebo záhradného náradia. Štvortaktný motor má v súčasnosti dominantné postavenie v oblasti pohonu automobilov.

Štvortaktné piestové spaľovacie motory používané v dnešných automobiloch sa delia na 2 základné skupiny: zážihové a vznetové motory. Zážihový (Ottov) motor je pomenovaný po Nikolasovi Augustovi Ottovi (1832 – 1891), jeho charakteristickým znakom je stlačenie zmesi paliva a vzduchu v objeme valca a jej zapálenie elektrickou iskrou. Elektrická energia potrebná pre vznik iskry je dodávaná z externého zdroja. Príprava zmesi môže prebiehať v karburátore, alebo môže byť palivo vstrekané do sacieho potrubia (nepriame vstrekovanie) alebo priamo do valcov (priame vstrekovanie). Vznetový (Dieslov) motor je pomenovaný podľa Rudolfa Diesela (1858 – 1913) je charakteristický tým, že vo valci sa stláča samotný vzduch a palivo sa pod vysokým tlakom vstrekuje do valca, kde dochádza k jeho vznieteniu vplyvom vysokej kompresnej teploty.

Z hľadiska konštrukčného usporiadania sa môžeme stretnúť s mnohými koncepciami, zopár príkladov je uvedených na Obr. 1. Najpoužívanejšou koncepciou v dnešných automobiloch je radový motor. Motory do V, takzvané vidlicové motory boli charakteristickou črtou amerických áut. Hviezdicový motor je používaný na pohon lietadiel, výhodou tohto usporiadania je jednoduché chladenie motora prúdiacim vzduchom. Konštrukčné riešenie Boxer je v automobiloch zastúpené len okrajovo, používa ho napríklad automobilka Subaru. Motor s valcami do U sa nazýva aj ako motor s rovnobežnými valcami, ktorý má 2 kľukové hriadele a sú spolu prepojené pomocou ozubených kolies. Motory s protibežnými piestami boli použité napríklad v lietadlách v 2. sv. vojne.



1: Radový motor
2: V-motor

3: Hviezdicový motor 5: U-motor

4: Boxer motor

6: Motor s protibežnými piestami

Obr. 1 Typy konštrukčných usporiadaní piestových spaľovacích motorov [2]

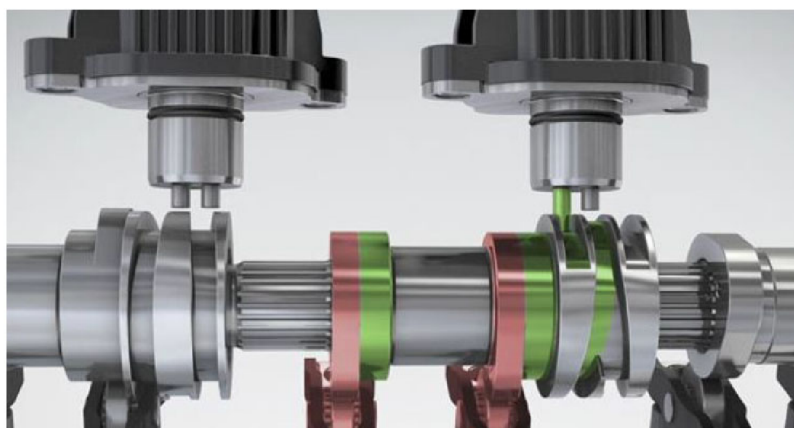
2 VYPÍNANIE VALCOV

Samotný koncept vypínania valcov nie je novinkou dnešných dní, jeho začiatky sa datujú do 19. Storočia. Jednalo sa o takzvanú technológiu „hit and miss“, ktorá bola používaná predovšetkým pre jednovalcové prenosné motory na poľnohospodárske účely. V podstate sa jednalo o mechanický regulátor otáčok na základe zaťaženia motora. Pri poklese zaťaženia došlo k nárastu otáčok motora čo spôsobilo, že regulátor uzavrel sací ventil a nechal otvorený výfukový ventil. Do valca sa tým pádom nasali spaliny, čo znamenalo, že motor vyneschal nasledujúci pracovný cyklus, čiže sa jedná o „miss“. Zvýšenie zaťaženia spôsobilo pokles otáčok motora a regulátor aktivoval sací ventil. Tým pádom už nasledoval normálny cyklus, označovaný ako „hit“. Podstatnou súčasťou tohto motora bol veľký a hmotný zotrvačník. [3]

So systémom vypínania valcov sa experimentovalo aj naďalej a vznikalo mnoho konštrukčných riešení. Jedným z príkladov je vidlicový motor Enger Twin-Unit 12 z roku 1917. Na tomto motore bolo vypínanie valcov ovládané vodičom, ktorý sa mohol rozhodovať medzi chodom motora na 12 valcov alebo na 6 valcov. Vodič mal pri volante páku, ktorou vedel znížiť polohu vačkového hriadeľa na jednom rade valcov a ventily tak zostali otvorené. Zároveň sa zavrela aj časť sacieho potrubia. [4]

Z novších systémov stojí za zmienku systém „Modulated Displacement“ (preložené ako premenlivý zdvihový objem), ktorý bol predstavený vo vozidle Cadillac L62 v roku 1981. Bol známy pod skratkou V8-6-4, pretože tento systém umožňoval vypnúť 2 alebo 4 valce. Deaktivácia valcov bola riadená prepínateľným vahadlom ovládaným elektromagnetickým ventilom. Motor mal však problémy s riadiacou elektronikou a po roku bola jeho produkcia zastavená. [3]

V súčasnosti patrí k najznámejším systémom vypínania valcov systém ACT (Active Cylinder Technology) od koncernu VW. Základom systému ACT je upravený vačkový hriadeľ, na ktorom sú pridané vačky s nulovým zdvihovým profilom a posuvné valcové puzdrá so špirálovou drážkou na povrchu. Do hlavy valcov sú integrované elektromagnetické akčné členy, ktoré vysúvaním kovových kolíkov presúvajú valcové puzdrá. Presunutím valcového puzdra dôjde ku vyradeniu klasickej vačky a nahradí ju vačka s nulovým zdvihom. Zdvihátko sa tým pádom pohybuje po kruhovej dráhe a ventil zostáva zavretý. Tesne pred tým ako dôjde k odstaveniu valcov nasajú ešte tieto valce vzduch a až potom dochádza k vyradeniu ventilov z činnosti. Deaktivované valce sa tým pádom správajú ako pneumatické pružiny. Celý proces trvá v závislosti na otáčkach motora od 13 do 36 milisekúnd. [5]



Obr. 2 Princíp funkcie mechanizmu ACT [5]

2.1 VÝHODY VYPÍNANIA VALCOV

V súčasnosti je cítiť silný spoločenský tlak na čo najväčšie znižovanie spotreby paliva pri všetkých motorových vozidlách. Jedným z mnohých spôsobov ako docieľiť nižšiu spotrebu paliva je systém vypínania valcov. Myšlienka tohto riešenia spočíva v tom, že motorové vozidlá vo všeobecnosti pracujú iba v čiastočnom zaťažení. Pri čiastočnom zaťažení motora je škrtiaca klapka takmer zatvorená, čo spôsobuje čerpacie straty pri nasávaní vzduchu do motora. Zatvorením ventilov neaktívnych valcov sa znížia čerpacie straty a zároveň pracujú ostatné valce v režime väčšieho zaťaženia, čo je z hľadiska účinnosti výhodnejšie. Podľa štúdie [6] pri deaktivácii valcov môže dôjsť k nárastu tepelnej účinnosti o 11 %. Technológie vypínania valcov sú dnes už široko zastúpené v segmente osobných automobilov, plošná aplikácia do nákladných vozidiel a traktorov je ešte len vo vývoji. [7]

Štúdie zaoberajúce sa vplyvom deaktivácie valcov na výslednú spotrebu ukazujú úsporu paliva okolo 3 % [8],[9]. Štúdia [10] prezentuje zníženie spotreby paliva v určitých režimoch o 10 – 16 %, treba však podotknúť, že sa jednalo o experimentálny motor kde boli klasické mechanické vačky nahradené elektromagnetickými ventilmi a motor pracoval iba v laboratórnych podmienkach.

Ďalším dôležitým aspektom pre aplikáciu systému vypínania valcov sú emisie. Dnešné vozidlá sú vybavené rôznymi systémami na redukciu škodlivín vo výfukových plynch, napríklad EGR (Exhaust Gas Recirculation) – recirkulácia spalín, SCR katalyzátor (Selective Catalytic Reduction) – redukcia NO_x škodlivín vstrekaním močoviny do výfukových plynov, alebo DPF (Diesel Particulate Filter) – filter pevných častíc. Každý z týchto systémov kladie iné požiadavky na teplotu výfukových plynov.

Systém EGR pracuje pri relatívne studených spalínach, to jest 100 – 250 °C. Podľa štúdie [11] však najlepšiu účinnosť motor dosahuje pri teplotách spalín okolo 100 °C, preto sú systémy EGR vybavené chladičmi spalín, ktoré sa spätne vracajú do valcov. Na rozdiel od EGR však systémy SCR a DPF potrebujú pre svoju správnu činnosť pomerne vysoké teploty.

Systém SCR potrebuje byť pre svoju správnu činnosť zahriaty aspoň na teplotu 250 °C, čo však môže byť pomerne dlhý čas najmä pri studenom štarte motora a následnom chode motora na nízku záťaž. V takomto prípade je výhodne vypnúť valce, aby sa zvyšné valce dostali do oblasti vyššej záťaže a motor sa tak skôr dostane na prevádzkovú teplotu. [12]

Pri filtri pevných častíc (DPF) je situácia trochu odlišná. DPF sa musí počas jazdy pravidelne regenerovať, regenerácia prebieha pri teplotách 500 – 600 °C. Pri ustálenej jazde nákladného vozidla však teploty výfukových spalín dosahujú teplotu okolo 350 °C, preto je potrebné dodatočným vstrekaním nafty zvyšovať teplotu spalín. [13] Nárast teploty spalín pri vypnutých valcoch sa líši podľa veľkosti motora. Štúdia [14] vykonaná na 4 valcovom vznetrovom motore pre osobné autá dosiahla zvýšenie teploty výfukových spalín pri deaktivácii valcov o 120 °C. Štúdia [13] vykonaná na radovom 6 valcovom vznetrovom motore pre nákladné vozidlá dosiahla pri vypnutí valcov nárast teploty o 170 – 220 °C.

3 KINEMATIKA KLUKOVÉHO MECHANIZMU A ROZBOR PÔSOBIACICH SÍL

Kľukovým mechanizmom sa rozumie zostava kľukového hriadeľa, ojníc a piestov. Spaľovanie zmesi paliva a vzduchu vo valci spôsobuje posuvný pohyb piestu, ktorý je pomocou ojničného čapu spojený s ojnícou. Ojnica vykonáva zložený rovinný pohyb a prenáša pohyb piestu na kľukový hriadeľ. Kľukový hriadeľ je základom piestového spaľovacieho motora a transformuje priamočiary pohyb piestu na rotačný pohyb. Získaný točivý moment sa následne z kľukového hriadeľa prenáša cez spojku do prevodovky.

3.1 ZADANÉ PARAMETRE MOTORA

Navrhovaný motor vychádza zo štvorvalcového motora Zetor. Pre potenciálne zjednodušenie výroby a zníženie nákladov zostávajú niektoré parametre motora ako vrtanie alebo zdvih rovnaké. Základné parametre motora sú uvedené v Tab. 1.

Tab. 1 Zadané parametre motora

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Počet valcov	i_v	6	[-]
Vrtanie	D	105	[mm]
Zdvih	Z	120	[mm]
Menovité otáčky	n	2200	[min ⁻¹]
Objem motora	V	6234,5	[cm ³]
Polomer zalomenia kľuky	r	60	[mm]
Priemer hlavného čapu	D_{hc}	80	[mm]
Dĺžka hlavného čapu	l_{hc}	44	[mm]
Priemer ojničného čapu	D_{oc}	66	[mm]
Dĺžka ojničného čapu	l_{oc}	40	[mm]
Dĺžka ojnice	l	215	[mm]

3.2 KINEMATIKA KLUKOVÉHO MECHANIZMU

Pred začatím výpočtov silového pôsobenia v kľukovom mechanizme je nutné poznať kinematické veličiny ako je dráha, rýchlosť a zrýchlenie piestu. Podrobné výpočty sú v prílohe 1, kapitola 2. Uvedené vzťahy uvažujú iba prvé dve harmonické zložky. Vzťahy uvedené v tejto podkapitole boli prevzaté z literatúry [15].

Dráha piestu:

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

kde r je polomer zalomenia kl'ukového hriadeľa, α je uhol natočenia kl'ukového hriadeľa a ojničný pomer λ je definovaný nasledovne:

$$\lambda = \frac{r}{l}, \quad (2)$$

kde l je dĺžka ojnice. Pri súčasných motoroch sa spravidla ojničný pomer pohybuje v rozmedzí 0,25 až 0,35.

Rýchlosť piestu:

$$v = r\omega \left[\sin(\alpha) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\alpha) \right], \quad (3)$$

kde ω je uhlová rýchlosť otáčania kl'ukového hriadeľa.

Zrýchlenie piestu:

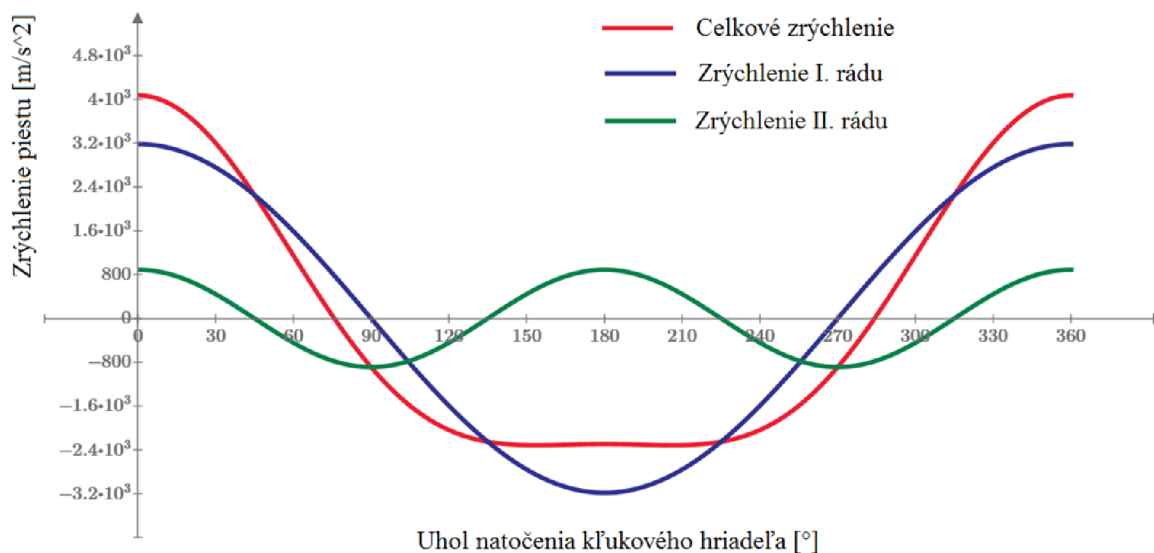
$$a = r\omega^2 [\cos(\alpha) + \lambda \cos(2\alpha)], \quad (4)$$

Zrýchlenie piestu môžeme rozložiť na dve zložky, a to zrýchlenie prvého rádu

$$a_I = r\omega^2 \cos \alpha \quad (5)$$

a zrýchlenie druhého rádu

$$a_{II} = r\omega^2 \lambda \cos 2\alpha. \quad (6)$$



Obr. 3 Priebeh celkového zrýchlenia piestu a jeho zložiek pri otáčkach 2200 min^{-1}

3.3 SILOVÉ PÔSOBENIE NA KL'UKOVÝ MECHANIZMUS

Pri navrhovaní kl'ukového mechanizmu je dôležité poznať pôsobiace sily. V kl'ukovom mechanizme pôsobia: sily od tlaku plynov, zotrvačné sily, trecie sily, sily vznikajúce kmitaním častí kl'ukového mechanizmu a popri prípade sily v dôsledku odporov poháňaného vozidla. Pre pochopenie problematiky je dôležité poznať mechanizmus vzniku týchto síl. Sily pôsobiace v kl'ukovom mechanizme môžu byť [17]:

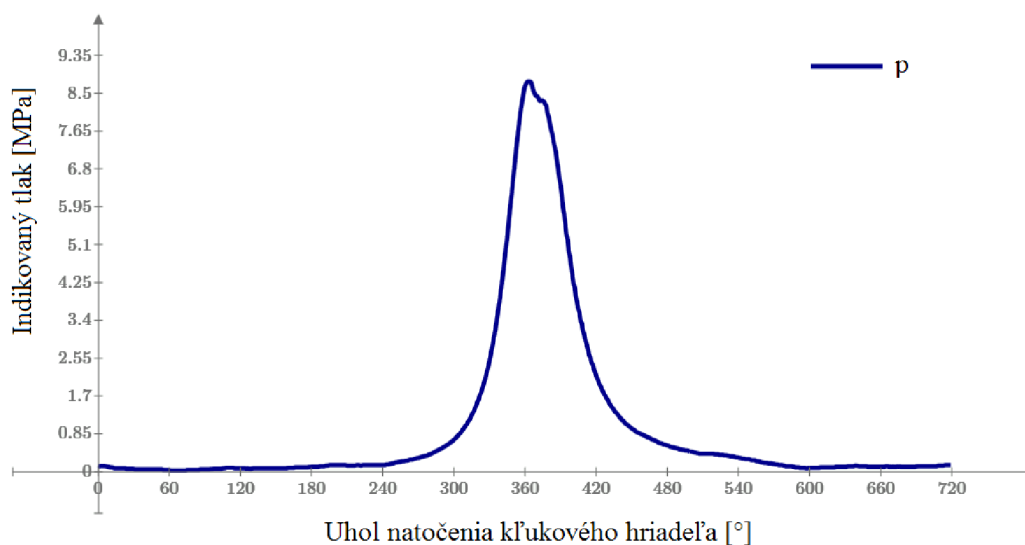
- Primárne (vnútorné) sily, tieto sily vznikajú pôsobením tlaku plynov na piest. Tieto sily sú vždy v páre a s opačným znamienkom (sila pôsobiaca na piest a rovnako veľká sila pôsobiaca na hlavu valcov). Tieto sily sú zachytávané rámom stroja a ich účinok sa navonok neprejavuje.
- Sekundárne (vonkajšie) voľné sily, jedná sa o zotrvačné sily a ich momenty, ktoré pri svojom pohybe vybudzujú jednotlivé časti kl'ukového hriadeľa. Tieto voľné sily a momenty sú prenášané rámom stroja na základ a pôsobia vibrácie.

3.3.1 PRIMÁRNE SILY (OD TLAKU PLYNOV)

Pri vzplanutí zmesi paliva so vzduchom dochádza k prudkému nárastu tlaku v spaľovacom priestore. Tento tlak plynov pôsobí na hlavu valca, steny valca a na dno piestu. Tieto sily sú časovo premenlivé v závislosti na priebehu spaľovacieho tlaku. Veľkosť sily pôsobiacej na dno piestu je daná vzťahom [15]:

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4} (p - p_0), \quad (7)$$

kde D je vrtanie valca, p je okamžitá hodnota tlaku v spaľovacom priestore a p_0 je tlak v kl'ukovej skrini pod piestom, predpokladá sa, že tento tlak má hodnotu atmosférického tlaku. Silu F_p vyrovnáva sila F'_p , ktorá má rovnakú veľkosť ale pôsobí v opačnom zmysle, obe sily pôsobia v osi valca. Sila F'_p pôsobí na hlavu valca, na uloženie motora sa prenáša iba normálová zložka sily F_p , ktorá vznikne rozložením do osi ojnice a smeru kolmého na os valca.



Obr. 4 Priebeh indikovaného tlaku v spaľovacom priestore pri otáčkach 2200 min^{-1}

3.3.2 SEKUNDÁRNE (ZOTRVAČNÉ) SILY

Nezanedbateľnou súčasťou síl pôsobiacich v kl'ukovom mechanizme sú zotrvačné sily, ktoré vznikajú v dôsledku zrýchľovania a spomaľovania hmotných telies. V kl'ukovom mechanizme pracujeme buď s priamočiarym pohybom alebo rotačným pohybom. Pri niektorých komponentoch spaľovacieho motora je typ pohybu jednoznačne určený, napr. piest motora vykonáva čisto translačný pohyb, ktorý je prevádzaný na čisto rotačný pohyb kl'ukového hriadeľa. Dostávame sa však do kontaktu aj s dielmi, ktoré vykonávajú obecný rovinný pohyb (zložený s rotačného a translačného pohybu). Konkrétnym príkladom je ojnica. Pre nasledujúce výpočty je potrebné fiktívne rozložiť hmotnosť ojnice na časť hmotnosti, ktorá vykonáva iba translačný pohyb a na časť, ktorá vykonáva iba rotačný pohyb. To docielime redukciami do dvoch hmotných bodov. Pre uskutočnenie tejto operácie musia zostať zachované statické a dynamické účinky hmotných bodov rovnaké ako celého telesa. Podmienkami redukcie je zachovanie celkovej hmotnosti, polohy ťažiska a momentu zotrvačnosti ojnice. Hmotný bod m_1 v strede malého oka ojnice vykonáva čisto translačný pohyb a hmotný bod m_2 v strede veľkého oka ojnice vykonáva čisto rotačný pohyb [15].

ZOTRVAČNÉ SILY POSUVNÝCH ČASTÍ KL'UKOVÉHO MECHANIZMU

Pre výpočet zotrvačnej sily od posuvných častí je potrebné poznať hmotnosť piestnej skupiny m_{ps} a zrýchlenie piesta a . Hmotnosť m_{ps} v sebe zahŕňa hmotnosť piestu, piestnych krúžkov a piestneho čapu. K tejto hmotnosti sa ešte pričíta redukovaná hmotnosť ojnice m_1 . Táto hmota koná iba priamočiary vratný pohyb. Vzťah pre výpočet okamžitej zotrvačnej sily od posuvných častí pôsobiacej v ose valca má tvar [1]:

$$F_{zp} = -(m_{ps} + m_1)a, \quad (8)$$

kde a je zrýchlenie piestnej skupiny definované vzťahom (4). Dosadením rovníc (5) a (6) do rovnice (8) môžeme zotrvačnú silu posuvných častí vyjadriť v dvoch zložkách, a to zotrvačná sila posuvných častí prvého rádu

$$F_{zpl} = -(m_{ps} + m_1)r\omega^2 \cos \alpha \quad (9)$$

a zotrvačnú silu posuvných častí druhého rádu

$$F_{zpll} = -(m_{ps} + m_1)r\omega^2 \lambda \cos 2\alpha. \quad (10)$$

Celková zotrvačná sila posuvných častí je algebraickým súčtom obidvoch harmonických zložiek

$$F_{zp} = F_{zpl} + F_{zpll}. \quad (11)$$

Zotrvačné sily posuvných častí sa plne prenášajú na uloženie motora, kde pôsobia aj so svojimi momentmi.

ZOTRVAČNÁ SILA ROTAČNÁ PÔSOBIACA NA OJNIČNÝ ČAP

Táto sila vzniká rotáciou redukovanej hmotnosti rotačných častí ojnice m_2 . Sila pôsobí v smere ramena kľuky a jej veľkosť je pre konštantnú uhlovú rýchlosť ω daná vzťahom [1]:

$$F_{zro} = m_2 r \omega^2 . \quad (12)$$

3.3.3 SILY A TOČIVÝ MOMENT NA OJNIČNOM ČAPE

Výsledná sila pôsobiaca na piest je daná súčtom sily F_p od tlaku plynov a od celkovej zotrvačnej sily posuvných častí F_{zp} [1]:

$$F_c = F_p + F_{zp} , \quad (13)$$

táto sila sa v dôsledku rotácie kľukového hriadeľa rozkladá do smeru osi ojnice [1]:

$$F_o = \frac{F_c}{\cos \beta} \quad (14)$$

a na normálovú silu na piest pôsobiacu v kolmom smere na os valca [1]:

$$F_n = F_c \tan \beta , \quad (15)$$

kde β je odklon osi ojnice od osi valca a platí vzťah [18]:

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha . \quad (16)$$

Sila F_o pôsobiaca v ose ojnice sa prenáša na ojničný čap, kde sa rozkladá na radiálnu silu [1]:

$$F_r = -F_o \cos(\alpha + \beta) , \quad (17)$$

ktorej záporné znamienko značí smer pôsobenia do stredu rotácie kľukového hriadeľa, a na tangenciálnu silu [1]:

$$F_t = F_o \sin(\alpha + \beta) . \quad (18)$$

Celková radiálna sila pôsobiaca na ojničný čap je algebraickým súčtom radiálnej sily F_r a rotačnej zotrvačnej sily pôsobiacej na ojničný čap F_{zro} :

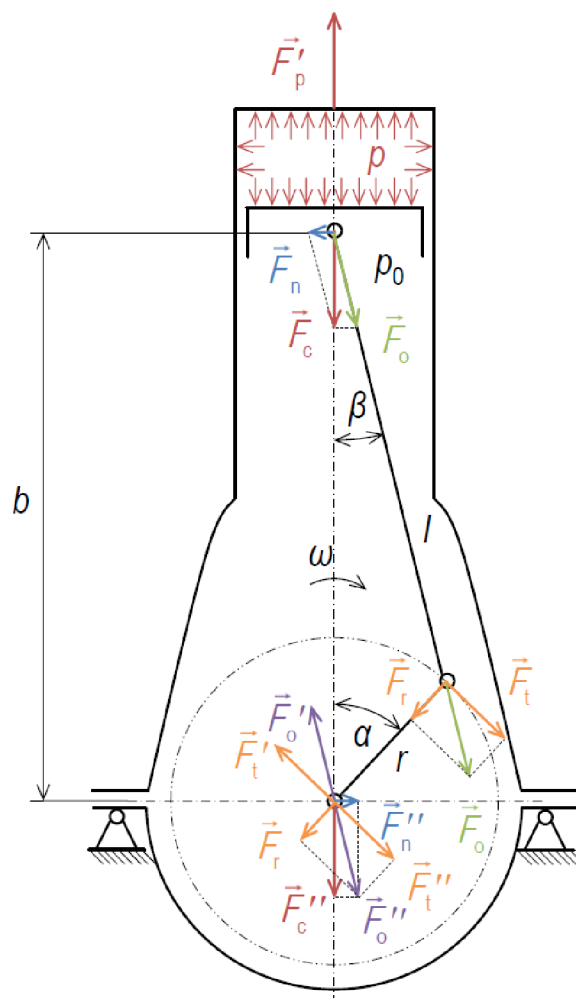
$$F_{rc} = F_r + F_{zro} . \quad (19)$$

Veľkosť celkovej sily pôsobiacej v ojničnom čape F_{oc} je:

$$F_{oc} = \sqrt{F_{rc}^2 + F_t^2} . \quad (20)$$

Reakciou tangenciálnej sily F_t v ložisku hlavného čapu kľukového hriadeľa vznikne dvojica síl F_t a F'_t , ktorá na ramene kľukového hriadeľa r vytvára točivý moment M_t o veľkosti [1]:

$$M_t = F_t r . \quad (21)$$



Obr. 5 Rozbor sil v klukovom mechanizme [18]

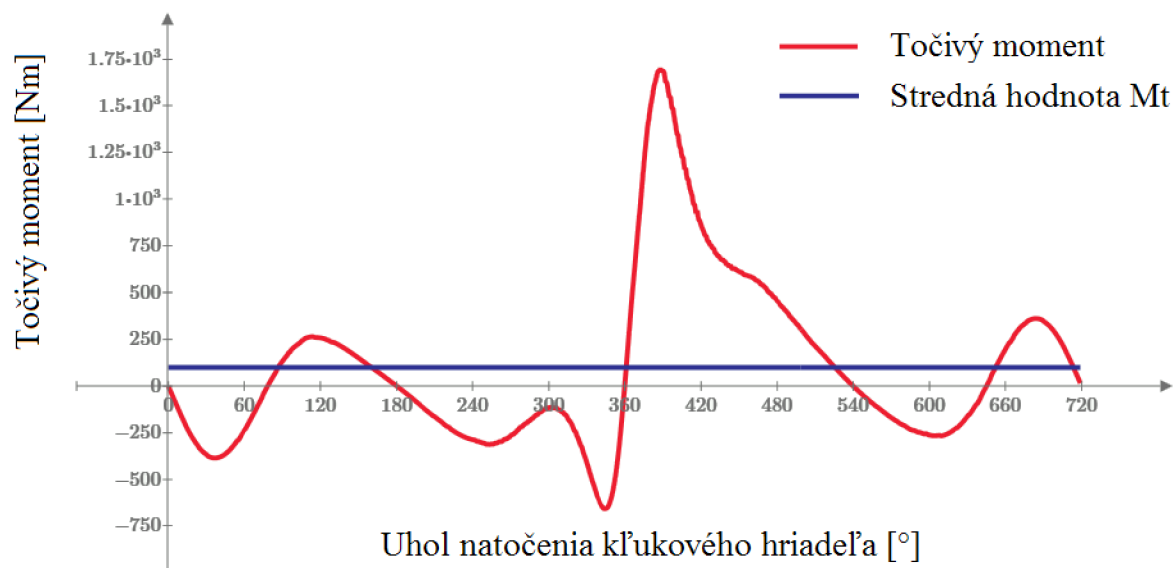
Na hlavný čap sa cez rameno kluky r prenáša radiálna sila F_r a tangenciálna sila F'_t . Ich vektorový súčet vytvára silu F''_o , ktorá má rovnakú veľkosť a zmysel pôsobenia ako sila F_o pôsobiaca v osi ojnice. Rozkladom sily F''_o do smeru osi valca do smeru kolmého na os valca vzniknú dve zložky. Zložka F''_c , ktorá je veľkosťou aj zmyslom pôsobenia zhodná so silou F_c . Druhou zložkou je F''_n , ktorá má rovnakú veľkosť a smer ako sila F_n , ale pôsobí opačným smerom. Dvojica síl F_n a F''_n vytvára klopny moment o veľkosti [1]:

$$M_{kl} = F_n b, \quad (22)$$

pôsobiaci na ramene b , ktoré mení svoju veľkosť podľa natočenia klukového hriadeľa podľa vzťahu [15]:

$$b = l \cos \beta + r \cos \alpha. \quad (23)$$

Klopny moment M_{kl} je reakčným momentom k točivému momentu M_t . Má teda rovnakú veľkosť, ale opačný zmysel pôsobenia a musí byť zachytávaný v uložení motora.



