



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

MODIFIKACE TŘÍVÁLCOVÉHO VZNĚTOVÉHO MOTORU NA ZKUŠEBNÍ JEDNOVÁLEC

MODIFICATION OF A THREE-CYLINDER DIESEL ENGINE TO A SINGLE CYLINDER TEST ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Miroslav Rejnuš

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Miroslav Rejnuš
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Akademický rok:	2021/22

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:

Modifikace tříválcového vznětového motoru na zkušební jednoválec

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout jednoválcový zážehový zkušební pístový spalovací motor úpravou tříválcového motoru.

Cíle diplomové práce:

Navrhnout koncepci úpravy tříválcového vznětového motoru na zkušební jednoválcový motor.

Vypracovat konstrukční dokumentaci dílů potřebných pro modifikaci.

Provést výpočtovou kontrolu hlavních částí zkušebního jednoválcového motoru.

Navrhnout spojovací element zkušebního jednoválce s dynamometrem.

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 978-3-7091-768-5.

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.

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem koncepce jednoválcového vznětového zkušebního pístového spalovacího motoru úpravou výchozího sériově vyráběného tříválcového motoru. První část práce je věnována úvodu do problematiky vznětových a experimentálních jednoválcových motorů. Navazující kapitoly jsou zaměřeny na samotnou adaptaci výchozího motoru, včetně vyvažování setrvačných sil. Dále je provedena kontrola provozuschopnosti klikového hřídele, včetně stanovení bezpečnosti vůči vysokocyklové únavě. Poslední kapitola se zabývá návrhem spojení adaptovaného agregátu s dynamometrem.

KLÍČOVÁ SLOVA

experimentální jednoválcový motor, modifikovaný motor, klikový hřídel, vyvažování, torzní model, torzní kmitání, spojovací hřídel, pružná spojka

ABSTRACT

The master thesis deals with the design of a single-cylinder diesel piston internal combustion test engine by modifying the initial mass-produced three-cylinder engine. The first part of the thesis is devoted to the introduction to the problems of diesel and experimental single cylinder engines. Subsequent chapters focus on the adaptation of the baseline engine itself, including balancing of inertial forces. Furthermore, the crankshaft operability is checked, including the determination of safety against high-cycle fatigue. The last chapter deals with the design of the connection of the adapted unit to the dynamometer.

KEYWORDS

experimental single cylinder engine, modified engine, crankshaft, balancing, torsion model, torsional oscillation, connecting shaft, flexible coupling

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

REJNUŠ, M. *Modifikace tříválcového motoru na zkušební jednoválec*. Brno, 2021. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/137162>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 92 s. Vedoucí diplomové práce Václav Pištěk.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Václava Píštěka a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 13. srpna 2021

.....

Miroslav Rejnuš

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji vedoucímu své diplomové práce, panu prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc. Za jeho ochotu, vstřícnost, cenné rady a trpělivost při jejím vypracování.

OBSAH

Úvod.....	12
1 Termomechanika spalovacích motorů.....	13
1.1 Cykly spalovacích motorů	13
1.2 Dieselův cyklus.....	13
1.3 Rozdělení vznětových motorů	14
1.3.1 Motory s přímým vstřikem	14
1.3.2 Motory s nepřímým vstřikem paliva	15
1.4 Shrnutí.....	16
2 Experimentální motory a jejich výrobci.....	17
2.1 Společnost AVL.....	17
2.2 Společnost FEV	18
2.3 Společnost RICARDO	19
2.4 Společnost MAHLE.....	20
3 Modelování jednotlivých částí motoru	21
3.1 Základní parametry výchozího vznětového motoru	21
3.2 Návrh klikové skupiny motoru	21
3.2.1 Klikový hřídel.....	21
3.2.2 Návrh klikového hřídele	22
3.2.3 Ojnice	23
3.3 Pístní skupina motoru	23
3.4 Setrvačnick	24
3.5 Řemenice	24
3.6 Sestava výchozího tříválcového motoru	25
4 Kinematika a dynamika klikového mechanismu.....	26
4.1 Kinematika centrického mechanismu	26
4.1.1 Dráha pístu.....	26
4.1.2 Rychlost pístu	27
4.1.3 Zrychlení pístu.....	28
4.2 Dynamika klikového ústrojí.....	29
4.2.1 Síla od tlaku plynů.....	30
4.2.2 Setrvačná síla pístní skupiny	30
4.2.3 Výsledná síla působící na píst	31
4.2.4 Síly zatěžující pístní čep.....	32
4.2.5 Síly zatěžující ojnicí čep.....	32
4.2.6 Volné setrvačné síly.....	34
5 Adaptace tříválcového motoru na jednoválcový.....	36
5.1 Redukce ojnice (momentová rovnováha)	36
5.2 Návrh přípravku pro zachování vyvážení odstředivých sil.....	37
5.3 Vyvažování setrvačných sil posuvných částí prvního řádu	38
5.3.1 Přesunutí části setrvačné síly posuvných hmot	38
5.3.2 Redukce hmotnosti ramene klikového hřídele	40
5.4 Výsledný adaptovaný experimentální jednoválcový agregát	41

6	Kontrola provozuschopnosti klikového hřídele.....	42
6.1	Možnosti řešení vysokocyklové únavové životnosti.....	42
6.1.1	Nominal stress analysis (NSA).....	42
6.1.2	Local stress analysis (LSA).....	42
6.1.3	Metoda konečných prvků / multibody systém (MKP / MBS).....	43
6.2	Náhradní torzní soustava.....	43
6.3	Redukce hmot příslušných částí.....	43
6.3.1	Moment setrvačnosti rotujících hmot ojnice.....	43
6.3.2	Moment setrvačnosti posuvných hmot.....	44
6.3.3	Celkový moment setrvačnosti jednoho zalomení.....	44
6.3.4	Moment setrvačnosti na straně hnacího konce.....	45
6.3.5	Moment setrvačnosti na straně volného konce.....	45
6.4	Redukce délek.....	46
6.4.1	Redukovaná délka zalomení klikového hřídele.....	46
6.4.2	Redukovaná délka na straně volného konce.....	46
6.4.3	Redukovaná délka na straně hnacího konce.....	47
6.5	Torzní tuhost.....	47
6.6	Vlastní torzní kmitání soustavy.....	48
6.6.1	Vlastní frekvence a tvary torzního kmitání.....	48
6.7	Vynucené torzní kmitání soustavy.....	51
6.7.1	Harmonická analýza budícího momentu.....	51
6.7.2	Kritické (rezonanční) otáčky.....	52
6.7.3	Relativní vydatnost rezonančních kmitů.....	54
6.7.4	Torzní výchylky v rezonanci.....	54
6.7.5	Namáhání klikového hřídele torzními kmity.....	55
6.7.6	Analýza dat budících momentů.....	56
6.8	Výpočet únavové bezpečnosti prostřednictvím metody LSA.....	57
6.8.1	Import a diskretizace modelu.....	57
6.8.2	Zavedení okrajových podmínek.....	58
6.8.3	Zátěžné stavy klikového hřídele.....	60
6.8.4	Výsledky pevnostních analýz.....	61
6.9	Stanovení koeficientu bezpečnosti vůči vysokocyklové únavě.....	62
7	Návrh vazby mezi agregátem a dynamometrem.....	65
7.1	Spojení agregátu s dynamometrem.....	65
7.1.1	Zatížení agregátu a ložisek dynamometru.....	66
7.1.2	Torzní kmitání a kritická rychlost.....	66
7.2	Spojovací elementy mezi agregáty a dynamometrem.....	66
7.2.1	Spojovací hřídel s přírubami a tuhými spojkami.....	66
7.2.2	Spojení pomocí kardanového hřídele.....	66
7.2.3	Spojení pomocí torzně pružných spojek.....	66
7.3	Výběr spojovacího elementu.....	67
7.3.1	Volba provedení spojovacího hřídele.....	67
7.3.2	Volba parametrů pružné spojky.....	67
7.4	Zhotovení 3D modelu spojovacího elementu.....	69
7.4.1	Zhotovení modelu spojovacího hřídele.....	69
7.4.2	Zhotovení modelu pružné spojky.....	70
7.4.3	Zhotovení modelů připojovacích přírub.....	70
7.4.4	Momenty setrvačnosti sestaveného spojovacího elementu.....	71

7.5	Náhradní torzní model se spojovacím elementem	72
7.5.1	Vlastní frekvence a tvary torzního kmitání rozšířené soustavy.....	73
7.5.2	Analýza dat budících momentů rozšířené soustavy	75
7.5.3	Indikovaný točivý moment.....	77
7.6	Kontrolní výpočet spojovacího elementu	77
Závěr	80
Seznam použitých zkratk a symbolů	86
Seznam příloh	92

ÚVOD

Jeden z nejdůležitějších vynálezů Rudolfa Diesela byl vznětový motor. Někdy uváděn, i jako naftový, či diesellový. Jedná se o motor s vnitřním spalováním, který od dob vynalezení Rudolfem Dieselem prodělal mnoho úprav, či změn. V dnešní době je vznětový motor součástí našeho každodenního života, ať už cestujeme do zaměstnání, školy, či dovolenou. Na jeho vývoji se podílelo nespočet osob, a jen těžko si můžeme představit život bez zmíněného vynálezu. Především v těžší technice, jako jsou nákladní automobily nebo stavební technika.

V diplomové práci se věnuji návrhu koncepce úpravy sériově vyráběného vznětového traktorového silově vyváženého tříválcového motoru, na zkušební, lépe řečeno experimentální jednoválcový motor. Následně je věnována pozornost spojovacímu elementu mezi samotným experimentálním motorem a dynamometrem.

Dalším cílem práce je provést pevnostní kontrolu příslušných částí a zhotovit výkresovou dokumentaci k jednotlivým dílcům potřebných pro modifikaci.

Experimentální motory hrají ve světě svoji významnou roli. Mohou napomoci výzkumu a následným experimentům, které dále napomáhají navazujícímu vývoji v mnoha směrech. Případně zkrátit celkovou dobu vývoje novějších koncepcí motorů. V dnešní době, kdy se klade především důraz na ekologii a s tím související spotřebu, mohou zmíněné experimentální motory přispět ke zdokonalení vývoje, dnes komerčně používaných pohonných hmot, maziv a hlavně na celkové konstrukci budoucího případně zdokonaleného motoru.

Experimentální motory ulehčují sledování důležitých bodů během pracovního cyklu. Výhoda průběhu cyklu uvažovaného motoru spočívá v tom, že není ovlivněn spalovacími cykly ostatních válců, a tím lze dosáhnout přesnějšího měření, které je k dispozici.

Pokud se na problematiku experimentálních jednoválcových motorů podíváme blíže, nejedná se jen o problém konstrukční, ale i ekonomický. Dynamické jevy vyskytující se u experimentálního jednoválcového motoru lze aplikovat na motory s větším počtem válců. Tím se lze vyhnout finanční náročnosti týkající se opatření si experimentálních dílů, ať už jde o celkovou pístní skupinu. Nebo nákupy samostatných experimentálních motorů, kterými se zabývají konkrétní společnosti.

1 TERMOMECHANIKA SPALOVACÍCH MOTORŮ

Pokud máme na mysli termomechaniku spalovacích motorů, jsou pro nás stěžejní zejména cykly tepelných motorů. Jedná se o přímé teoretické tepelné cykly. Ty dělíme na cykly parní a pro nás důležité cykly s ideálními plyny, kam právě patří cykly spalovacích motorů, plynových turbín či reakčních tepelných motorů. Pokud se podíváme na problematiku využití spalovacích motorů. Setkáváme se s nimi každý den, ať už jako pohon osobních či nákladních automobilů, tak kompresorů a spoustu dalších strojů. [23]

Spalovací motory lze dělit z několika možných hledisek. Dvoudobé, čtyřdobé nebo zážehové a vznětové. Přičemž každý motor má své specifické využití, ať už v historii nebo v současnosti. V různých odvětvích, a to nejen v automobilovém průmyslu.

1.1 CYKLY SPALOVACÍCH MOTORŮ

Pístové stroje (motory) dělíme podle konstrukce a druhu používaného paliva na zážehové a vznětové. Pokud hovoříme o motoru zážehovém, je do válce nejběžněji nasávána směs par benzínu a vzduchu. Případně směs vzduchu a vhodného plynu, jako může být například zkapalněný ropný plyn známý jako LPG. Směs je ve vhodném okamžiku zažehnuta jiskrou od elektrické svíčky. Dříve se pro tvorbu směsi využíval karburátor, jako tomu bylo například u vozů Škoda řady 742 lidově známé jako stovcátka nebo u motocyklů značky Jawa. V dnešní době je palivo většinou vstřikováno přímo, ať už jde o snahu ovlivnit výkon či dnes vysoké nároky na splnění emisních limitů samotného automobilu. [23]

Teoretickým cyklem, který reprezentuje průběh zážehového motoru je takzvaný Ottův cyklus. Předpokladem tohoto cyklu je, že je palivo spalováno za konstantního objemu. [23]

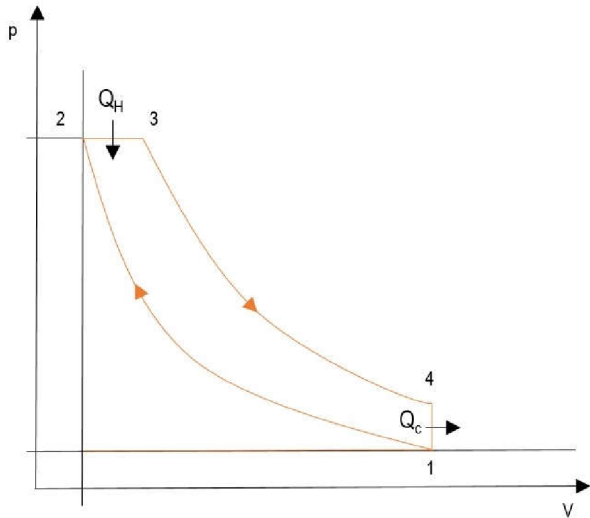
Ve druhém případě, kdy hovoříme o motorech vznětových, tudíž motoru, kterému se budeme věnovat. Je cyklus rovnotlaký, známý jako cyklus Dieselův. Je tvořen dvěma adiabaty, izobarou a izochorou. Pro zvýšení hospodárnosti spalovacího motoru dochází nejdříve ke stlačování samostatného vzduchu. Díky tomu lze dosáhnout vyššího stupně samotné komprese. Do tohoto zmíněného stlačeného média je následně vstřikována nafta vstřikovacím ventilem. Zde je uvažován předpoklad vyšší kompresní teploty, oproti teplotě vznícení náplně válce. [23], [24]

1.2 DIESELŮV CYKLUS

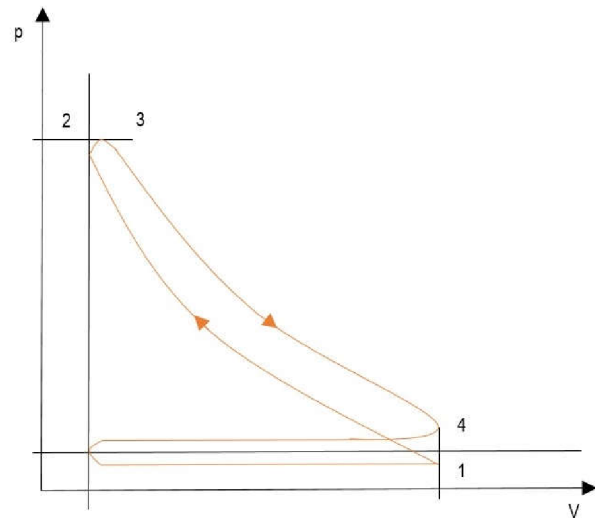
Pokud se jedná o Dieselův cyklus, máme tím na mysli motory vznětové. V dnešní době, kdy se klade především důraz na snižování emisí, či spotřebu a využívání alternativních paliv vyskytuje se v této problematice problém, týkající se těžké techniky. Těžká technika, jako mohou být nákladní automobily, stavební či důlní technika, využívají nejčastěji právě vznětové motory spalující naftu, jako palivo. Náhrada alternativními palivy není nemožná, ale v určitých oblastech průmyslu komplikovaná.