Obr. 6 Priebeh točivého momentu na jednom zalomení kl'ukového hriadeľa pri otáčkach 2200 min⁻¹

4 NÁVRH A VYVAŽOVANIE KL'UKOVÉHO HRIADEĽA

Pri návrhu piestového spaľovacieho motora je potrebné brať ohľad na dynamické zaťažovanie kl'ukového mechanizmu silovým a momentovým zaťažovaním. Je dôležité aby bol dosiahnutý čo najkl'udnejší chod motora bez výrazného chvenia, ktoré je prenášané cez uchytenie motora na samotnú karosériu vozidla. Tieto vibrácie spôsobujú hluk, môžu mať negatívny dopad na posádku vozidla a môže dochádzať k poškodzovaniu jednotlivých komponentov vozidla. Príčiny nevyváženosti sú nasledujúce [16]:

- a) *Funkčné* – spôsobené pohybom kl'ukového mechanizmu
- b) *Výrobné* – sú dané výrobnými nepresnosťami poprípade nehomogenitou materiálu
- c) *Deformáciou komponentu počas prevádzky*

Vyvážením kl'ukového mechanizmu sa dajú funkčné vibrácie eliminovať, či už čiastočne alebo úplne. Vhodnou konštrukciou a usporiadaním kl'ukového mechanizmu môžeme dosiahnuť tzv. prirodzené vyváženie kedy sa vzájomne vykompenzujú zotrvačné sily a momenty. V mnohých prípadoch to však nepostačuje, a preto je potrebné použiť vývažky na kl'ukovom hriadeľi. Účinok týchto vývažkov pôsobí proti účinku zotrvačných síl a momentov, nevýhodou však je nárast hmotnosti kl'ukového hriadeľa. Zotrvačné sily a momenty delíme podľa druhu vyváženia na [16]:

- a) *Volné* – tieto sily a momenty nie sú vnútorne vyvážené, sú prenášané do priestoru motorovej skrine a na uloženie motora a spôsobujú ich namáhanie. Sú zdrojom vibrácií a chvenia
- b) *Vnútorne* – vznikajú pôsobením tlaku plynov, vnútorne sú vyvážené a navonok sa neprejavujú, namáhajú časti kl'ukového ústrojenstva

Nasledujúce podkapitoly sa budú venovať teoretickému vyváženiu kl'ukového mechanizmu pomocou vývažkov na kl'ukovom hriadeľi. Pre teoretické vyvažovanie platia tieto zjednodušujúce predpoklady:

- tvar a rozmery všetkých častí kl'ukového mechanizmu sú presne dodržané
- neuvažujú sa mechanické ani tepelné deformácie, kl'ukový hriadeľ je absolútne tuhý
- neuvažujú sa vôle
- neuvažuje sa trenie ani gravitačné zrýchlenie
- materiál je ideálne homogénny
- rovnaké diely majú rovnakú hmotnosť
- uhlová rýchlosť je v priebehu pracovnej otáčky konštantná

4.1 ZOTRVAČNÉ SILY ROTUJÚCICH ČASTÍ

Rotáciou hmoty kl'ukového hriadeľa a príslušnej hmotnosti ojnice vzniká zotrvačná sila rotujúcich častí. Táto sila pôsobí na každom zalomení kl'ukového hriadeľa, má konštantnú veľkosť a pôsobí v smere ramena kl'uky, vid' Obr. 7. Veľkosť zotrvačnej sily rotujúcich častí sa vypočíta podľa [18]:

$$F_{Zr} = m_{rot} r \omega^2, \quad (24)$$

kde m_{rot} je celková redukovaná hmotnosť rotujúcich častí.

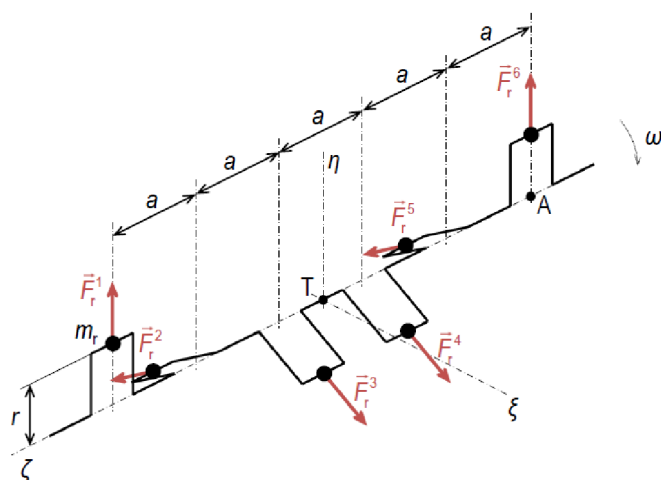
Redukovaná hmotnosť rotujúcich častí m_{rot} sa skladá z hmotnosti zalomenia kl'ukového hriadeľa redukovanej do osi rotácie kl'ukového hriadeľa a z rotujúceho podielu hmotnosti ojnice:

$$m_{rot} = m_{zal_red} + m_2 . \quad (25)$$

Redukovaná hmotnosť zalomenia m_{zal_red} sa vypočíta podľa vzťahu [18]:

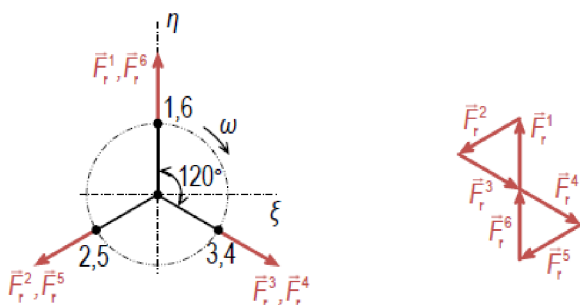
$$m_{zal_red} = m_{zal} \frac{r_t}{r} , \quad (26)$$

kde m_{zal} predstavuje hmotnosť jedného zalomenia, r_t je poloha ťažiska zalomenia a r je polomer kl'uky.



Obr. 7 Schéma pôsobenia zotrvačných síl rotujúcich častí [19]

Výslednica je daná súčtom síl na jednotlivých zalomeniach kl'ukového hriadeľa v osi η . Pre šesťvalcový motor s pravidelným rozstupom vznetov (kl'ukový hriadeľ tvorí pravidelnú hviezdicu) sú silové účinky jednotlivých zotrvačných síl vzájomne vykompenzované a výslednica tvorí uzavretý obrazec, viď Obr. 8. Tým pádom je výslednica nulová. [19]



Obr. 8 Schéma výslednice zotrvačných síl rotujúcich častí [19]

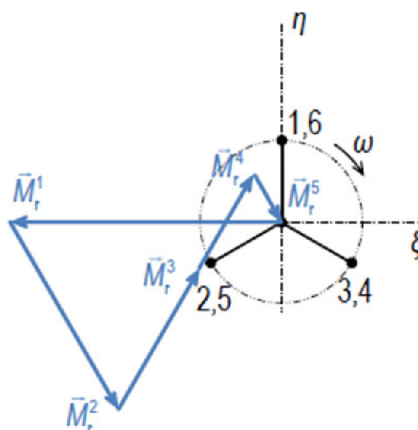
Aj napriek nulovej výslednici je však potrebné zaoberať sa jednotlivými zotrvačnými silami. Zotrvačná sila svojím pôsobením na jednotlivé zalomenia namáha hlavné ložiská kl'ukového

hriadeľa, dá sa však plne vyvážiť vývažkami. Jedná sa o takzvané silové vyváženie, ktoré spočíva v pridaní dvojice vývažkov na každé zalomenie kl'ukového hriadeľa. Týmto spôsobom vieme doceliť výrazné zníženie namáhania hlavných ložísk avšak nevýhodou je nárast hmotnosti kl'ukového hriadeľa. Alternatívou je momentové vyváženie, ktoré spočíva v pridaní vývažkov len na vybrané miesta kl'ukového hriadeľa. V porovnaní so silovým vyvážením je zaťaženie hlavných ložísk väčšie, ale hmotnosť kl'ukového hriadeľa je menšia a tým pádom je menší aj moment zotrvačnosti. Menší moment zotrvačnosti je výhodný hlavne pre motory, pri ktorých požadujeme rýchly prechod do vysokých otáčok.

4.2 MOMENTY ZOTRVAČNÝCH SÍL ROTUJÚCICH ČASTÍ

Aj napriek tomu, že zotrvačné sily rotačných častí sú navonok vyvážené, tým, že pôsobia v rôznych rovinách, vytvárajú nežiaduce momenty, ktoré sa snažia natočiť motor vzhľadom k jeho ťažisku. Tento jav sa nazýva dynamická nevyváženosť. Aj staticky vyvážený kl'ukový hriadeľ môže generovať dynamickú nevyváhu pri rotácii. Naopak dynamicky vyvážený kl'ukový hriadeľ bude vždy aj staticky vyvážený. [1]

Podobne ako pri vyšetřovaní zotrvačných síl posuvných častí môžeme momenty zotrvačných síl rotujúcich častí zobrazit' do roviny, v ktorej pôsobia. Momenty zotrvačných síl rotujúcich častí pôsobia v osi ξ a ich výslednica sa dá určiť z momentovej rovnováhy so vzťažným bodom A podľa Obr. 7. Výslednica momentu zotrvačných síl rotujúcich častí vzhľadom k symetrii silovej sústavy tak isto vytvára uzavretý obrazec a je nulová, vid' Obr. 9. [19]



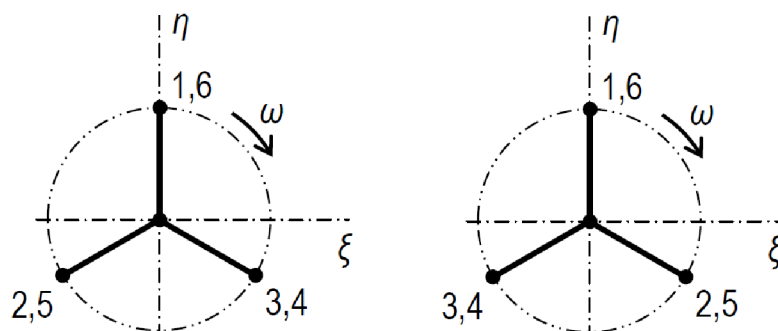
Obr. 9 Výslednica momentov zotrvačných síl [19]

4.3 ZOTRVAČNÉ SILY POSUVNÝCH ČASTÍ

Druhou zložkou zotrvačných síl sú sily od posuvných častí. Na rozdiel od zotrvačných síl rotujúcich častí sa amplitúda aj smer zotrvačných síl posuvných častí mení s uhlom natočenia kl'ukového hriadeľa a sily pôsobia v osi každého valca. Je to z toho dôvodu, že posuvné hmoty neustále menia svoje zrýchlenie aj smer pohybu na rozdiel od rotačného pohybu, kde sa predpokladá ustálená uhlová rýchlosť. Zotrvačné sily posuvných častí môžeme rozložiť na jednotlivé rády, ktoré sa líšia jednak amplitúdou aj frekvenciou. Napríklad zotrvačná sila II. rádu má dvojnásobnú frekvenciu oproti zložke I. rádu. Pri analýze vyváženia motora sa uvažujú jednotlivé rády zotrvačných síl posuvných častí samostatne. V praxi sa uvažuje iba vyvažovanie zotrvačných síl I. a II. rádu, pretože amplitúdy vyšších rádov sú veľmi malé. Ale v dôsledku vyššej frekvencie týchto rádov môže dôjsť k rezonancii s vlastnou frekvenciou kl'ukového hriadeľa alebo inej časti motora. [1]

Z podstaty vzniku zotrvačných síl posuvných častí nie je možné vyvážiť tieto sily jednoduchým pridávaním závažia na kľukový hriadeľ. Pre úplné vyváženie týchto síl sú nutné vyvažovacie hriadele rotujúce proti sebe, ktoré majú uhlovú rýchlosť zhodnú s frekvenciou danej zložky síl. Napríklad vyvažovacie hriadele pre elimináciu II. rádu musia mať uhlovú rýchlosť otáčania dvojnásobnú oproti otáčkam kľukového hriadeľa.

Veľkosť zotrvačných síl posuvných častí I. rádu môžeme stanoviť výpočtom alebo graficky. V prípade grafického riešenia sa vychádza zo schémy kľukového hriadeľa Obr. 10, v ktorom sa zobrazí veľkosť amplitúd od jednotlivých valcov odpovedajúcej danej polohe kľukového hriadeľa. Výslednica síl je daná vektorovým súčtom, pričom zmysel ich pôsobenia je od osi rotácie kľukového hriadeľa. Pri určení výslednice zotrvačných síl II. rádu je nutné zostrojiť tzv. fiktívnu schému kľukového hriadeľa s dvojnásobnými uhlami jednotlivých zalomení.



Obr. 10 Schéma kľukového hriadeľa I. rádu a II. rádu [19]

Ako je vidieť z Obr. 10 sú zotrvačné sily posuvných častí I. aj II. rádu pre 6 valcový motor prirodzene vyvážené.

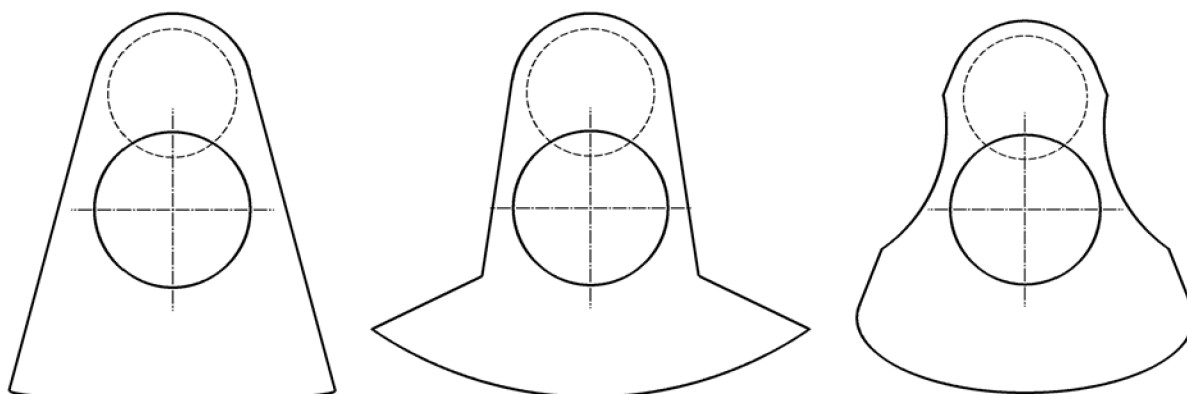
4.4 MOMENTY ZOTRVAČNÝCH SÍL POSUVNÝCH ČASTÍ

Veľkosť momentov zotrvačných síl posuvných častí I. a II. rádu môžeme vyjadriť podobne ako pri momentoch zotrvačných síl rotačných častí. Problémom však je, že momenty zotrvačných síl posuvných častí menia svoju veľkosť s rotáciou kľukového hriadeľa, čo komplikuje ich vyváženie. Radový 6 valcový motor však má tú výhodu, že momenty od prvých 3 valcov sa vďaka zrkadlovej symetrii kľukového hriadeľa navzájom vynulujú s momentmi od zvyšných 3 valcov. Tým pádom sú výslednice pre I. aj II. rád nulové a navonok sa momenty zotrvačných síl posuvných častí nijako neprejavujú. [1]

4.5 ZÁKLADNÝ NÁVRH VÝVAŽKOV

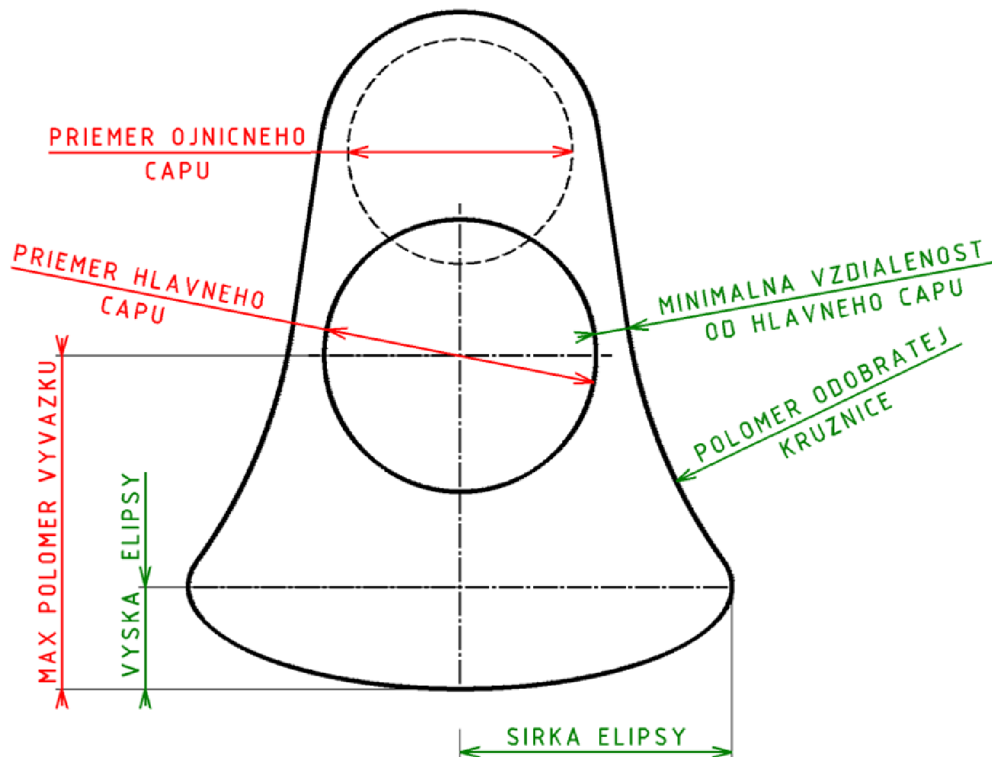
Pri návrhu kl'ukového hriadeľa bola snaha o minimalizovanie zotrvačných síl rotačných častí pri zachovaní čo najpriaznivejšej hmotnosti kl'ukového hriadeľa. Pre tento motor bolo zvolené silové vyváženie zotrvačných síl rotačných častí, ktoré zmiernuje zaťaženie hlavných ložísk kl'ukového hriadeľa. Silové vyváženie spočíva v pridaní dvojice vývažkov na každé zalomenie, čo má za následok zväčšenie momentu zotrvačnosti. Keďže sa však jedná o traktorový motor, pri ktorom sa predpokladá ustálený chod motora bez prudkých akcelerácií, je silové vyváženie akceptovateľné.

Na úvod bolo navrhnutých niekoľko typov zalomení, ktoré boli následne pomocou optimalizačných nástrojov programu Catia upravované tak, aby dosiahli čo najmenšiu hmotnosť pri podmienke zachovania ťažiska celého zalomenia na osi rotácie. Na Obr. 11 sú uvedené 3 príklady možných tvarov vývažkov, ktoré boli postupne testované. Do vstupných údajov optimalizačného nástroja boli zadané rozmery, ktoré môže program meniť a tiež povolený rozsah ich editácie. Pri každom zalomení sa zisťovala najmenšia celková hmotnosť jedného zalomenia pri polohe ťažiska na osi rotácie a získané poznatky boli použité pre návrh ďalšieho zalomenia.



Obr. 11 Príklad navrhnutých tvarov vývažkov

Postupným testovaním bolo zisťované, ktoré konštrukčné zásahy sú užitočné, a ktoré naopak kontraproduktívne. Po otestovaní niekoľkých tvarov zalomenia bol navrhnutý východiskový tvar zalomenia, zobrazené na Obr. 12, ktoré bude používané ako vstupný model pre ďalšie optimalizácie.



Obr. 12 Východiskový tvar zalomenia klukového hriadeľa

Na nákrese tvaru zalomenia sú vyznačené dôležité kóty, červené kóty sú pevne dané a optimalizačný nástroj ich nemôže meniť. Naopak zelené kóty vstupujú do optimalizačného nástroja ako premenné a program ich môže meniť v danom rozsahu. Rozmery a rozsah ich zmien sú uvedené v Tab. 2.

Tab. 2 Rozmery východiskového tvaru zalomenia a rozsah ich editácie

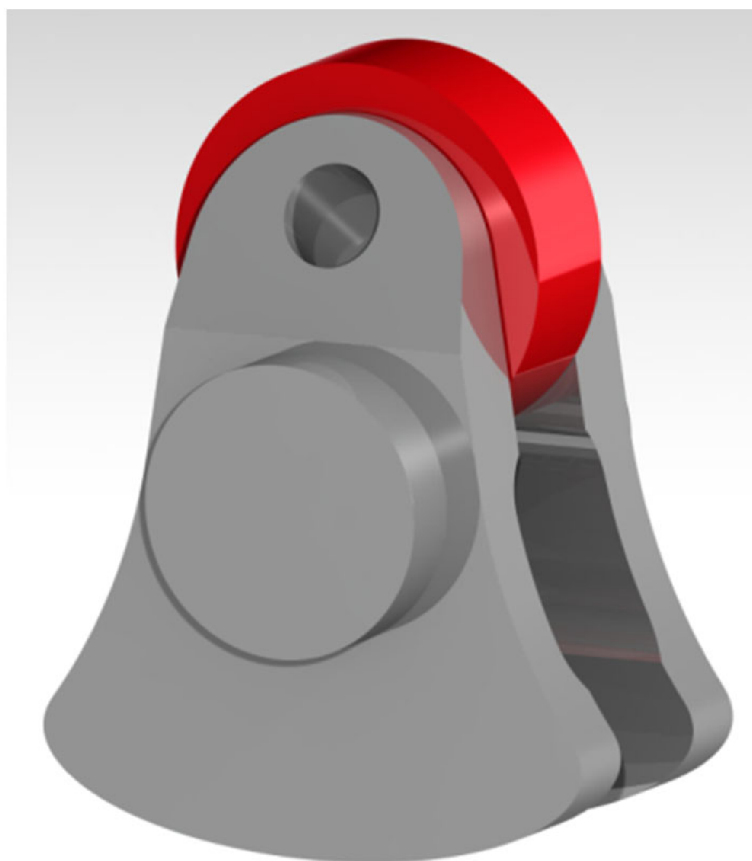
Označenie	Rozmer [mm]	Rozsah editovania [mm]
Priemer hlavného čapu	80	-
Priemer ojničného čapu	66	-
Maximálny polomer vývažku	98	-
Výška elipsy	30	10 – 60
Šírka elipsy	160	130 – 180
Polomer odobratej kružnice	160	40 – 400
Mín. vzdialenosť od hlavného čapu	10	8 – 12

Pri príprave modelu boli urobené ešte jemné úpravy ako napríklad ubratie materiálu na ramenách ojničného čapu a ubratie materiálu na vnútornej strane vývažkov. Parametre takto navrhnutého zalomenia sú uvedené v Tab. 3. V tejto tabuľke je uvedená aj hodnota zotrvačnej sily rotačných častí pre fiktívne zalomenie bez vývažkov, táto hodnota sa neskôr bude používať na porovnávanie s ostatnými zalomeniami.

Tab. 3 Parametre východiskového tvaru zalomenia

Označenie	Rozmer	Jednotka
Poloha ťažiska zalomenia	2,51	[mm]
Hmotnosť zalomenia	11,04	[kg]
Zotrvačná sila rotačných častí	1,47	[kN]
Zot. sila rot. častí bez vývažkov	11,72	[kN]

Kladná hodnota polohy ťažiska zalomenia r_t znamená, že poloha ťažiska je bližšie k ojníčnému čapu. Do hmotnosti zalomenia m_{zal} sa započítava aj rotačný podiel ojnice, ilustračne zobrazený červenou farbou na Obr. 13.



Obr. 13 Model východiskového tvaru zalomenia s rotačným podielom ojnice

Po niekoľkých pokusoch boli stanovené 3 najlepšie varianty zalomení, ktoré sú popísané na nasledujúcich stranách.

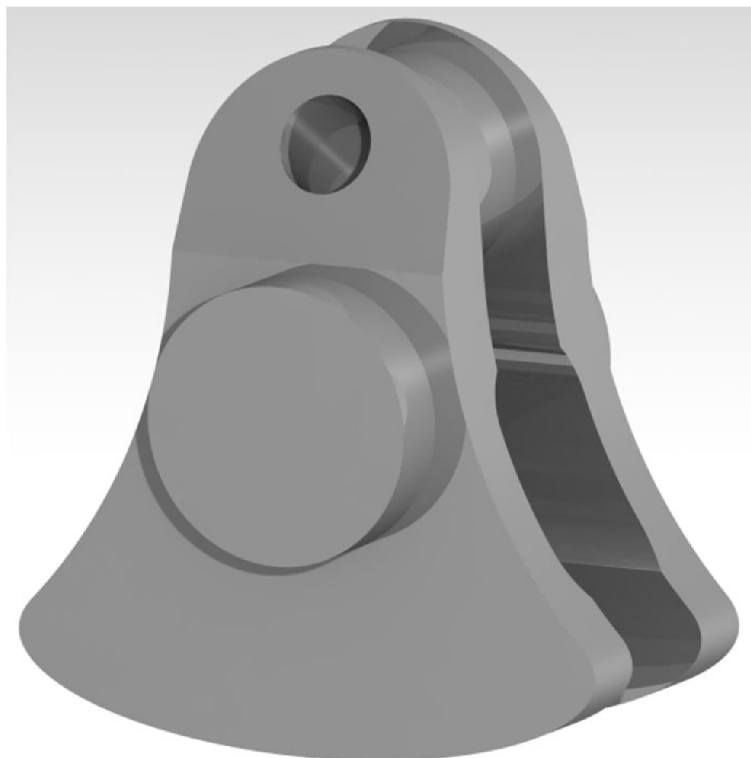
4.5.1 ZALOMENIE A: MINIMALIZÁCIA HMOTNOSTI PRI ÚPLNOM SILOVOM VYVÁŽENÍ

Cieľom tohto optimalizačného procesu je minimalizácia hmotnosti zalomenia pri úplnom silovom vyvážení. Vstupné údaje pre optimalizačný program sú uvedené v Tab. 2, bola doplnená podmienka celkovej polohy ťažiska $r_t = 0 \text{ mm}$. Výsledné hodnoty tejto optimalizácie sú uvedené v Tab. 4.

Tab. 4 Získané parametre zalomenia A

Označenie	Rozmer	Jednotka
Výška elipsy	29,44	[mm]
Šírka elipsy	180	[mm]
Polomer odobratej kružnice	160,20	[mm]
Min. vzdialenosť od hlavného čapu	8,29	[mm]
Poloha ťažiska zalomenia	0	[mm]
Hmotnosť zalomenia	11,34	[kg]

Pri tomto zalomení je zotrvačná sila rotačných častí vyvážená na 100 %, nárast hmotnosti oproti východiskovému tvaru zalomenia je približne 2,7 %. Rozmery uvedené v tabuľke budú pred ďalším použitím zaokrúhlené na hodnoty, ktoré budú výrobné prijateľnejšie. Výsledný model zalomenia je na Obr. 14, na obrázku nie je zobrazený rotačný podiel ojnice (do výpočtov však bol zahrnutý).



Obr. 14 Model zalomenia A

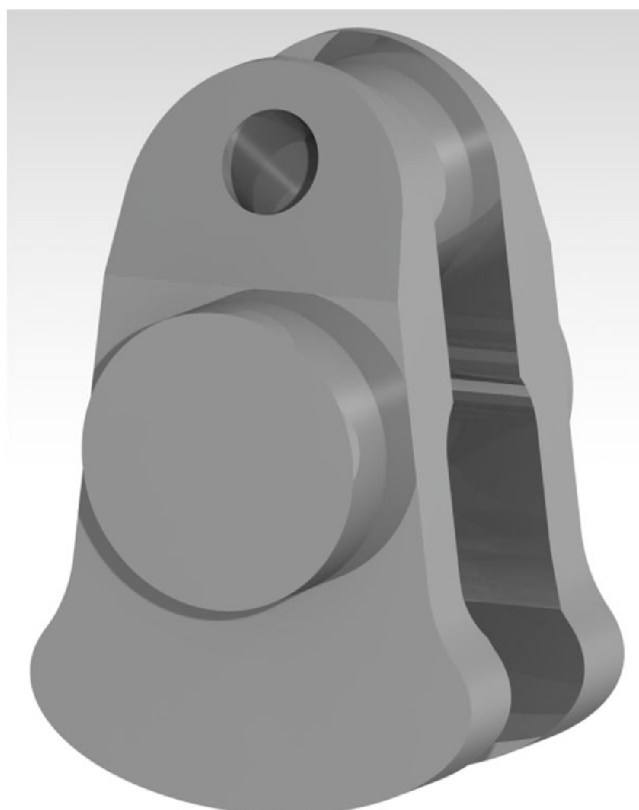
4.5.2 ZALOMENIE B: MINIMALIZÁCIA HMOTNOSTI

Na rozdiel od prvej optimalizácie bolo cieľom tohto procesu minimalizovať hmotnosť bez ohľadu na výslednú polohu ťažiska. Vstupný model a editovateľné rozmery zostávajú rovnaké ako pri zalomení A. Výsledné hodnoty zalomenia B sú uvedené v Tab. 5.

Tab. 5 Získané parametre zalomenia B

Označenie	Rozmer	Jednotka
Výška elipsy	32,58	[mm]
Šírka elipsy	130	[mm]
Polomer odobratej kružnice	40	[mm]
Min. vzdialenosť od hlavného čapu	8	[mm]
Poloha ťažiska zalomenia	6,64	[mm]
Hmotnosť zalomenia	10,28	[kg]
Zotrvačná sila rotačných častí	3,62	[kN]

Pri tomto zalomení je zotrvačná sila rotačných častí vyvážená na 60 % (porovnanie so zalomením bez vývažkov) a pokles hmotnosti oproti východiskovému tvaru zalomenia je približne 7 %. Model zalomenia B je zobrazený na Obr. 15.



Obr. 15 Model zalomenia B

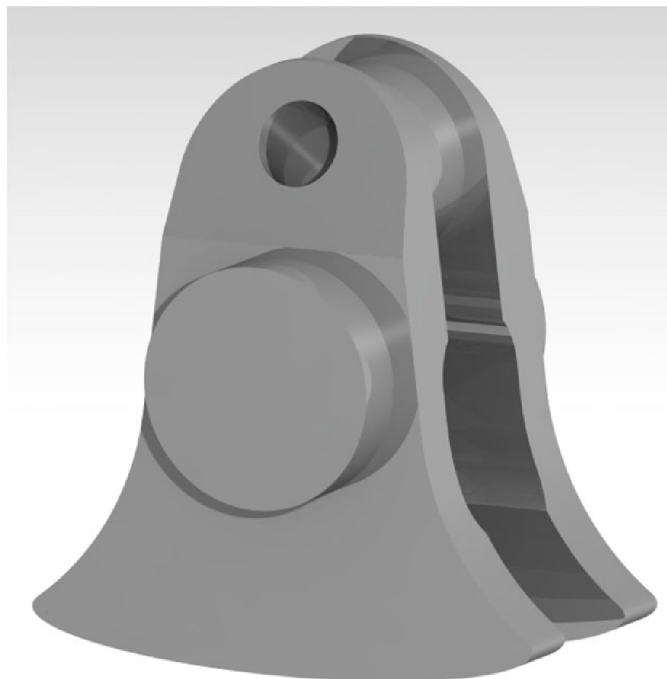
4.5.3 ZALOMENIE C: KOMPROMISNÝ NÁVRH

Posledným spomenutým zalomením bude zalomenie, ktoré vzniklo minimalizáciou hmotnosti za podmienky zachovania polohy ťažiska $r_t \leq 1 \text{ mm}$. Keďže program neumožňuje spracovať dve podmienky minimalizácie naraz (napr. minimalizácia hmotnosti pri súčasnej minimalizácii polohy ťažiska), musela byť podmienka polohy ťažiska zadaná číselne. Vstupné údaje a model bol rovnaký ako aj pri predchádzajúcich zalomeniach, jediná zmena je v nastavení cieľov a podmienok optimalizačného procesu. Výsledné hodnoty zalomenia C sú uvedené v Tab. 6.

Tab. 6 Získané parametre zalomenia C

Označenie	Rozmer	Jednotka
Výška elipsy	15,60	[mm]
Šírka elipsy	180	[mm]
Polomer odobratej kružnice	94,10	[mm]
Min. vzdialenosť od hlavného čapu	8	[mm]
Poloha ťažiska zalomenia	1	[mm]
Hmotnosť zalomenia	11	[kg]
Zotrvačná sila rotačných častí	0,58	[kN]

Pri tomto zalomení je zotrvačná sila rotačných častí vyvážená na 95 % (porovnanie so zalomením bez vývažkov) a hmotnosť je takmer totožná s východiskovým tvarom zalomenia aj napriek posunutiu ťažiska o 1,5 mm. Model zalomenia C je zobrazený na Obr. 16.

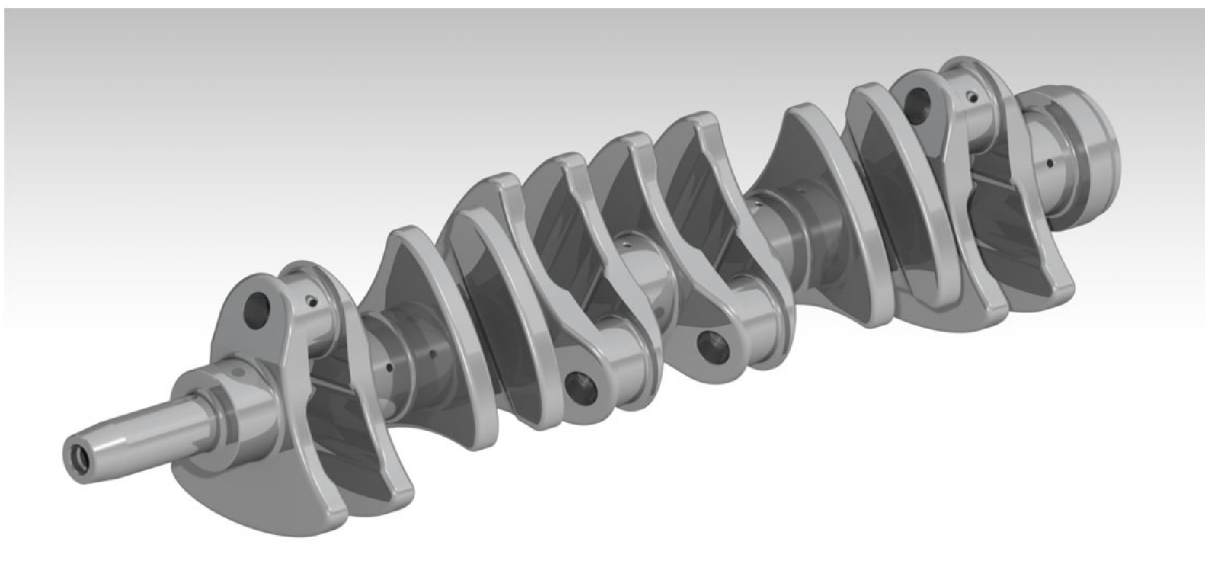


Obr. 16 Model zalomenia C

4.6 VÝSLEDNÝ MODEL KL'UKOVÉHO HRIADEĽA

Po dôslednom zvážení možných alternatív bol vybraný variant zalomenia A, to znamená úplné silové vyváženie. Výhodou tohto riešenia je menšie zaťaženie hlavných ložísk, ktoré je však spojené s jemným nárastom hmotnosti. Zväčšenie hmotnosti kl'ukového hriadeľa má vo všeobecnosti negatívny dopad na dynamiku motora, čo však v prípade traktorového motora nepredstavuje zásadný problém.

Výsledný kl'ukový hriadeľ sa skladá zo šiestich identických zalomení, ktoré sú natočené po 120° okolo osi rotácie. Výsledná hmotnosť kl'ukového hriadeľa je 64 kg, celková dĺžka hriadeľa je 1027 mm. Predný koniec kl'ukového hriadeľa bude slúžiť na uchytenie remenice, na zadnom konci kl'ukového hriadeľa je príruha pre uchytenie zotrvačníka. Správna pozícia zotrvačníka voči kl'ukovému hriadeľu bude zaistená pomocou kolíka, ktorý zaistí, že zotrvačník sa bude dať osadiť len jedným spôsobom. Vstup motorového oleja na mazanie klzných ložísk bude realizovaný cez kanáliky na hlavných čapoch, cez ktoré bude následne dopravovaný na ojnicné čapy. Výsledný kl'ukový hriadeľ je zobrazený na Obr. 17.



Obr. 17 Model kl'ukového hriadeľa

5 TORZNÉ KMITANIE KL'UKOVÉHO HRIADEĽA

Pri kl'ukovom hriadeĽi piestového spaľovacieho motora je nutné poznať pôsobiace typy kmitania a ich účinky na mechanizmus. Každé mechanické kmitanie je vyvolávané a udržiavané periodicky premenlivými silovými účinkami pôsobiacimi na sústavu hmôt spojenú pružnými väzbami. Pri kl'ukovom mechanizme sú uvažovanými hmotami piesty, ojnice, zotrvačník a pružnú väzbu medzi nimi tvorí kl'ukový hriadeľ. Čím je kl'ukový hriadeľ dlhší a pružnejší, tým väčšie má tendencie ku kmitaniu. Pri kl'ukových hriadeľoch dochádza za prevádzky k trom druhom kmitaní [15]:

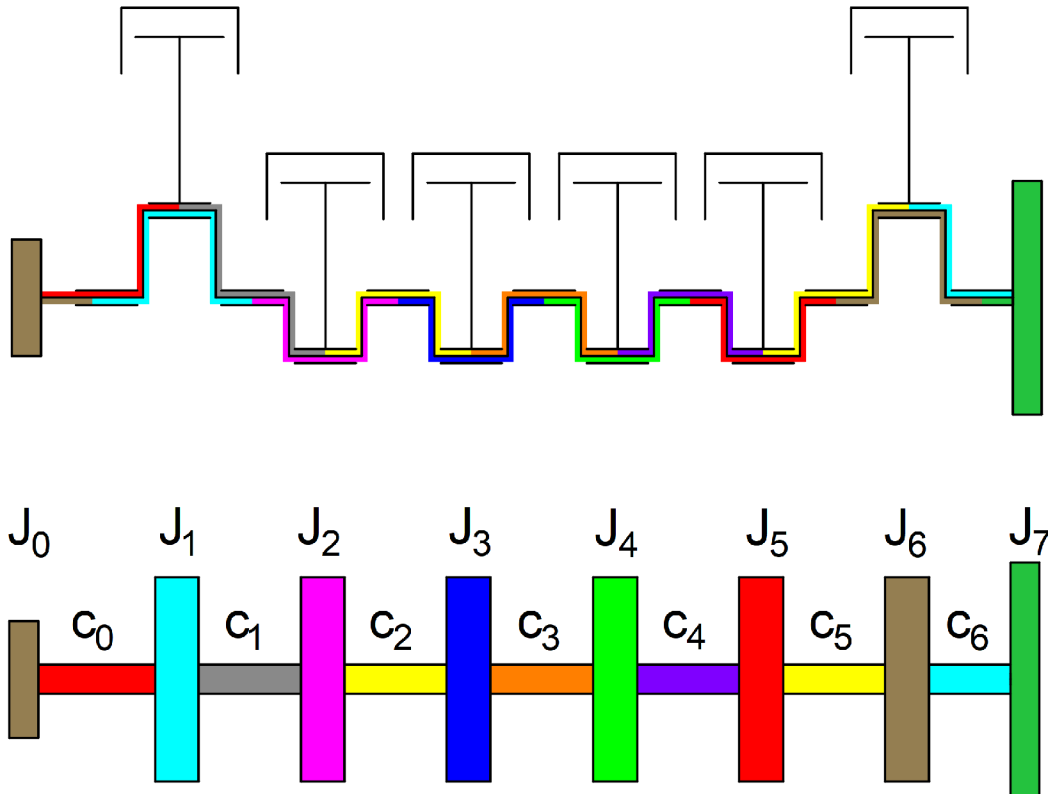
- pozdlžne kmitanie – kmitanie v osi kl'ukového hriadeľa. Dochádza k periodickému skracovaniu a predlžovaniu hriadeľa,
- ohybové kmitanie – pôsobí kolmo na os kl'ukového hriadeľa. Vplyv ohybového kmitania rastie so zväčšujúcou sa vzdialenosťou medzi hlavnými ložiskami,
- torzné kmitanie – je vyvolané časovo premenlivým priebehom točivého momentu.

„Najnebezpečnejším kmitaním kl'ukového hriadeľa piestového spaľovacieho motoru je torzné kmitanie. Torzným kmitaním vzniká rýchlo premenlivé skrucovanie kl'ukového hriadeľa, ktoré sa superponuje na nakrútenie vplyvom tangenciálnych síl na kl'ukách a na rotačné kývanie hriadeľa ako celku, vyvolané nerovnomernosťou chodu. V prípade keď frekvencia síl budiacich kmitanie súhlasí s vlastnou frekvenciou hmotnostnej sústavy, dochádza k rezonanciám. Príslušné kritické otáčky sa obvykle prejavujú značným hlukom a chvením celého motora. Dlhodobejšia prevádzka v týchto rezonančných oblastiach môže viesť k únavovým lomom kl'ukového hriadeľa, k poruchám ložísk, rozvodov a iných dielov.“ (Kovařík, 95-96).

Analytické riešenie torzných kmitov predpokladá určité zjednodušenia, ktoré idealizujú kmitajúcu sústavu na jednoduchý redukovaný model, tzv. náhradnú sústavu. Tieto zjednodušenia nemajú výrazný vplyv na samotný výpočet a ukazuje sa, že takýto výpočet je dostatočne presný. [15]

5.1 NÁHRADNÁ TORZNÁ SÚSTAVA KL'UKOVÉHO MECHANIZMU

Náhradná sústava, ktorá nahrádza skutočnú torznú sústavu kl'ukového mechanizmu, je s pôvodnou sústavou energeticky ekvivalentná. Pre zjednodušenie však iba pre strednú hodnotu časového priebehu, pretože kinetická energia posuvných zotrvačných častí sa v priebehu uvažovaného časového úseku značne mení. Zjednodušený model je tvorený hladkým nehmotným hriadeľom o určitej torznej tuhosti c , ktorá je približne rovnaká ako úsek, ktorý nahrádza. Hriadeľ spája tuhé kotúče o danom momente zotrvačnosti J ako je názorne vidieť na Obr. 18. [15]



Obr. 18 Schematický postup vytvárania náhradnej torznej sústavy

5.1.1 REDUKCIA HMOTNOSTÍ

Redukcia hmotností spočíva v stanovení jednotlivých momentov zotrvačností uvažovaných častí kľukového hriadeľa (zalomenie, remenica, predný koniec kľukového hriadeľa), ktoré sú vzťahnuté k osi rotácie kľukového hriadeľa. Pokiaľ je s kľukovým hriadeľom spojená ďalšia pohybujúca sa hmota, ako napríklad rotujúca časť ojnice alebo hmota posuvných častí piestnej skupiny, je táto hmota vzťahnutá na polomer kľuky r a jej moment zotrvačnosti sa pričíta. Pre rotujúcu hmotnosť ojnice m_2 platí vzťah pre redukovaný moment zotrvačnosti [15]:

$$J_{oj} = m_2 r^2 . \quad (27)$$

Redukovaný moment zotrvačnosti posuvných častí sa stanoví podľa vzťahu [15]:

$$J_{ph} = (m_{ps} + m_1) \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) r^2 . \quad (28)$$

Momenty zotrvačností jednotlivých zalomení J_{zi} , predného konca kľukového hriadeľa J_{pk} a zadného konca kľukového hriadeľa J_{zk} boli stanovené z príslušného CAD modelu. Momenty zotrvačností remenice J_{rem} a zotrvačniku J_{zot} boli poskytnuté vedúcim práce. Redukovanú sústavu môžeme popísať nasledujúcimi redukovanými momentmi zotrvačnosti [15]:

$$J_0 = J_{pk} + J_{rem} + J_{roz} \quad (29)$$

je redukovaný moment zotrvačnosti predného konca kľukového mechanizmu,

$$J_1 = J_{z1} + J_{oj} + J_{ph} \quad (30)$$

je redukovaný moment zotrvačnosti kľukového mechanizmu od roviny stredu 1. hlavného čapu po rovinu stredu 2. hlavného čapu. Obdobným spôsobom získame hodnoty redukovaných momentov zotrvačnosti ostatných zalomení.

$$J_7 = J_{zk} + J_{zot} \quad (31)$$

je redukovaný moment zotrvačnosti zadného konca kľukového hriadeľa a zotrvačníka. Hodnoty redukovaných momentov zotrvačnosti sú uvedené v Tab. 7.

Tab. 7 Redukované momenty zotrvačnosti kľukového mechanizmu

Redukované momenty zotrvačností [$\text{kg}\cdot\text{m}^2\cdot 10^{-3}$]									
J_{oj}	J_{ph}	J_0	J_1	J_2	J_3	J_4	J_5	J_6	J_7
5,922	5,435	22,944	47,357	47,357	47,357	47,357	47,357	47,357	1064

5.1.2 REDUKCIA DĹŽOK

Redukcia dĺžok častí kľukového hriadeľa medzi hmotnými kotúčmi sa prevádza na hladký nehmotný hriadeľ, a to tak, aby torzná tuhosť hladkého hriadeľa o priemere D_r bola rovnaká, ako tuhosť redukovanej časti kľukového hriadeľa medzi kotúčmi. To znamená, že pri pôsobení rovnakého točivého momentu musí dôjsť k rovnakému natočeniu skutočného aj redukovaného kľukového hriadeľa. Výpočet redukovaných dĺžok predného konca kľukového hriadeľa l_{pk_red} a zadného konca kľukového hriadeľa l_{zk_red} boli vypočítané pomocou vzťahov zo zdrojov [16][15], výpočty sú uvedené v prílohe. Na výpočet redukovanej dĺžky zalomenia bola aplikovaná metóda Ker-Wilson, ktorá dáva približnú hodnotu redukovanej dĺžky [20]:

$$l_{red} = D_r^4 \left[\frac{l_{hc} + 0,4D_{hc}}{D_{hc}^4} + \frac{l_{oc} + 0,4D_{oc}}{D_{oc}^4} + \frac{r - 0,2(D_{hc} + D_{oc})}{t_r b_r^3} \right], \quad (32)$$

kde D_r je redukovaný priemer, ku ktorému sa vzťahujú všetky redukované dĺžky (väčšinou sa volí priemer hlavného čapu kľukového hriadeľa). Ďalej l_{hc} je dĺžka hlavného čapu, l_{oc} je dĺžka ojničného čapu, D_{hc} je priemer hlavného čapu, D_{oc} je priemer ojničného čapu, t_r je hrúbka ramena kľuky a b_r je šírka ramena kľuky. Keďže sú všetky zalomenia kľukového hriadeľa identické, vypočítaná redukovaná dĺžka platí pre všetky zalomenia. Vypočítané hodnoty redukovaných dĺžok sú uvedené v Tab. 8.

Tab. 8 Redukované dĺžky kľukového hriadeľa

Redukované dĺžky kľukového hriadeľa [m]		
l_{pk_red}	l_{red}	l_{zk_red}
1,575	0,268	0,170

5.1.3 VÝPOČET TORZNÝCH TUHOSTÍ

Medzi redukovanou dĺžkou i -tej časti kl'ukového hriadeľa l_{red_i} a jej tuhosťou platí vzťah [15]:

$$c_i = \frac{I_p G}{l_{red_i}}, \quad (33)$$

kde G je modul pružnosti v šmyku a

$$I_p = \frac{\pi D_r^4}{32}, \quad (34)$$

je polárny moment prierezu redukovaného hriadeľa v krute. Hodnoty torzných tuhostí hriadeľov sú uvedené v Tab. 9.

Tab. 9 Torzné tuhosti hriadeľov

Torzné tuhosti hriadeľov [N·m·rad ⁻¹ ·10 ⁵]						
c_0	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6
2,062	12,126	12,126	12,126	12,126	12,126	19,100

5.2 VLASTNÉ TORZNÉ KMITANIE

Vlastným kmitaním sústavy označujeme harmonický pohyb vyvolaný vonkajším impulzom, avšak kmitanie pokračuje bez ďalších vonkajších impulzov. V prípade, že by sa táto kmitajúca sústava nachádzala v prostredí bez pôsobenia odporov a tlmenia, bolo by toto kmitanie nekonečne dlhé. V reálnych podmienkach však nemôžeme zanedbať vplyv tlmenia pôsobenia odporov, preto sa energia voľného kmitania pohltí a po určitej dobe kmitanie zanikne. Vlastné kmitanie každej sústavy je popísané frekvenciou, tvarom kmitania a vplyvom pasívnych odporov. Obzvlášť nebezpečná situácia môže nastať, ak je vlastná frekvencia kmitania sústavy zhodná s periodicky pôsobiacimi silami mechanizmu. V tom prípade dochádza k zosilneniu voľného kmitania, teda k rezonancii. [15]

Počet možných frekvencií a tvarov kmitov vlastného (voľného) kmitania je $i - 1$, kde i je počet hmôt (momentov zotrvačnosti) v sústave. Keďže sa prídavné torzné kmitanie superponuje na točivý pohyb sústavy a je na ňom závislé, má pohybová rovnica v maticovom tvare podobu [16],[21]:

$$M\ddot{q} + Cq = 0, \quad (35)$$

kde M je symetrická štvorcová matica hmotnosti:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} J_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_7 \end{bmatrix}, \quad (36)$$

\mathbf{C} je symetrická štvorcová matica tuhosti:

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_0 & -c_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_0 & c_0 + c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_3 & c_3 + c_4 & -c_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4 + c_5 & -c_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_5 & c_5 + c_6 & -c_6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_6 & c_6 \end{bmatrix}, \quad (37)$$

a \mathbf{q} je zovšeobecnená výchylka s predpokladaným tvarom riešenia:

$$\mathbf{q} = \mathbf{w}e^{j\Omega t}, \quad (38)$$

kde \mathbf{w} je vektor vlastných tvarov. Po dosadení do pohybovej rovnice získame rovnicu v tvare:

$$(\mathbf{C} - \Omega^2 \mathbf{M})\mathbf{w} = 0, \quad (39)$$

kde Ω je vlastná uhlová rýchlosť. Vynásobením maticou \mathbf{M}^{-1} zľava dostaneme tvar:

$$(\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} - \Omega^2 \mathbf{I})\mathbf{w} = 0. \quad (40)$$

Prevedením na problém vlastných čísel dostaneme vzťah:

$$(\mathbf{A} - \lambda \mathbf{I})\mathbf{w} = 0, \quad (41)$$

kde \mathbf{A} je štvorcová matica, λ je vlastné číslo a \mathbf{I} je jednotková matica (štvorcová matica s jednotkami na hlavnej diagonále) získame modálnu maticu:

$$\mathbf{A} = \mathbf{M}^{-1}\mathbf{C}, \quad (42)$$

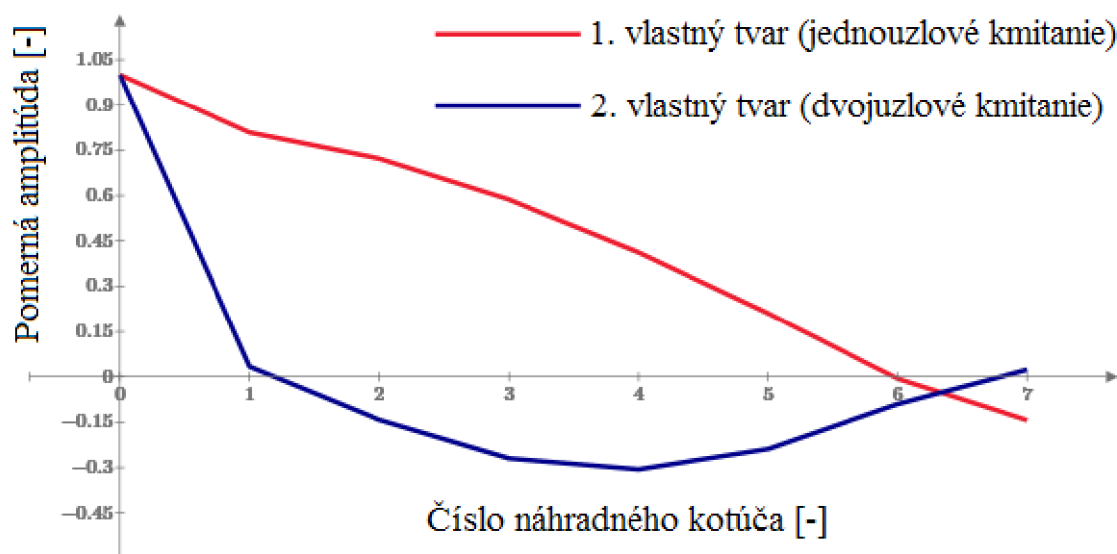
a vzťah pre vlastné čísla

$$\lambda = \Omega^2. \quad (43)$$

Riešením sú vektory vlastných tvarov a ich vlastné uhlové frekvencie. Pomerné výchylky sú dané násobkom prvého členu vlastných tvarov, predstavujúce výkmit voľného konca kl'ukového hriadeľa, ktorý sa berie ako jednotkový [16]:

$$y_i = \frac{w_i}{w_0} . \quad (44)$$

V praxi sa uvažujú iba prvé dva vlastné tvary (jednouzlové a dvojzlové kmitanie, Obr. 19) a im odpovedajúce uhlové frekvencie. Vyššie rády sa neuvažujú, pretože kmitajú s vysokými frekvenciami, ktoré sú v prevádzkových otáčkach nedosiahnuteľné. [16]



Obr. 19 Vlastné tvary jednouzlového a dvojzlového kmitania

Vlastné frekvencie otáčok sa určia z vlastnej uhovej rýchlosti podľa vzťahu [15]:

$$N = \frac{\Omega}{2\pi} , \quad (45)$$

hodnoty otáčok vlastného kmitania kl'ukového hriadeľa pre jednouzlové a dvojzlové kmitanie sú uvedené v Tab. 10.