Pokud se zaměříme na proces spalování vznětového motoru, který je reprezentován právě dieselovým cyklem, je tvorba směsi odlišná od motorů zážehových. Vznětový motor pracuje s přebytkem vzduchu. Pokud budeme uvažovat, že je směs dokonale promísitelná. Pak určité množství paliva potřebuje pro dokonalé spálení patřičného množství vzduchu. Zmíněná podmínka v praxi nebývá splněna. Jelikož je zde časové omezení. Pro přípravu směsi u vznětového motoru je vyhrazen velmi krátký časový interval. Jelikož se směs tvoří, až po vstřiku určitého množství paliva, přímo uvnitř válce. Je velice důležité dodržet množství

přebytku vzduchu. Teoretické množství vzduchu potřebného, bývá zpravidla menší, než množství vzduchu skutečně přivedeného. Přebytek vzduchu klesá s rostoucím zatížením vznětového motoru, jelikož regulace je zde kvalitativní, což znamená, že objem vzduchu zůstává neměnný a reguluje se množství přiváděného paliva. [24]



Obr. 1 Teoretický diagram Dieselova cyklu [23]



Obr. 2 Reálný diagram Dieselova cyklu [25]

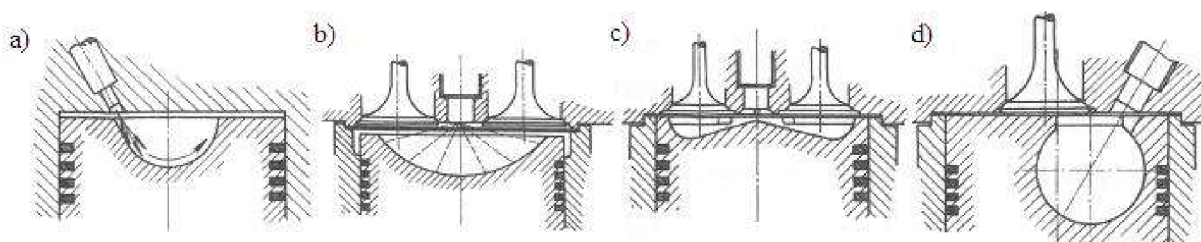
1.3 ROZDĚLENÍ VZNĚTOVÝCH MOTORŮ

Vznětové motory lze dělit z hlediska přímého a nepřímého vstřikování paliva do válce. Jinak řečeno palivo je vstřikováno přímo do válce nebo do takzvané komůrky. Následně dochází k vznícení média díky vysoké teplotě při kompresi. Kompresní poměr ε je u vznětových motorů výrazně vyšší, nežli tomu je u motorů zážehových. Jeden z důvodů je umožnění dosažení vysoké teploty při kompresi, aby došlo ke vznícení směsi. [5]

1.3.1 MOTORY S PŘÍMÝM VSTŘÍKEM

Vznětové motory s přímým vstřikem paliva, tedy nafty, se vyznačují spalovacím prostorem ve dně pístu, případně v hlavě motoru. Při kompresním zdvihu pístu, tedy při pohybu pístu do horní úvratí dochází k rozvíření vzduchu ve válci, a tím je palivo rovnoměrně rozděleno po vstřiku víceotvorovou tryškou do válce. Mísení, takto vznikající směsi může být zesíleno vhodným návrhem sacích kanálů a umístěním jednotlivých ventilů. [6], [24]

Svoji roli v přípravě směsi odehrává i tvar spalovacího prostoru. Z hlediska teorie by byl přímý vstřik nejideálnější kulový prostor s centrálně umístěnou vstřikovací tryškou, to je z hlediska konstrukce motoru nereálné. Proto se uplatňují polokulovité spalovací prostory nebo prostory připomínající tvar „Mexického klobouku“. Spalovací prostory motorů s přímým vstřikem lze rozdělit do dvou kategorií, a to na spalovací prostory s malým rozvířením a se silným rozvířením. Mezi spalovací prostory s malým rozvířením patří například zmíněný polokulovitý spalovací prostor, Hesselmanův nebo spalovací prostor Deutz známý jako miskovitý. [6], [24]



Obr. 3 Tvary spalovacích komor vznětových motorů s přímým vstřikem [28]

Na obr. 3 jsou uvedeny příklady spalovacích komor vznětových motorů s přímým vstřikem, kde a) představuje polokulovitý, b) miskovitý (Deutz), c) Hesselmanův a d) kulovitý spalovací prostor. [6], [28]

1.3.2 MOTORY S NEPŘÍMÝM VSTŘIKEM PALIVA

Pístové stroje s nepřímým vstřikem paliva mají díky dokonalejšímu rozvíření směsi ve válci menší tendenci ke kouřivosti. Zpravidla mívají plynulejší chod a menší nároky na vstřikovací techniku. Měrný výkon bývá o něco vyšší na úkor větší spotřeby paliva. Celkový spalovací prostor je složitější a náchylnější k usazování nečistot. [24]

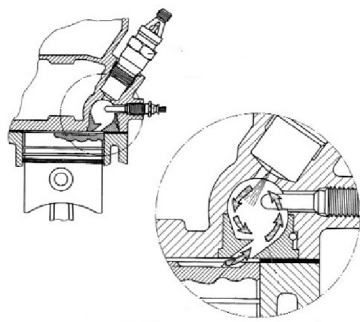
MOTORY S TLAKOVOU (OBYČEJNOU) KOMŮRKOU

Spalovací prostor vznětového motoru s tlakovou komůrkou se skládá ze dvou částí, a to z části hlavní nacházející se ve válci a části vedlejší, takzvané komůrky. Spojení zmíněných důležitých částí zajišťuje spojovací kanálek. Vstřikovací tryska ústí do předkomůrky, kde je vstřikováno palivo, v důsledku pohybu pístu je spojovacím kanálkem tlačeno do předkomůrky vzduch, a tím dochází k tvorbě směsi paliva se vzduchem. Přetlak v komůrce způsobený následným vznícením způsobí rázovou vlnu, která směřuje do hlavního prostoru a spolu se strženým zbylým palivem vytvoří v hlavním prostoru směs, která se vznítí. V důsledku vznícení je směr vlny obrácen, dochází tak k cyklickému opakování zmíněného procesu dokud se píst nepohybuje do dolní úvrati, kdy v důsledku zvětšeného spalovacího prostoru je ukončeno spalování. [6], [24]

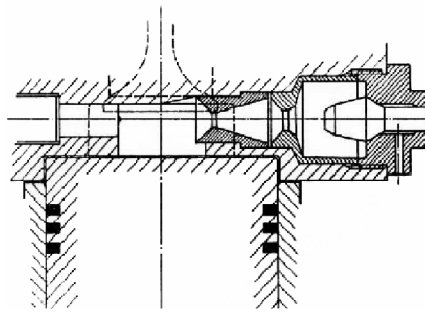
MOTORY S VÍROVOU KOMŮRKOU

Spalovací prostor je dělen obdobně, jako je tomu u motoru s komůrkou tlakovou, tedy kompresní prostor je rozdělen na hlavní a vedlejší část. Hlavní část představuje prostor vně válce a vedlejší prostor je tvořen komůrkou. Spojovací kanálek je od hlavní části veden tečně k části vedlejší. Komůrka má kulovitý tvar, kde dochází k rotujícímu pohybu přiváděného vzduchu, díky vhodnému vedení kanálku. Palivo je vstřikováno částečně do směru zmíněného proudění. Některá provedení využívají kolmého směru vstřiku ke zmíněnému proudění. Vírové komůrky se vyznačují velice dobrou tvorbou směsi v důsledku víření. Stěny komůrky mají poměrně vysokou teplotu díky izolaci. Vytvořená směs vzduchu a paliva v komůrce je v důsledku horkých stěn komůrky vznícena a dále směřuje do hlavního prostoru, kde dochází k vyhoření směsi. [24]

V dnešní době komůrkové vznětové motory jsou nahrazeny právě motory s přímým vstřikem. Výhoda těchto motorů spočívá ve vyšších vstřikovacích tlacích a hlavně jednoduchosti celkového provedení spalovacího prostoru. Dalším problémem bylo praskání v oblasti spojovacího kanálku, v důsledku značného namáhání. Reprezentantem vířivé komůrky může být typ Ricardo znázorněný na obr. 4. [24]



Obr. 4 Vířivá komůrka Ricardo [26]



Obr. 5 Vzduchová komůrka Lanova [27]

MOTORY SE VZDUCHOVOU KOMŮRKOU

Motory se vzduchovou komůrkou lze označit, jako motory se smíšeným vstřikem. Spalovací prostor lze rozdělit opět do dvou částí, a to na hlavní prostor, do kterého je vstřikováváno palivo a takzvanou vzduchovou komůrku. Spojení zmíněných prostorů taktéž zajišťuje spojovací kanálek, ve kterém dochází při průchodu k ohřevu vzduchu. Palivo bývá vzníceno v obou částech prostorů, díky vyšší teplotě a přebytku vzduchu ve vzduchové komůrce dochází k rychlejšímu spalování směsi. Příkladem provedení se vzduchovou komůrkou je takzvaná vzduchová komůrka Lanova. Jedná se o dvojitou vzduchovou komůrku, jak je patrné na obr. 5 vyznačuje se možností dočasného uzavření zadní části a tím usnadnit možné nastartování v důsledku zvýšené komprese. Motory se vyznačují nižšími vstřikovacími tlaky, nízkou kompresí a delším spalováním směsi paliva se vzduchem, což má vliv na spotřebu paliva. Nicméně výhodou takového motoru byla životnost, díky menšímu namáhání hlavních či ojničních ložisek. [6], [24], [27]

1.4 SHRNUTÍ

Tato kapitola byla věnována úvodu do problematiky vznětových motorů. Znázornění, jak se vznětové motory dělí. Především podle provedení spalovacího (kompresního) prostoru. Motor, který bude modifikován, využívá spalovacího prostoru vytvořeného ve dně pístu. Tím máme na mysli nedělený spalovací prostor. Z toho plyne, že se jedná o motor s přímým vstřikem paliva.

Vznětové motory s přímým vstřikem paliva, se vyznačují rozmanitostí jednotlivých tvarových provedení spalovacího prostoru ve dně pístu. Jak již bylo zmíněno, samotný tvar má vliv na tvorbu směsi, a tím i na následující produkci jednotlivých složek emisí. Písty vznětových motorů s přímým vstřikem bývají vysoce teplotně namáhány, tím se dostáváme k problematice experimentálních motorů, které mohou napomoci samotnému návrhu, či zdokonalení stávajících provedení. Nicméně budoucí upravený agregát vychází z původního tříválcového motoru, tím jsou případné experimentální měření určitou formou omezeny.

2 EXPERIMENTÁLNÍ MOTORY A JEJICH VÝROBCI

V současnosti existuje mnoho specializovaných výrobců zabývajících se právě vývojem a produkcí experimentálních či zkušebních motorů. Jedná se převážně o motory jednoválcové, které se navrhují na základě požadavků zákazníka, a je snahou snížit náklady vynaložené na testování těchto motorů. Tím je myšleno snížení času potřebného celkově pro dané testování. Dalším důležitým parametrem, na který se klade důraz, je zvýšení kvality výsledků a jednoduchost v převoditelnosti výsledků na víceválcové pohonné jednotky.

2.1 SPOLEČNOST AVL

Společnost AVL je nezávislá soukromá společnost, která se zabývá již od roku 1948 vývojem spalovacích motorů spolu se zařízeními, která jsou nutná pro následný rozvoj. Výhoda zkušebních motorů spočívá v modulární koncepci, což umožňuje jistou flexibilitu pro přizpůsobení se patřičným požadavkům zákazníka. [29]

Další výhodou je vysoká opakovatelnost výsledků měření a možnost úpravy motoru ze zážehového režimu na vznětový a naopak. Motor je připraven pro osazení měřicí techniky, jakou mohou být snímače tlaku ve spalovacím prostoru, případně optické zařízení pro sledování spalovacího prostoru formou endoskopu. [30]

Zákazník má na výběr ze tří základních řad, které se liší především vrtáním, zdvihem a objemem, ale i specifickým využitím v určitých oblastech.



Obr. 6 Agregát AVL [31]

Tab. 1 Technický popis řady 540 [30]

Aplikace pro osobní automobily – řada 540			
Označení motoru	Vrtání [mm]	Zdvih [mm]	Specifikace
5402	85	90	CR Diesel 4V DOHC
5405	82	86/90	DI Benzín 4V DOHC

Tab. 2 Technický popis řady 580 [30]

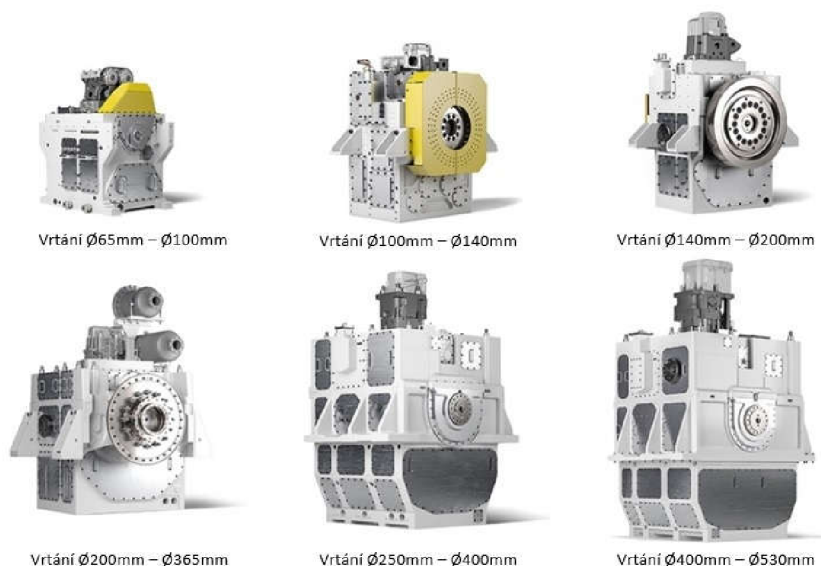
Aplikace pro lehčí nákladní automobily – řada 580			
Označení motoru	Vrtání [mm]	Zdvih [mm]	Specifikace
5800-036	106.5	127	CR Diesel 4V OHC

Tab. 3 Technický popis řady 530 [30]

Aplikace pro těžké nákladní automobily – řada 530			
Označení motoru	Vrtání [mm]	Zdvih [mm]	Specifikace
5312	131	150	4 ventilový, OHC
5313	130	150	4 ventilový CR nebo UI / PLD

2.2 SPOLEČNOST FEV

Další specializovanou společností, která se zabývá zmíněnou problematikou, je firma FEV. Vyrábí celou řadu výzkumných spalovacích motorů pro testování a vývoj motorových komponent. Vyrábí celkem šest základních modelů výzkumných motorů s vrtáním od 65 až do 530 mm. Tím lze spolehlivě reagovat na požadavky zákazníka. Výsledky zmíněných motorů lze opět aplikovat na víceválcové pohonné jednotky. Opět je zde využita modulární koncepce, jako je tomu u společnosti AVL. Tím lze provádět jednotlivé analýzy odlišných komponent, jakými mohou být různé tvary pístů, případně časování ventilů. [32]



Obr. 7 Agregáty FEV [32]

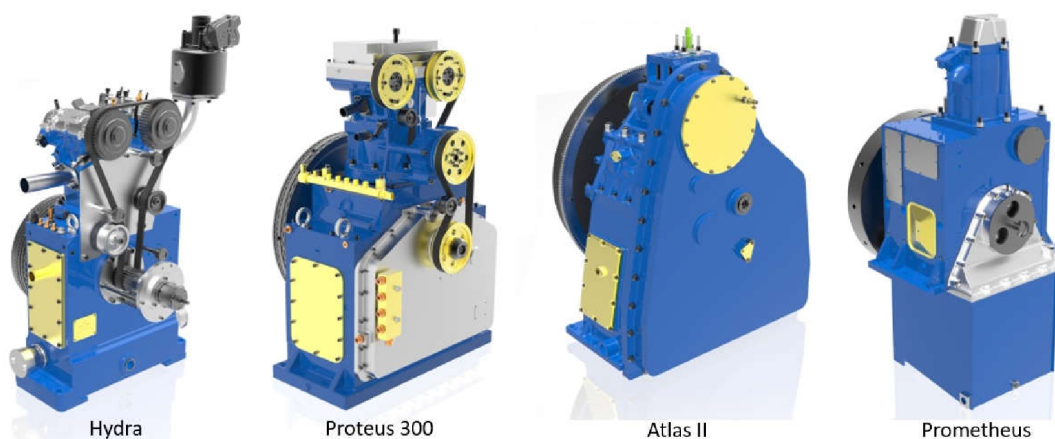
2.3 SPOLEČNOST RICARDO

Ricardo nabízí čtyři základní řady svých jednoválcových výzkumných motorů. Řady jsou opět děleny podle velikosti a tím i svým použitím. Je zde opět využita modulární koncepce, což je vhodné pro experimenty, ať už jde o výzkum paliv či jejich spotřebu. Dále je věnována pozornost jednotlivým emisním hodnotám a hlučnosti motoru. Společnost nestaví motory jen pro dnes nejpoužívanější paliva, jako je například nafta či benzín, ale i pro paliva alternativní. Konstrukce umožňuje sledování spalovacího prostoru. Při pohledu z přední části motoru je možné sledovat spalovací prostor v celém rozsahu zdvihu a je možné se i zabývat sledováním vstřikování paliva skrze píst. [33]

- **Hydra** – motory určené pro lehké aplikace (osobní automobily, generátory)
- **Proteus 300** – konstrukce určená pro náročné aplikace (nákladní vozy, generátory)
- **Atlas II** – model určený pro výzkum velkých pohonných jednotek (námořní účely)
- **Prometheus** – řada o největších rozměrech (námořní účely, generátory)

Tab. 4 Technický popis výrobce Ricardo [33]

Označení motoru	Vrtání [mm]	Zdvih [mm]	Objem [l]
Hydra	65-110	až 110	0,5
Proteus 300	120-145	130-170	1-3
Atlas II	150-200	do 280	3-10
Prometheus	200-300	do 1500	od 10



Obr. 8 Agregáty Ricardo [33]

Jednotka Proteus 300 je schopna pracovat při spalovacím tlaku až 240 barů. Motor můžeme rozdělit do tří částí. Spodní část tvoří kliková skříň spolu s klikovou hřídelí a vyvažovací jednotkou. Střední část tvoří vložka válce. Agregát je vybaven vysokotlakým palivovým systémem a možností variabilního časování ventilů. Ve vrchní části je uložena hlava válce spolu s ventilovým rozvodem DOHC, neboli jde o rozvod s dvojitým vačkovým hřídelem. [34], [35]

Agregát spolu s vhodnou kombinací laboratorního příslušenství je vhodný pro rozvoj vznětových motorů, například pro vývoj vstřikování paliva nebo systému recirkulace výfukových plynů známého jako EGR. [33]

2.4 SPOLEČNOST MAHLE

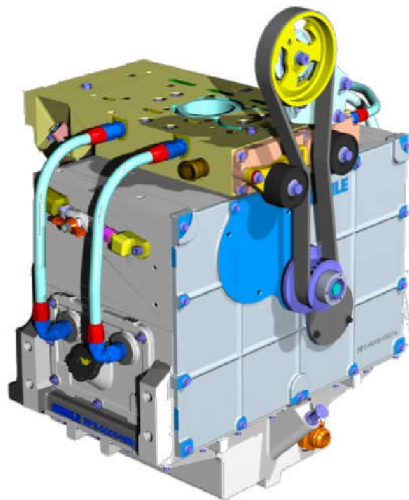
MAHLE Powertrain je dalším výrobcem, který se zmíněnou problematikou zabývá. Opět se jedná o jednoválcový výzkumný motor modulární koncepce. Ta umožňuje porovnávání jednotlivých výsledků při záměně specifických komponent, jako může být například jinak tvarovaný píst, či modifikace vložky válce pro změnu kompresního poměru. Motor může být konfigurován pro testování a výzkum zážehového i vznětového motoru. [36]

Původní koncepce výzkumných motorů byla pro svou nevyváženost omezena na nižší provozní rychlosti. Současná koncepce agregátů je plně vyvážená. To umožňuje provoz při vyšších otáčkách a dokonalejší vztažení výsledků na rychloběžné motory. [36]

Tab. 5 Parametry motoru MAHLE [36]

Vrtání [mm]	Zdvih [mm]	Max. otáčky [min^{-1}]	Max. tlak [bar]
65-100	60-100	8 500	200

Určitá modifikace agregátu umožňuje dosažení otáček až $13\,000\ \text{min}^{-1}$. To je vhodné pro aplikaci v motosportu. Základní prvky motoru, jako je kliková hřídel nebo vyvažovací jednotky prvního i druhého řádu jsou přizpůsobovány požadavkům zákazníka. [36]



Obr. 9 Jednotka MAHLE [36]

3 MODELOVÁNÍ JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ MOTORU

Pro návrh koncepce úpravy vznětového motoru na zkušební motor jednoválcový, je nutné zhotovit jednotlivé základní části spalovacího motoru, podle zadaných výkresů a parametrů. Následně se může zhotovit požadovaná modifikace a provést výpočtová kontrola hlavních částí zkušebního jednoválcového motoru.