Tab. 10 Vlastné frekvencie otáčok pre jednouzlové a dvojzlové kmitanie

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Jednouzlové kmitanie	N_1	209	[Hz]
Dvojzlové kmitanie	N_2	469	[Hz]

5.3 VYNÚTENÉ TORZNÉ KMITANIE

Vlastné kmitanie reálnych objektov časom ustane vplyvom vnútorných odporov a tlmenia, z toho vyplýva, že samé o sebe nepredstavuje vážnu hrozbu. Počas prevádzky motora je však kmitanie budené periodicky premennými točivými momentmi. [16]

5.3.1 HARMONICKÁ ANALÝZA BUDIACEHO MOMENTU

Budiacim momentom torzného kmitania kľukového hriadeľa je točivý moment, ktorého priebeh je periodickou funkciou s periódou dvoch otáčok kľukového hriadeľa. Tento priebeh sa dá rozložiť pomocou Fourierovej transformácie na nekonečnú radu sínusových funkcií s rôznou amplitúdou a fázovým posunom (harmonická analýza). Každá harmonická zložka krútiaceho momentu vzbudzuje nezávisle na ostatných zložkách vynútené kmitanie rovnakej frekvencie ako má táto zložka. V komplexnom obore sa točivý moment rozloží na súčet harmonických zložiek podľa vzťahu [16]:

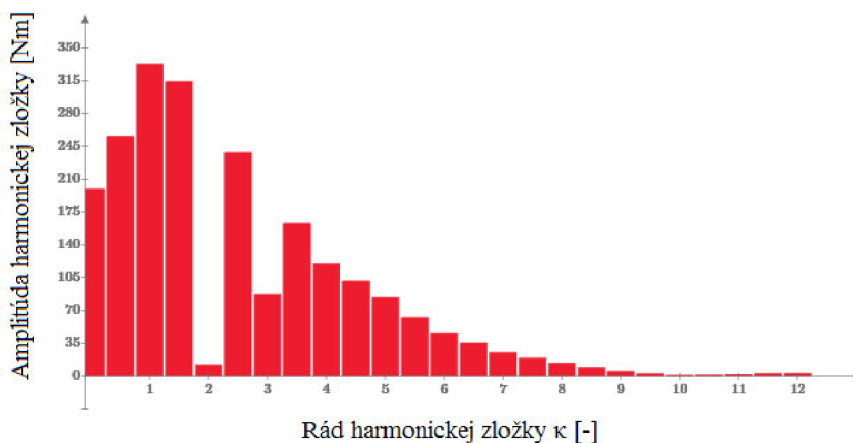
$$M_k = \frac{2}{n_p} \sum_{j=0}^{n_p-1} M_j e^{i(k2\pi \frac{j}{n_p})}, \quad (46)$$

kde M_k je amplitúda momentu prislúchajúceho harmonickej zložke k , n_p je počet diskretných vzoriek priebehu točivého momentu, M_i je diskretná hodnota točivého momentu vzorky j , i je imaginárna jednotka a k je požadovaný počet vlastných frekvencií.

Rád harmonickej zložky je násobkom prvej frekvencie a pri torznom kmitaní sa počíta s násobkami otáčok kľukového hriadeľa. Pri štvortaktnom motore prebehne za jednu otáčku kľukového hriadeľa polovica periódy, preto:

$$\kappa = \frac{k}{2}. \quad (47)$$

Nie všetky rády sú rovnako nebezpečné pre motor. Pri motoroch sa zisťujú hlavné rády harmonických zložiek, ktoré majú synchronný priebeh, pretože pri týchto rádoch môže dôjsť k rezonancii. Pri šesťvalcovom motore s pravidelným rozstupom vznietení sú hlavné rády celočíselným násobkom polovičného počtu valcov, teda $\kappa = 3, 6, 9, 12 \dots$



Obr. 20 Harmonická analýza točivého momentu

5.3.2 REZONANČNÉ OTÁČKY

Každá harmonická zložka budiaceho momentu vyvolá nezávisle na ostatných zložkách vynútené torzné kmitanie kľukového hriadeľa na frekvencii zhodnej s frekvenciou uvažovanej harmonickej zložky, veľkosť je násobkom rádu zložky a otáčok motora. Motor má teda

mnoho rezonančných otáčok, pri ktorých harmonická zložka vyvoláva nútené kmitanie s frekvenciou odpovedajúcej vlastnej frekvencii jednouzlového či dvojuzlového kmitania.[21]

Tab. 11 Rezonančné otáčky jednouzlového a dvojuzlového kmitania

Rád harmonickej zložky	Rezonančné otáčky	
	jednouzlové kmitanie	dvojuzlové kmitanie
κ [-]	n_{1rez} [min^{-1}]	n_{2rez} [min^{-1}]
0,5	25030	56281
1	12515	28141
1,5	8343	18760
2	6257	14070
2,5	5006	11256
3	4172	9380
3,5	3576	8040
4	3129	7035
4,5	2781	6253
5	2503	5628
5,5	2275	5116
6	2086	4690
6,5	1925	4329
7	1788	4020
7,5	1669	3752
8	1564	3518
8,5	1472	3311
9	1391	3127
9,5	1317	2962
10	1251	2814
10,5	1192	2680
11	1138	2558
11,5	1088	2447
12	1043	2345

Hodnoty rezonančných otáčok jednouzlového kmitania sa vypočítajú podľa vzťahu [16]:

$$n_{1rez} = \frac{N_1}{\kappa} \quad (48)$$

a hodnoty rezonančných otáčok pre dvojuzlové kmitanie:

$$n_{2rez} = \frac{N_2}{\kappa} . \quad (49)$$

Hodnoty rezonančných otáčok pre jednuzlové a dvojuzlové torzné kmitanie sú uvedené v Tab. 11. Otáčky, ktoré sú v pracovnom rozsahu motora a sú tým pádom nebezpečné, sú zvýraznené. Obzvlášť zvýšenú pozornosť treba venovať rádom 6, 9 a 12, pretože rezonančné otáčky jednuzlového kmitania ležia v pracovnom rozsahu motora.

5.3.3 VÝDATNOSŤ REZONANCIÍ

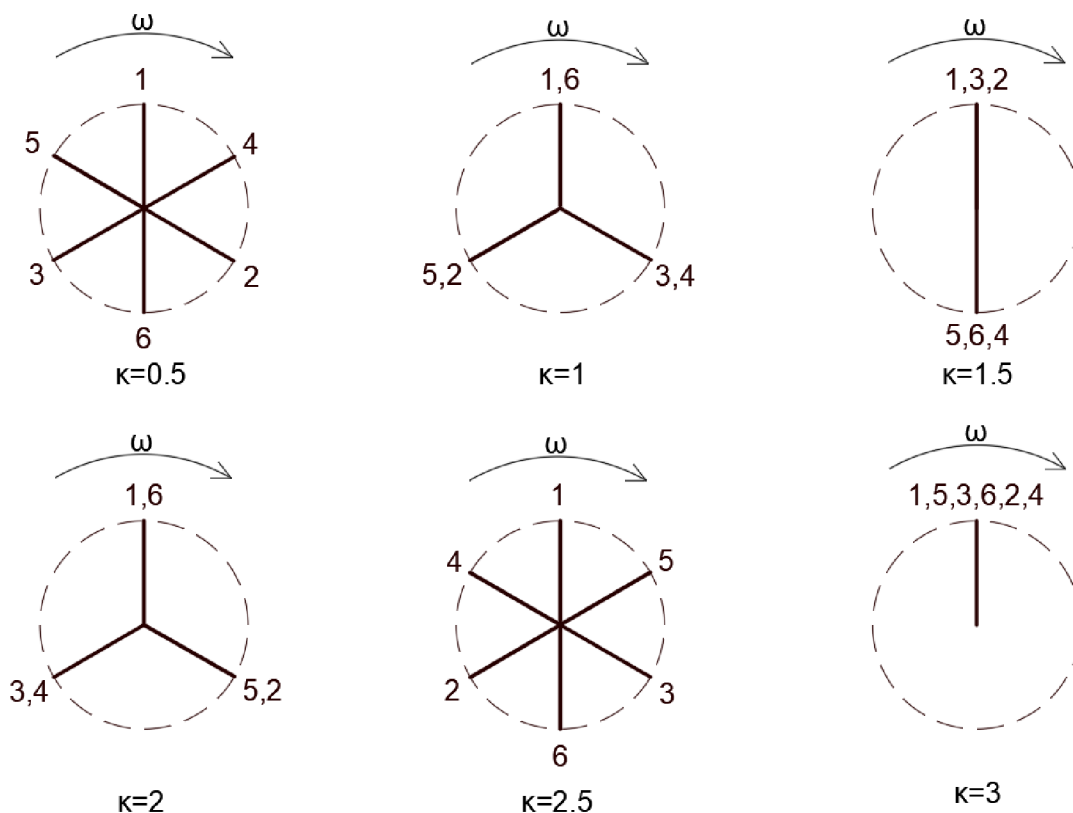
Pre rezonančné kmitanie platí, že tvar výkmitovej čiary je približne rovnaký ako tvar vlastného torzného kmitania. Rezonančné výchylky jednotlivých hmôt torznej sústavy sa určia z podmienky rovnosti práce harmonických zložiek budiacich momentov na jednotlivých zalomeniach a práci tlmiacich momentov. Budiace momenty majú rovnakú amplitúdu, ale rôznu fázu, ktorá sa mení s každým rádom harmonickej zložky a je vyjadrená súčinom uhla natočenia jednotlivých ramien klukového hriadeľa voči sebe a rádom harmonickej zložky. Pre pomerné výchylky jednotlivých hmôt zas platí, že majú rôznu pomernú amplitúdu, ale rovnakú fázu, pretože dosahujú svoje maximá súčasne (synchronne kmitanie). Pre zjednodušenie súčtu kmitavých prác sa vektory budiacich momentov zamieňajú za vektory torzných výchyliek y_i . [16]

Výdatnosť rezonancie ε_κ pre jednuzlové kmitanie je daná vektorovým súčtom pomerných amplitúd [16]:

$$\varepsilon_\kappa = \sqrt{\left(\sum_i y_i \sin(v_i \kappa)\right)^2 + \left(\sum_i y_i \cos(v_i \kappa)\right)^2} . \quad (50)$$

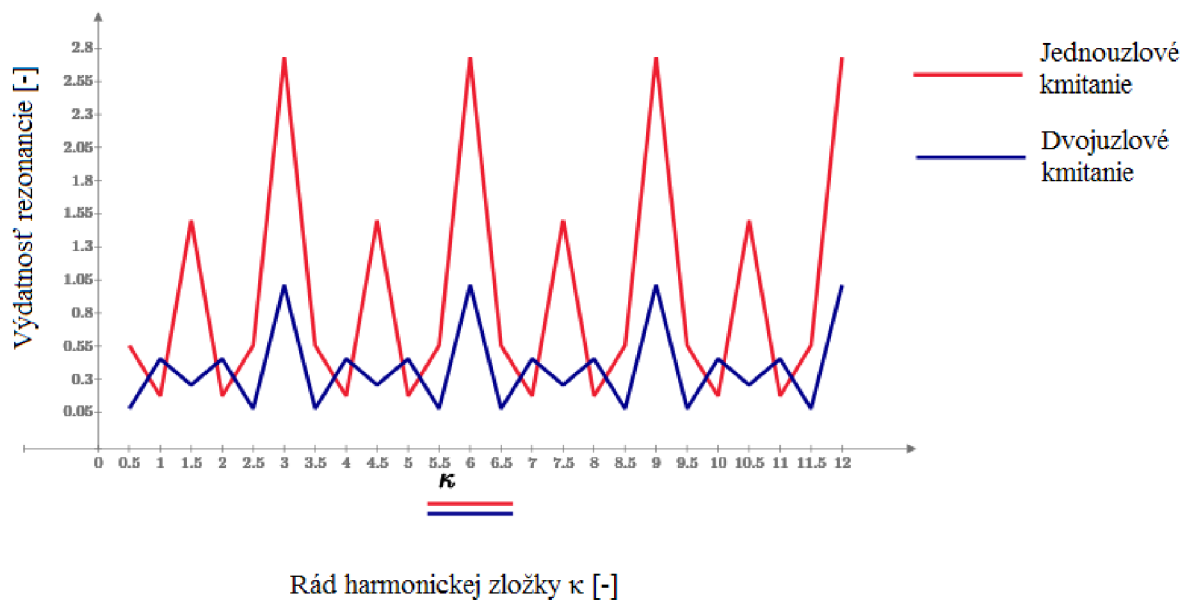
Výdatnosť rezonancie pre dvojuzlové kmitanie sa vypočíta analogicky.

Na príklade smerových hviezdíc Obr. 21 je názorne vidieť potenciálne nebezpečenstvo hlavných rádo, pri ktorých dochádza ku sčítavaniu amplitúd.



Obr. 21 Smerové hviezdice pre poradie vznetov 1-5-3-6-2-4

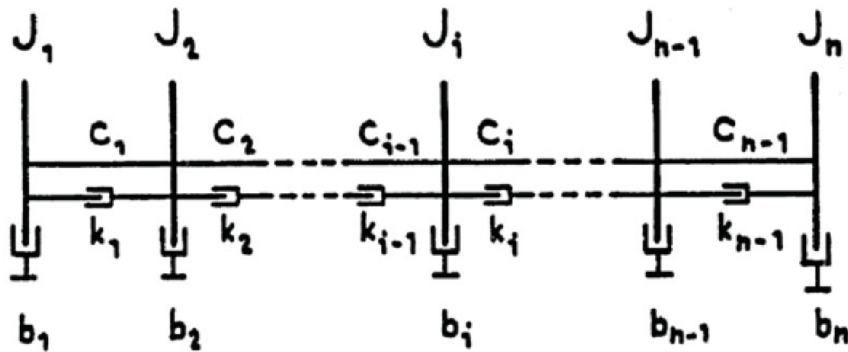
Na Obr. 22 sú ilustrované výdatnosti rezonancií pre jednouzlové a dvojuzlové kmitanie.



Obr. 22 Porovnanie výdatnosti rezonancií pre jednouzlové a dvojuzlové kmitanie

5.3.4 VÝPOČET VYNÚTENÉHO TORZNÉHO KMITANIA

Výpočet vynúteného torzného kmitania prebiehal vo výpočtovom programe, ktorého autorom je pán profesor Píštěk. Tento program pracuje na princípe nevetveného torzného systému, princíp je naznačený na Obr. 23.



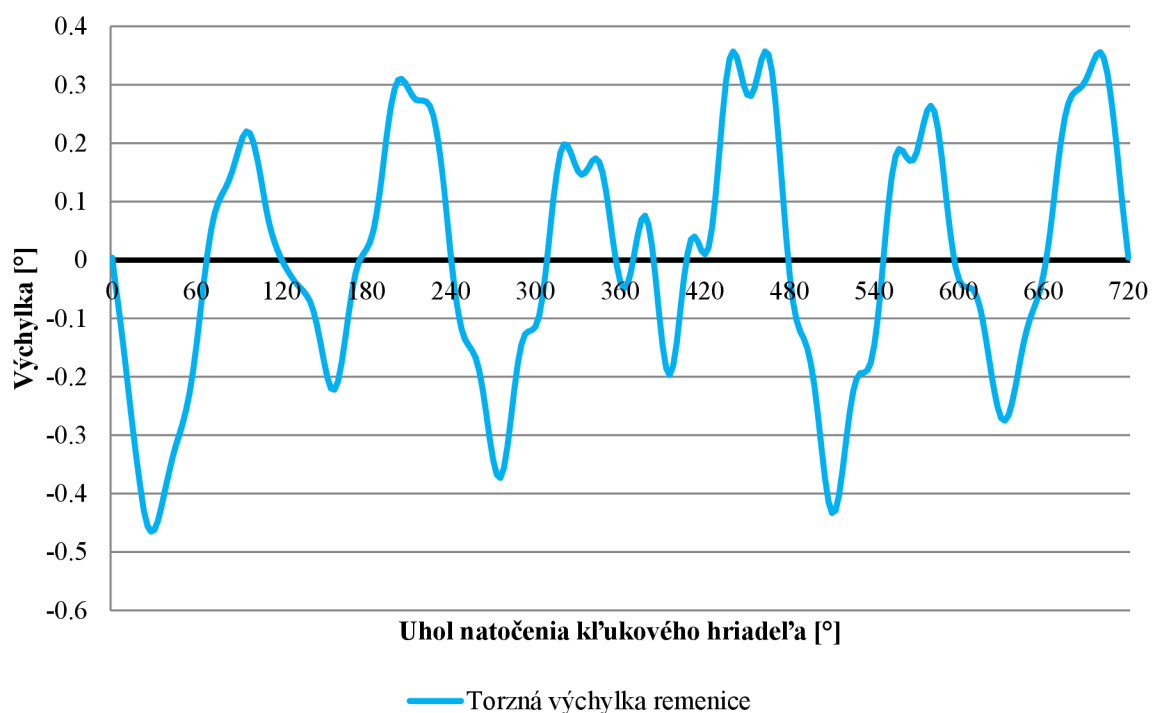
Obr. 23 Schematické naznačenie nevetveného torzného systému [21]

Výpočet prebieha pomocou tridiagonálnej komplexnej matice tuhostí. Sústavu rovníc v komplexnej premennej potom môžeme zapísať do tvaru naznačenom na Obr. 24.

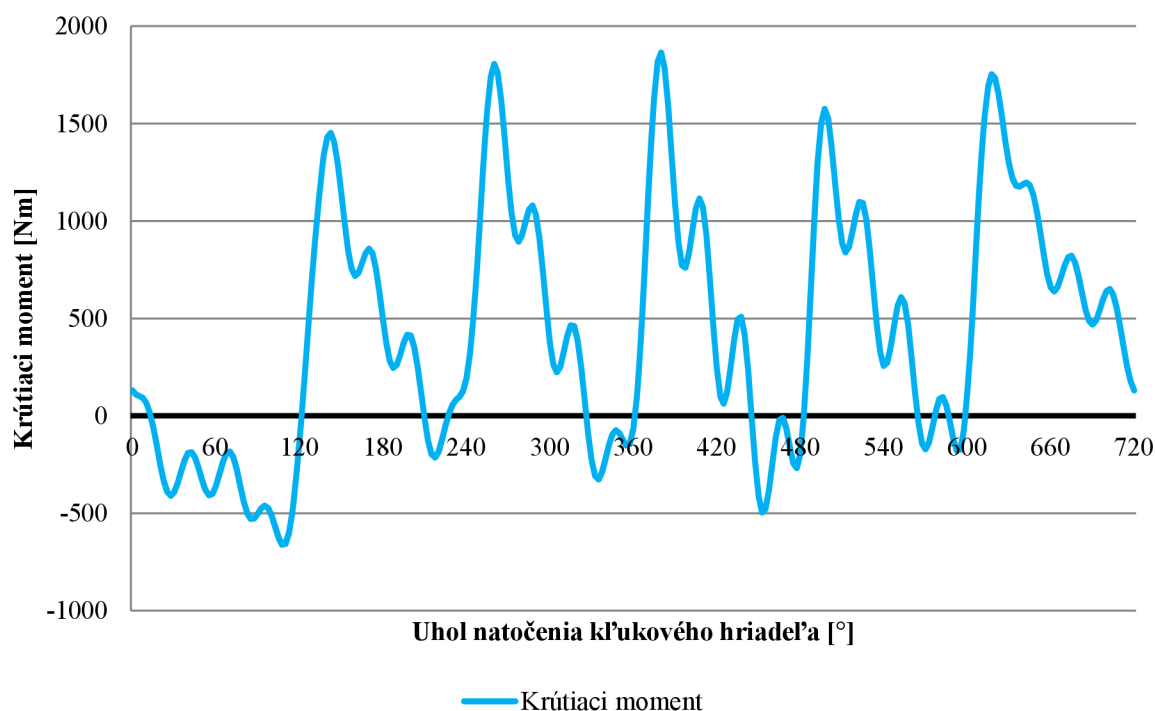
$$\begin{bmatrix}
 d_1 & e_1 & 0 & \dots & \dots & \dots & 0 \\
 f_2 & d_2 & e_2 & \dots & \dots & \dots & \dots \\
 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\
 \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\
 \dots & \dots & \dots & f_i & d_i & e_i & \dots \\
 \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\
 \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\
 \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & e_{n-1} \\
 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 & f_n & d_n
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 \bar{\phi}_1 \\
 \bar{\phi}_2 \\
 \dots \\
 \dots \\
 \bar{\phi}_i \\
 \dots \\
 \dots \\
 \bar{\phi}_n
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 \bar{M}_{t1} \\
 \bar{M}_{t2} \\
 \dots \\
 \dots \\
 \bar{M}_{ti} \\
 \dots \\
 \dots \\
 \bar{M}_{tn}
 \end{bmatrix}$$

Obr. 24 Sústava s tridiagonálnou maticou [21]

Pre výpočty bol uvažovaný tlmiaci súčiniteľ pre každé zalomenie $b_i = 2,18 \text{ Nms/rad}$. Táto hodnota bola doporučená pánom profesorom Píštěkom na základe jeho dlhoročných skúseností. Výsledkom výpočtov sú hodnoty periodicky premenných krútiacich momentov na každom zalomení kľukového hriadeľa a hodnoty torzných výchyliek na remenici. Tieto priebehy sú počítané v pracovnom rozsahu motora, to znamená pre otáčky $1000 - 2000 \text{ min}^{-1}$ s krokom 10 min^{-1} . Pre každý krok sú vypočítané priebehy krútiacich momentov na jednotlivých zalomeniach a uhlovej výchylky remenice v závislosti na uhle otočenia kľukového hriadeľa. Pre názornosť je na Obr. 25 ilustrovaný priebeh torznej výchylky remenice v závislosti na uhle natočenia kľukového hriadeľa pri otáčkach 1000 min^{-1} . Z týchto údajov sa vyberie maximálna a minimálna hodnota, ktoré sa následne vykreslia do grafov celého otáčkového spektra. Postup pri vyhodnocovaní priebehu krútiacich momentov na jednotlivých zalomeniach je obdobný. Na Obr. 26 je názorne vykreslený priebeh krútiaceho momentu na poslednom zalomení pri otáčkach 1000 min^{-1} .



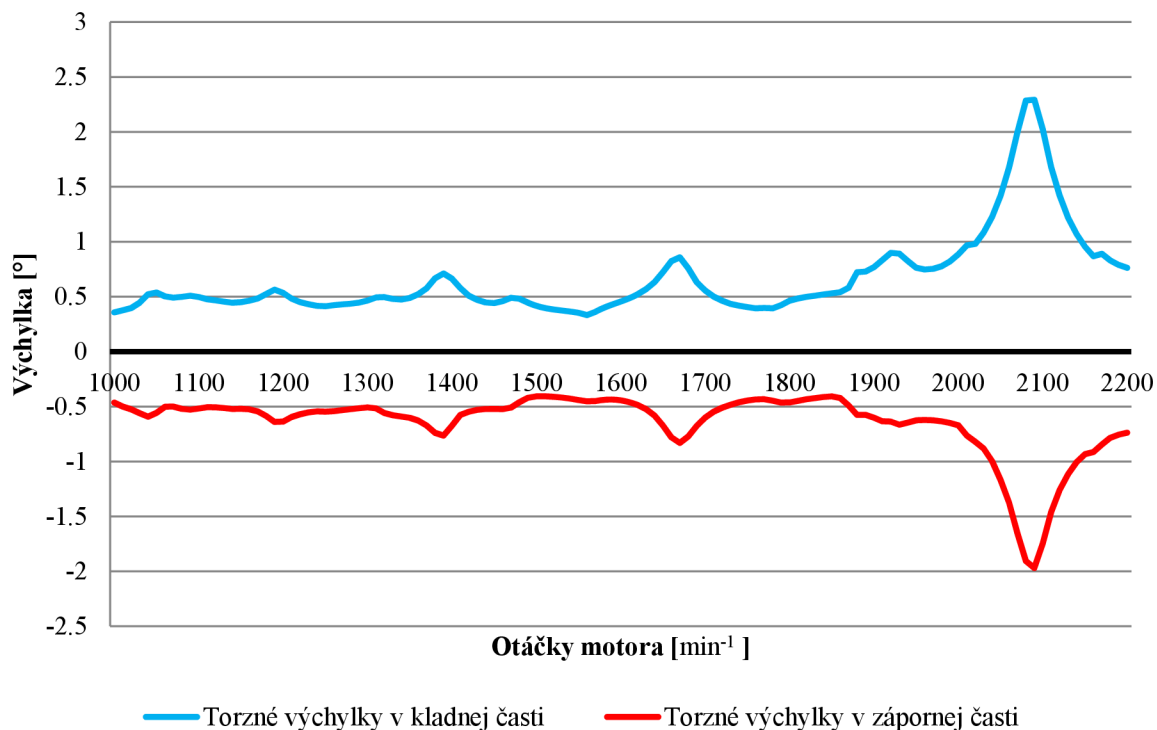
Obr. 25 Výchylka remenice v závislosti na uhle natočenia kl'ukového hriadeľa pri otáčkach 1000 min^{-1}



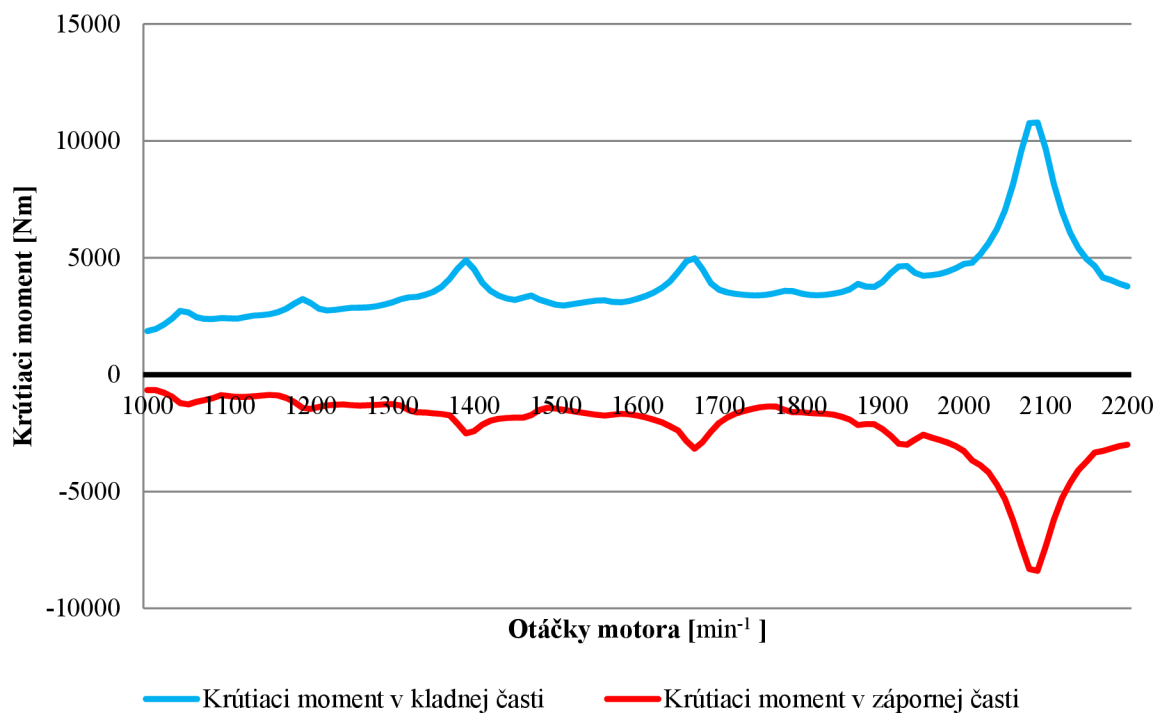
Obr. 26 Priebeh krútiaceho momentu na poslednom zalomení v závislosti na uhle natočenia kl'ukového hriadeľa pri otáčkach 1000 min^{-1}

Získané maximá a minimá uhlovej výchylky remenice a krútiacich momentov na jednotlivých zalomeniach boli zanesené do grafov.

Na Obr. 27 je zobrazený priebeh torzných výchyliek remenice, na Obr. 28 sú vykreslené priebehy periodického krútiaceho momentu v kladnej a zápornej oblasti na poslednom zalomení.



Obr. 27 Torzné výchylky remenice v kladnej a zápornej oblasti



Obr. 28 Maximá periodického krútiaceho momentu v kladnej a zápornej časti na poslednom zalomení

Z grafov na Obr. 27 a Obr. 28 je názorne vidieť vplyv 6. harmonického rádu, ktorý sa nachádza v oblasti 2086 min^{-1} . Tieto otáčky ležia v pracovnej oblasti motora a predstavujú potenciálne nebezpečenstvo. Torzná výchylka dosahuje približne $2,3^\circ$ a krútiaci moment na zalomení dosahuje hodnotu takmer $10\,800 \text{ Nm}$. Tieto hodnoty by však reálny motor nemal nikdy dosiahnuť, pretože bude opatrený tlmičom torzných kmitov. Výpočty pre motor opatrený torzným tlmičom sú uvedené v ďalšej kapitole.