Pro vytvoření potřebných modelů z 2D výkresové dokumentace je využito CAD systému, a to konkrétně prostředí PTC Creo Parametric 4.0, dříve známého, jako Pro/Engineer. Zmíněné prostředí je rozšířeno v oblasti automobilového průmyslu. Tam je zmíněný software vhodný a následně umožní případné exportování modelů i do jiných formátů, nutných pro následný import do výpočtových programů, jakým může být ANSYS, nebo následně multibody systém ADAMS.

3.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY VÝCHOZÍHO VZNĚTOVÉHO MOTORU

Základní parametry vznětového motoru vycházejí z výkresové dokumentace. Další parametry byly získány na základě odečtení hodnot z příslušných modelů v prostředí Creo Parametric a následného dopočtu (viz příloha 1).

Tab. 6 Parametry výchozího motoru

Vrtání	D	105	[mm]
Zdvih	Z	120	[mm]
Zdvihový objem motoru	V_Z	3 117	[cm ³]
Výkon	P_e	65	[kW]
Max. točivý moment	M_t	385	[Nm]
Kompresní poměr	ϵ	17	[-]
Střední efektivní tlak	p_e	1,13	[MPa]
Jmenovité otáčky	n_j	2 200	[min ⁻¹]
Volnoběžné otáčky	n_v	800	[min ⁻¹]
Počet válců	i	3	[-]

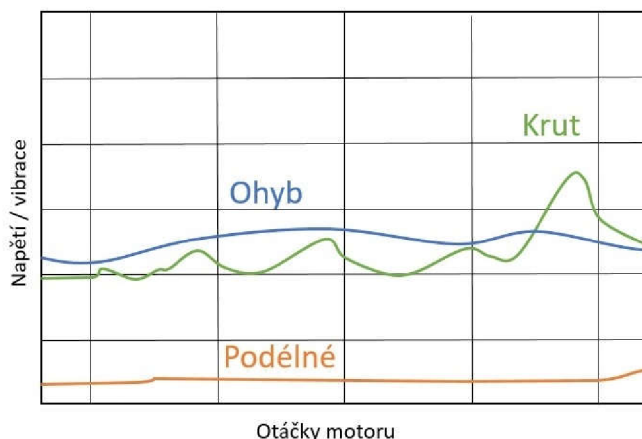
3.2 NÁVRH KLIKOVÉ SKUPINY MOTORU

Klikový hřídel je považován za srdce motoru. Spolu s kluznými ložisky klikového hřídele a ojnicí tvoří takzvanou klikovou skupinu. Do klikové skupiny se začleňují i další jednotlivé prvky, jako může být například setrvačnick, řemenice nebo tlumič torzních kmitů.

3.2.1 KLIKOVÝ HŘÍDEL

Klikový hřídel zajišťuje spolu s ojnicí převod přímočarého vratného pohybu na pohyb rotační. Zmíněný princip odpadá při konstrukci rotačního Wankelova motoru. Protizávaží na klikovém hřídeli ovlivňuje setrvačné síly a momenty posuvných či rotujících hmot. Dále obstarává pohon obslužných částí, jako je pohyb rozvodového mechanismu a jiných částí. [5]

Na klikový hřídel působí časově proměnné silové účinky. Jednak od sil od tlaků plynů působících na píst, tak sil setrvačných. Kmity způsobené zmíněným působením vytvářejí tahové, tlakové, ohybové a krutové namáhání. Torzní kmitání související s krutovým namáháním je způsobeno časovou proměnností krouticího momentu. Dalším jevem je ohybové kmitání. To je vyvoláno silami působícími periodicky kolmo na osu klikového hřídele. Podélné kmitání je obvykle vázáno na ohybové kmitání. [5], [37]



Obr. 6 Kmitání klikového mechanismu [37]

3.2.2 NÁVRH KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Na základě obdržných 2D výkresů klikového hřídele k zadání diplomové práce je navržen 3D model klikového hřídele. Jedná se o tříválcový „silově“ vyvážený hřídel, kde jsou zachovány základní rozměry, jako rozteče válců, průměry a šířky čepů a konce hřídelů, všechna zalomení jsou stejná. Zmíněný výchozí hřídel bude sloužit pro následně upravený jednoválec, spolu s návrhem vyvažovacích přípravků na klikovém hřídeli. Konce klikového hřídele nazýváme tzv. volný (vlevo) a náhonový (vpravo).



Obr. 7 Návrh klikového hřídele

Pro navržený klikový hřídel byla zvolena ocel 42CrMo4. Jedná se o chrommolybdenovou ocel, také známou pod označením ČSN 15 142. Vyznačuje se vysokou pevností i houževnatostí, proto je vhodná pro velmi namáhané strojní součásti, a to ne jen v automobilovém průmyslu. [1]

3.2.3 OJNICE

Přenos sil mezi pístní skupinou a klikovým hřídelem je zajištěn pomocí ojnice. Na ojnici je kladeno mnoho požadavků. Například z hlediska únavového namáhání vzhledem k proměnnosti účinků silového působení při různých režimech provozu. Další kladené požadavky se týkají hmotnosti či tuhosti jednotlivých ok ojnice. [5]



Obr. 8 Ojnice

Pro ojnici byl zvolen materiál ocel 14 240, která je dobře tvárná a obrobitelná. Oceli třídy 14 se vyznačují pevností v tlaku, tvrdostí a odolností proti opotřebení. Celková hmotnost ojnicí skupiny činí 2 558 gramů. [2]

3.3 PÍSTNÍ SKUPINA MOTORU

Pístní skupina se skládá ze samotného pístu, pístních kroužků a pístního čepu. Případně pojistnými kroužky pro zajištění polohy pístního čepu při takzvaném plovoucím uložení. Kroužky zamezují axiálnímu pohybu pístního čepu, a tím brání posunutí a následnému možnému poškození vnitřní strany válce. [5]



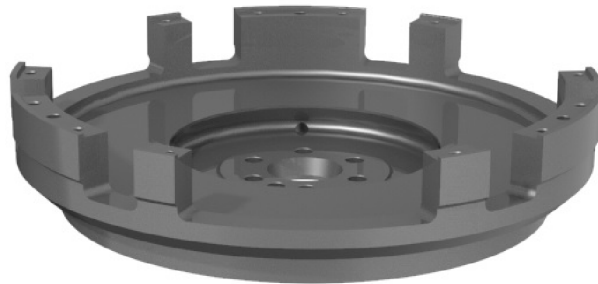
Obr. 9 Pístní skupina motoru

Pístní skupina utěšňuje spalovací prostor, a tím zamezuje průnik motorového oleje do spalovacího prostoru. Dále brání průniku spalin do klikové skříně a zabráňuje předčasnému stárnutí oleje. Základní funkcí je však přenos síly od tlaku plynů na ojnici a odvádění tepla ze dna a koruny pístu do stěn spalovacího prostoru. [5]

Celková hmotnost modelů pístní skupiny činí 2 040 gramů. To odpovídá zadaným hodnotám hmotností jednotlivých dílů.

3.4 SETRVAČNÍK

Setrvačnick se nachází na náhonovém konci klikové hřídele obr. 12. Zpravidla bývá litinový nebo ocelový. V našem případě je tvořen ze dvou částí, a to ze samotného setrvačnicku a věnce s ozubením. Věnc je lisován na setrvačnick při teplotách 190-240 °C. Následně je zajištěn šrouby.



Obr. 10 Setrvačnick

Setrvačnick má vliv na vyváženost (rovnoměrnost) chodu motoru. Zpravidla motory s větším počtem válců mají klidnější chod. U méněválcových jednotek je dosaženo rovnoměrnějšího chodu větším setrvačnickem, jako je tomu u našeho tříválce. Vyšší hmotnost samotného setrvačnicku má však neblahý vliv na „ochotu“ jít do otáček. [38]

3.5 ŘEMENICE

Řemenice se upevňuje na takzvaný volný konec klikového hřídele obr 12. vlevo. Nalisuje se na kuželový profil a pojistí maticí. Pomocí řemene obstarává řemenice pohon obslužného příslušenství.



Obr. 11 Litinová řemenice

3.6 SESTAVA VÝCHOZÍHO TŘÍVÁLCOVÉHO MOTORU

Na základě zadané výkresové dokumentace byly vytvořeny jednotlivé komponenty motoru. Z nich následně byly vytvořeny dílčí pod sestavy, jako je pístní či kliková skupina. Pomocí zmíněných částí je vytvořena sestava výchozího vznětového tříválcového motoru. Ta poslouží jako výchozí bod pro vytvoření experimentálního jednoválcového agregátu.



Obr 12. Sestava výchozího mechanismu

4 KINEMATIKA A DYNAMIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

Pokud hovoříme o kinematice klikového ústrojí, máme na mysli především pohyb posuvných částí, to znamená především dráhu, rychlost a zrychlení pístní skupiny s posuvnou částí ojnice. Vstupní parametry a příslušné výpočty se nacházejí v příloze 1.

4.1 KINEMATIKA CENTRICKÉHO MECHANISMU

Pístní skupina koná periodicky se opakující posuvný pohyb, který lze vyjádřit pomocí rovnice (1). Rovnice je součtem první a druhé harmonické složky. Čili pro lepší znázornění obr. 13 lze je rozdělit. [6], [8]

4.1.1 DRÁHA PÍSTU

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

Dráha pístu: s [m]

Poloměr klikového hřídele: r [m]

Úhel natočení klikového hřídele: α [rad]

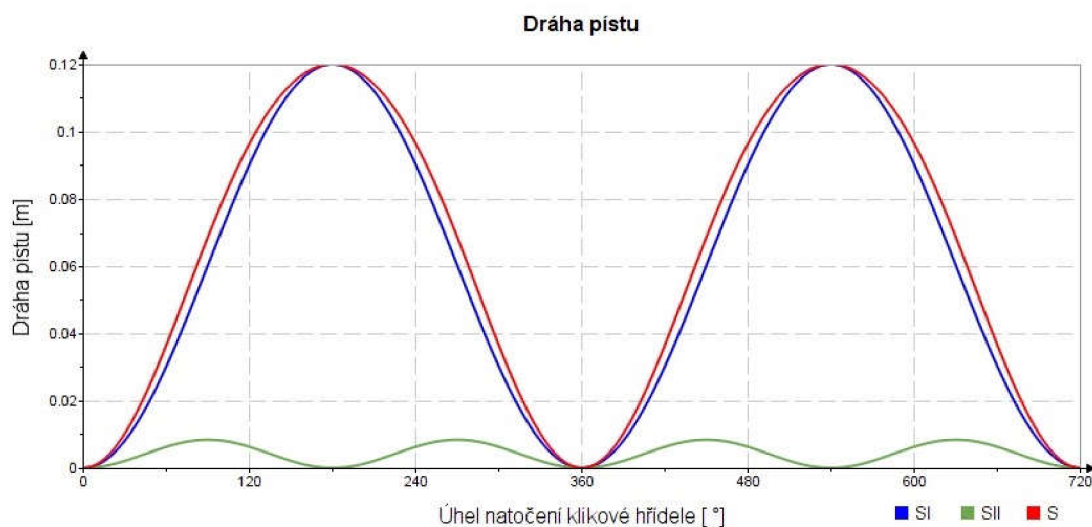
Klikový poměr: λ [-]

První harmonická složka:

$$s_I = r(1 - \cos \alpha) \quad (2)$$

Druhá harmonická složka:

$$s_{II} = r \cdot \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \quad (3)$$



Obr. 13 Dráha pístu

4.1.2 RYCHLOST PÍSTU

Rychlost pístu je určena derivací dráhy podle času, přičemž vzniká následný vztah (5). Abychom mohli určit rychlost pístu, je třeba znát úhlovou rychlost ω , která je vypočtena dle vztahu (4) v příloze 1, kde n jsou příslušné otáčky motoru. Rychlost je závislá na úhlu otočení klikové hřídele. Úhel, kdy je rychlost pístu maximální, je závislý na klikovém poměru λ . Ten vypočteme z podílu poloměru ramene kliky r a délky ojnice l . [5]

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (4)$$

Výraz pro rychlost pístu je následný:

$$v \doteq r \cdot \omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \quad (5)$$

Z výrazu vyplývá, že při natočení klikové hřídele při úhlu α rovné 0° , 180° a 360° je rychlost pístu nulová. Výraz pro rychlost lze rozdělit na první a druhou harmonickou složku. [5], [6]

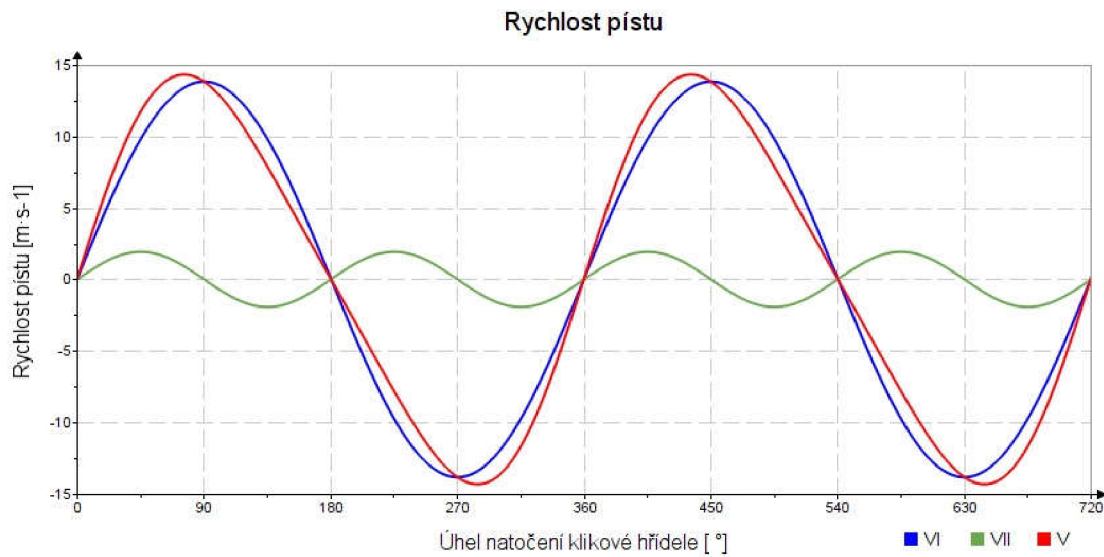
První harmonická složka:

$$v_I = r \cdot \omega \cdot \sin \alpha \quad (6)$$

Druhá harmonická složka:

$$v_{II} = r \cdot \omega \cdot \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \quad (7)$$

Rychlost pístu:	v	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
Poloměr klikového hřídele:	r	$[\text{m}]$
Úhel natočení klikového hřídele:	α	$[\text{rad}]$
Klikový poměr:	λ	$[-]$
Úhlová rychlost klikového hřídele:	ω	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$



Obr. 14 Rychlost pístu

4.1.3 Zrychlení pístu

Zrychlení pístu lze určit jako derivaci rychlosti podle času. Následný vztah pro zrychlení pístu vyjde následovně (8). [5]

$$a \doteq \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad (8)$$

Zrychlení pístu lze opět rozdělit na první a druhou harmonickou složku.

První harmonická složka:

$$a_I = \omega^2 \cdot r \cdot \cos \alpha \quad (9)$$

Druhá harmonická složka:

$$a_{II} = \omega^2 \cdot r \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha \quad (10)$$

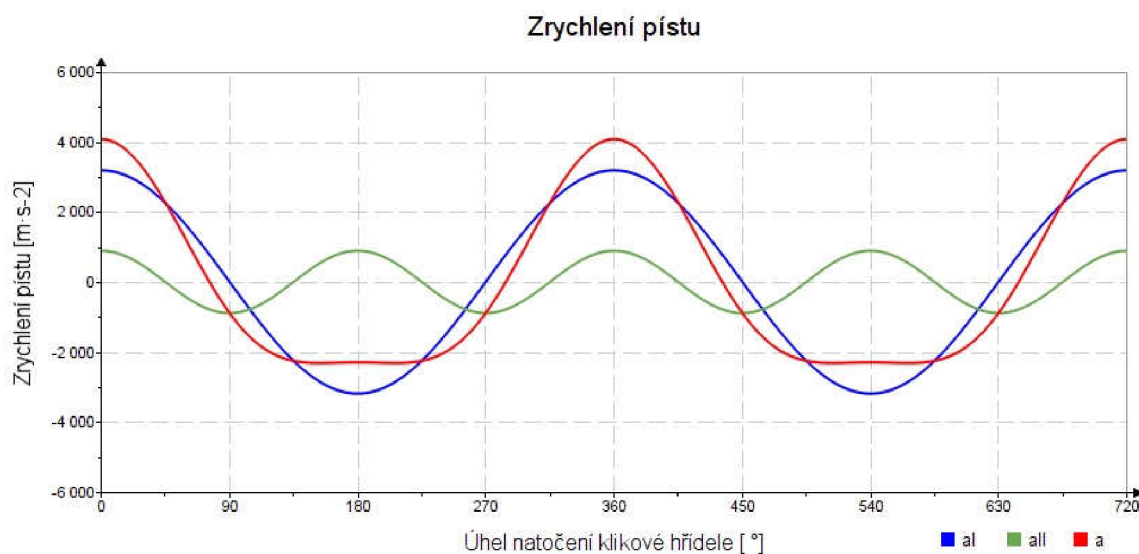
Zrychlení pístu: a [m·s⁻²]

Poloměr klikového hřídele: r [m]

Úhel natočení klikového hřídele: α [rad]

Klikový poměr: λ [-]

Úhlová rychlost klikového hřídele: ω [rad·s⁻¹]

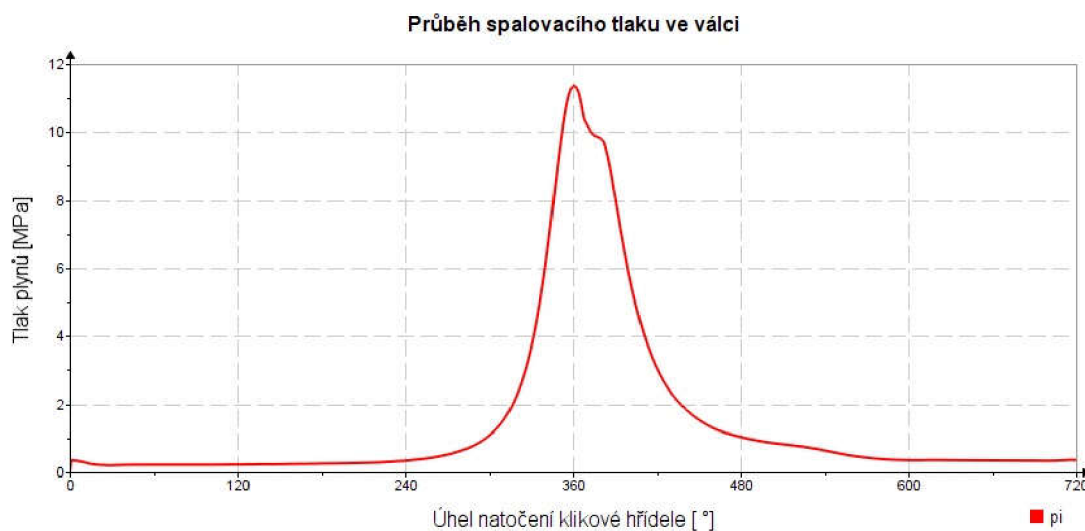


Obr. 15 Zrychlení pístu

Z obr. 15 je patrné, že největší hodnoty zrychlení jsou dosaženy v horní úvrati, čili při úhlu natočení klikové hřídele $\alpha = 0^\circ$ a 360° . Naopak minimální zrychlení nabude hodnoty při maximálních rychlostech, což odpovídá například úhlu 90° . [5]

4.2 DYNAMIKA KLIKOVÉHO ÚSTROJÍ

Pro určení síly od tlaku plynů, tedy síly primární, působící v klikovém mechanismu, je zapotřebí znát takzvaný p - α diagram. Znárodnuje závislost průběhu spalovacího tlaku uvnitř spalovacího prostoru během provozu při určitém zatížení na úhlu natočení klikového hřídele α ve stupních. Na obrázku 16 je znázorněn diagram pro jmenovité otáčky klikové hřídele 2200 min^{-1} . Dílčí průběhy tlaků byly obdrženy od zadavatele diplomové práce. [5]



Obr. 16 Průběh spalovacího tlaku ve válci

4.2.1 SÍLA OD TLAKU PLYNŮ

Síla od tlaku plynů (přetlaku) bývá označována, jako síla primární. Vzniká spalováním příslušného média ve spalovacím prostoru a v důsledku rozpínání plynů při expanzi působí na dno pístu. Je určena průběhem tlaku p - α diagramu a působí v ose válce. V důsledku, toho že vzniká v uzavřeném prostoru, působí i na stěnu válce či samotnou hlavu. Zmíněnou sílu lze vyjádřit pomocí příslušného vztahu (11). [9]

$$F_p = -F'_p = S_p \cdot (p - p_0) = \frac{\pi \cdot D^4}{4} \cdot (p - p_0) \quad (11)$$

Síla od tlaku plynů působící na dno pístu: F_p [N]

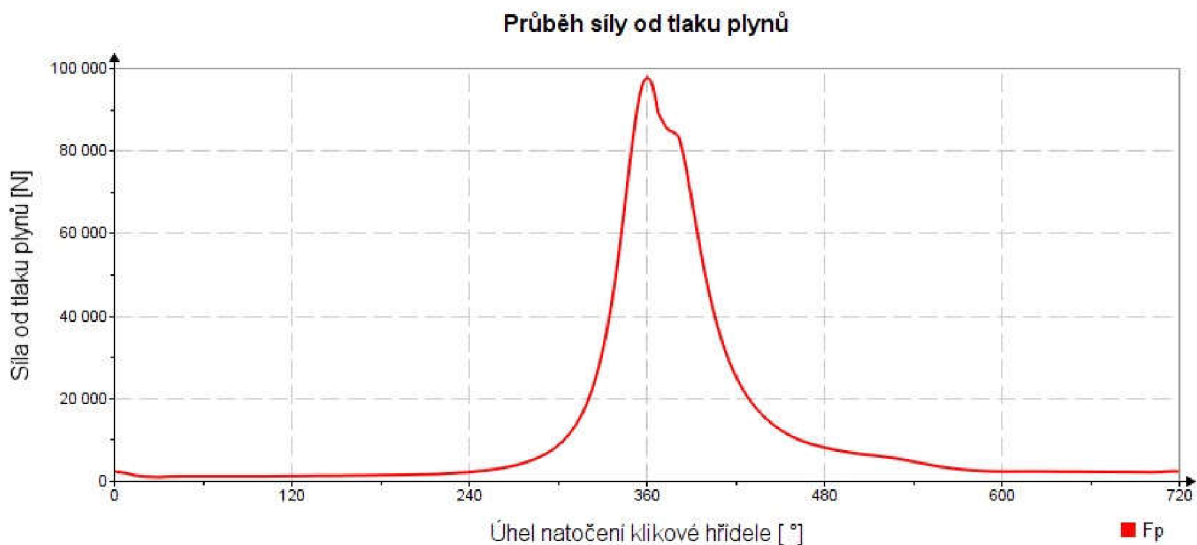
Síla od tlaku plynů působící na hlavu válce: F'_p [N]

Čelní plocha pístu: S_p [m²]

Tlak uvnitř spalovacího prostoru: p [Pa]

Tlak v klikové skříni: p_0 [Pa]

Průměr pístu: D [m]



Obr. 17 Průběh síly od tlaku plynů

4.2.2 SETRVAČNÁ SÍLA PÍSTNÍ SKUPINY

Setrvačné síly pístní skupiny, jinak označované jako síly sekundární, vznikají v důsledku změny zrychlení pístní skupiny při pohybu v ose válce v důsledku působení síly od tlaku plynů. Zmíněnou setrvačnou sílu lze vyjádřit dle vztahu (12). [9]

$$F_{psk} = -m_{psk} \cdot a \quad (12)$$

Setrvačná síla pístní skupiny:	F_{psk}	[N]
Hmotnost pístní skupiny:	m_{psk}	[kg]
Zrychlení pístu:	a	$[m \cdot s^{-2}]$



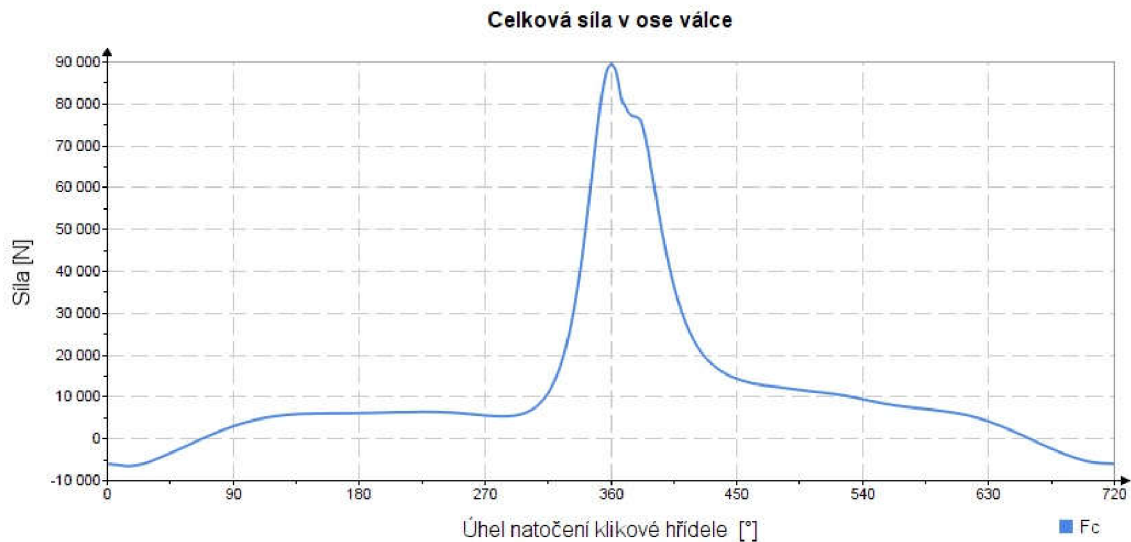
Obr. 18 Setrvačná síla pístní skupiny

4.2.3 VÝSLEDNÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA PÍST

Výslednou sílu působící na píst, tedy v ose válce, můžeme vyjádřit součtem sil od tlaku plynů a setrvačné síly posuvných částí od pohybu pístní skupiny uvnitř válce pomocí vztahu (13). [5]

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

Výsledná síla působící na píst:	F_c	[N]
Síla od tlaku plynů působící na dno pístu:	F_p	[N]
Setrvačná síla pístní skupiny:	F_{psk}	[N]



Obr. 19 Výsledná síla působící na píst

4.2.4 SÍLY ZATĚŽUJÍCÍ PÍSTNÍ ČEP

Celková síla, která se nachází v pístním čepu F_c , je zpravidla dělena na dvě složky, a to na složku působící v ose ojnice F_o , která následně působí na ojnicí čep a složku normálovou F_N , působící kolmo na osu válce. [10]

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

Výsledná síla působící v ojnici: F_o [N]

Výsledná síla působící na píst: F_c [N]

Úhel odklonu ojnice od osy válce: β [°]

4.2.5 SÍLY ZATĚŽUJÍCÍ OJNICÍ ČEP

Sílu, která je přenášena z osy ojnice F_o (14) na klikový čep, lze opět rozdělit na dvě složky sil. A to na složku výsledné radiální F_r (15) kolmou na osu klikové hřídele a složku výsledné tangenciální síly F_t (16) kolmou na rameno klikové hřídele. [10]

$$F_r = F_o \cdot \cos(\alpha + \beta) \quad (15)$$

$$F_t = F_o \cdot \sin(\alpha + \beta) \quad (16)$$

Radiální složka výsledné síly působící v ojnici: F_r [N]

Tangenciální složka výsledné síly působící v ojnici: F_t [N]

Výsledná síla působící v ojnici: F_o [N]

Úhel natočení klikové hřídele: α [°]

Úhel odklonu ojnice od osy válce: β [°]

Výsledná radiální síla zatěžující ojnicí čep F_{rc} (18) je dána radiální složkou výsledné síly působící v ojnicí F_r (15) zmenšenou o setrvačnou sílu rotující části ojnice F_{ro} (17). [10]

$$F_{ro} = -r \cdot \omega^2 \cdot m_2 \quad (17)$$

$$F_{rc} = F_r - F_{ro} \quad (18)$$

Setrvačná síla rotující části ojnice: F_{ro} [N]

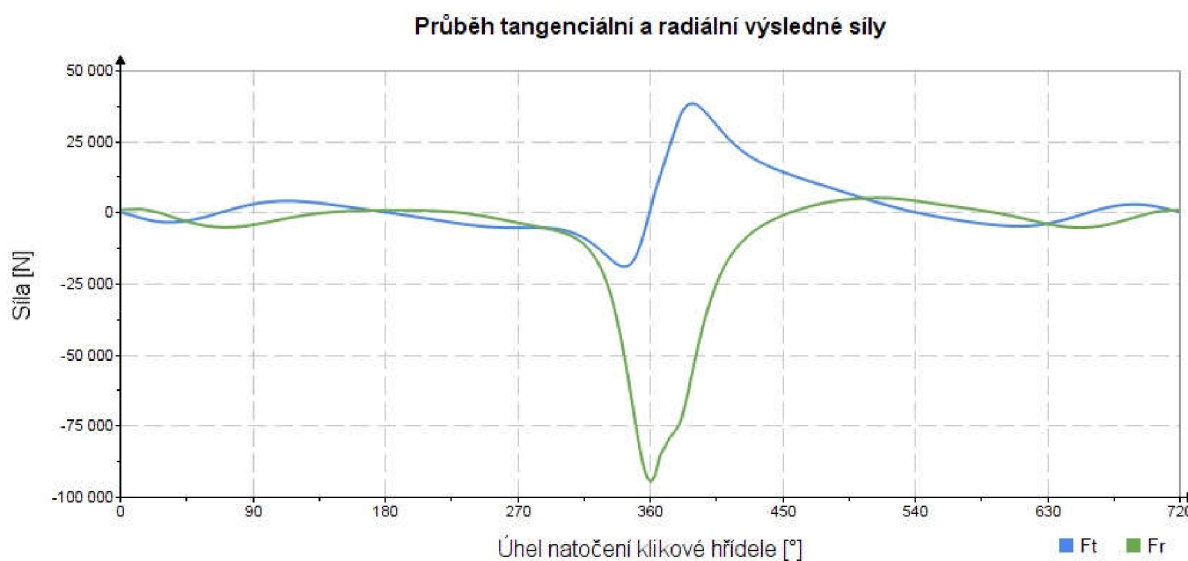
Výsledná radiální síla zatěžující ojnicí čep: F_{rc} [N]

Radiální složka výsledné síly působící v ojnicí: F_r [N]

Poloměr klikového hřídele: r [m]

Úhlová rychlost klikového hřídele: ω [rad·s⁻¹]

Hmotnost rotující části ojnice: m_2 [kg]



Obr. 20 Průběh tangenciální a radiální výsledné síly

Výsledný točivý moment M_t na hlavním čepu lze odvodit již ze spočítané tangenciální složky výsledné síly působící v ojnicí (16) a poloměru ramene kliky r . Průběh točivého momentu je určen z rovnice (19) a znázorněn na obr. 21 pro jmenovitě otáčky 2200 min⁻¹. [10]

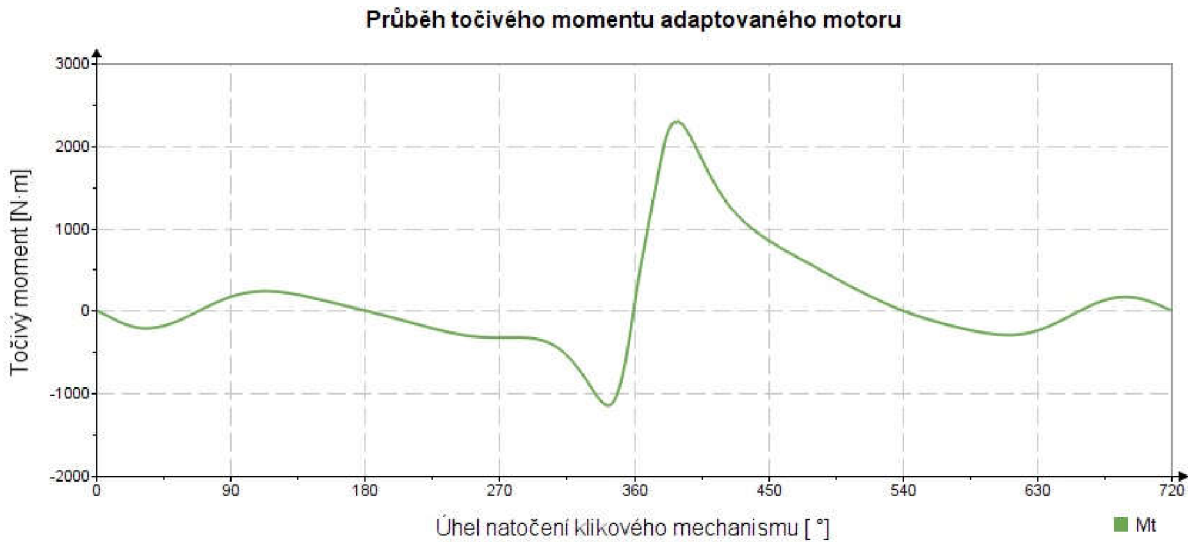
$$M_t = F_t \cdot r = F_c \cdot r \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (19)$$

Točivý moment na hlavním čepu: M_t [N]

Tangenciální složka výsledné síly působící v ojnicí: F_t [N]

Poloměr klikového hřídele: r [m]

Výsledná síla působící na píst:	F_c	[N]
Úhel natočení klikové hřídele:	α	[°]
Úhel odklonu ojnice od osy válce:	β	[°]



Obr. 21 Průběh točivého momentu

4.2.6 VOLNÉ SETRVAČNÉ SÍLY

Volné setrvačné síly se dělí na setrvačné síly rotačních částí hmotností a setrvačné síly posuvných částí hmotností. U jednoválcového agregátu lze setrvačné síly rotačních částí vyvážit umístěním vhodného protizávaží, a to na protilehlých ramenech klikové hřídele. Metody vyvážení posuvných setrvačných sil viz kapitola 5.3. Setrvačné síly posuvných částí vznikají opakujícím se axiálním pohybem pístní skupiny ve válci. Při vyvažování se naskytuje problém, že harmonických složek týkajících se posuvných částí je teoreticky nekonečně mnoho. S vyšším řádem harmonické složky však klesá její význam, proto se nejčastěji uvažují první dvě harmonické složky. První a druhý řád setrvačných sil posuvných hmotností lze vyjádřit pomocí vztahu (20) a (21). [5]

$$F_{sI} = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (20)$$

$$F_{sII} = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha \quad (21)$$

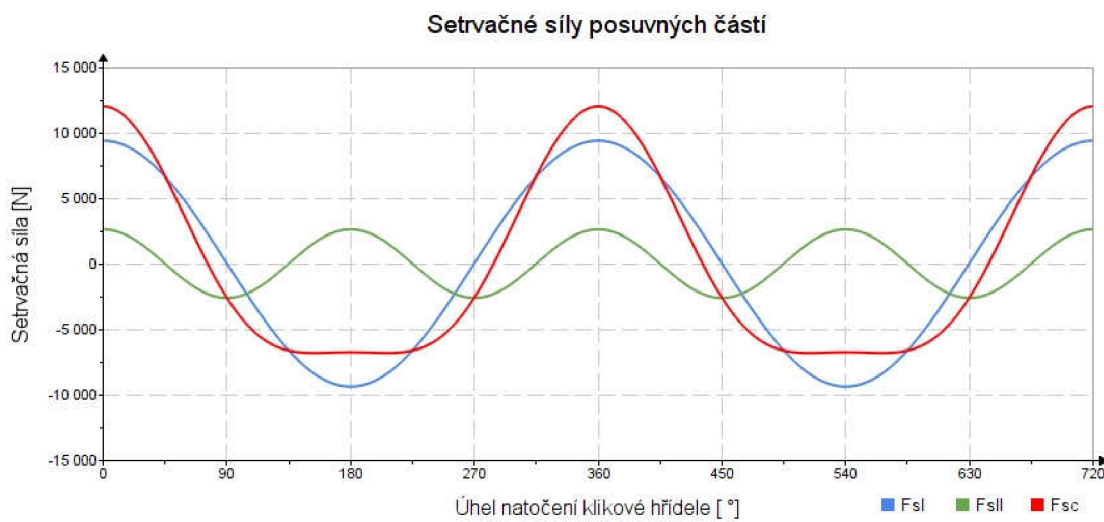
Součtem prvního a druhého řádu dostáváme celkovou hodnotu setrvačných sil posuvných hmotností (22). Grafické znázornění průběhů při 2200 min^{-1} je možné vidět na obr. 22.