6 NÁVRH TLMIČA TORZNÝCH KMITOV

Spaľovacie motory často krát pracujú aj v otáčkach, kde sa vyskytujú rezonančné frekvencie sústavy, a tým pádom existuje určité riziko porušenia kľukového hriadeľa vplyvom torzného kmitania. Kľukový mechanizmus vieme všeobecne ochrániť pred rezonančným torzným kmitaním dvoma spôsobmi, zmenou prevádzkových otáčok alebo zmenou torznej sústavy. V praxi sa využíva zmena torznej sústavy tlmičom torzných kmitov. Tlmič torzných kmitov je v podstate prídavným torzným systémom, ktorý slúži na potlačanie torzných kmitov. Zvýšením alebo znížením vlastnej frekvencie vieme presunúť oblasť rezonančných frekvencií a znížiť tak amplitúdy výchyliek kmitajúcich hmôt. Prípája sa k torznej sústave motora obvykle v mieste najväčších torzných výchyliek, to jest na voľnom konci kľukového hriadeľa. Obvykle sa skladá z pružného člena a hmoty. Torzný tlmič môže byť samostatný diel na kľukovom hriadeľi, alebo môže byť implementovaný do remenice. Podstata funkcie spočíva v marení energie, ktorá vzniká torzným kmitaním. V praxi sa vyskytujú tri základné typy torzných tlmičov [1],[16]:

1. Trecie tlmiče – energiu vzniknutú torzným kmitaním vplyvom trenia premieňajú na teplo
2. Rezonančné tlmiče – iba časť energie sa premieňa na teplo, podstatou je tlmenie kmitov rezonanciou tlmiča
3. Dynamické tlmiče – pri týchto tlmičoch sa energia nemarí, ale kompenzuje sa pomocným torzným systémom (odstredivým kyvadlom)

Pre túto aplikáciu bol zvolený rezonančný gumový tlmič torzných kmitov. Rezonančné tlmiče sú výrobne jednoduché a tlmia torzné kmitanie v celom rozsahu prevádzkových otáčok. Gumený torzný tlmič pozostáva z príruby nasadenej na predný koniec kľukového hriadeľa alebo na remenicu, ktorá je spojená s hmotným prstencom (tzv. seizmická časť) pomocou navulkanizovanej gummy. Pri návrhu je dôležité stanoviť optimálnu tuhosť gumového elementu, ktorá odpovedá momentu zotrvačnosti seizmického prstenca. [1],[21]

6.1 NÁVRH PARAMETROV GUMOVÉHO TLMIČA

Pri návrhu parametrov tlmiča bolo potrebné v prvom kroku zvoliť hodnotu momentu zotrvačnosti J_{tl} , ktorá vstupuje do výpočtu pomernej veľkosti tlmiča μ_{tl} . Moment zotrvačnosti bol následne iteračne stanovený tak, aby sa hodnota pomernej veľkosti tlmiča pohybovala v rozmedzí 0,15 až 0,25 [16].

Iteračne bola hodnota momentu zotrvačnosti stanovená na $J_{tl} = 0,03 [kg \cdot m^2]$

Následne bola vypočítaná pomerná veľkosť tlmiča, ktorá je daná vzťahom [21]:

$$\mu_{tl} = \frac{J_{tl}}{J_{ef}} , \quad (51)$$

kde J_{ef} predstavuje efektívny moment zotrvačnosti sústavy bez tlmiča a vypočíta sa podľa vzťahu [16]:

$$J_{ef} = \sum_{i=0}^7 J_i (y_{1i})^2 , \quad (52)$$

kde J_i sú momenty zotrvačnosti príslušnej kmitajúcej hmoty náhradného kotúča a y_{1i} sú pomerné amplitúdy výkmitu prvej vlastnej frekvencie.

Výpočet optimálneho ladenia tlmiča je daný vzťahom [21]:

$$w_{tl} = \frac{1}{1 + \mu} . \quad (53)$$

Hodnota optimálneho ladenia tlmiča bola vypočítaná na $w_{tl} = 0,809$, to znamená, že vlastná frekvencia tlmiča musí byť približne o 19 % nižšia než vlastná frekvencia torznej sústavy bez tlmiča. Vlastná frekvencia tlmiča sa určí zo vzťahu:

$$N_{tl} = w_{tl} N_1 , \quad (54)$$

kde N_1 je frekvencia vlastného jednouzlového kmitania torznej sústavy. Následne je možné vypočítať tuhosť tlmiča pre danú frekvenciu:

$$c_{tl} = J_{tl} N_{tl}^2 . \quad (55)$$

Pri stanovení tuhosti tlmiča je potrebné brať do úvahy vplyv starnutia gummy čím sa zväčšuje jej tuhosť. Hodnota tuhosti tlmiča bola vypočítaná na 33710 Nm/rad, z dôvodu starnutia gummy však bola zvolená tuhosť tlmiča na 30000 Nm/rad.

Vypočítané hodnoty tlmiča torzných kmitov sú uvedené v Tab. 12.

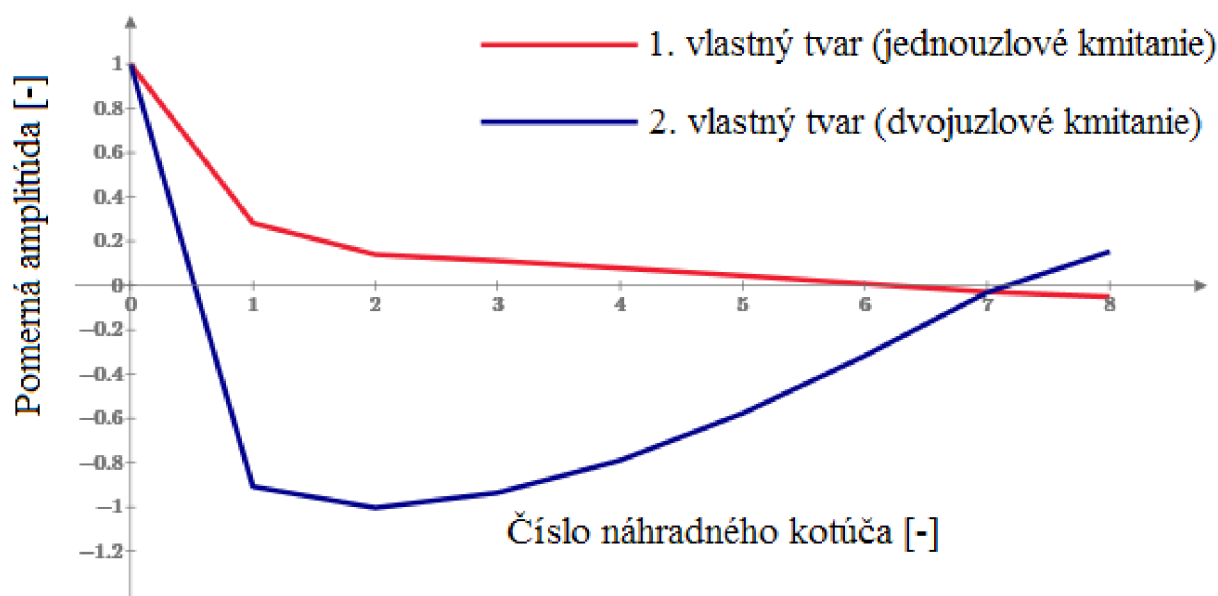
Tab. 12 Vypočítané parametre tlmiča torzných kmitov

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Pomerná veľkosť tlmiča	μ_{tl}	0,236	[-]
Optimálne naladenie tlmiča	w_{tl}	0,809	[-]
Vlastná frekvencia tlmiča	N_{tl}	169	[Hz]
Torzna tuhosť tlmiča vypočítaná	c_{tl_vyp}	33710	[N·m·rad ⁻¹]
Torzna tuhosť tlmiča stanovená	c_{tl}	30000	[N·m·rad ⁻¹]

6.2 TORZNÉ KMITANIE KLŮKOVÉHO HRIADEĽA S TLMIČOM TORZNÝCH KMITOV

Postup pri výpočte vlastného torzného kmitania sústavy s tlmičom torzných kmitov bol obdobný ako v kapitole 5, rozdiel spočíval iba v pridaní momentu zotrvačnosti tlmiča J_{tl} a jeho torznej tuhosti c_{tl} . Detailný postup výpočtov je uvedený v prílohe 1, kapitola 6.

Vlastné tvary vlastného jednouzlového a dvojuzlového kmitania systému s tlmičom torzných kmitov sú zobrazené na obrázku Obr. 29.



Obr. 29 Vlastné tvary jednouzlového a dvojuzlového kmitania systému s torzným tlmičom

Výsledné hodnoty vlastných frekvencií sústavy s torzným tlmičom sú uvedené v Tab. 13.

Tab. 13 Vlastné frekvencie otáčok pre jednouzlové a dvojuzlové kmitanie systému s torzným tlmičom

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Jednouzlové kmitanie	N_1	142	[Hz]
Dvojuzlové kmitanie	N_2	233	[-]

Analogicky boli vypočítané rezonančné otáčky, vzhľadom na to, že bola pridaná hmota v podobe tlmiča torzných kmitov na voľný koniec hriadeľa, došlo k zníženiu vlastných frekvencií klukového hriadeľa ako je zrejmé z Tab. 14.

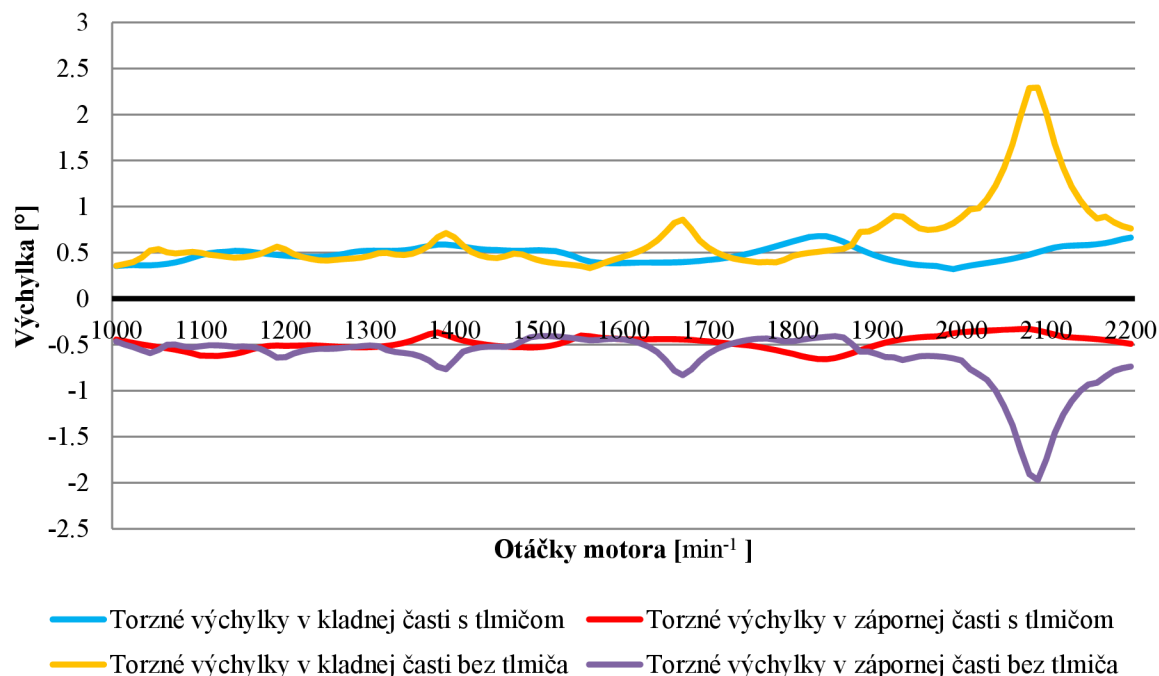
Tab. 14 Rezonančné otáčky jednouzlového a dvojuzlového kmitania systému s torzným tlmičom

Rád harmonickej zložky	Rezonančné otáčky	
	jednouzlové kmitanie	dvojuzlové kmitanie
κ [-]	n_{1rez} [min ⁻¹]	n_{2rez} [min ⁻¹]
0,5	17144	27960
1	8572	13980
1,5	5715	9320
2	4286	6990
2,5	3429	5592
3	2857	4660
3,5	2449	3994
4	2143	3495
4,5	1905	3107
5	1714	2796
5,5	1559	2542
6	1429	2330
6,5	1319	2151
7	1225	1997
7,5	1143	1864
8	1072	1748
8,5	1008	1645
9	952	1553
9,5	902	1472
10	857	1398
10,5	816	1331
11	779	1271
11,5	745	1216
12	714	1165

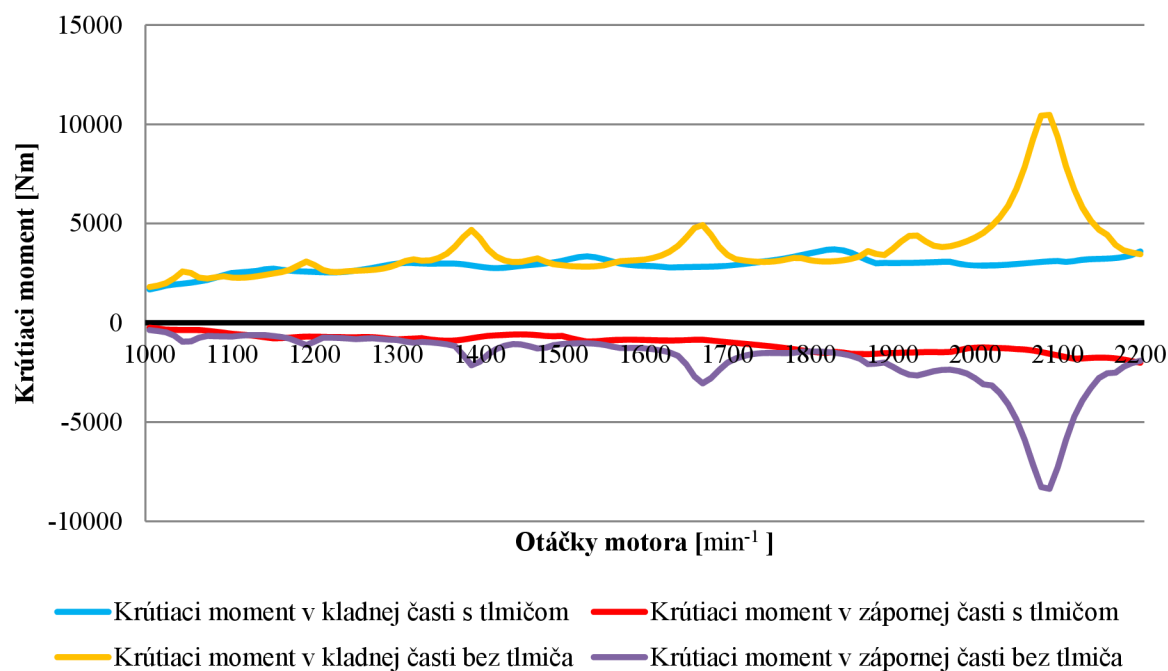
Červenou farbou sú zvýraznené otáčky, ktoré sa nachádzajú v prevádzkovej oblasti motora. Z tabuľky je vidieť, že došlo k nárastu počtu rezonančných otáčok v pracovnom rozsahu motora, pričom sa objavuje v prevádzkových otáčkach už aj dvojuzlové kmitanie.

Výpočet vynúteného torzného kmitania prebiehal spôsobom, ktorý je popísaný v kapitole 5.3.4, kompletne výsledky premenných krútiacich momentov sú uvedené v prílohe 2.

Na Obr. 30 je porovnanie uhlovej výchylky remenice sústavy bez tlmiča a s tlmičom, ďalej na Obr. 31 je porovnanie priebehu momentov pre systém s tlmičom torzných kmitov a systému bez tlmiča torzných kmitov. Na grafoch je názorne vidieť vplyv tlmiča torzných kmitov, ktorý signifikantne znížil maximálne hodnoty krútiacich momentov a uhlovej výchylky remenice.



Obr. 30 Uhlová výchylka remenice v kladnej a zápornej oblasti pre systém s tlmičom torzných kmitov a pre systém bez tlmiča torzných kmitov



Obr. 31 Maximá periodického krútiaceho momentu v kladnej a zápornej časti na poslednom zalomení pre systém s tlmičom torzných kmitov a pre systém bez tlmiča torzných kmitov

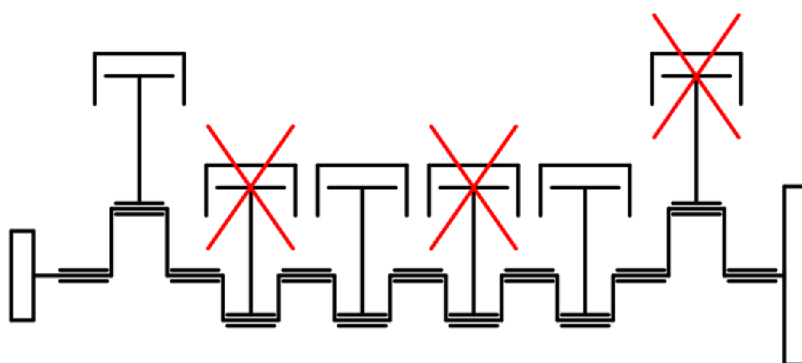
7 TORZNÉ KMITANIE KL'UKOVÉHO HRIADEĽA PRI DEAKTIVÁCIÍ VALCOV

V kapitole 2 boli spomenuté dôvody pre realizovanie vypínania valcov, v tejto kapitole budú navrhnuté a preskúmané možné kombinácie vypínania valcov. Pri posudzovaní vhodnosti navrhnutého riešenia bolo hlavným kritériom torzné kmitanie kl'ukového hriadeľa. Postup vyhodnocovania torzného kmitania je obdobný ako v kapitole 5, iba s tým rozdielom, že niektoré valce boli v tomto prípade v pracovnom režime a niektoré boli deaktivované. Deaktivácia valcov prebiehala zastavením dodávky paliva a zatvorením sacích aj výfukových ventilov. Ventily sa vyradujú z činnosti kvôli tomu, aby nedochádzalo k ochladzovaniu výfukových spalín a motora ako celku. Tým pádom sa deaktivované valce chovali ako pneumatické pružiny. Druhým kritériom bolo posúdenie optimálneho rozloženia teplôt bloku motora, aby sa zabránilo nadmerným deformáciám z dôvodu nerovnomerného rozloženia teplôt. Posudzovanie vplyvu rozloženia teplôt prebiehalo formou diskusie s pánom profesorom Píšťekom. Predmetom tejto práce neboli teplotné analýzy, preto prebiehalo posudzovanie iba diskusiou o teoretických výhodách a nevýhodách.

Do úvahy pripadalo niekoľko možných riešení. Prvotný návrh počítal s 3 pracujúcimi valcami a s 3 neaktívnymi valcami v dvoch variantoch usporiadania: buď by pracoval každý druhý valec, alebo by pracovali 3 valce za sebou a zvyšné 3 by boli deaktivované. Po vyhodnotení výpočtov pre 3 vypnuté a 3 pracujúce valce sa overovala aj situácia pre 2 nepracujúce valce z dôvodu rovnomernejšieho rozloženia teplôt.

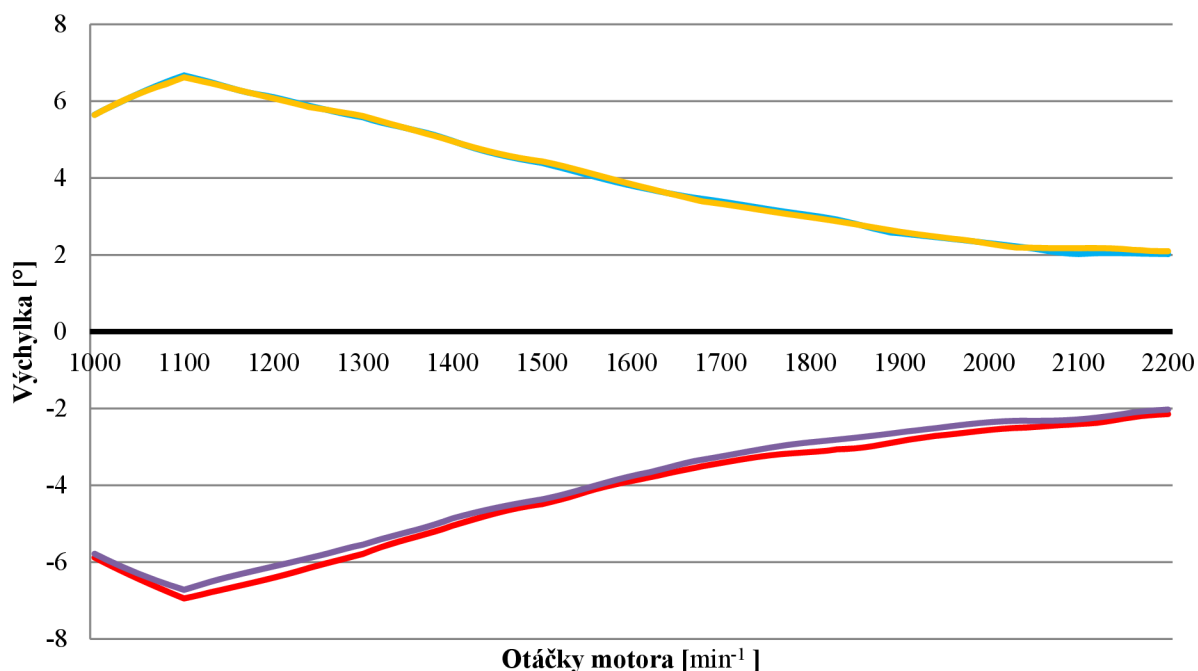
7.1 NÁVRH A: DEAKTIVÁCIA KAŽDÉHO DRUHÉHO VALCA

Motivácia pre toto riešenie je pomerne zrejmalá. Vypnutím každého druhého valca by bolo dosiahnuté, že motor by bol relatívne zohriaty v celom objeme. Schéma tohto riešenia je názorne zobrazená na Obr. 32.



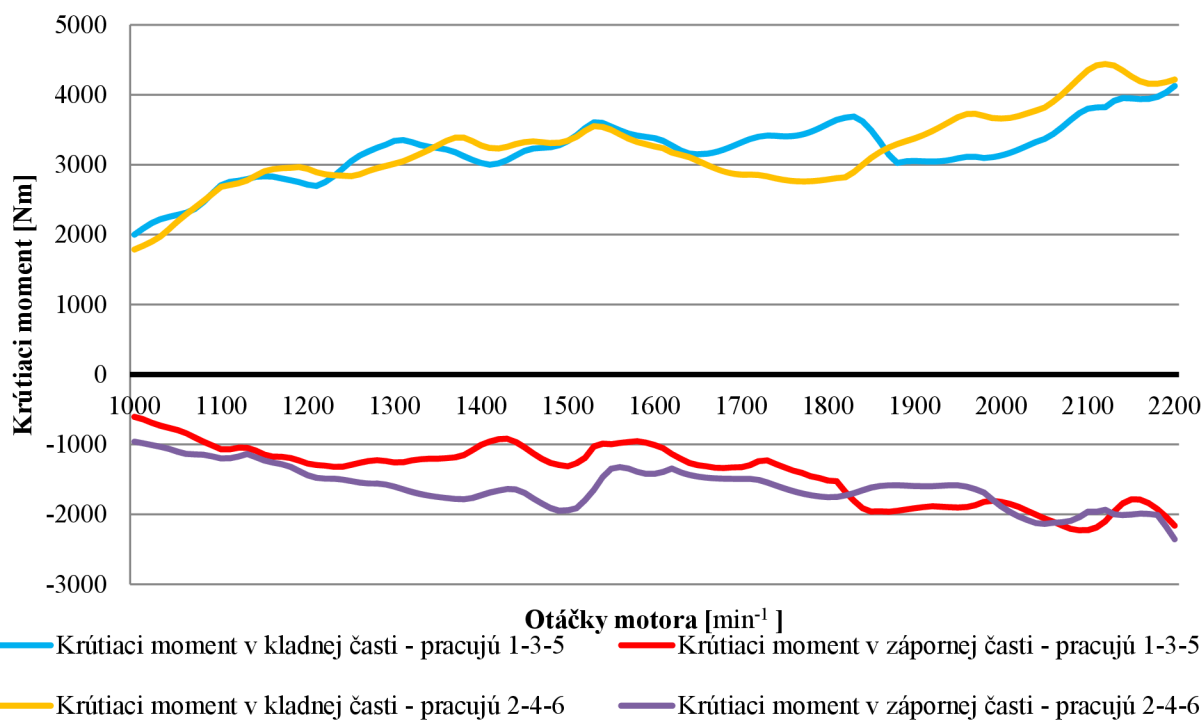
Obr. 32 Schematické naznačenie deaktivácie každého druhého valca

Pri takomto návrhu deaktivácie valcov pripadajú do úvahy 2 možné kombinácie vypnutých valcov. Buď môžu zostať aktívne valce 1-3-5 alebo 2-4-6. Pre obe tieto možnosti boli vypočítané uhlové výchylky remenice a priebehy torzných momentov pri vynútenom kmitaní. Hodnoty uhlových výchyliek boli takmer identické pre oba stavy vid' Obr. 33, z hľadiska priebehu momentu má variant pracujúcich valcov 1-3-5 priaznivejšie výsledky vid' Obr. 34.



- Torzné výchylky v kladnej časti - pracujú 1-3-5
- Torzné výchylky v zápornej časti - pracujú 1-3-5
- Torzné výchylky v kladnej časti - pracujú 2-4-6
- Torzné výchylky v zápornej časti - pracujú 2-4-6

Obr. 33 Porovnanie uhlových výchyliek remenice pre kombinácie pracujúcich valcov 1-3-5 a 2-4-6

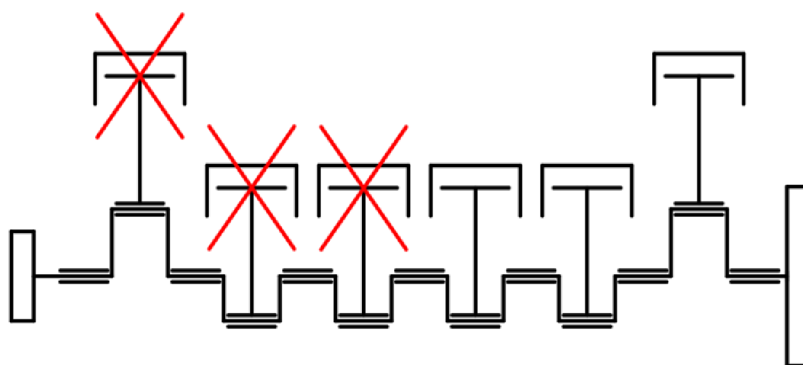


- Krútiaci moment v kladnej časti - pracujú 1-3-5
- Krútiaci moment v zápornej časti - pracujú 1-3-5
- Krútiaci moment v kladnej časti - pracujú 2-4-6
- Krútiaci moment v zápornej časti - pracujú 2-4-6

Obr. 34 Porovnanie maximálnych hodnôt krútiaceho momentu na poslednom zalomení pre kombinácie pracujúcich valcov 1-3-5 a 2-4-6

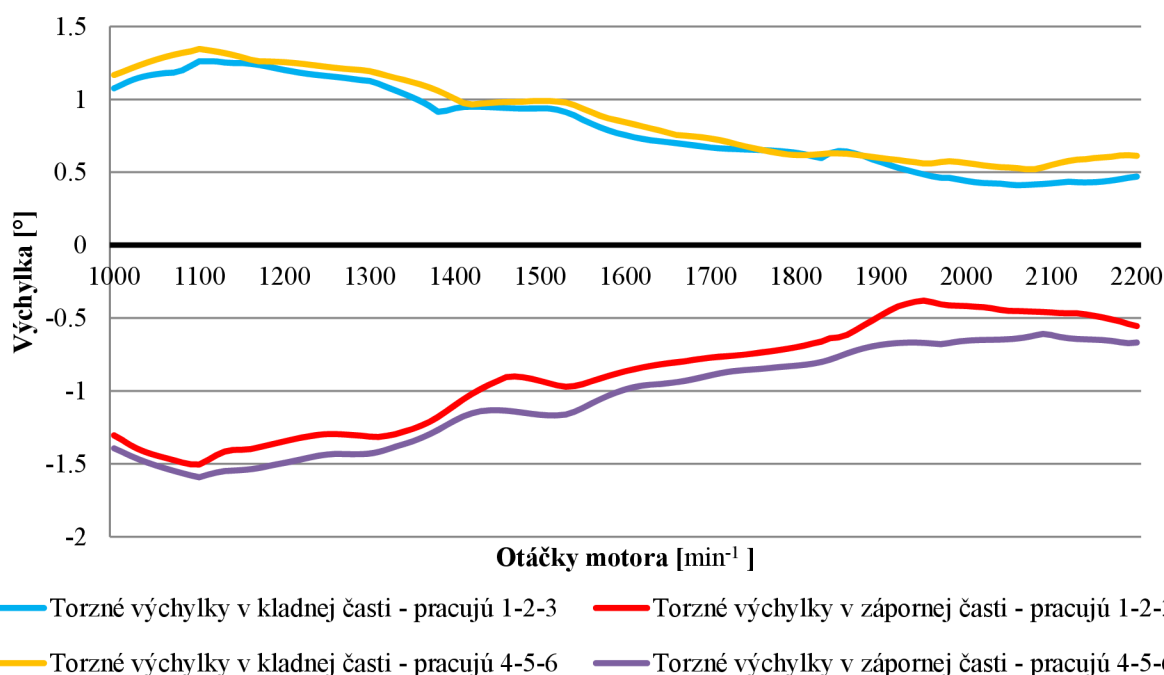
7.2 NÁVRH B: DEAKTIVÁCIA 3 VALCOV ZA SEBOU

Ďalej bol podrobený analýze koncept, pri ktorom by boli vyradené z činnosti 3 za sebou idúce valce. Konkrétne boli analyzované 2 situácie, buď pracovali prvá polovica motora alebo druhá polovica. Princíp tohto konceptu je načrtnutý na Obr. 35. Zjavnou nevýhodou riešenia je nerovnomerné rozloženie teplôt v motore, pre účely výpočtov však bude tento fakt zanedbaný a na túto skutočnosť sa bude prihliadať pri vyhodnocovaní najvhodnejšieho návrhu.