$$F_s = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad (22)$$

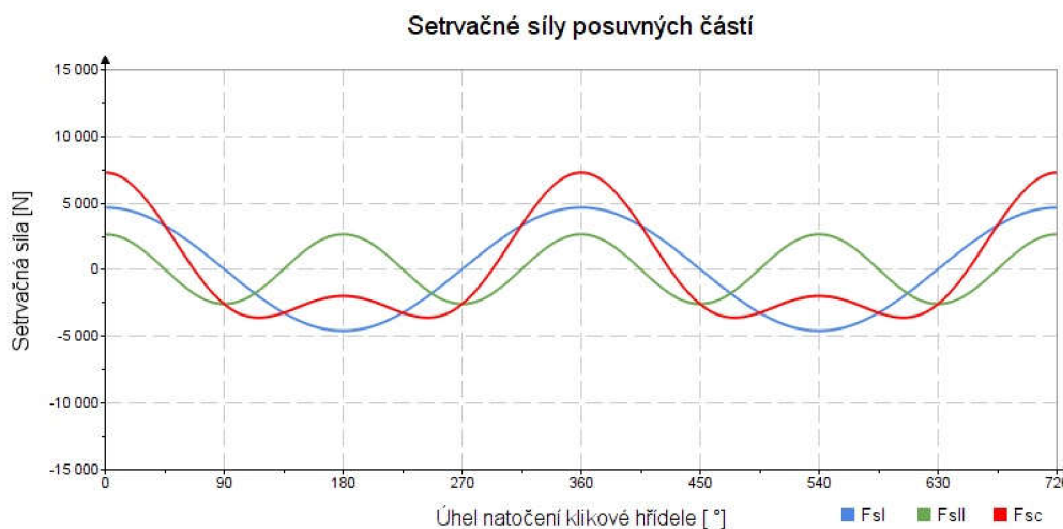
Setrvačná síla posuvných částí prvního řádu:	F_{sI}	[N]
--	----------	-----

Setrvačná síla posuvných částí druhého řádu:	F_{sII}	[N]
--	-----------	-----

Celková setrvačná síla posuvných částí:	F_s	[N]
Hmotnost posuvných částí:	m_p	[kg]
Poloměr klikového hřídele:	r	[m]
Úhel natočení klikového hřídele:	α	[°]
Úhlová rychlost klikového hřídele:	ω	[rad·s ⁻¹]



Obr. 22 Průběh setrvačných sil posuvných částí



Obr. 23 Průběh setrvačných sil posuvných částí s částečným přeložením

Průběh setrvačných sil po přeložení poloviny setrvačných sil prvního řádu do roviny kolmé k ose válce viz kapitola 5.3.2 je zobrazeno pro porovnání na obr. 23.

5 ADAPTACE TRÍVÁLCOVÉHO MOTORU NA JEDNOVÁLCOVÝ

Na základě výchozí sestavy tříválcového vznětového motoru bude následně provedena adaptace na experimentální jednoválcový motor, aby následná modifikace byla co nejsnadnější a finančně co nejvíce přijatelná. Dojde k odebrání ojniční a pístní skupiny u prvních dvou válců. Tím, že odebereme zmíněné skupiny, dojde ke změně rozložení hmotností v klikovém mechanismu.



Obr. 24 Adaptace agregátu

Ojnice koná obecný rovinný pohyb. Odebráním ojniční skupiny má za následek změnu hmotnosti rotujících částí m_r . Zmíněná změna lze vyřešit návrhem přípravků, které nahradí zmíněný úbytek hmotnosti. Přípravky o určité hmotnosti m_{or} se umístí na ojniční čepy. Tím bude zajištěna ekvivalentní náhrada úbytku hmotnosti rotujících částí.

Celkovou hmotnost ojnice m_o lze rozložit na hmotnost posuvných částí m_{op} a hmotnost rotujících částí m_{or} , kde hmotnost m_{or} odpovídá hmotnosti požadovaných přípravků. Pro určení zmíněných hmotnostních podílů poslouží takzvaná redukce ojnice do hmotných bodů. Což odpovídá momentové rovnováze v závislosti na poloze těžiště ojnice od středů malého a velkého oka. [5]

5.1 REDUKCE OJNICE (MOMENTOVÁ ROVNOVÁHA)

Pro určení hmotnosti posuvné a rotační části je použita momentová rovnováha k těžišti ojnice. Poloha těžiště byla určena v prostředí Creo Parametric 4.0 za pomoci hmotnostní analýzy stejně, jako celková hmotnost modelu ojnice m_o .

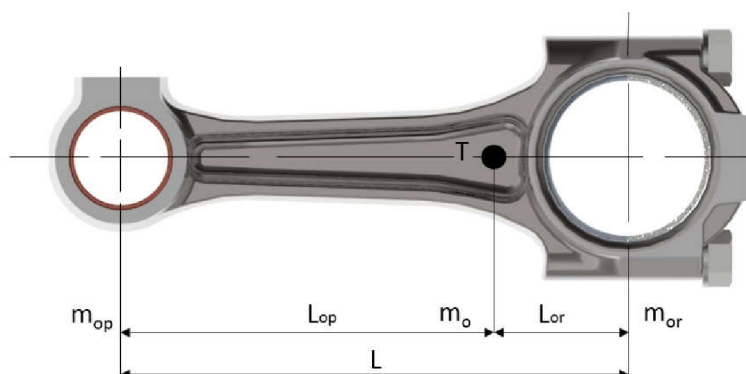
Hmotnost modelu ojnice: $m_o = 2\,558$ [g]

Vzdálenost těžiště od malého oka ojnice: $L_{op} = 138,9$ [mm]

Vzdálenost těžiště od velkého oka ojnice:

$$L_{or} = L - L_{op} \quad (23)$$

$$L_{or} = 76,1 \text{ [mm]}$$



Obr. 25 Schéma redukce ojnice

Momentová rovnováha: [5]

$$m_{op} \cdot L_{op} = m_{or} \cdot L_{or} \quad (24)$$

$$m_{op} \cdot L_{op}^2 + m_{or} \cdot L_{or}^2 = I_o \quad (25)$$

$$m_{op} = \frac{I_o}{L_{op} \cdot L} \quad (26)$$

$$m_{op} = m_o \cdot \frac{L - L_{op}}{L} \quad (27)$$

Hmotnost rotační částí ojnice:

$$m_{or} = \frac{m_o \cdot L_{op}}{L} \quad (28)$$

$$m_{or} = 1652 \text{ g}$$

Hmotnost posuvné části ojnice:

$$m_{op} = m_o - m_{or} \quad (29)$$

$$m_{op} = 906 \text{ g}$$

Vypočtené hodnoty jednotlivých podílů hmotností se téměř shodují s hodnotami zadanými k výkresové dokumentaci.

5.2 NÁVRH PŘÍPRAVKU PRO ZACHOVÁNÍ VYVÁŽENÍ Odstředivých sil

Přípravek pro zachování vyvážení rotujících odstředivých sil z důvodu odstranění ojniční skupiny je umístěn na ojničním čepu. Tím jsou jeho základní rozměry zadány. Jeho hmotnost odpovídá hmotnosti rotační části ojnice.

Průměr ojničního čepu: $D_o = 66$ [mm]

Šířka ojničního čepu: $b_{oc} = 40$ [mm]

Hmotnost přípravku: $m_{or} = 1652$ [g]



Obr. 26 Přípravek pro vyvážení rotujících částí setrvačných sil

Přípravek je vyroben z oceli a skládá se ze dvou částí. Pro možnou opakující se aplikaci na ojnicí čep byly použity středící kolíky. Ty zajistí přesné vymezení polohy protikusů, které jsou sešroubovány šrouby s vnitřním šestihranem.

5.3 VYVAŽOVÁNÍ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ PRVNÍHO ŘÁDU

Pokud hovoříme o tříválcovém řadovém motoru a platí, že při pohledu ve směru jeho podélné osy jsou zalomení pravidelně zalomena po 120° , je výslednice prvního řádu setrvačných sil posuvných částí nulová. [4]

Pokud dojde k odstranění pístní a ojnicí skupiny u dvou válců, vzniká jednoválcový motor, u kterého je nutné setrvačné síly prvního řádu zohlednit. Existuje několik způsobů pro vyvažování posuvných sil jednoválcového motoru.

Specializované firmy, které se zabývají přímo výrobou experimentálních motorů, nejčastěji využívají vyvažovací jednotky s protiběžnými hřídeli. Jedná se o rotaci dvou vývažků o stejné hmotnosti, rotujících opačným směrem, ale nacházejících se v jedné rovině. Vývažky, které eliminují síly prvního řádu, rotují stejnou úhlovou rychlostí jako klikový hřídel. Pro eliminaci druhého řádu rotují vývažky dvojnásobnou rychlostí. [5]

Další možností je konstrukční provedení klikového mechanismu s protiběžnými klikovými hřídeli. Jednotka se vyznačuje velkými zástavbovými rozměry a vyšší cenou. [3]

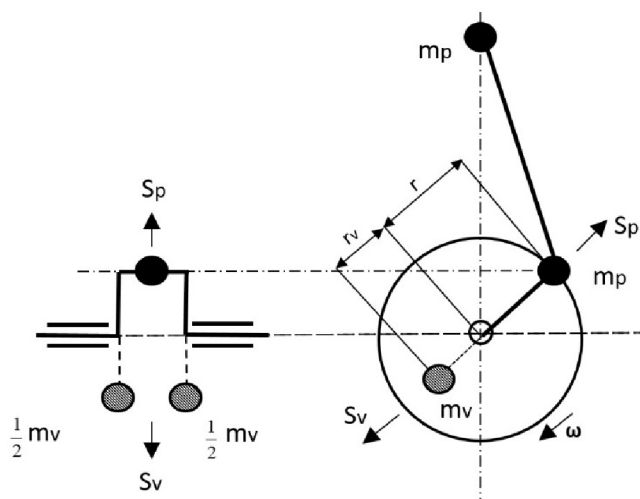
Pro úpravu již existujícího tříválcového vznětového motoru na experimentální jednoválcový motor připadá v úvahu metoda částečného vyvážení posuvných sil prvního řádu. Jedná se o ovlivnění sil pomocí vývažku na klikovém hřídeli. Metoda je zvolena z důvodu zástavbových rozměrů a finanční náročnosti na úpravu takto modifikovaného agregátu. [3]

5.3.1 PŘESUNUTÍ ČÁSTI SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH HMOT

Metoda částečného přeložení volné setrvačné síly prvního řádu do roviny kolmé k ose válce spočívá v principu rotujícího protizávaží na klikovém hřídeli o hmotnosti m_v rozděleného do dvou částí jako na obr. 27. Pro výpočet celkové hmotnosti protizávaží platí vztah (30). [6]

$$m_v = (m_r + m_p) \cdot \frac{r}{r_v} \quad (30)$$

Celková hmotnost vývažku m_v je dána součtem hmotností rotujících částí m_r a hmotností částí posuvných m_p . Kde r je poloměr klikového hřídele a r_v poloměr polohy těžiště protizávaží od osy klikového hřídele. [6]



Obr. 27 Znárodnění vyvážení setrvačných sil rotujících hmot [6]

Konstrukce takového závaží je však limitována zástavbovými rozměry, proto se přesouvá pouze část setrvačné síly posuvných hmot, a to menším závažím. S menším rozměrem závaží klesá i samotná celkově potřebná hmotnost m_v (31). Hodnota K představuje míru přetřansformování setrvačných sil posuvných hmot, která závisí i na tuhostech uložení motoru. Nejpoužívanější hodnoty K činí přibližně 0,5. [6]

$$m_v = (m_r + K \cdot m_p) \cdot \frac{r}{r_v} \quad (31)$$

Aby se docílilo hodnoty blížíící se zmíněné hodnotě přetvoření při zachování základního tvaru zalomení klikového hřídele, je použita metoda odvrtání základního materiálu v místech původního protizávaží s cílem nahradit odebraný materiál slitinou o větší hustotě. Pro výpočet rozmístění a určení velikostí přidávaného závaží poslouží opět program Creo Parametric 4.0.

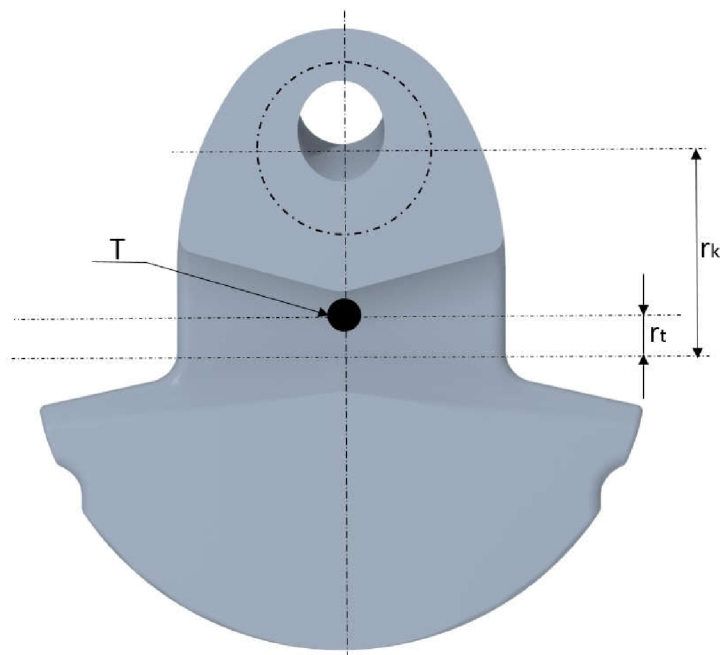
Abychom mohli zkontrolovat dodržení parametru, K je nutné provést takzvanou redukci hmotnosti ramene klikového hřídele za účelem zjištění celkové velikosti setrvačných rotujících sil. Díky tomu můžeme následně dosadit do rovnice (32), kde je vyjádřen příslušný parametr K . Potřebné výpočty se nacházejí v příloze 1.

$$K = \frac{m_v \cdot r_v - m_r \cdot r}{m_p \cdot r} \quad (32)$$

5.3.2 REDUKCE HMOTNOSTI RAMENE KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Pomocí hmotnostní analýzy v programu Creo Parametric 4.0 nalezneme polohu r_t těžiště ramene klikového hřídele od osy rotace a určíme hmotnost m_{rk} . Vzdálenost r_k známe z výkresové dokumentace. Následně je proveden výpočet dle vztahu (33), kde již ze známých parametrů vypočteme redukovanou hmotnost. [40]

$$m_{rkRED} = m_{rk} \frac{r_t}{r_k} \quad (33)$$



Obr. 28 Určení polohy těžiště ramene kliky

Tab. 7 Podíly jednotlivých hmotností

Hmotnost pístní skupiny	m_{ps}	2 040	[g]
Hmotnost rotační částí ojnice	m_{or}	1 652	[g]
Hmotnost posuvných částí ojnice	m_{op}	906	[g]
Redukovaná hmotnost klikové hřídele	m_{kRED}	773	[g]
Celková hmotnost posuvných částí	m_p	2 946	[g]
Celková hmotnost rotujících částí	m_r	2 425	[g]
Hmotnost příslušných jader	m_v	3 952	[g]

Pomocí programu PTC Mathcad Prime (příloha 1) jsou určeny příslušné polohy a hmotnosti wolframových jader, která jsou zalisována do protizávaží náležícím třetímu válci. Tím je zajištěno dodržení parametru $K = 0,495$. To přibližně znamená přeložení poloviny posuvných setrvačných sil do roviny kolmé k ose válce.

5.4 VÝSLEDNÝ ADAPTOVANÝ EXPERIMENTÁLNÍ JEDNOVÁLCOVÝ AGREGÁT

Výsledně adaptovaný experimentální jednoválcový vznětový motor se vyznačuje odejmutou pístní a ojnicí skupinou na prvním a druhém válci. Na ojnicích čepech je možné zaznamenat přípravky pro vyřešení problematiky vyvážení rotujících setrvačných sil po odebrání příslušných skupin obr. 29. Pro částečné vyvážení posuvných setrvačných sil byla použita wolframová jádra z materiálu WSM W97NiFe vyznačující se vysokou hustotou materiálu.

Tab. 8 Vlastnosti wolframového materiálu [7]

Wolfram	W	97	[%]
Nikl	Ni	2,1	[%]
Železo	Fe	0,9	[%]
Hustota	ρ	18,85	[g/cm ³]
Modul pružnosti v tahu	E	360-380	[GPa]
Pevnost v tahu	R _m	680-1000	[MPa]



Obr. 29 Adaptovaný jednoválcový agregát

6 KONTROLA PROVOZUSCHOPNOSTI KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Na klikový hřídel je kladeno mnoho požadavků, co se týče jeho namáhání. Ohybové, kroutivé a podélné kmitání (kapitola 3.2.1) je způsobeno pružností klikového hřídele. Nejméně namáhající je takzvané podélné kmitání, kdy hřídel mění opakovaně v průběhu provozu svoji délku. Ohybové, kmitání je vyvoláno působením harmonických složek tangenciálních a radiálních sil působících kolmo na osu hřídele od působení tlaku na píst a setrvačných sil posuvných hmot. Svoji roli hrají i odstředivé síly rotujících hmot. [6]

Pokud vlastní frekvence ohybového kmitání je totožná s frekvencí některé ze zmíněných sil, která je dána určitým násobkem otáček klikového hřídele a harmonických složek, přichází v úvahu jev rezonance. Rezonance je jevem nežádoucím a pro klikové ústrojí nebezpečné. U větších motorů lze rezonanci zamezit, a to uložením, kdy volná délka mezi ložisky je krátká. Tím je dosaženo, že vlastní frekvence se nachází ve vyšších hodnotách a je nebezpečí rezonance snižené. [6]

Velice nebezpečným kmitáním je kmitání torzní, také známé jako kroutivé. Při kritických otáčkách, kdy se klikový hřídel nachází v rezonanci, tedy platí shoda frekvence vlastního kmitání s frekvencí vynuceného kmitání. Proto se provádí příslušné výpočty pro kontrolu, jestli vibrace způsobené torzním kmitáním neohrožují příslušný agregát. Následně je zjištěno, zdali agregát nepotřebuje konstrukční úpravu nebo nevyžaduje tlumič torzních kmitů. [6]

Pro kontrolu provozuschopnosti bude na základě torzní soustavy klikového ústrojí provedena početní kontrola torzního kmitání a následně proveden rozbor pomocí vhodné metody díky MKP prostředí ANSYS.

6.1 MOŽNOSTI ŘEŠENÍ VYSOKOCYKLOVÉ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI

K řešení dané problematiky můžeme přistupovat několika způsoby, které se navzájem od sebe odlišují přesností výsledků a výpočtovou náročností.

6.1.1 NOMINAL STRESS ANALYSIS (NSA)

Přístup využívající analytický popis s využitím nominálních napětí a znalosti prutových předpokladů, které musí při výpočtu platit. Klikový hřídel může být modelován pomocí výpočtového modelu složeného z prutů. Metoda je vhodná pouze pro některé případy výpočtů, kdy jsou vypočteny určité typy nominálních napětí jako napětí v tahu / tlaku, ohybu a krutu. Následně je vypočtena mez únavy součásti, kdy jsou vzaty v úvahu materiálové vlastnosti a připočteny určité vlivy. Na závěr je určen součinitel bezpečnosti. [39]

Metoda se vyznačuje relativní jednoduchostí a rychlostí, nevýhodou je však přesnost a problematika splnění prutových předpokladů.

6.1.2 LOCAL STRESS ANALYSIS (LSA)

Výpočet na základě skutečných elastických napětí pomocí metody konečných prvků (MKP), kdy uvažujeme napětí lokální. Příkladem výpočtového prostředí může být program ANSYS. Z hlediska životnosti ustanovujeme ekvivalentní napětí pro ohodnocení lokální napjatosti. Ve srovnání s metodou NSA se zabýváme víceosou napjatostí. Metoda kombinuje přijatelnou časovou náročnost výpočtu a přesnost. [39]

6.1.3 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ / MULTIBODY SYSTÉM (MKP / MBS)

Metoda využívající dvou přístupů, kdy je buď využita pouze metoda konečných prvků nebo kombinace metody konečných prvků s multibody systémem, jako může být software ADAMS.

První přístup se vyznačuje možností složitějšího modelu, ať už jde o geometrické nepravidelnosti, či využití různých kontaktů. Nejdříve je vytvořen MKP model a následně je provedena dynamická, či statická simulace zátěžného cyklu. Výsledkem je napjatost ve všech uzlech v závislosti na čase. Dále jsou zahrnuty materiálové vlastnosti a provede se analýza, kdy je určen součinitel bezpečnosti, či v případě řešení nízkocyklové únavy počet cyklů do porušení. [39]

Druhý přístup využívá kombinace řešení zátěžného cyklu v multibody systému například ADAMS s využitím pružných těles na základě metody konečných prvků. Kombinace prostředí umožňuje dokonalejší modelování dynamických jevů, ale neumožňuje materiálové nelinearity. Nevýhodou je výpočtová náročnost, jak časová, tak týkající se příprav modelu. [39]

6.2 NÁHRADNÍ TORZNÍ SOUSTAVA

Náhradní torzní soustava klikového mechanismu slouží pro zjednodušení výpočtů; je provedena na základě redukce hmot, či redukcí délek. To znamená, že výchozí torzní soustava je substituována rovnocennou dynamickou soustavou, a to složenou z hmotných kotoučů představující například zalomení klikového hřídele nebo setrvačnik spojené válcovým nehmotným hřídelem. Aby příslušný náhradní model výchozí torzní sestavy bylo možné řešit, musí platit následné předpoklady: [6]

- Hmoty a délky jsou konstantní a nezávislé v čase
- Hmoty klikového mechanismu jsou redukovány do os válců nebo rovnoměrně rozloženy podél klikového mechanismu
- Hřídel je nehmotný

6.3 REDUKCE HMOT PŘÍSLUŠNÝCH ČÁSTÍ

Jeden kotouč v substituované rovnocenné dynamické soustavě představuje hmotu zalomení s přiléhající ojnicí a pístní skupinou. Platí podmínka týkající se dodržení stejné pohybové energie náležející části klikového mechanismu. Pokud provádíme redukci hmot, tak vztahujeme momenty setrvačnosti k ose otáčení, čili k ose klikového hřídele a hmotnost jednotlivých ústrojí je soustředěno na poloměr kliky. [6], [11]

6.3.1 MOMENT SETRVAČNOSTI ROTUJÍCÍCH HMOT OJNICE

Na základě již určené hmotnostní části rotujících sil ojnice tab.7, je vypočten příslušný moment setrvačnosti dle vztahu (34). [11]

$$J_{rot} = m_{or} \cdot r^2 \quad (34)$$

Moment setrvačnosti rotujících hmot ojnice:	J_{rot}	[kg·m ²]
Poloměr klikového hřídele:	r	[m]
Hmotnost rotující hmot ojnice:	m_{or}	[kg]

6.3.2 MOMENT SETRVAČNOSTI POSUVNÝCH HMOT

Moment setrvačnosti posuvných hmot zahrnuje při výpočtu hmotnost pístní skupiny a posuvnou hmotnostní část ojnice. Musí platit podmínka zachování rovnosti kinetické energie po redukci. Pro příslušný výpočet momentu setrvačnosti platí vztah (35). [11], [37]

$$J_{pos} = (m_p) \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \cdot r^2 = (m_{psk} + m_{op}) \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \cdot r^2 \quad (35)$$

Moment setrvačnosti posuvných částí:	J_{pos}	[kg·m ²]
Hmotnost posuvných hmot pístní skupiny a ojnice:	m_p	[kg]
Hmotnost posuvných hmot pístní skupiny:	m_{psk}	[kg]
Hmotnost posuvných hmot ojnice:	m_{op}	[kg]
Klikový poměr:	λ	[-]
Poloměr klikového hřídele:	r	[m]

6.3.3 CELKOVÝ MOMENT SETRVAČNOSTI JEDNOHO ZALOMENÍ

Celkový moment setrvačnosti jednoho zalomení klikové hřídele je dán součtem dílčích momentů setrvačností viz vztah (36). [11]

$$J_{zal_c_3} = J_{zal_3} + J_{rot} + J_{pos} \quad (36)$$

Moment setrvačnosti posuvných hmot:	J_{pos}	[kg·m ²]
Moment setrvačnosti rotujících hmot ojnice:	J_{rot}	[kg·m ²]
Moment setrvačnosti zalomení třetí kliky:	J_{zal_3}	[kg·m ²]
Celkový moment setrvačnosti třetího zalomení kliky:	$J_{zal_c_3}$	[kg·m ²]

Zmíněný vztah (36) však platí pouze pro poslední (třetí) válec, jelikož první dva válce byly modifikovány, a to odejmutím pístní a ojniční skupiny, proto posuvná část J_{pos} nebude uvažována (37).

$$J_{zal_c_1,2} = J_{zal_1,2} + J_{rot} \quad (37)$$

Moment setrvačnosti zalomení první a druhé kliky:	$J_{zal_1,2}$	[kg·m ²]
Moment setrvačnosti rotujících hmot ojnice:	J_{rot}	[kg·m ²]
Celkový moment setrvačnosti zalomení první a druhé kliky:	$J_{zal_c_1,2}$	[kg·m ²]

Příslušné momenty setrvačnosti jednotlivých zalomení klikového hřídele byly určeny pomocí hmotnostní analýzy v softwaru Creo Parametric 4.0, jejichž hodnoty se nachází v příloze 1.

Dílčí hmotnosti ojnice již byly určeny z redukce ojnice, a to v kapitole 5.1. Hmotnost zalomení třetího válce je odlišná, v důsledku odebrání základního materiálu a vložení wolframových jader.

6.3.4 MOMENT SETRVAČNOSTI NA STRANĚ HNACÍHO KONCE

Moment setrvačnosti na straně hnacího konce, neboli na straně setrvačnicku je určen součtem momentu setrvačnosti setrvačnicku a momentu setrvačnosti části pod setrvačnickem, čili přírubové části. Moment setrvačnosti zmíněných částí byl opět určen za pomoci softwaru Creo Parametric 4.0.

$$J_{red_hc} = J_{setr} + J_{venec} + J_{priruba} \quad (38)$$

Celkový moment setrvačnosti na straně hnacího konce:	J_{red_hc} [kg·m ²]
Moment setrvačnosti setrvačnicku:	J_{setr} [kg·m ²]
Moment setrvačnosti věnce setrvačnicku:	J_{venec} [kg·m ²]
Moment setrvačnosti hnacího konce:	$J_{priruba}$ [kg·m ²]

6.3.5 MOMENT SETRVAČNOSTI NA STRANĚ VOLNÉHO KONCE

Moment setrvačnosti na straně volného konce je určen jako součet momentů setrvačnosti řemenice a části klikové hřídele představujíc volný konec.

$$J_{red_vk} = J_{rem} + J_{vk} \quad (39)$$

Celkový moment setrvačnosti na straně volného konce:	J_{red_vk} [kg·m ²]
Moment setrvačnosti řemenice:	J_{rem} [kg·m ²]
Moment setrvačnosti volného konce:	J_{vk} [kg·m ²]

Tab. 9 Momenty setrvačnosti příslušných částí

Momenty setrvačnosti jednoválcového motoru	Znak	Hodnota	Jednotka
První zalomení	J_{zal_1}	0,0363	[kg·m ²]
Druhé zalomení	J_{zal_2}	0,0363	[kg·m ²]
Třetí zalomení včetně wolframových jader	J_{zal_3}	0,0473	[kg·m ²]
Setrvačnick včetně věnce	$J_{setrvačnick}$	0,5619	[kg·m ²]
Řemenice	J_{rem}	0,0151	[kg·m ²]
Posuvné hmoty	J_{pos}	0,0054	[kg·m ²]
Rotující hmoty	J_{rot}	0,0059	[kg·m ²]
Volný konec	J_{vk}	0,0004	[kg·m ²]
Hnací konec	$J_{priruba}$	0,0036	[kg·m ²]

6.4 REDUKCE DÉLEK

Podmínku ekvivalence je nutné dodržet i při redukci pružných délek, což znamená, že substituující redukovaný hřídel musí splňovat podmínku o stejné pružnosti, jako hřídel nahrazený. Jinými slovy, aby při působení určitého krouticího momentu nastalo totožné nakroucení o stejný úhel. [11]

6.4.1 REDUKOVANÁ DÉLKA ZALOMENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Jedním z nejobtížnějších provedení redukce délky je redukce délky klikového hřídele. Krouticí moment působící na klikový hřídel má za následek zkroucení hlavních a klikových čepů, či ohýbá ramena. Také rozmanitost provedení klikových hřídelů má vliv na složitost výpočtu. Pro zjednodušený výpočet zmíněné redukované délky je využito kritérium podle Ker-Wilsona (40). [11], [12]

$$l_{red_zal} = D_{red}^4 \left(\frac{b_{hc} + 0,4 \cdot D_{hc}}{D_{hc}^4} + \frac{b_{oc} + 0,4 \cdot D_{kc}}{D_{kc}^4} + \frac{r - 0,2 \cdot (D_{hc} + D_{kc})}{b_w \cdot b^3} \right) \quad (40)$$

Redukovaná délka zalomení klikového hřídele:	l_{red_zal} [m]
Redukovaný průměr (hlavní čep):	D_{red} [m]
Průměr hlavního čepu:	D_{hc} [m]
Průměr klikového čepu:	D_{kc} [m]
Poloměr klikového hřídele:	r [m]
Tloušťka zalomení ramena:	b [m]
Šířka ramena zalomení:	b_w [m]
Šířka hlavního čepu:	b_{hc} [m]
Šířka klikového čepu:	b_{oc} [m]

6.4.2 REDUKOVANÁ DÉLKA NA STRANĚ VOLNÉHO KONCE

Redukovaná délka na straně volného konce (řemenice) je vypočtena podle následujícího vztahu (41). Vztah se skládá ze součtu redukcí určitých částí, jako je redukovaná délka volného konce, zalomení či část hlavního čepu klikového hřídele. [6], [11]

$$l_{red_rem} = \frac{1}{2} l_{red_zal} + l_2 + l_1 \cdot \frac{D_{red}^4}{d_{vnej_pr}^4 - d_{vnitr_pr}^4} + l_3 \cdot \frac{D_{red}^4}{d_{vnej_pr}^4} \quad (41)$$

Redukovaná délka na straně volného konce:	l_{red_rem} [m]
Redukovaná délka zalomení klikové hřídele:	l_{red_zal} [m]
Délka hřídele s vnějším průměrem:	l_1 [m]

Zbývající šířka hlavního čepu:	l_2	[m]
Délka hřídele s dutou částí:	l_3	[m]
Redukovaný průměr (hlavní čep):	D_{red}	[m]
Vnější průměr hřídele:	d_{vnej_pr}	[m]
Vnitřní průměr hřídele:	d_{vnitr_pr}	[m]

6.4.3 REDUKOVANÁ DÉLKA NA STRANĚ HNACÍHO KONCE

Redukovaná délka na straně hnacího konce, tedy na straně setrvačnicku je vypočtena na základě součtu redukovaných délek, a to poloviny redukované délky zalomení klikového hřídele, redukované délky hnacího konce a redukované části hlavního čepu. [6], [11]

$$l_{red_setr} = \frac{1}{2} \cdot l_{red_zal} + \frac{b_{hc}}{2} + b_p \cdot \frac{D_{red}^4}{d_{sp}^4} \quad (42)$$

Redukovaná délka na straně hnacího konce:	l_{red_setr}	[m]
Redukovaná délka zalomení klikové hřídele:	l_{red_zal}	[m]
Redukovaný průměr (hlavní čep):	D_{red}	[m]
Roztečný průměr šroubů pro upevnění setrvačnicku:	d_{sp}	[m]
Šířka hlavního čepu:	b_{hc}	[m]
Šířka příruby pro umístění setrvačnicku:	b_p	[m]

6.5 TORZNÍ TUHOST

Pro výpočet torzní tuhosti náhradního hřídele platí následující vztah (43), kdy je nutné dopočíst polární kvadratický moment pro kruhový průřez klikového hřídele (44). [11]

$$k = \frac{M_{kr}}{\varphi} = \frac{G \cdot I_p}{l_{red}} \quad (43)$$

Torzni tuhost hřídele:	k	[N·m·rad ⁻¹]
Krouticí moment:	M_{kr}	[N·m]
Úhel zkroucení hřídele:	φ	[rad]
Modul pružnosti ve smyku:	G	[GPa]
Polární kvadratický moment setrvačnosti:	I_p	[m ⁴]
Redukovaná délka zkroucení:	l_{red}	[m]

$$I_p = \frac{\pi \cdot D_{red}^4}{32} \quad (44)$$

Polární kvadratický moment setrvačnosti: I_p [m⁴]

Redukovaný průměr (hlavní čep): D_{red} [m]

6.6 VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ SOUSTAVY

Pokud hovoříme o problematice týkající se vlastního (volného) kmitání, máme na mysli harmonický pohyb. Ten je vyvolán vnějším impulsem a děj, tedy harmonický pohyb se udržuje v soustavě bez působení vnějších sil či odporů. Pokud by nedocházelo ke ztrátám energie vlastního kmitání vlivem odporů, teoreticky by se kmitání udržovalo permanentně. Kmitání tedy zaniká s průběhem času a není nebezpečné. [6], [11]

Každá soustava má kmitání individuální, je však specifikované velikostí momentů setrvačnosti a redukovanými délkami. Kmitání má své specifické frekvence a velikost amplitud v určitých bodech příslušné soustavy. Aby bylo možné určit, zda je agregát provozuschopný při určitých otáčkách, je velice nutná znalost příslušných frekvencí. Pokud by v konkrétních otáčkách nastala totožnost frekvencí periodicky působících sil v agregátu a vlastního kmitání klikového mechanismu, místo zanikání vlastního (volného) kmitání by naopak docházelo k růstu amplitud, čili k zesilování výkmitů a připadal by v úvahu jev rezonance. [6], [11]

6.6.1 VLASTNÍ FREKVENCE A TVARY TORZNÍHO KMITÁNÍ

Pro znázornění průběhů vlastního torzního kmitání je nutné nejdříve určit vlastní frekvence kmitání soustavy. Pro výpočet je využito již známých momentů setrvačnosti tab. 9 či redukovaných délek. Dále pro provedení analýzy zmíněného děje je třeba sestavit pohybovou rovnici vycházející z principů základní mechaniky. Existují dva druhy přístupů, a to integrální a diferenciální, přičemž v technické mechanice bývá uplatňován diferenciální princip d' Alembertův či Lagrangeův, který je následně využit ve vztahu (45). [13]

$$M \cdot \frac{d^2 \cdot q}{dt^2} + B \cdot \frac{d \cdot q}{dt} + K \cdot q = Q \quad (45)$$

Vztah (45) se skládá ze symetrických matic M , B , K , vektoru vnějších sil Q a sloupcových vektorů posuvů q , rychlostí dq/dt a zrychlení d^2q/dt^2 , rovnice lze přepsat do tvaru (46). [13]

$$M \cdot \ddot{q} + B \cdot \dot{q} + K \cdot q = Q \quad (46)$$

Kde písmena M , B , K představují symetrické matice hmotnosti, tlumení a tuhosti. Pokud budeme uvažovat, že působící vnější síly Q a tlumení B budou rovny nule. Dostaneme tvar rovnice (47) pro takzvané (volné) kmitání dynamického systému bez tlumení. [13], [14]

$$M \cdot \ddot{q} + K \cdot q = 0 \quad (47)$$

MATICE HMOTNOSTI:

Matice hmotnosti je diagonální matice složená z příslušných momentů setrvačnosti. [14]

$$M = \begin{bmatrix} J_{red_vk} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{red_z1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{red_z2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{red_z3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{red_hc} \end{bmatrix} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

MATICE TUHOSTI:

Matice tuhosti má typický tvar pásové matice, představuje souměrnou čtvercovou matici, kde jednotlivé prvky se nazývají obecné tuhosti. [14]

$$K = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & 0 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 \end{bmatrix} \quad [\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}]$$

Předpokládané řešení rovnice (47): [13], [14]

$$q = a e^{j \cdot \Omega \cdot t} \quad (48)$$

Vektor amplitud: a [m]

Vektor vlastních frekvencí: Ω [rad/s]

Čas: t [s]