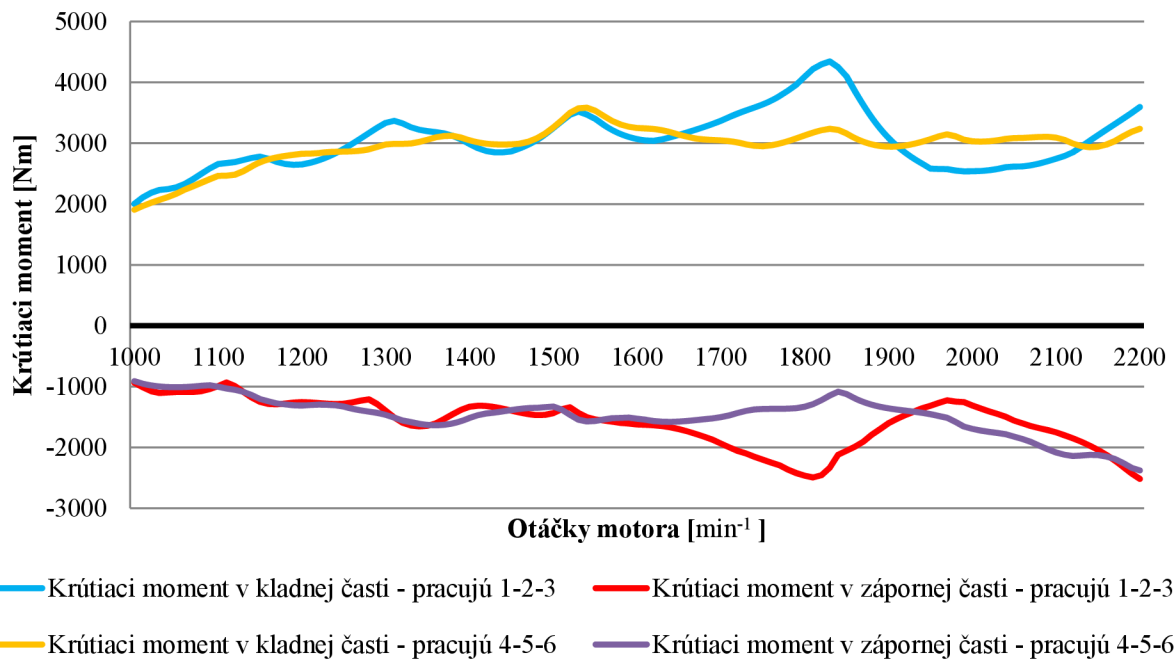


Obr. 35 Schematické naznačenie deaktivácie 3 valcov za sebou

Na Obr. 36 je znázornené porovnanie uhlových výchyliek remenice pre režim chodu motora na valce 1-2-3 a 4-5-6. Pribeh uhlovej výchylky remenice je pre oba stavy podobný a v oboch prípadoch sú dosahované hodnoty veľmi priaznivé. Na Obr. 37 je zobrazené porovnanie priebehov krútiacich momentov pre režimy chodu motora na valce 1-2-3 a 4-5-6. Z tohto porovnania je vidieť, že pri chode motora na valce 1-2-3 dosahuje krútiaci moment vyššie hodnoty.



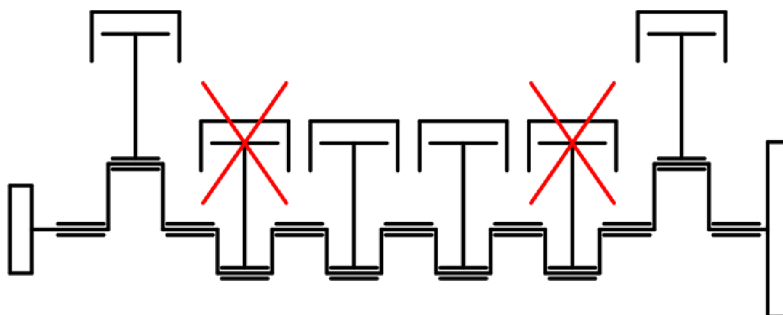
Obr. 36 Porovnanie uhlových výchyliek remenice pre kombinácie pracujúcich valcov 1-2-3 a 4-5-6



Obr. 37 Porovnanie maximálnych hodnôt krútiaceho momentu na poslednom zalomení pre kombinácie pracujúcich valcov 1-2-3 a 4-5-6

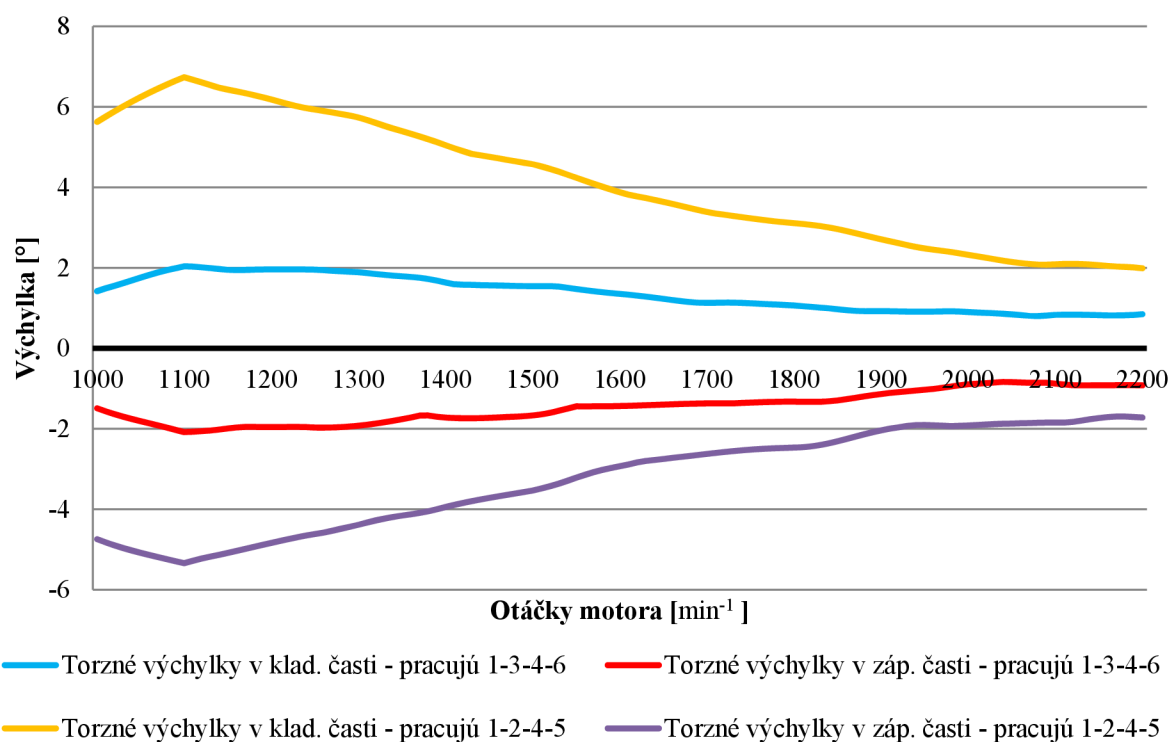
7.3 NÁVRH C: DEAKTIVÁCIA 2 VALCOV

Hlavnou motiváciou pre vznik tohto návrhu bolo dosiahnutie čo najrovnomernejšieho rozloženia teplôt v bloku motora pri vypnutí valcov. Primárne bola táto myšlienka navrhnutá tak, že budú deaktivované valce 2 a 5, tak ako je naznačené na Obr. 38. Ako je vidieť na obrázku, každý deaktivovaný valec susedí s pracujúcimi valcami, čím by mohla byť aspoň čiastočne kompenzovaná nižšia teplota nepracujúcich valcov.

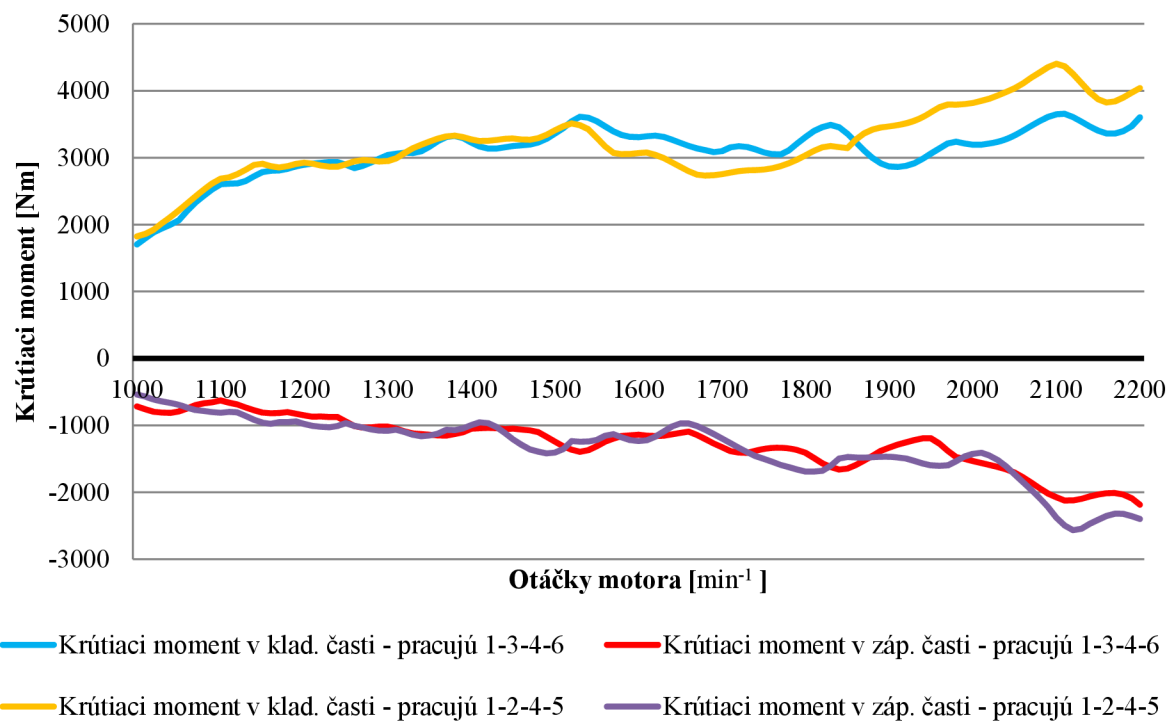


Obr. 38 Schematické naznačenie deaktivácie valcov 2 a 5

Do porovnania bol zahrnutý aj návrh, pri ktorom sú deaktivované valce 3 a 6. Porovnanie uhlových výchyliek remenice režimov pracujúcich valcov 1-3-4-6 a 1-2-4-5 je zobrazené na Obr. 39. Porovnanie priebehov krútiacich momentov je zobrazené na Obr. 40.



Obr. 39 Porovnanie uhlových vých. remenice pre kombinácie pracujúcich valcov 1-3-4-6 a 1-2-4-5



Obr. 40 Porovnanie maximálnych hodnôt krútiaceho momentu na poslednom zalomení pre kombinácie pracujúcich valcov 1-3-4-6 a 1-2-4-5

7.4 POSÚDENIE VHODNOSTI NÁVRHOV VYPÍNANIA VALCOV

Pri posudzovaní vhodnosti jednotlivých variánt vypínania valcov boli hlavným kritériom výsledky výpočtov torzného kmitania kl'ukového hriadeľa, do úvahy sa však bral aj potenciálny nežiaduci vplyv nerovnomerného tepelného zaťažovania.

Návrh A, čiže vypínanie každého druhého valca mal pomerne priaznivé priebehy krútiacich momentov, ale bol vyhodnotený ako neprípustný z dôvodu veľkej uhlovej výchylky remenice, ktorá dosahovala hodnotu takmer 7° .

Návrh B, čiže vypnutie prvej alebo druhej polovice motora dosahuje priaznivé hodnoty torzných výchyliek remenice a maximálne hodnoty krútiaceho momentu sú tiež na prijateľnej úrovni. Tento návrh bol však zamietnutý, pretože následkom nerovnomerného tepelného zaťaženia motora by mohlo dochádzať k nadmerným deformáciám bloku motora, čo by malo nepriaznivý vplyv na životnosť.

Pre účely ďalších výpočtov bol vybraný návrh C, to znamená deaktivácia valcov 2 a 5. Tento variant má priaznivé priebehy krútiacich momentov a torznej výchylky remenice. Ďalším dôvodom je, že pri takejto konfigurácii sa predpokladajú najmenšie deformácie bloku motora z dôvodu relatívne rovnomerného rozloženia teplôt.

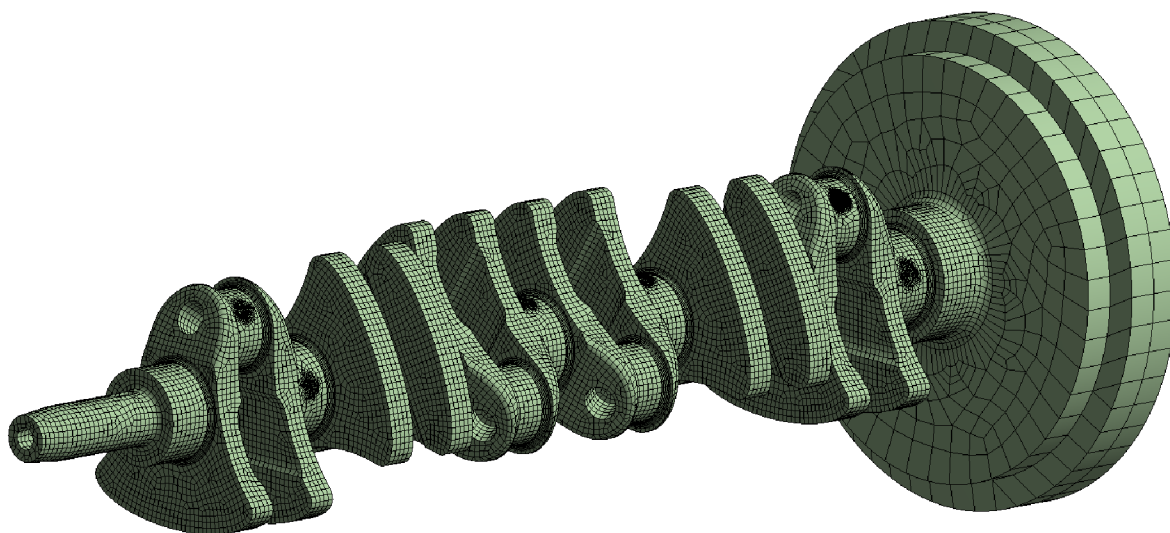
8 PEVNOSTNÁ KONTROLA KLŮKOVÉHO HRIADEĽA

Kľukový hriadeľ je cyklicky namáhaný silami od tlaku plynov v spaľovacom priestore prenášanými na ojnicné čapy, zotrvačnými silami a momentmi a tak isto aj silami spôsobenými torzným a ohybovým kmitaním kľukového hriadeľa. Pevnostná kontrola kľukového hriadeľa bola preto zameraná na zistenie bezpečnosti voči únavovému poškodeniu hriadeľa. [15]

Pre pevnostnú kontrolu navrhnutého kľukového hriadeľa bol použitý program Ansys APDL. Tento program využíva numerický výpočet pomocou metódy konečných prvkov (MKP), anglicky označovaná ako Finite Element Method (FEM). Táto metóda je určená na riešenie statických a dynamických úloh, prúdenia tekutín a plynov, vibrácií a akustiky, prenosu tepla atď. Metóda MKP spočíva v diskretizácii objemového telesa do konečného počtu prvkov, ktoré tvoria sieť konečných prvkov daného tvaru. Zisťované parametre sú určované v jednotlivých uzlových bodoch. [22]

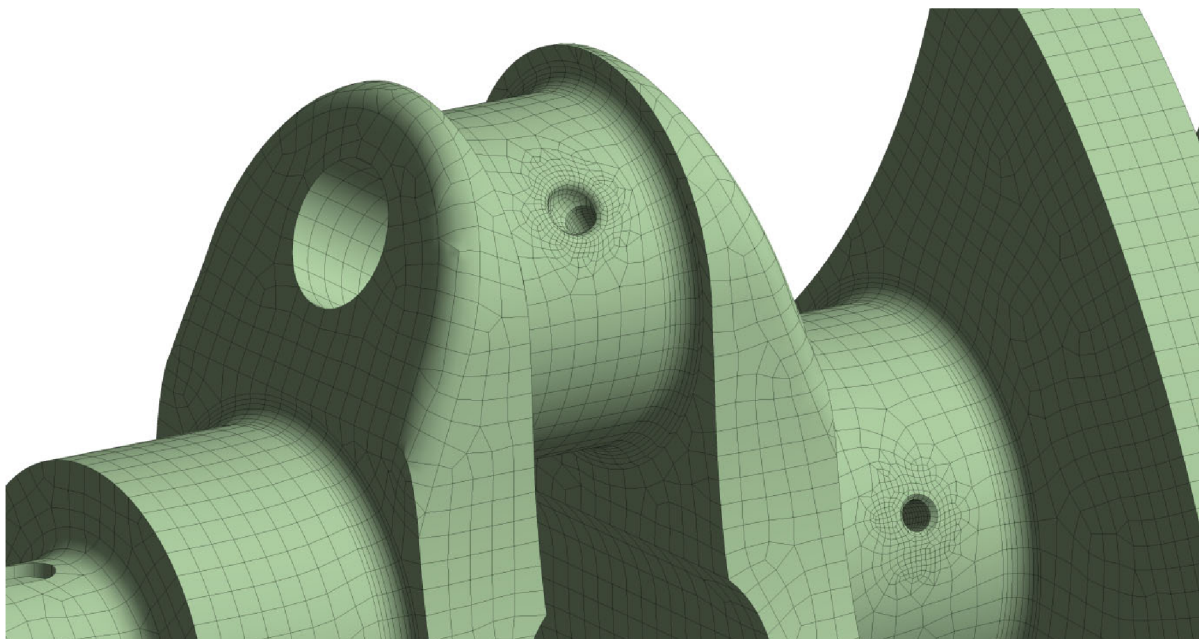
8.1 TVORBA SIETE PRE MKP VÝPOČET

Sieť vychádza z navrhnutého CAD modelu kľukového hriadeľa, ktorý bol pre potreby výpočtu a tvorbu siete zjednodušený. Jedná sa o rádiusy a zrazenia, ktoré nemajú vplyv na výpočet kritických miest (napr. rádiusy na vývažkoch). Toto zjednodušenie skracuje dobu tvorby MKP siete a čas výpočtu. Tvorba siete prebiehala v programe Ansys Workbench. Na sieťovanie boli prednostne použité kvadratické prvky o veľkosti 5 mm, na zotrvačnik bola nastavená veľkosť prvkov 25 mm. Zotrvačnik v tomto prípade slúži iba na aplikovanie točivého momentu a nie je predmetom výpočtov. Výsledná MKP sieť kľukového hriadeľa je zobrazená na Obr. 41.



Obr. 41 Pohľad na celkovú MKP sieť

Pri predpokladaných kritických miestach ako sú mazacie kanáliky a ich vyústenia bola sieť výrazne zjemnená, a to na veľkosť prvkov 1 mm. Rádiusy pri prechodoch z ojnicných a hlavných čapov na ramená boli zjemnené tak, aby sa každý rádius skladal minimálne z 8 prvkov. [24] Detailný pohľad na kritické miesta je na Obr. 42.



Obr. 42 Pohľad na zjemnenú sieť v okolí kritických miest

Takto pripravená MKP sieť bola následne importovaná do programu Ansys APDL, kde prebiehal samotný výpočet. Parametre výslednej MKP siete sú uvedené v Tab. 15

Tab. 15 Parametre výslednej MKP siete

Počet prvkov	423617
Počet uzlov	1402771
Použité prvky	Solid 186, Solid 187

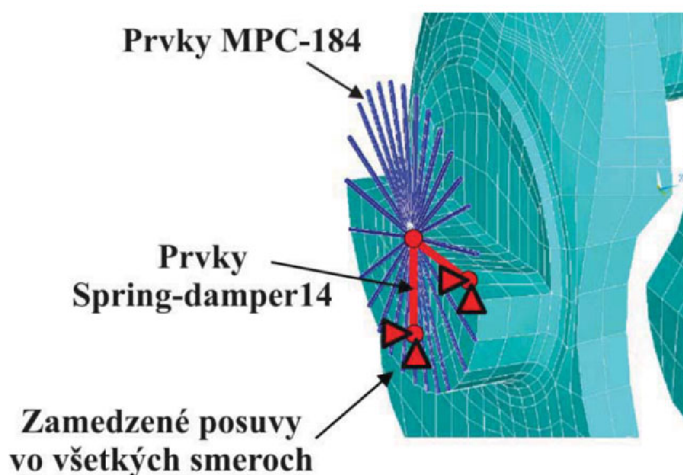
8.2 ANALÝZA NAPÄTÍ POMOCOU PROGRAMU ANSYS

Pre výpočet napätí a k následnému vyhodnoteniu únavovej bezpečnosti bol zvolený približný výpočet na základe skutočných elastických napätí stanovených pomocou MKP (anglická skratka LSA-Local Stress Analysis). Pre tento výpočet bolo nutné simulovať uloženie kľukového hriadeľa v klzných ložiskách hlavných čapov. Na nahradenie tuhosti hydrodynamickej vrstvy klzného ložiska boli použité prvky Spring-damper 14, pri ktorých sa definovala tuhosť k_s podľa vzťahu [23]:

$$k_s = \frac{0,5 F_{pmax}}{0,8 c_l} , \quad (56)$$

kde F_{pmax} je maximálna sila od tlaku plynov a c_l je ložisková vôľa, pre tento výpočet bola stanovená na 0,1 mm.

Ďalej boli v strede každého hlavného čapu vytvorené 2 uzly, ktorým boli odobraté všetky stupne voľnosti. Tieto 2 uzly boli následne spojené so stredovým uzlom pomocou prvkov Spring-damper 14. Väzba medzi stredovým uzlom a povrchovými uzlami bola realizovaná pomocou prvkov MPC 184, realizácia je naznačená na Obr. 43. Pre potreby simulácie krutu bola zamedzená rotácia stredového uzlu na prvom hlavnom čape.



Obr. 43 Postup aplikovania prvkov Spring-damper 14 a MPC 184 [23]

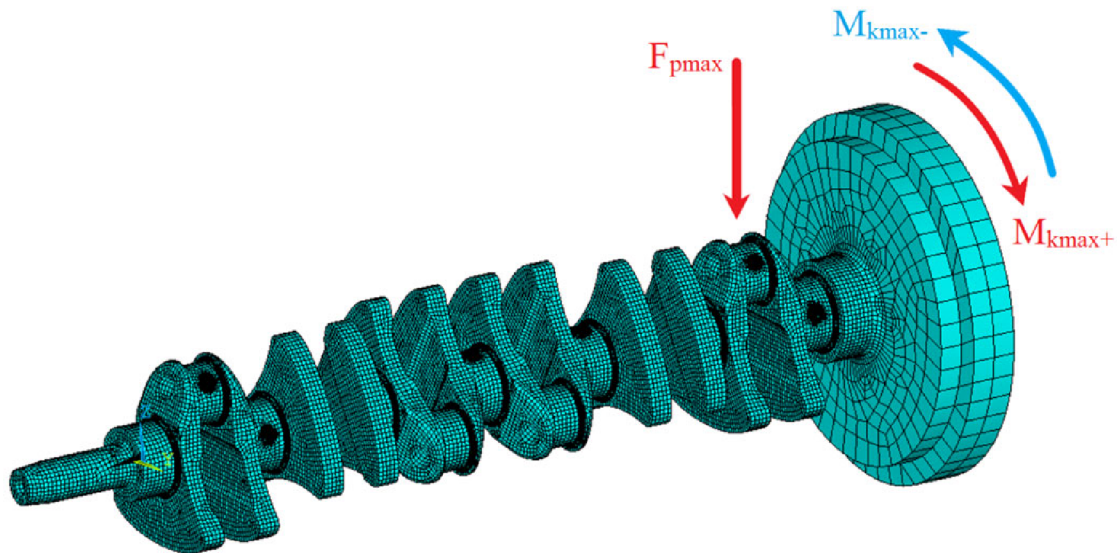
V Tab. 16 sú uvedené zadané materiálové vlastnosti ocele ako aj dôležité parametre prvkov MPC 184 a Spring-damper 14.

Tab. 16 Materiálové vlastnosti a nastavenia prvkov MPC 184 a Spring-damper 14

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Youngov modul pružnosti	EX	$2,1 \cdot 10^5$	[MPa]
Poissonova konštatna	PRXY	0,3	[-]
Hustota materiálu	DENS	$7,85 \cdot 10^{-9}$	[t/mm ³]
Tuhosť prvku Spring-damper 14	K	$4,7 \cdot 10^5$	[N/mm]
Nastavenie prvku MPC 184	K1	Rigid beam	-

Pri metóde LSA je potrebné analyzovať 2 záťažové stavy kľukového hriadeľa. V prvom záťažovom stave (záťažový stav A) bola aplikovaná maximálna sila od tlaku plynov na ojnicný čap v hornej úvrati na šiestom zalomení a zároveň bol na zotrvačník aplikovaný maximálny krútiaci moment v kladnej časti. Hodnota maximálnej sily od tlaku plynov bola vypočítaná v kapitole 3.3.1, hodnota krútiaceho momentu na poslednom zalomení je vypočítaná v kapitole 6.2. Tento záťažový stav je zobrazený na Obr. 44 červenou farbou. Druhý záťažový stav (záťažový stav B) je na Obr. 44 znázornený modrou farbou. Jedná sa o maximálny krútiaci moment v zápornej oblasti. Hodnota momentu je tak isto počítaná v kapitole 6.2.

Keďže sa jedná o motor, ktorý má pracovať v režime vypnutých valcov a zároveň aj v režime kedy pracujú všetky valce, bolo potrebné urobiť analýzy pre maximálne hodnoty krútiacich momentov pre obe situácie.



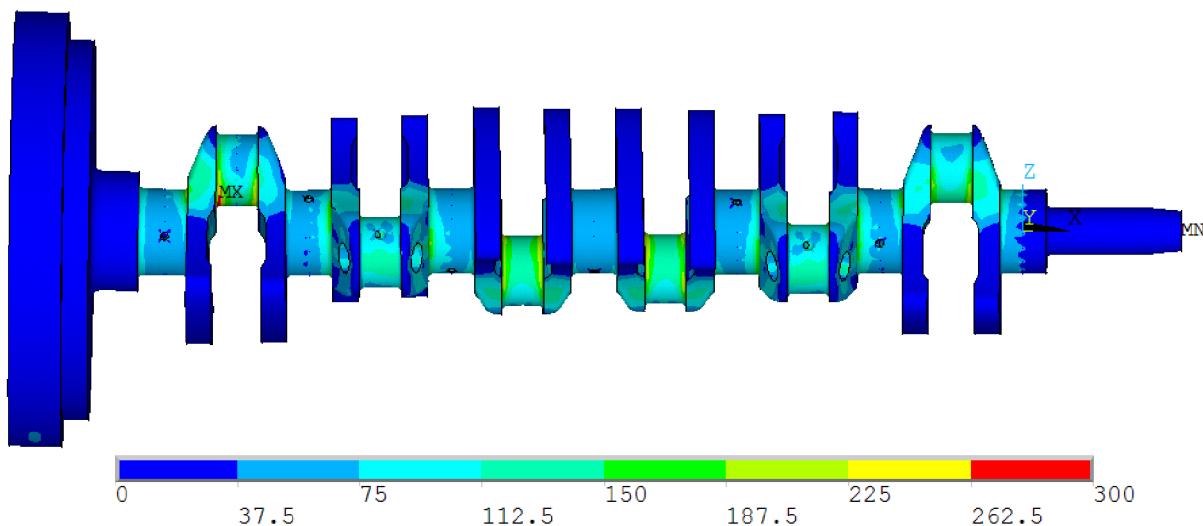
Obr. 44 Znáznornenie záťažovacích stavov

Hodnoty síl a momentov pre jednotlivé záťažové stavy sú uvedené v Tab. 17.