Dosazením rovnice (48) do pohybové rovnice (47) vzniká vztah (49). [13], [14]

$$(K - \Omega^2 \cdot M) \cdot a = 0 \quad (49)$$

Pokud rovnici (49) zleva vynásobíme inverzní maticí M^{-1} , převede se vztah na takzvaný standartní problém vlastních čísel, kde E značí jednotkovou matici. [13], [14]

$$(M^{-1} \cdot K - \Omega^2 \cdot E) \cdot a = 0 \quad (50)$$

Definice matice A:

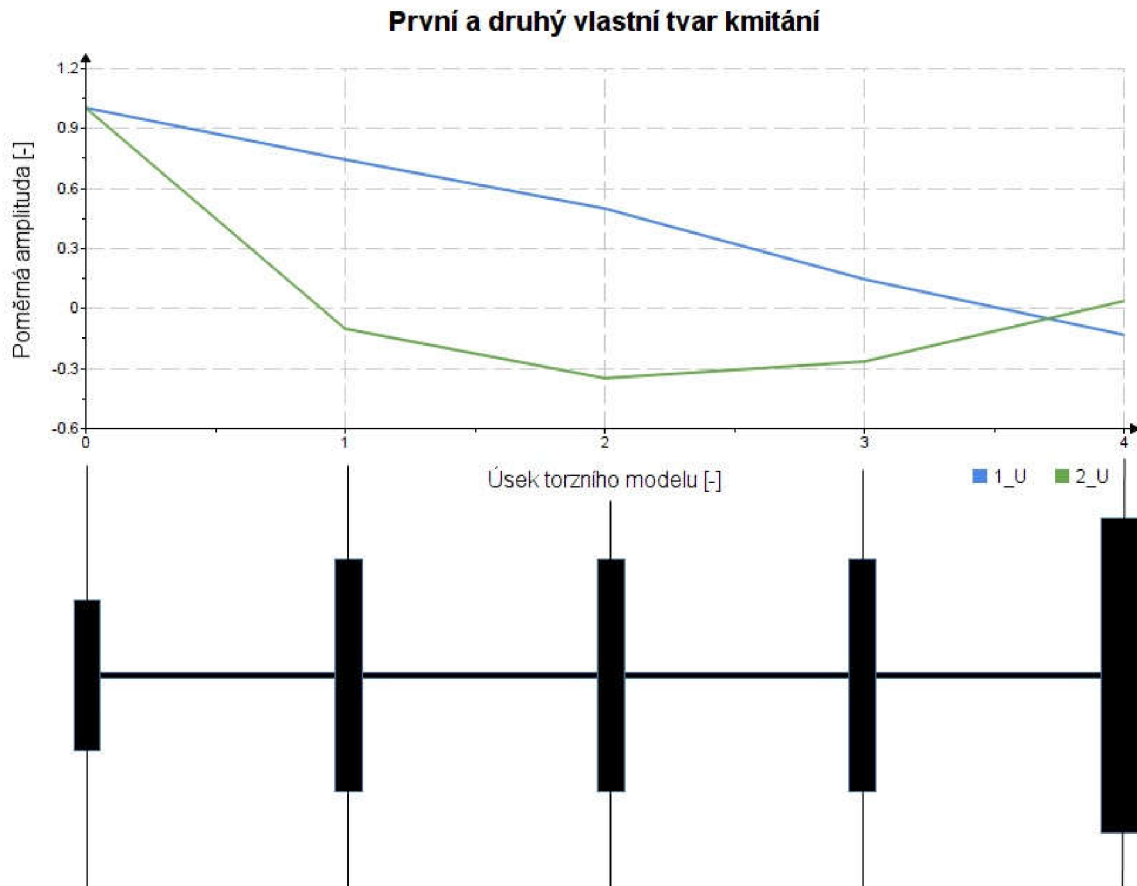
$$A = M^{-1} \cdot K \quad (51)$$

Po zavedení substitucí $\lambda = \Omega^2$, $a = x$ a dosazení vztahu (51), který definuje matici A do vztahu (50), získáme takzvaný standartní zápis problému vlastních čísel, kde λ reprezentuje vlastní čísla. (52). [13], [14]

$$(A - \lambda \cdot E) \cdot x = 0 \quad (52)$$

Pro určení vlastních úhlových frekvencí Ω je nutné určit kořeny vlastních čísel λ zmíněné matice A , následně lze určit vlastní frekvence pomocí vztahu (53), výpočet viz příloha 1. [14]

$$f = \frac{\Omega}{2 \cdot \pi} \quad (53)$$



Obr. 30 Průběh prvního a druhého vlastního tvaru kmitání

Tab. 10. Hodnoty frekvencí vlastního torzního kmitání prvního a druhého řádu

Vlastní frekvence Ω	f [Hz]	n [min ⁻¹]
Ω_1	387,9	23 278,7
Ω_2	800,8	48 050,6

6.7 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ SOUSTAVY

Z hlediska poškození klikového hřídele není vlastní torzní kmitání nebezpečné, jelikož vlivem odporů v průběhu času vymizí. Mnohem závažnější je problematika vynuceného torzního kmitání, pokud na (torzní) soustavu působí časově periodický proměnný krouticí moment, tak je klikový hřídel vydán vynucenému torznímu kmitání o dané frekvenci. Zmíněný působící moment je označován jako moment budící a ovlivňuje pevnost klikové hřídele. [6], [11]

6.7.1 HARMONICKÁ ANALÝZA BUDÍCÍHO MOMENTU

Zmíněný budící točivý moment, který působí na klikový hřídel, je proměnný v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele, tedy je proměnný v čase. U čtyřdobého motoru, jako je tomu v případě adaptovaného jednoválcového agregátu se opakuje každou druhou otáčku klikového hřídele. Točivý moment lze rozložit na řadu sinusově proměnných harmonických složek s odlišnou amplitudou či fázovým posunem. Pomocí Fourierovy řady (54) lze provést harmonickou analýzu točivého momentu. [6], [11], [15]

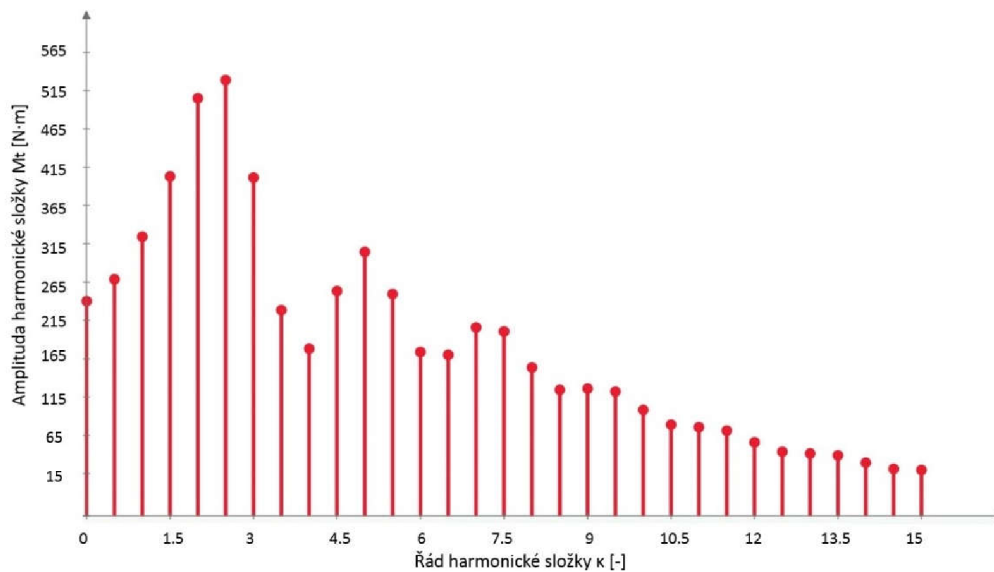
$$M_t = \frac{2}{n} \sum_{i=0}^{n-1} M_i \cdot e^{j \left(k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{i}{n} \right)} \quad (54)$$

Amplituda momentu náležející harmonické složce:	M_i	[N·m]
Řád harmonické složky:	κ	[-]
Počet diskretních vzorků:	n	[-]
Diskretní hodnota točivého momentu:	M_i	[N·m]
Imaginární složka:	i, j	[-]

Řád harmonické složky je určen na základě počtu jejích period za otáčku klikového hřídele, tedy u jednoválcového čtyřdobého motoru je řád harmonické složky určen násobky jedné poloviny. Hledají se řady synchronních průběhů, čili takzvané hlavní řady; ty lze určit celočíselnými násobky polovičního počtu válců za předpokladu pravidelných rozestupů zážehů, tedy pro jednoválcový agregát jde o hlavní řady (55) 0,5; 1; 1,5; ... ; n . [6]

$$\kappa = \frac{1}{2} \cdot x \cdot i \quad (55)$$

Hlavní řád harmonické složky:	κ	[-]
Celočíselný násobek:	x	[-]
Počet válců motoru:	i	[-]



Obr. 31 Harmonická analýza točivého momentu

6.7.2 KRITICKÉ (REZONANČNÍ) OTÁČKY

Harmonické složky o řádu κ , tedy harmonické složky budícího momentu, nezávisle na složkách ostatních způsobují vynucené torzní kmitání klikového hřídele o totožné frekvenci s frekvencí uvažované harmonické složky. Pokud klikový hřídel je otáčen úhlovou rychlostí klikového hřídele ω , má příslušná harmonická složka frekvenci $\kappa \cdot \omega$. Pokud zmíněná frekvence vynuceného kmitání bude shodná s frekvencí vlastních torzních kmitů Ω tab. 10, lze předpokládat, že nastane jev rezonance. Platí tedy vztah (56). [11]

$$\kappa \cdot \omega = \Omega \quad (56)$$

Podmínku pro rezonanci lze upravit do tvaru pro výpočet rezonančních otáček n_{rez} (57). [11]

$$n_{kr_i} = \frac{N_i}{\kappa} \quad (57)$$

Kritické otáčky: n_{kr_i} [Hz]

Frekvence vlastního kmitání: N_i [Hz]

Řád harmonické složky: κ [-]

Každý spalovací motor má svoji specifickou řadu kritických (rezonančních) otáček, připadajících na jedouzlové či dvouzlové kmitání. Pokud je rezonance při příslušných kritických otáčkách velká tak, že amplitudy torzních výchylek překračují mez pevnosti hřídele, musí se zmíněné otáčky vyloučit z rozsahu pracovního režimu motoru. Kritické otáčky závisí na řádu harmonické složky, což je patrné ze vztahu (57); proto nejsou všechny nebezpečné, viz tab. 11. [11]

Tab. 11 Rezonanční otáčky jednouzlového a dvojuzlového torzního kmitání jednoválcového agregátu

Řád harmonické složky	Rezonanční otáčky jednouzlového kmitání	Rezonanční otáčky dvojuzlového kmitání
κ	n_{kr_1}	n_{kr_2}
[-]	[min^{-1}]	[min^{-1}]
0,5	46 557	96 101
1	23 279	48 051
1,5	15 519	32 034
2	11 639	24 025
2,5	9 311	19 220
3	7 760	16 017
3,5	6 651	13 729
4	5 820	12 013
4,5	5 173	10 678
5	4 656	9 610
5,5	4 232	8 736
6	3 880	8 008
6,5	3 581	7 392
7	3 326	6 864
7,5	3 104	6 407
8	2 910	6 006
8,5	2 739	5 653
9	2 587	5 339
9,5	2 450	5 058
10	2 328	4 805
10,5	2 217	4 576
11	2 116	4 368
11,5	2 024	4 178
12	1 940	4 004
12,5	1 862	3 844
13	1 791	3 696
13,5	1 724	3 559
14	1 663	3 432
14,5	1 605	3 314
15	1 552	3 203

Je zřejmé z tab. 11, že lze brát v úvahu pouze rezonance jednouzlového kmitání, a to od řádu $\kappa = 10,5$ a výše, jelikož otáčky dvojuzlového kmitání leží zhruba 1000 min^{-1} nad jmenovitými otáčkami. Každý ze zmíněných řádů je zároveň řádem hlavním, jelikož se jedná o jednoválcový modifikovaný agregát.

6.7.3 RELATIVNÍ VYDATNOST REZONANČNÍCH KMITŮ

Pokud nastane jev rezonance, je zřejmé, že tvar výkmitové čáry se ztotožňuje s výkmitovou čarou vlastního torzního kmitání soustavy. Čím je tlumení nižší, tím je ztotožnění větší. Výchytky jednotlivých hmotností při rezonanci jsou určeny z rovnováhy práce budících sil momentů M_{ik} , a to jejich harmonických složek na jednotlivých zalomeních klikového hřídele s prací tlumících odporů. Amplitudy budících momentů mají totožnou velikost, a však odlišnou fázi ψ podle pořadí zážehů a mění se s řady harmonických složek. Pro poměrné výchytky a_i hmot platí, že mají odlišnou velikost danou výkmitovou čarou, ale kmitají ve stejné fázi, jelikož hmoty kmitají v synchronní rezonanci. Pro výpočet vydatnosti kmitů ε_i platí vztah (58). [6], [11]

$$\varepsilon_k = \sqrt{\left(\sum_i a_i \cdot \sin(v\kappa)\right)^2 + \left(\sum_i a_i \cdot \cos(v\kappa)\right)^2} \quad (58)$$

Relativní vydatnost kmitů:	ε_k	[-]
Poměrná amplituda kmitů:	a_i	[-]
Úhel natočení ramen klikového hřídele:	v	[rad]
Řád harmonické složky:	κ	[-]

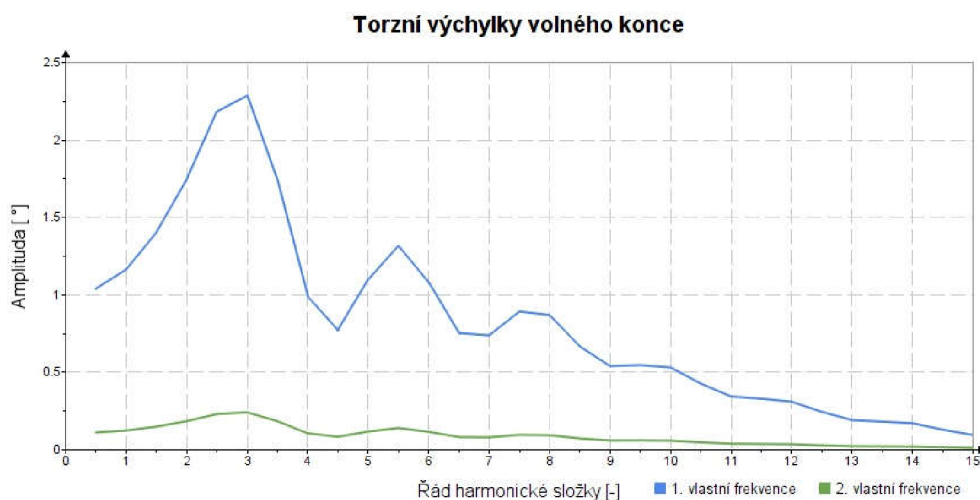
6.7.4 TORZNÍ VÝCHYLKY V REZONANCI

Pokud jsou uvažovány předpoklady, že při rezonanci nastává shoda tvaru vynuceného kmitání s kmitáním vlastním a je tlumeno pouze kmitání hmot klikového hřídele, nikoliv přiléhajících částí, pak velikost torzních výchylek v rezonanci se určí na základě velikostí tlumících odporů, a to podle vztahu (59). [11]

$$\Phi_{tvr} = \frac{M_k \cdot \varepsilon_k}{k \cdot \Omega \cdot \sum_i (a_i)^2} \quad (59)$$

Torzní výchylka v rezonanci:	ϕ_{tvr}	[rad]
Amplituda harmonické složky:	M_k	[N·m]
Relativní vydatnost kmitů:	ε_k	[-]
Úhlová rychlost kmitání v rezonanci:	Ω	[rad·s ⁻¹]
Hodnota tlumících odporů:	k	[N·m·rad ⁻¹]
Poměrná amplituda kmitů:	a_i	[-]

Hodnota tlumících odporů byla určena na základě doporučených hodnot v příslušné literatuře. Zpravidla je tato hodnota určována experimentálně, nebo na základě již zjištěných hodnot obdobných agregátů. [11]



Obr. 32 Torzni výchylky volného konce

Na základě vztahu (59) je na obr. 32 znázorněn průběh první a druhé vlastní frekvence volného konce hřídele.