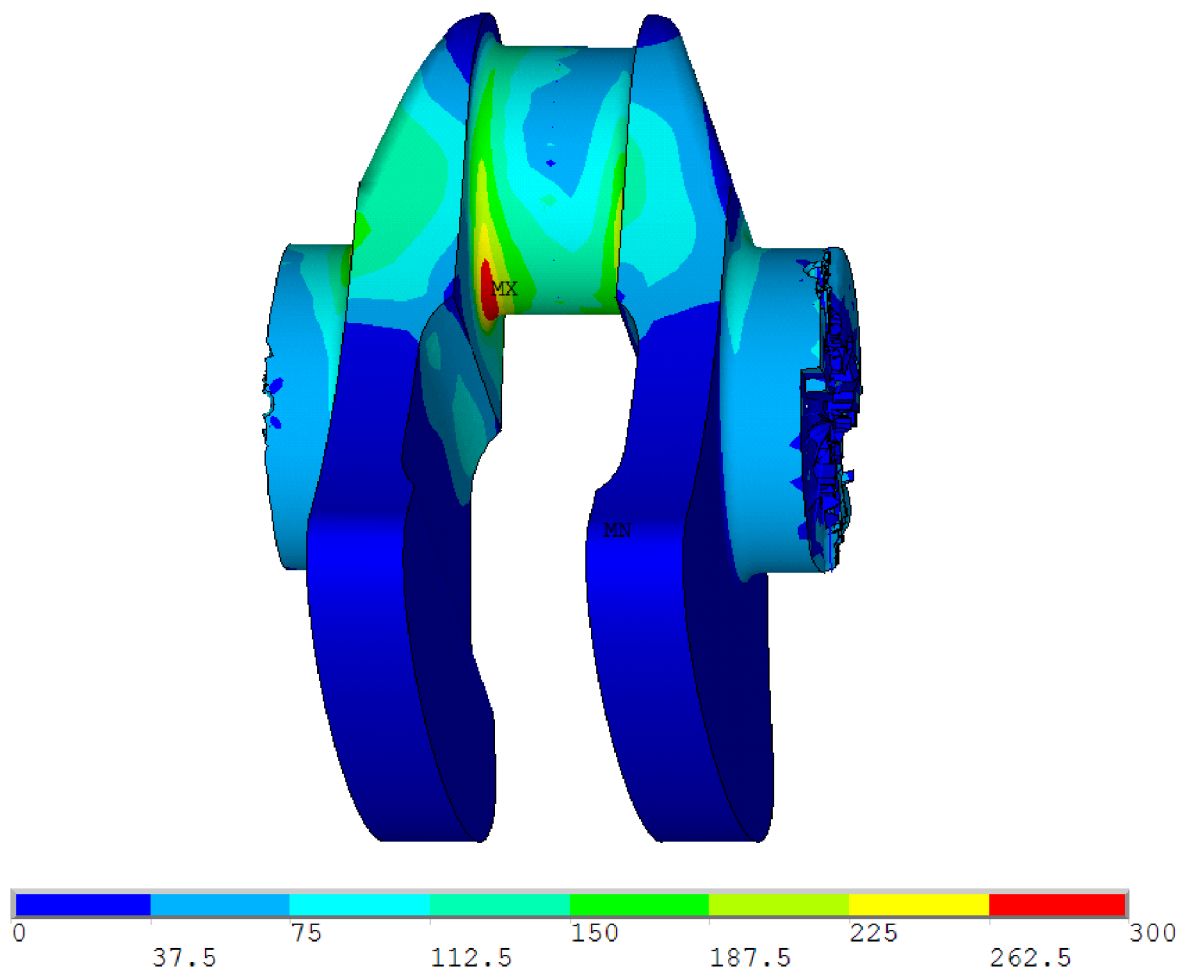
Tab. 17 Hodnoty síl a momentov pre jednotlivé záťažové stavy

Chod motora na 6 valcov – záťažový stav A (prvý záťažový stav)			
Maximálna sila od tlaku plynov	F_{pmax}	75	[kN]
Maximálny krútiaci moment v kladnej časti	M_{kmax+}	3697	[Nm]
Chod motora na 6 valcov – záťažový stav B (druhý záťažový stav)			
Maximálny krútiaci moment v zápornej časti	M_{kmax-}	-2010	[Nm]
Chod motora na 4 valce (1-3-4-6) – záťažový stav A (prvý záťažový stav)			
Maximálna sila od tlaku plynov	F_{pmax}	75	[kN]
Maximálny krútiaci moment v kladnej časti	M_{kmax+}	3445	[Nm]
Chod motora na 4 valce (1-3-4-6) – záťažový stav B (druhý záťažový stav)			
Maximálny krútiaci moment v zápornej časti	M_{kmax-}	-2131	[Nm]

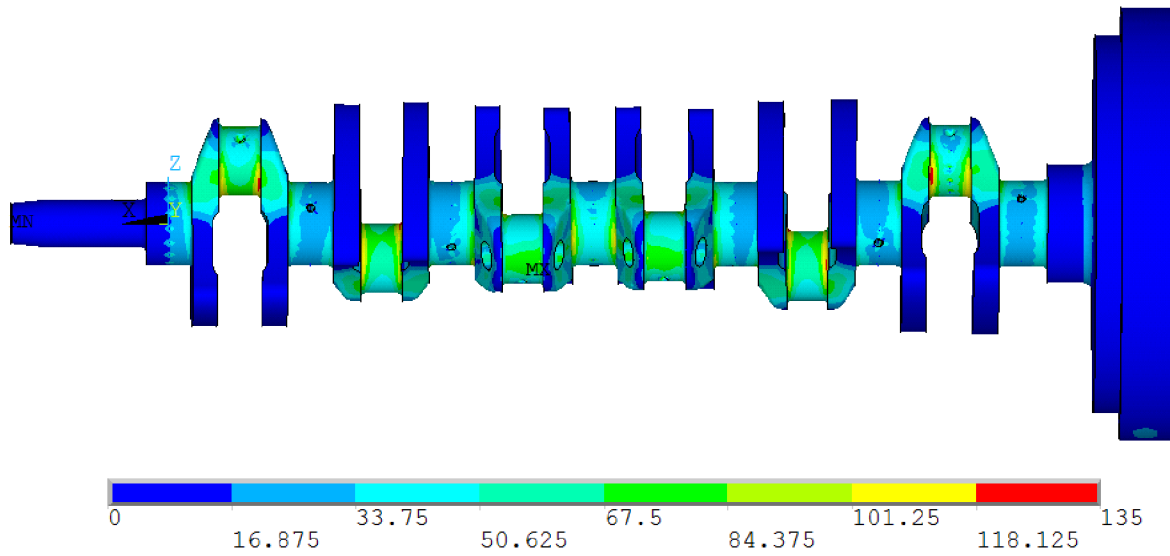
Výsledné rozloženie redukovaných napätí podľa hypotézy von Mises pre jednotlivé režimy chodu motora a jednotlivé záťažové stavy sú vykreslené na nasledujúcich obrázkoch. Mierka na obrázkoch je v jednotkách MPa.



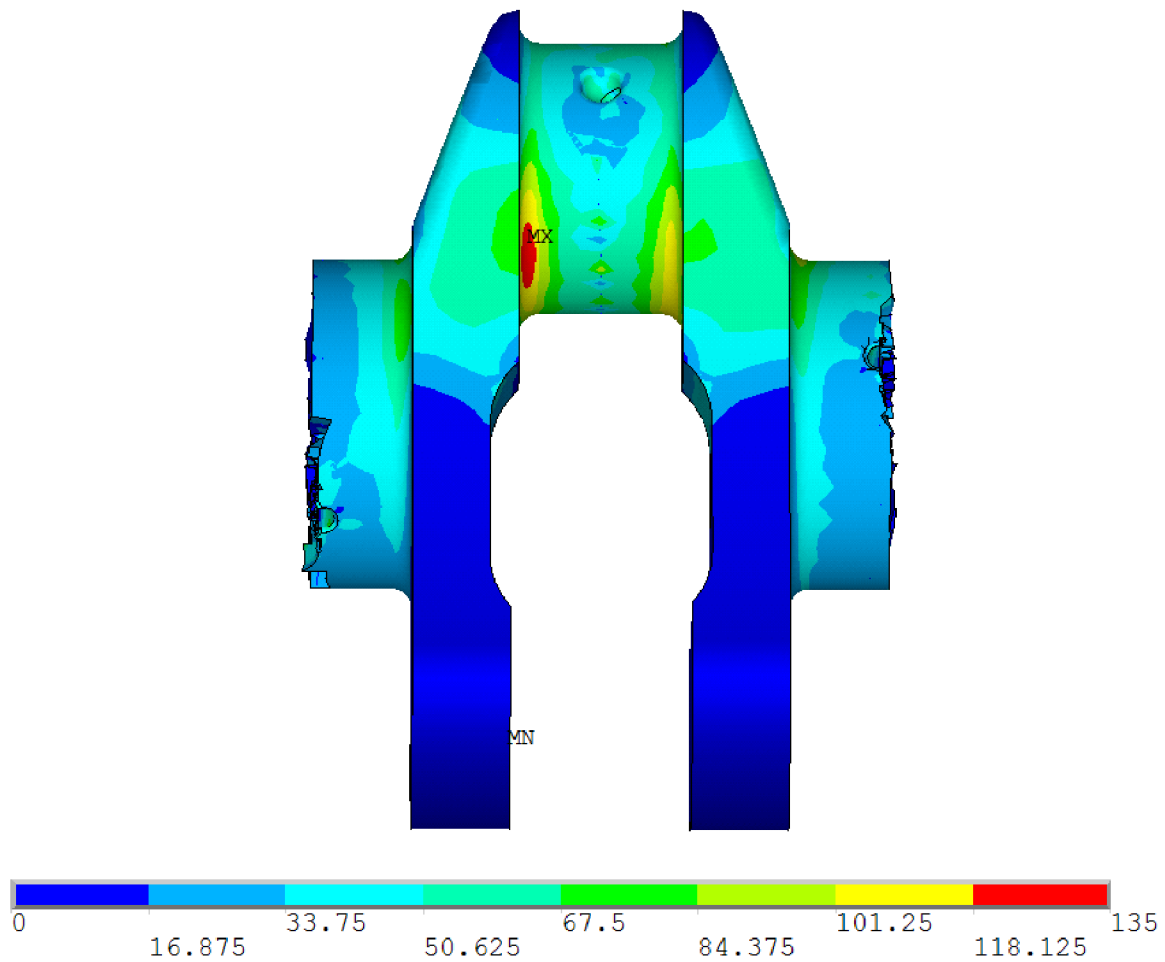
Obr. 45 Rozloženie redukovaného napätia pri chode na 6 valcov a zátiažovom stave A



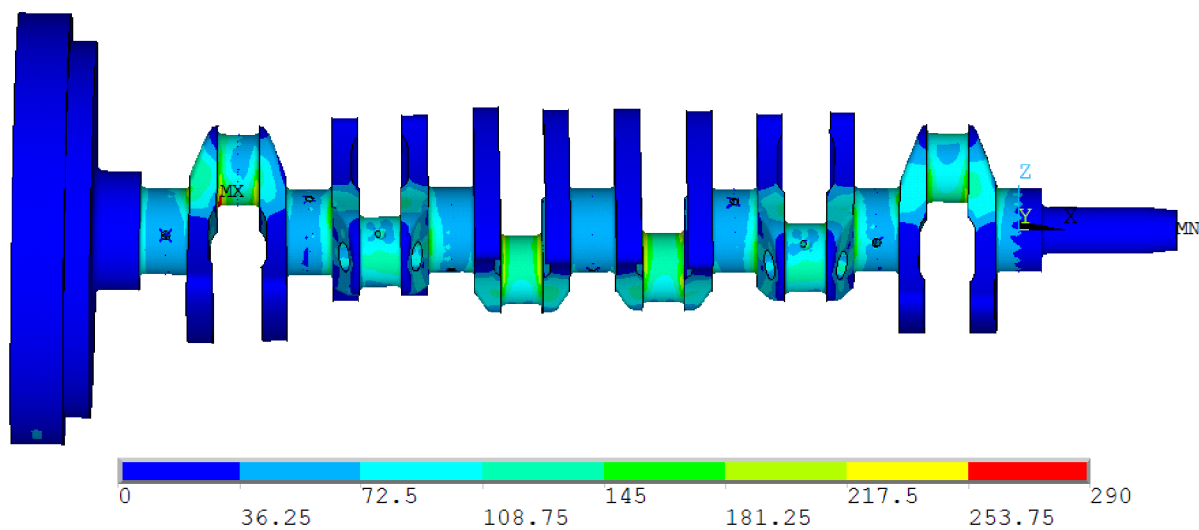
Obr. 46 Detail rozloženia napätia na 6. Zalomení pri chode motora na 6 valcov a zátiažovom stave A



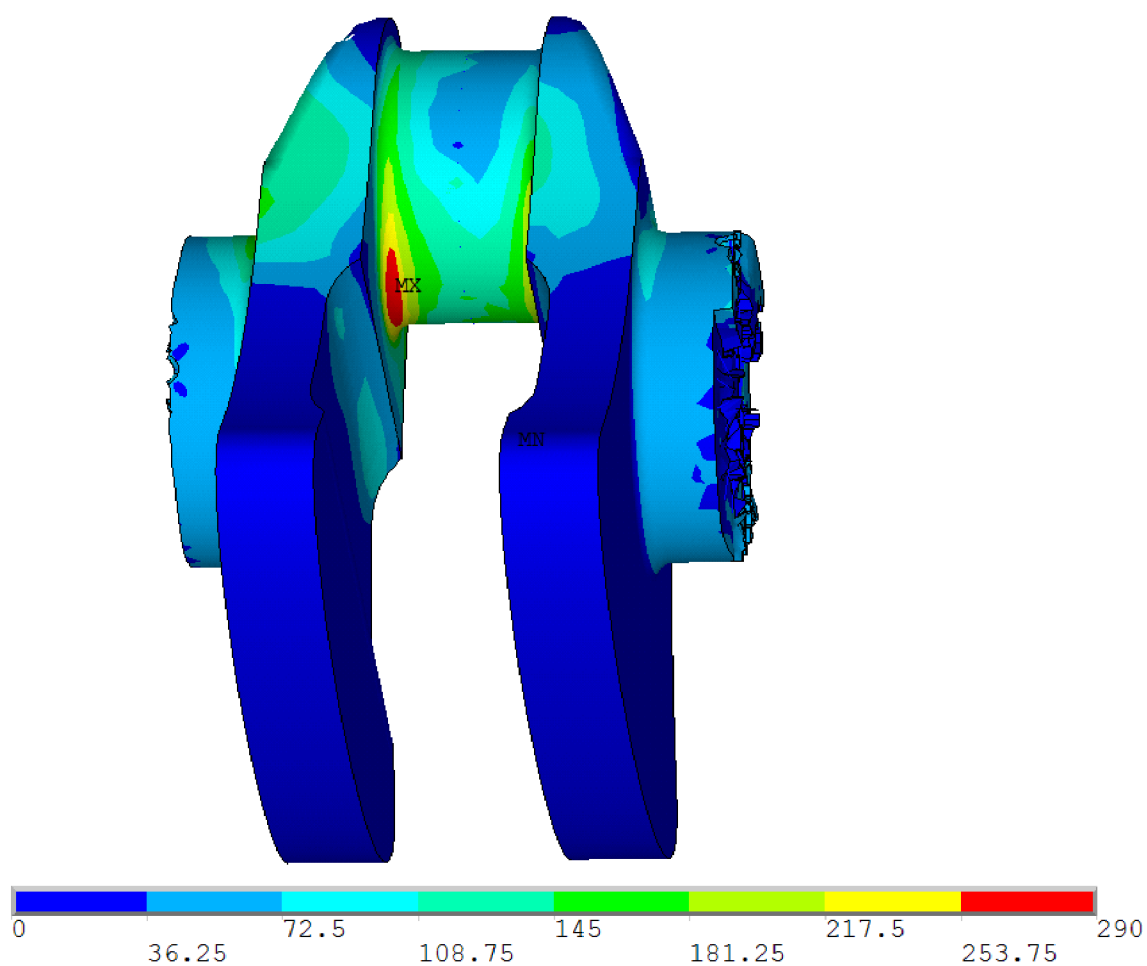
Obr. 47 Rozloženie redukovaného napätia pri chode na 6 valcov a záťažovom stave B



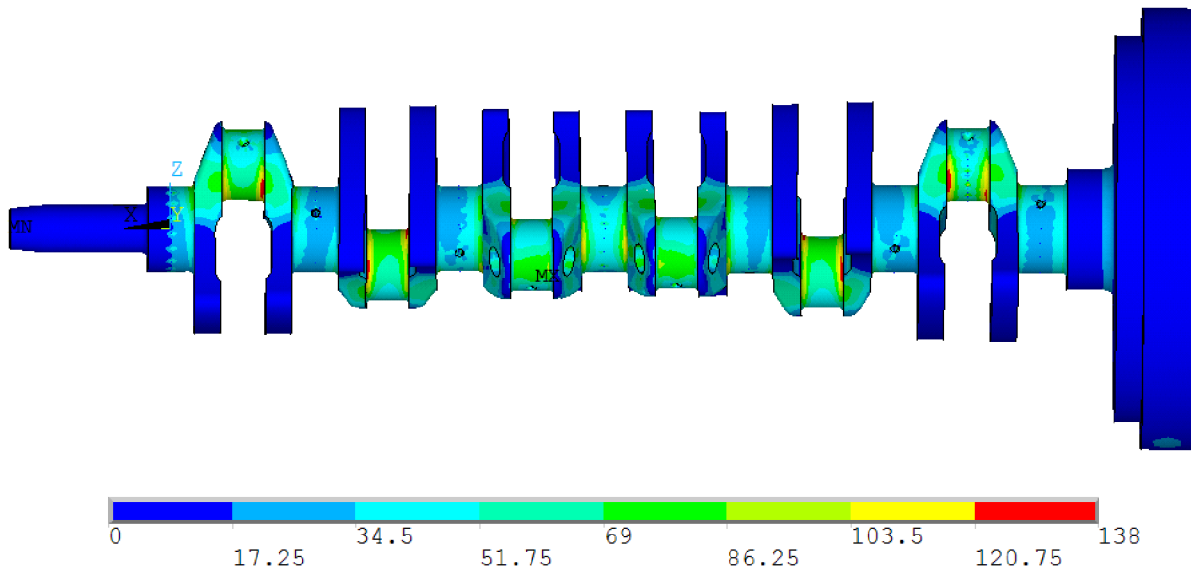
Obr. 48 Detail rozloženia napätia na 6. Zalomení pri chode motora na 6 valcov a záťažovom stave B



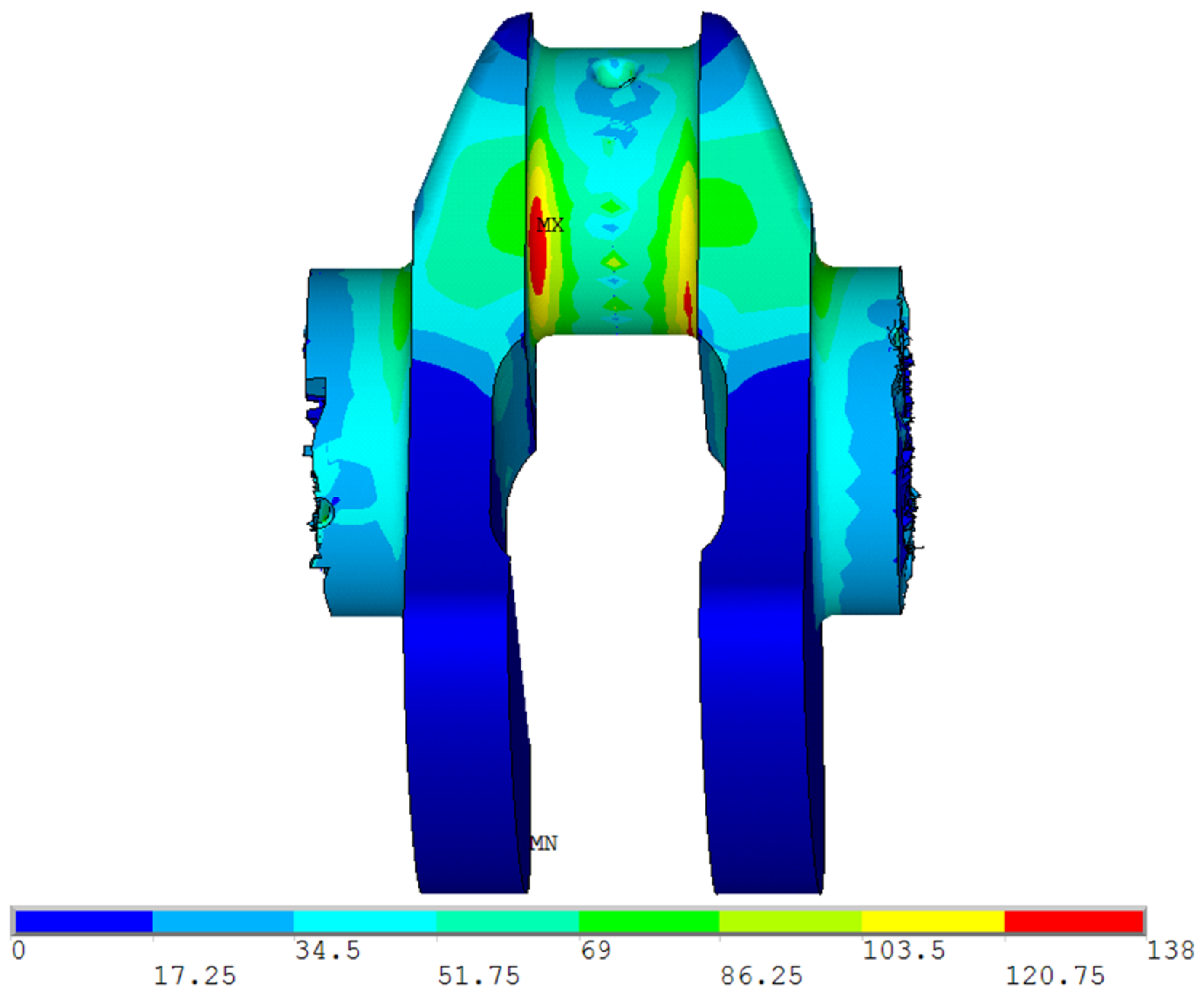
Obr. 49 Rozloženie redukovaného napätia pri chode na 4 valce a záťažovom stave A



Obr. 50 Detail rozloženia napätia na 6. Zalomení pri chode motora na 4 valce a záťažovom stave A



Obr. 51 Rozloženie redukovaného napätia pri chode na 4 valce a záťažovom stave B



Obr. 52 Detail rozloženia napätia na 6. Zalomení pri chode motora na 4 valce a záťažovom stave B

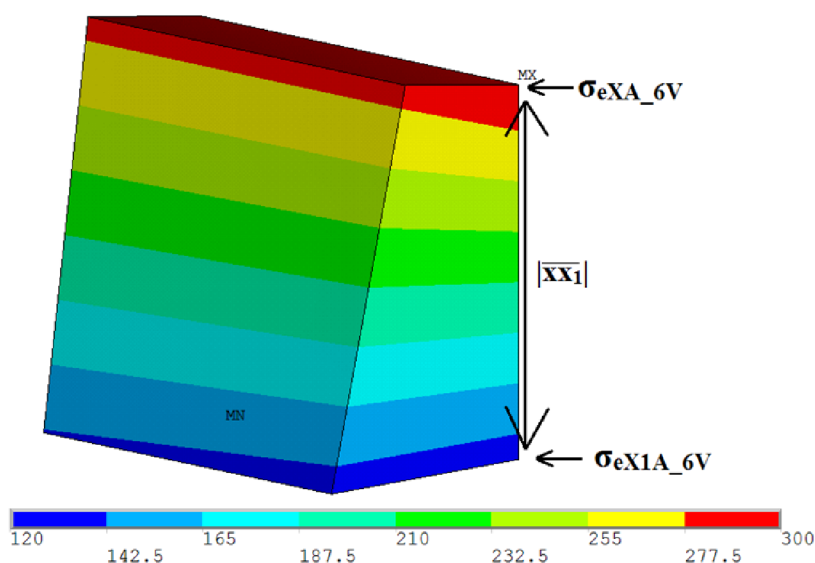
8.3 STANOVENIE BEZPEČNOSTI VOČI ÚNAVOVÉMU PORUŠENIU

Pre určenie bezpečnosti voči únavovému porušeniu je potrebné poznať materiálové charakteristiky. Pre tento kľukový hriadeľ bol zvolený materiál 42CrMo4, podľa normy ČSN označovaný ako 15 142. Tento materiál používa na výrobu kľukových hriadeľov mnoho výrobcov, medzi inými aj firma Zetor. Materiálové vlastnosti ocele sú uvedené v Tab. 18.

Tab. 18 Materiálové vlastnosti ocele 42CrMo4 [25]

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Medza klzu	R_e	900	[MPa]
Medza pevnosti v ťahu	R_m	1100	[MPa]
Medza únavy v ťahu/tlaku (striedavé symetrické napätie)	$\sigma_{c\tau_{AH/TLAK}}$	440	[MPa]
Medza únavy v ohybe (striedavé symetrické napätie)	$\sigma_{c_{OHYB}}$	550	[MPa]
Medza únavy v šmyku (striedavé symetrické napätie)	$\tau_{c\delta_{SMYK}}$	330	[MPa]

Pre ďalšie výpočty bolo potrebné nájsť v kritickom mieste na poslednom zalomení prvok s maximálnym redukovaným napätím. Pri záťažových stavoch B sa maximum redukovaného momentu objavovalo na inom mieste ako pri stavoch A. Pre potreby výpočtu však boli použité napätia získané z rovnakého prvku ako pri stave A, pretože tieto napätia boli rádovo podobné a na výsledný koeficient bezpečnosti to nemalo zásadný vplyv. Následne boli na tomto prvku určované jednotlivé napätia, tak ako je naznačené na Obr. 53. Vzďialenosť $|\overline{xx}_1|$ medzi krajnými uzlami bola získaná pomocou príkazu NDIST. Postup výpočtov bude ilustrovaný na prípade aktivovaných všetkých 6 valcov, výpočty pre 4 valcový variant sú v prílohe 1 v kapitole 7.3.



Obr. 53 Vyselektovaný prvok s najväčším redukovaným napätím

Získané hodnoty napätí pre všetky záťažové stavy sú uvedené v Tab. 19.

Tab. 19 Výsledné hodnoty napätí pre jednotlivé záťažové stavy

Chod motora na 6 valcov – záťažový stav A (prvý záťažový stav)			
Maximálna hodnota lokálneho napätia na povrchu prvku	σ_{eXA_6V}	298,18	[MPa]
Napätie vo vzdialenosti $ \overline{xx}_1 $ pod povrchom prvku	σ_{eX1A_6V}	127,55	[MPa]
Vzdialenosť krajných uzlov na vyšetrovanom prvku	$ \overline{xx}_1 $	2,88	[mm]
Prvé hlavné napätie	σ_{1A_6V}	313,51	[MPa]
Chod motora na 6 valcov – záťažový stav B (druhý záťažový stav)			
Maximálna hodnota lokálneho napätia na povrchu prvku	σ_{eXB_6V}	115,59	[MPa]
Prvé hlavné napätie	σ_{1B_6V}	72,51	[MPa]
Chod motora na 4 valce (1-3-4-6) – záťažový stav A (prvý záťažový stav)			
Maximálna hodnota lokálneho napätia na povrchu prvku	σ_{eXA_4V}	288,82	[MPa]
Napätie vo vzdialenosti $ \overline{xx}_1 $ pod povrchom prvku	σ_{eX1A_4V}	120,45	[MPa]
Vzdialenosť krajných uzlov na vyšetrovanom prvku	$ \overline{xx}_2 $	2,88	[mm]
Prvé hlavné napätie	σ_{1A_4V}	307,27	[MPa]
Chod motora na 4 valce (1-3-4-6) – záťažový stav B (druhý záťažový stav)			
Maximálna hodnota lokálneho napätia na povrchu prvku	σ_{eXB_4V}	122,53	[MPa]
Prvé hlavné napätie	σ_{1B_4V}	76,88	[MPa]

Z týchto hodnôt sa následne vypočíta pomerný gradient napätia podľa vzťahu [23]:

$$\chi_R \cong \frac{1}{\sigma_{eX}} \left(\frac{\sigma_{eX} - \sigma_{eX1}}{|\overline{xx}_1|} \right), \quad (57)$$

Ďalej je potrebné vypočítať korekčný súčiniteľ, ktorý je vyjadrený vzťahom [23]:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{COHYB}}{\sigma_{cTAH/TLAK}} - 1}{\frac{2}{d_{vzorka}}} \chi_R, \quad (58)$$

kde σ_{COHYB} je medza únavy v ohybe, $\sigma_{cTAH/TLAK}$ je medza únavy v ťahu/tlaku a d_{vzorka} je priemer skúšobnej vzorky, hodnota priemeru bola stanovená na základe literatúry [23].

Pre stanovenie pomeru súčiniteľa vrubu a koncentrácie napätia môžeme využiť vzťah podľa Hennela [26]:

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} 10^{-\left(0,35 + \frac{R_e}{810}\right)}, \quad (59)$$

kde R_e je medza klzu.

Maximálne a minimálne ekvivalentné napätia sú vyjadrené vzťahmi [23]:

$$\sigma_{emax} = \text{sign}(\sigma_{1A}) \sigma_{eXA} \quad , \quad (60)$$

$$\sigma_{emin} = \text{sign}(\sigma_{1B}) \sigma_{eXB} \quad , \quad (61)$$

kde σ_{1A} je prvé hlavné napätie záťažového stavu A, σ_{eXA} je maximálna hodnota lokálneho napätia von Mises na povrchu prvku pre záťažový stav A, σ_{1B} je prvé hlavné napätie záťažového stavu B, σ_{eXB} je maximálna hodnota lokálneho napätia von Mises na povrchu prvku pre záťažový stav B.

Pre amplitúdu ekvivalentného napätia platí vzťah [23]:

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{emax} - \sigma_{emin}}{2} \quad . \quad (62)$$

Stredná hodnota ekvivalentného napätia je potom daná vzťahom [23]:

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{emax} + \sigma_{emin}}{2} \quad . \quad (63)$$

Pre výpočet koeficientu bezpečnosti je potrebné určiť súčiniteľ vplyvu veľkosti súčasti, ktorý je pre priemer ojníčného čapu v intervale 8 až 250 mm definovaný vzťahom [23]:

$$\eta_{\sigma} = 1,189 D_{oc}^{-0,097} \quad . \quad (64)$$

Výsledné hodnoty napätí a hodnoty koeficientov ovplyvňujúcich únavovú bezpečnosť pre chod motora na 6 valcov sú uvedené v Tab. 20, pre chod motora na 4 valce v Tab. 21.

Tab. 20 Výsledné hodnoty napätí a hodnoty koeficientov ovplyvňujúcich únavovú bezpečnosť pre 6V

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Maximálne ekvivalentné napätie	σ_{emax_6V}	298,18	[MPa]
Minimálne ekvivalentné napätie	σ_{emin_6V}	115,59	[MPa]
Amplitúda ekvivalentného napätia	σ_{ea_6V}	91,30	[MPa]
Stredná hodnota ekvivalentného napätia	σ_{em_6V}	206,89	[MPa]
Pomerný gradient napätia	χ_{R_6V}	0,199	[mm ⁻¹]
Priemer skúšobnej vzorky	d_{vzorka}	7,5	[mm]
Korekčný súčiniteľ	f_{G_6V}	1,186	[-]
Pomer súčiniteľa vrubu a koncentrácie napätia	β/α_{6V}	1,015	[-]
Súčiniteľ vplyvu veľkosti súčasti	η_{σ}	0,792	[-]
Súčiniteľ vplyvu pravdepodobnosti prežitia	v_{σ}	0,753	[-]

Tab. 21 Výsledné hodnoty napätia a hodnoty koeficientov ovplyvňujúcich únavovú bezpečnosť pre 4V

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Maximálne ekvivalentné napätie	σ_{emax_4V}	288,82	[MPa]
Minimálne ekvivalentné napätie	σ_{emin_4V}	122,53	[MPa]
Amplitúda ekvivalentného napätia	σ_{ea_4V}	83,15	[MPa]
Stredná hodnota ekvivalentného napätia	σ_{em_4V}	205,68	[MPa]
Pomerný gradient napätia	χ_{R_4V}	0,202	[mm ⁻¹]
Priemer skúšobnej vzorky	d_{vzorka}	7,5	[mm]
Korekčný súčiniteľ	f_{G_4V}	1,190	[-]
Pomer súčiniteľa vrubu a koncentrácie napätia	β/α_{4V}	1,016	[-]
Súčiniteľ vplyvu veľkosti súčasti	η_{σ}	0,792	[-]
Súčiniteľ vplyvu pravdepodobnosti prežitia	ν_{σ}	0,753	[-]

Vzťah pre výpočet koeficientu bezpečnosti voči únavovému porušeniu je daný vzťahom [23]:

$$k = \frac{1}{\frac{\beta}{\alpha} \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{cOHYB}} \eta_{\sigma} \nu_{\sigma} f_G + \frac{\sigma_{em}}{R_m}}, \quad (65)$$

kde ν_{σ} je súčiniteľ vplyvu pravdepodobnosti prežitia, jeho hodnota bola stanovená podľa literatúry [23].

V prípade povrchovo zakalených rádiusov na ojnicných čapoch platí je výsledný koeficient bezpečnosti daný vzťahom [23]:

$$k_{kalene} \cong 1,3 k . \quad (66)$$

Výsledné hodnoty koeficientov bezpečnosti sú uvedené v Tab. 22.

Tab. 22 Výsledné koeficienty bezpečnosti voči únavovému poškodzovaniu

	Označenie	Hodnota	Jednotka
Koeficient bezpečnosti voči únavovému poškodeniu pre chod na 6V	k_{6V}	2,35	[-]
Koeficient bezpečnosti voči únavovému poškodeniu pre chod na 6V pri povrchovo kalených rádiusoch	k_{k_6V}	3,05	[-]
Koeficient bezpečnosti voči únavovému poškodeniu pre chod na 4V	k_{4V}	2,48	[-]
Koeficient bezpečnosti voči únavovému poškodeniu pre chod na 4V pri povrchovo kalených rádiusoch	k_{k_4V}	3,22	[-]

ZÁVER

Hlavným cieľom práce bolo navrhnuť hnacie ústrojenstvo 6 valcového traktorového motora s vypínaním valcov. Hlavný konštrukčný uzol diplomovej práce predstavoval kľukový hriadeľ. Pri návrhu bola snaha použiť už existujúce sériové diely (piesty, ojnice) od výrobcu traktorov Zetor, aby boli výrobné náklady čo najnižšie. Pri navrhovaní motora bol kladený dôraz na čo najkľudnejší chod motora pri dosiahnutí minimálnej hmotnosti a zároveň sa muselo dbať na dostatočnú pevnosť. Pri konštrukčnom návrhu kľukového hriadeľa bolo uvažovaných niekoľko variantov tvaru zalomenia. Cieľom bolo nájsť zalomenie, ktoré bude mať najlepší pomer polohy ťažiska zalomenia (eliminácia zotrvačných síl rotačných častí) a hmotnosti zalomenia. Nakoniec bolo zvolené úplné silové vyváženie aj za cenu jemne vyššej hmotnosti, pretože pri traktorovom motore nie je predpoklad prudkých akcelerácií.

Pri vypínaní valcov prichádza do úvahy niekoľko kombinácií, napríklad vypínanie každého druhého valca, vypínanie 3 valcov za sebou alebo vypínanie iného počtu valcov. Pri posudzovaní vhodnosti kombinácie pracujúcich a nepracujúcich valcov sa brali do úvahy výsledky výpočtov torzného kmitania kľukového hriadeľa pri deaktivácii valcov a posudzovalo sa aj možné tepelné namáhanie motora. Najpriaznivejšie výsledky priebehu torzného kmitania kľukového hriadeľa dosiahla kombinácia pracujúcich valcov 1-2-3. Toto riešenie však bolo zamietnuté, pretože bola obava, že pre reálny motor by mohlo byť takéto nesymetrické tepelné namáhanie neprijateľné a mohlo by dochádzať k deformáciám v dôsledku nerovnomerného tepelného zaťaženia od pracujúcich a nepracujúcich valcov. Ako finálny návrh bol použitý variant pracujúcich valcov 1-3-4-6, kde je predpoklad najpriaznivejšieho rozloženia teplôt. Predpoklady rozloženia teplôt vychádzajú z diskusie s pánom profesorom Pištěkom, nie sú podložené tepelnými simuláciami, keďže takéto simulácie neboli predmetom tejto diplomovej práce. Pre prípadné pokračovanie práce by bolo vhodné urobiť kompletne simulácie rozloženia teplôt a ich vplyvu na deformáciu motora.

Súčasťou diplomovej práce je pevnostná analýza kľukového hriadeľa v programe ANSYS. Boli analyzované dva záťažové stavy pre motor pracujúci na všetkých 6 valcoch a dva záťažové stavy pre motor pracujúci iba na 4 valce (pracujúce valce 1-3-4-6). Výsledkom týchto analýz bolo rozloženie napätia v kľukovom hriadeľi. Výsledky boli použité pre vyhodnotenie bezpečnosti voči únavovému porušeniu kľukového hriadeľa. Koeficienty bezpečnosti dosahujú hodnoty 3,05 pre chod motora na všetky valce a 3,22 pre chod motora na valce 1-3-4-6. Tieto výsledky sú veľmi priaznivé a ukazujú, že takto navrhnutý motor má dostatočné rezervy a v budúcnosti sa môže pristúpiť napríklad k zvýšeniu výkonu motora.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [2] MERKER, Günter a Uwe KESSEN. *Technische Verbrennung : Verbrennungsmotoren*. Stuttgart: Leipzig : B. G. Teubner, 1999. ISBN 3-519-06379-4.
- [3] WILCUTTS, Mark, Joshua SWITKES, Mark SHOST a Adya TRIPATHI. Design and benefits of dynamic skip fire strategies for cylinder deactivated engines. *SAE International Journal of Engines* [online]. 2013, **6**(1), 278–288. ISSN 19463936. Dostupné z: doi:10.4271/2013-01-0359
- [4] *There is Nothing New Under the Sun – The OHV Six-Twelve | The Old Motor* [online]. [vid. 2020-05-29]. Dostupné z: <http://theoldmotor.com/?p=160319>
- [5] *Petrol engines | Volkswagen UK* [online]. [vid. 2020-05-29]. Dostupné z: <https://www.volkswagen.co.uk/technology/engines/petrol>
- [6] STUHLREHER, Mark. Fuel Efficiency Mapping of a 2014 6-Cylinder GM EcoTec 4.3L Engine with Cylinder Deactivation. In: *SAE Technical Papers* [online]. B.m.: SAE International, 2016. ISSN 01487191. Dostupné z: doi:10.4271/2016-01-0662
- [7] *Jacobs Partners with Tula on Cylinder Deactivation for Diesel Engines - Fuel Smarts - Trucking Info* [online]. [vid. 2020-02-20]. Dostupné z: <https://www.truckinginfo.com/337788/jacobs-vehicle-systems-partners-with-tula-technology-on-cylinder-deactivation-fo>
- [8] JOSHI, Mrunal C., Dheeraj B. GOSALA, Cody M. ALLEN, Kalen VOS, Matthew VAN VOORHIS, Alexander TAYLOR, Gregory M. SHAVER, James MCCARTHY, Dale STRETCH, Edward KOEBERLEIN a Lisa FARRELL. Reducing Diesel Engine Drive Cycle Fuel Consumption through Use of Cylinder Deactivation to Maintain Aftertreatment Component Temperature during Idle and Low Load Operating Conditions. *Frontiers in Mechanical Engineering* [online]. 2017, **3**(August), 1–15. ISSN 2297-3079. Dostupné z: doi:10.3389/fmech.2017.00008
- [9] NATIONAL RESEARCH COUNCIL. *Technologies and approaches to reducing the fuel consumption of medium- and heavy-duty vehicles* [online]. Washington, D.C.: National Academies Press, 2010. ISBN 0309149827. Dostupné z: doi:10.17226/12845
- [10] HU, Maoyang, Siqin CHANG, Yaxuan XU a Liang LIU. Study on valve strategy of variable cylinder deactivation based on electromagnetic intake valve train. *Applied Sciences (Switzerland)* [online]. 2018, **8**(11). ISSN 20763417. Dostupné z: doi:10.3390/app8112096
- [11] HOUNTALAS, D. T., G. C. MAVROPOULOS a K. B. BINDER. Effect of exhaust gas recirculation (EGR) temperature for various EGR rates on heavy duty DI diesel engine performance and emissions. *Energy* [online]. 2008, **33**(2), 272–283. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2007.07.002

- [12] *Is Displacement on Demand Coming to Heavy-Duty Diesel Engines? - Fuel Smarts - Trucking Info* [online]. [vid. 2020-02-20]. Dostupné z: <https://www.truckinginfo.com/313374/is-displacement-on-demand-coming-to-heavy-duty-diesel-engines>
- [13] LU, Xueting, Chuan DING, Aswin K. RAMESH, Gregory M. SHAVER, Eric HOLLOWAY, James MCCARTHY, Michael RUTH, Edward KOEBERLEIN a Douglas NIELSEN. Impact of Cylinder Deactivation on Active Diesel Particulate Filter Regeneration at Highway Cruise Conditions. *Frontiers in Mechanical Engineering* [online]. 2015, 1(August), 1–8. ISSN 2297-3079. Dostupné z: doi:10.3389/fmech.2015.00009
- [14] ZAMMIT, J. P., M. J. MCGHEE, P. J. SHAYLER a I. PEGG. Benefits of cylinder deactivation on a diesel engine and restrictions due to low boost. In: *Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions: IMechE, London, 27-28 November 2013* [online]. London: Elsevier Ltd, 2013, s. 95–108. ISBN 9781782421849. Dostupné z: doi:10.1533/9781782421849.3.95
- [15] KOVAŘÍK, Ladislav. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Praha: Naše vojsko, 1992. ISBN 80-206-0131-7.
- [16] KOLEKTIV VÚNM A ČKD. *Naftové motory čtyřdobé 1.díl*. 2. vyd. Praha: SNTL - Státní nakladatelství technické literatury, 1962.
- [17] WOODYARD, Doug a Malcolm LATARCHE. *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines*. Oxford: Elsevier Science & Technology, 2009. ISBN 9780750689847.
- [18] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. Hnací ústrojí. In: *Síly a momenty v klikovém mechanismu*. Brno: Fakulta strojního inženýrství, VUT Brno, studijní opory, 2012.
- [19] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. Hnací ústrojí. In: *Vyvažování řadových motorů - šestiválec*. Brno: Fakulta strojního inženýrství, VUT Brno, studijní opory, 2012.
- [20] NESTORIDES, E. J. *A Handbook on Torsional Vibration*. New York: Cambridge University Press, 1958. ISBN 9780521043267.
- [21] PÍŠTĚK, Václav a Josef ŠTĚTINA. *Pevnost a životnost*. Brno: VUT Brno, 1993. ISBN 80-214-0474-4.
- [22] NOVOTNÝ, Pavel. Vibrace a hluk vozidel. In: *Metoda konečných prvků v dynamice*. Brno: Fakulta strojního inženýrství, VUT Brno, studijní opory, 2019.
- [23] NOVOTNÝ, Pavel. Počítačové simulace v automobilovém průmyslu II. In: *Aplikované metody řešení únavového poškození I*. Brno: Fakulta strojního inženýrství, VUT Brno, studijní opory, 2019.
- [24] LAWRENCE, Kent. *ANSYS Tutorial: Release 14*. B.m.: SDC Publications, 2012. ISBN 1585037613.

- [25] *Festigkeitswerte von Stahlwerkstoffen in Tabellenform* [online]. [vid. 2020-05-11]. Dostupné z: https://www.schweizer-fn.de/festigkeit/festigkeitswerte/stahl/stahl_start.php
- [26] HENNEL, B. a G. WIRTGEN. Zum DDR Standard TGL 19340. In: . Berlin: IFL Mitteilungen, 1983, s. 2–35.

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

ACT		Active Cylinder Technology
APDL		Ansys Parametric Design Language
CAD		Computer Aided Design
ČSN		Československé normy
DENS		Hustota materiálu (označenie v programe Ansys APDL)
DPF		Diesel Particulate Filter
EGR		Exhaust Gas Recirculation
EX		Youngov modul pružnosti (označenie v programe Ansys APDL)
FEM		Finite Element Method
HÚ		Horná úvrat' (piestu)
K		Tuhosť prvku Spring-damper 14 (označenie v prog. Ansys APDL)
K1		Nastavenie prvku MPC 184 (označenie v programe Ansys APDL)
LSA		Local Stress Analysis
MKP		Metóda Konečných Prvkov
PRXY		Poissonova konštanta (označenie v programe Ansys APDL)
RAM		Random Access Memory
SCR		Selective Catalytic Reduction
VW		Volkswagen
<i>a</i>	[m·s ⁻²]	Zrýchlenie piestnej skupiny
A		Štvorcová modálna matica
<i>a_I</i>	[m·s ⁻²]	Zrýchlenie piestnej skupiny prvého rádu
<i>a_{II}</i>	[m·s ⁻²]	Zrýchlenie piestnej skupiny druhého rádu
<i>b</i>	[m]	Rameno klopného momentu
<i>b_i</i>	[Nm·s·rad ⁻¹]	Tlmiaci súčiniteľ
<i>b_r</i>	[m]	Šírka ramena kľuky
C		Matica tuhosti
<i>c₀</i>	[N·m·rad ⁻¹]	Torzna tuhosť kľukového hriadeľa za remenicou
<i>c₁</i>	[N·m·rad ⁻¹]	Torzna tuhosť za 1. zalomením kľukového hriadeľa
<i>c₂</i>	[N·m·rad ⁻¹]	Torzna tuhosť za 2. zalomením kľukového hriadeľa
<i>c₃</i>	[N·m·rad ⁻¹]	Torzna tuhosť za 3. zalomením kľukového hriadeľa
<i>c₄</i>	[N·m·rad ⁻¹]	Torzna tuhosť za 4. zalomením kľukového hriadeľa

c_5	[N·m·rad ⁻¹]	Torzna tuhosť za 5. zalomením kľukového hriadeľa
c_6	[N·m·rad ⁻¹]	Torzna tuhosť za 6. zalomením kľukového hriadeľa
c_l	[m]	Ložisková vôľa hlavného ložiska
c_{tl}	[N·m·rad ⁻¹]	Torzna tuhosť tlmiča
D	[mm]	Vrtanie valca
D_{hc}	[m]	Priemer hlavného čapu
D_{oc}	[m]	Priemer ojničného čapu
D_r	[m]	Redukovaný priemer
d_{vzorka}	[mm]	Priemer skúšobnej vzorky
F_c	[N]	Výsledná sila pôsobiaca na piest
F_c''	[N]	Reakcia výslednej sily pôsobiacej na piestnu skupinu
f_G	[-]	Korekčný súčiniteľ
F_n	[N]	Normálová sila na piest
F_n''	[N]	Reakcia bočnej sily pôsobiacej na piest
F_o	[N]	Sila prenášaná ojnicou v jej ose
F_o'	[N]	Reakcia sily od tlaku plynov
F_o''	[N]	Sila od tlaku plynov zaťažujúca hlavné ložiská
F_{oc}	[N]	Celková sila pôsobiaca v ojničnom čape
F_p	[N]	Sila od tlaku plynov
F_p'	[N]	Sila od tlaku plynov zaťažujúca hlavu valcov a kľukovú skriňu
F_{pmax}	[N]	Maximálna sila od tlaku plynov
F_r	[N]	Radiálna sila
F_{rc}	[N]	Celková radiálna sila pôsobiaca na ojničný čap
F_t	[N]	Tangenciálna sila
F_t'	[N]	Reakcia tangenciálnej sily
F_t''	[N]	Tangenciálna sila posunutá do stredu zalomenia
F_{zp}	[N]	Celková zotrvačná sila posuvných častí
F_{zr}	[N]	Zotrvačná sila rotačných častí
F_{zro}	[N]	Zotrvačná sila rotačná pôsobiaca na ojničný čap
F_{zpl}	[N]	Zotrvačná sila posuvných častí prvého rádu
F_{zplI}	[N]	Zotrvačná sila posuvných častí druhého rádu
G	[GPa]	Modul pružnosti v šmyku
i	[-]	Imaginárna jednotka

<i>I</i>		Jednotková matica
<i>I_p</i>	[m ⁴]	Polárny moment prierezu v krute
<i>i_v</i>	[-]	Počet valcov
<i>J₀</i>	[kg·m ²]	Red. moment zotrvačnosti predného konca kľukového mechanizmu
<i>J₁</i>	[kg·m ²]	Red. moment zotrvačnosti 1. zalomenia kľukového mechanizmu
<i>J₂</i>	[kg·m ²]	Red. moment zotrvačnosti 2. zalomenia kľukového mechanizmu
<i>J₃</i>	[kg·m ²]	Red. moment zotrvačnosti 3. zalomenia kľukového mechanizmu
<i>J₄</i>	[kg·m ²]	Red. moment zotrvačnosti 4. zalomenia kľukového mechanizmu
<i>J₅</i>	[kg·m ²]	Red. moment zotrvačnosti 5. zalomenia kľukového mechanizmu
<i>J₆</i>	[kg·m ²]	Red. moment zotrvačnosti 6. zalomenia kľukového mechanizmu
<i>J₇</i>	[kg·m ²]	Red. moment zotrvačnosti zadného konca kľukového mechanizmu
<i>J_{ef}</i>	[kg·m ²]	Efektívny moment zotrvačnosti sústavy bez tlmiča
<i>J_{oj}</i>	[kg·m ²]	Redukovaný moment zotrvačnosti rotačného podielu ojnice
<i>J_{ph}</i>	[kg·m ²]	Redukovaný moment zotrvačnosti posuvných hmôt
<i>J_{pk}</i>	[kg·m ²]	Moment zotrvačnosti predného konca kľukového hriadeľa
<i>J_{rem}</i>	[kg·m ²]	Moment zotrvačnosti remenice pomocných agregátov
<i>J_{tl}</i>	[kg·m ²]	Moment zotrvačnosti torzného tlmiča
<i>J_{zk}</i>	[kg·m ²]	Moment zotrvačnosti zadného konca kľukového hriadeľa
<i>J_{zot}</i>	[kg·m ²]	Moment zotrvačnosti zotrvačníka
<i>k</i>	[-]	Koeficient bezpečnosti voči únavovému poškodeniu
<i>k_{kalene}</i>	[-]	Koeficient bezpečnosti voči únavovému poškodeniu pri povrchovo kalených rádiusoch ojnicných čapov
<i>k_s</i>	[N/m]	Tuhosť náhradného prvku Spring-damper 14
<i>l</i>	[m]	Dĺžka ojnice
<i>l_{hc}</i>	[m]	Dĺžka hlavného čapu
<i>l_{oc}</i>	[m]	Dĺžka ojnicného čapu
<i>l_{pk_red}</i>	[m]	Redukovaná dĺžka predného konca kľukového hriadeľa
<i>l_{red}</i>	[m]	Redukovaná dĺžka zalomenia
<i>l_{zk_red}</i>	[m]	Redukovaná dĺžka zadného konca kľukového hriadeľa
<i>M</i>		Matica hmotnosti
<i>m₁</i>	[kg]	Hmotnosť posuvných častí ojnice
<i>m₂</i>	[kg]	Hmotnosť rotačných častí ojnice
<i>M_i</i>	[Nm]	Diskrétna hodnota točivého momentu vzorky

M_k	[Nm]	Amplitúda momentov prislúchajúcich harmonickej zložke k
M_{kl}	[Nm]	Klopný moment
M_{kmax+}	[Nm]	Maximálny krútiaci moment v kladnej časti
M_{kmax-}	[Nm]	Maximálny krútiaci moment v zápornej časti
m_{ps}	[kg]	Hmotnosť piestnej skupiny
m_{rot}	[kg]	Celková redukovaná hmotnosť rotujúcich častí
M_t	[Nm]	Točivý moment
m_{zal}	[kg]	Hmotnosť zalomenia
m_{zal_red}	[kg]	Redukovaná hmotnosť zalomenia
n	[min ⁻¹]	Menovité otáčky motora
N_1	[Hz]	Vlastná frekvencia otáčok jednouzlového kmitania kľukového hriadeľa
N_2	[Hz]	Vlastná frekvencia otáčok dvojuzlového kmitania kľukového hriadeľa
n_{1rez}	[Hz]	Rezonančné otáčky jednouzlového kmitania
n_{2rez}	[Hz]	Rezonančné otáčky dvojuzlového kmitania
n_p	[-]	Počet diskretných vzoriek priebehu točivého momentu
N_{tl}	[Hz]	Vlastná frekvencia tlmiča
p	[MPa]	Okamžitá hodnota tlaku v spaľovacom priestore
p_0	[MPa]	Atmosférický tlak
q		Zovšeobecnená výchylka
r	[m]	Polomer zalomenia kľukového hriadeľa
R_e	[MPa]	Medza klzu
R_m	[MPa]	Medza pevnosti v ťahu
r_t	[m]	Poloha ťažiska zalomenia
s	[mm]	Dráha piestu
t_r	[m]	Hrúbka ramena kľuky
v	[mm/s]	Rýchlosť piesta
V	[cm ³]	Objem motora
w		Vektor vlastných tvarov
w_{tl}	[-]	Optimálne ladenie tlmiča
$ \overline{xx_1} $	[mm]	Vzdialenosť dvoch krajných uzlov na vyšetrovanom prvku
y_i	[-]	Pomerná výchylka
Z	[mm]	Zdvih

α	[°]	Uhol natočenia kľukového hriadeľa
β	[°]	Uhol odklonu ojnice od osi valca
β/α	[-]	Pomer súčiniteľu vrubu a koncentrácie napätia
ε_k	[-]	Výdatnosť rezonancie
η_σ	[-]	Koeficient vplyvu veľkosti súčasti
κ	[-]	Rád harmonickej zložky
λ		Ojničný pomer
λ		Vlastné číslo
μ_{tl}	[-]	Pomerná veľkosť tmiča
ν	[°]	Uhol natočenia jednotlivých ramien kľukového hriadeľa voči sebe
σ_1	[MPa]	Prvé hlavné napätie
σ_{COHYB}	[MPa]	Medza únavy v ohybe (striedavé symetrické napätie)
$\sigma_{cTAH/TLAK}$	[MPa]	Medza únavy v ťahu/tlaku (striedavé symetrické napätie)
σ_{ea}	[MPa]	Amplitúda ekvivalentného napätia
σ_{em}	[MPa]	Stredná hodnota ekvivalentného napätia
σ_{emax}	[MPa]	Maximálne ekvivalentné napätie
σ_{emin}	[MPa]	Minimálne ekvivalentné napätie
σ_{eX}	[MPa]	Maximálna hodnota lokálneho napätia na povrchu prvku
σ_{eX1}	[MPa]	Napätie vo vzdialenosti $ \overline{xx_1} $ pod povrchom vyšetřovaného prvku
$\tau_{cšMYK}$	[MPa]	Medza únavy v šmyku (striedavé symetrické napätie)
ν_σ	[-]	Súčiniteľ vplyvu pravdepodobnosti prežitia
Φ_Ω	[rad]	Torzna výchylka
χ_R	[mm ⁻¹]	Pomerný gradient napätia
ω	[rad/s]	Uhlová rýchlosť otáčania kľukového hriadeľa
Ω		Vlastná uhlová frekvencia
Ω_t	[Hz]	Vlastná frekvencia torzného tmiča

ZOZNAM PRÍLOH

Príloha 1 – Výpočtová dokumentácia

Príloha 2 – Výpočty torzného kmitania kľukového hriadeľa

Príloha 3 – Výkresová dokumentácia