6.7.5 NAMÁHÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE TORZNÍMI KMITY

Torzni kmity jsou považovány za nejčastější důvod únavových lomů klikových hřídelí, a to právě z důvodu, že namáhání od torzních kmitů je vyšší než namáhání od užitečného zatížení. Torzni kmitání zatěžuje ramena na střídavý ohyb a hlavní čepy na střídavý krut. Z výkmitové čáry obr. 30 je patrné, že největší poměrné zkroucení náleží do místa uzlu kmitání. Uzel kmitání se nachází v místech mezi klikou třetího válce a setrvačnicku. Na základě již známých hodnot torzních výchylek volného konce a příslušných torzních tuhostí lze díky výkmitové čáře a poměrného zkroucení určit příslušný torzní moment, a to podle vztahu (60). [11]

$$M_{kr} = \Phi \cdot \Delta a_i \cdot c_i \quad (60)$$

Krouticí moment:	M_{kr}	[N·m]
Torzni výchylka volného konce:	ϕ	[rad]
Poměrné zkroucení hřídele:	Δa_i	[-]
Příslušná torzní tuhost:	c_i	[N·m·rad ⁻¹]

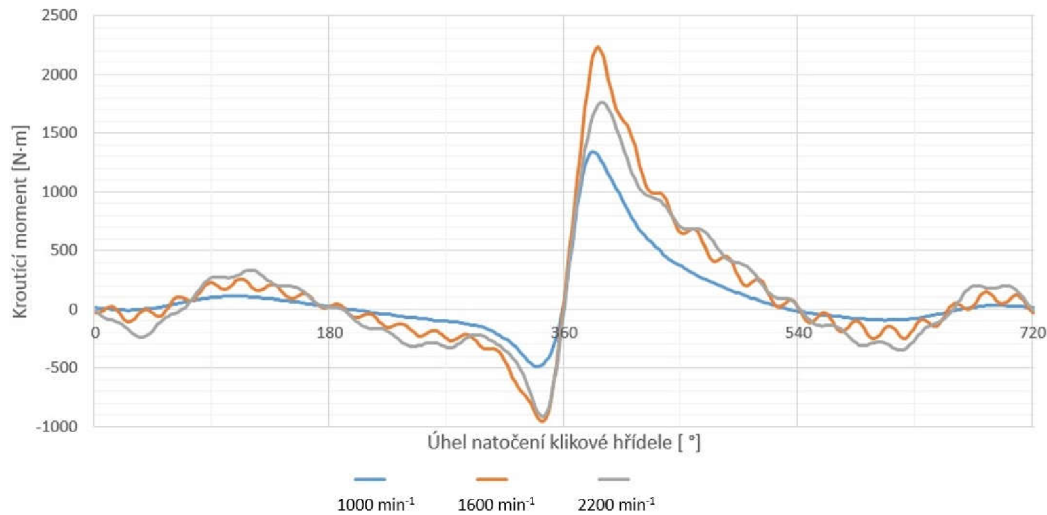
Vztah pro výpočet tangenciálního (přídavného) napětí vyvolané zkroucením (61).

$$\tau = \pm \frac{M_{kr}}{W_r} \quad (61)$$

Přídavné torzní napětí:	τ	[MPa]
Krouticí moment:	M_{kr}	[N·m]
Modul průřezu v krutu:	W_r	[m ³]

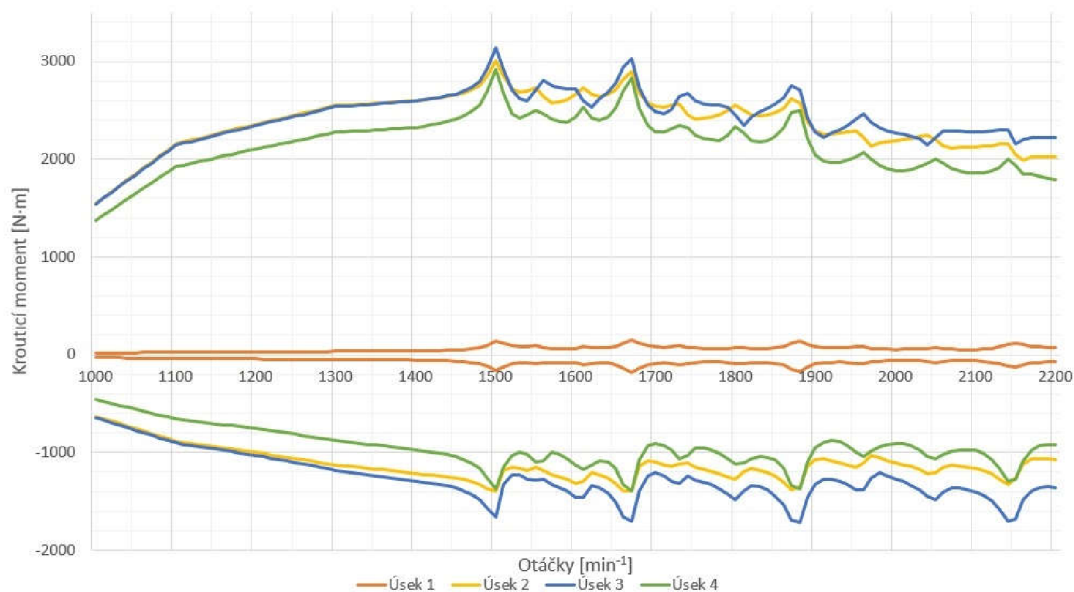
6.7.6 ANALÝZA DAT BUDÍCÍCH MOMENTŮ

Na základě určených redukovaných momentů setrvačnosti viz tab. 9 a torzních tuhostí, které byly zaslány vedoucímu práce, byl proveden výpočet vynuceného kmitání ve frekvenční doméně, přičemž budící momenty byly vypočteny ze sady naměřených indikátorových diagramů. Výsledky obsahují periodické průběhy krouticího momentu včetně určených hodnot jejich maxim a minim v celém rozsahu pracovních otáček agregátu adaptovaného, tak i výchozího tříválcového pro porovnání. Na obr. 33 se nacházejí vynesené průběhy momentů jednoválce v úseku před setrvačником pro otáčky 1000 min^{-1} , 1600 min^{-1} a 2200 min^{-1} .

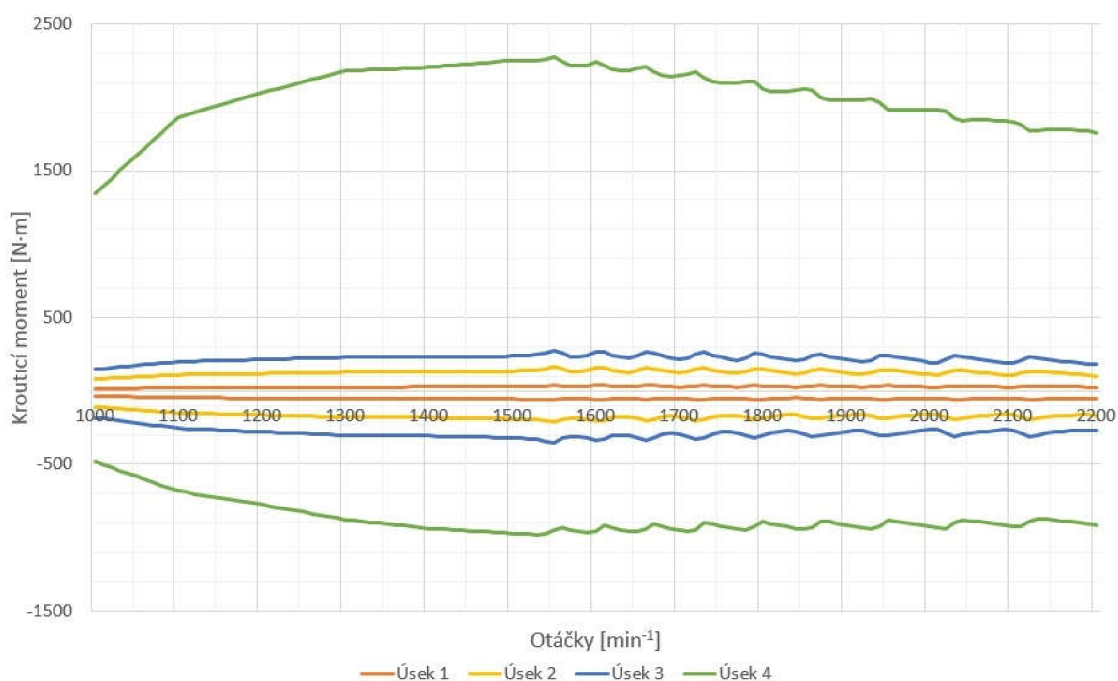


Obr. 33 Průběh periodického momentu adaptovaného jednoválce

Pro porovnání výchozího tříválcového a adaptovaného agregátu slouží obr. 34 a obr. 35, kde jsou vyneseny průběhy maxim a minim periodických krouticích momentů v závislosti na otáčkách pro jednotlivé úseky, a to od řemenice po setrvačnik, kdy úsek 1 značí úsek mezi řemenicí a prvním zalomením klikového hřídele.



Obr. 34 Krouticí moment tříválcového motoru v závislosti na otáčkách



Obr. 35 Kroucí moment adaptovaného agregátu v závislosti na otáčkách

Při porovnání jednotlivých průběhů maximálních hodnot v kladném i záporném směru je patrné, že u adaptovaného jednoválcového motoru došlo ke snížení maximálních hodnot. Z příslušných grafů obr. 34 a obr. 35 lze odečíst maximální hodnotu kroucího momentu, a to v rozmezí pracovních otáček. Určené maximální hodnoty momentů v kladném i záporném směru pro adaptovaný jednoválec se nacházejí v tab. 12, což poslouží pro následující výpočty.

Tab. 12 Maximální a minimální hodnoty kroucího momentu

Poloha	Maximální moment [N·m]	Minimální moment [N·m]
Úsek 4	2 275,3	-977,8

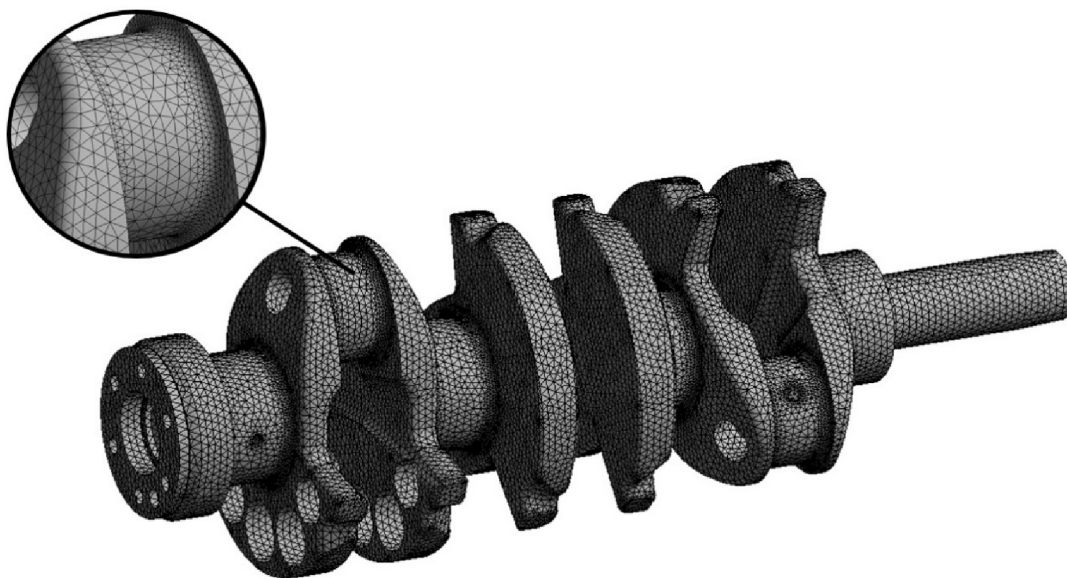
6.8 VÝPOČET ÚNAVOVÉ BEZPEČNOSTI PROSTŘEDNICTVÍM METODY LSA

Pro pevnostní kontrolu klikového hřídele byla využita metoda Local Stress Analysis (LSA), která již byla zmíněna, a to v kapitole 6.1.2, využívá metody konečných prvků (MKP). Výpočet byl proveden na základě exportovaného modelu klikového hřídele z program Creo Parametric 4.0 ve formátu *.stp*, do programu ANSYS, který pracuje za pomoci metody konečných prvků.

6.8.1 IMPORT A DISKRETIZACE MODELU

Před importováním zmíněného formátu 3D modelu klikového hřídele, bylo třeba nastavit správné jednotky v samotném prostředí ANSYS Workbench, aby po načtení modelu nedošlo k chybě velikosti, a následných výpočtech. Po importování modelu byl pomocí karty Engineering Data nastaven materiál s příslušnými vlastnostmi a přiřazena analýza.

Po přiřazení materiálu v analýze místo výchozí konstrukční oceli byla vytvořena základní síť pomocí kvadratických prvků tetrahedronů (čtyřstěnů) typu SOLID 187. Základní síť byla tvořena prvky o velikost 5 mm. Po první analýze v důsledku určení kritických míst, jako jsou rádiusy na jednotlivých čepích případně mazací kanály ložisek, byla síť v těchto místech upravena, a to zjemněním sítě na velikost 3 mm.



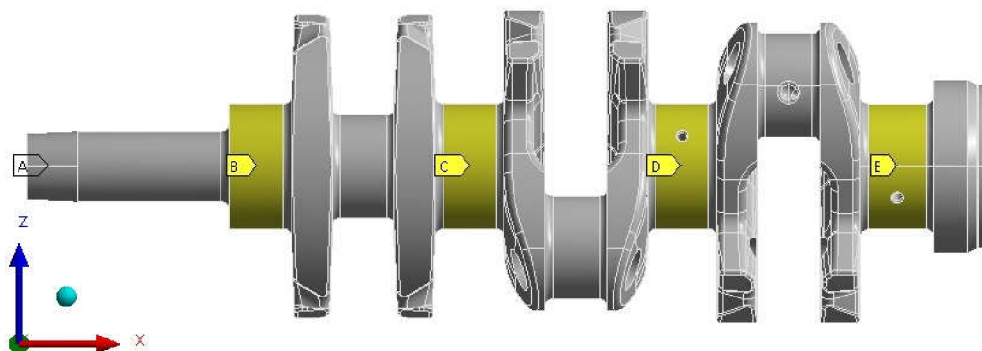
Obr. 36 Síť klikového hřídele

6.8.2 ZAVEDENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

V následujícím kroku bylo nutné zavést okrajové podmínky, pro oba zatěžující stavy viz kapitola 6.8.3., kdy se k problematice přistupovalo dvěma způsoby zavedení vazeb.

PŘÍSTUP PRVNÍ

První přístup, který byl aplikován na klikovou hřídel, nezahrnuje vazbu, která by správně simulovala uložení hlavních čepů v ložiscích. Došlo k zamezení pohybu ojničních čepů ve směru y a z obr. 37 a zároveň dále bylo zamezeno rotaci volného konce v ose klikové hřídele.



Obr. 37 První přístup k okrajovým podmínkám

PŘÍSTUP DRUHÝ

Druhým přístupem je varianta, kdy původní vazby, které zamezují pohyb v osách y a z, byly nahrazeny elastickou podporou (Elastic Support), která lépe vystihuje charakteristiku uložení ojnicních čepů. Aby bylo možné zmíněnou vazbu použít, je nutné stanovit příslušnou tuhost, pro kterou platí vztah (62). Uplatňuje se podmínka, aby stlačení v místě středu ložiska odpovídalo 0,8 násobku ložiskové vůle. [16]

$$k = \frac{0,5 \cdot F_{pmax}}{0,8c} \quad (62)$$

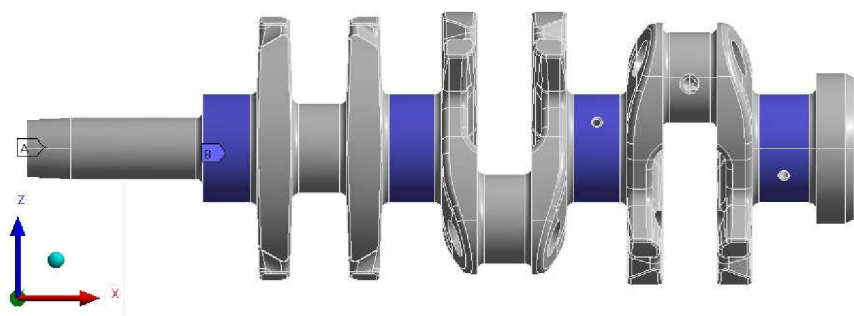
Tuhost ložiska:	k	[N·mm ⁻¹]
Maximální síla od tlaku plynů:	F _{Pmax}	[N]
Ložisková vůle:	c	[mm]

Hodnota ložiskové vůle *c* je volena na základě doporučených hodnot s ohledem na průměr hlavního čepu klikového hřídele. Byla zvolena hodnota 0,11 mm a tím je možné spočítat příslušnou tuhost olejové vrstvy ložiska. Aby bylo možné dosadit konkrétní hodnotu tuhosti do vazby elastické podpory, je nutné hodnotu *k* přepočítat podle vztahu (63), a to z důvodu, že zmíněná vazba je formulována pro jednotkovou deformaci plochy silou. [41]

$$k_p = \frac{k}{r \cdot b \cdot \frac{\pi}{2}} \quad (63)$$

Příslušná tuhost:	k _p	[N·mm ⁻³]
Tuhost ložiska:	k	[N·mm ⁻¹]
Poloměr hlavního čepu:	r	[mm]
Šířka ložiska:	b	[mm]

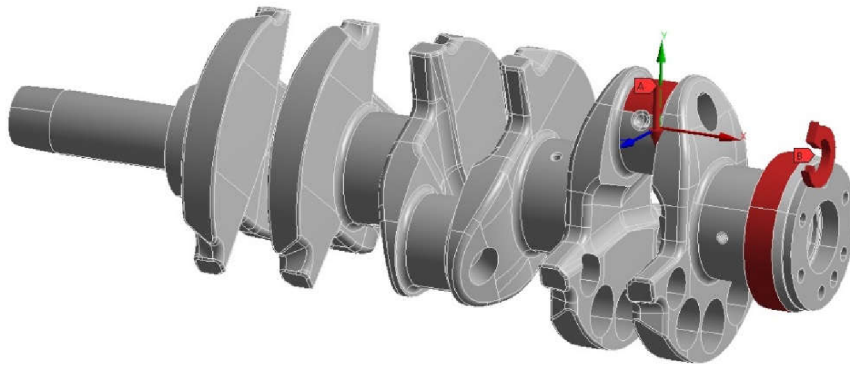
Vazba pro zamezení rotace volného konce v ose rotace volného konce byla zachována.



Obr. 38 Druhý přístup k okrajovým podmínkám

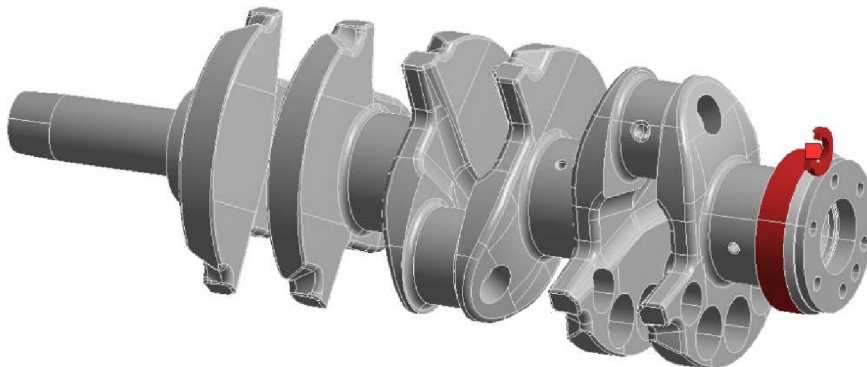
6.8.3 ZÁTĚŽNÉ STAVY KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Po deklaraci okrajových podmínek je zapotřebí specifikovat zatěžující stavy klikového hřídele; jedná se o dva stavy. První zatěžný stav je tvořen maximální silou od tlaku plynů, která působí na ojnicí čep, a to třetího válce, dále kladným maximálním torzním momentem, který je aplikován na přírubu pro upevnění setrvačníku obr 39.



Obr. 39 Zátěžný stav první

Druhý zatěžující stav je tvořen opět aplikací příslušného momentu na přírubu pro upevnění setrvačníku na klikovém hřídeli, a to tentokrát svým minimem, respektive minimální hodnotou momentu, tudíž moment působí v opačném směru obr. 40. Pro zjednodušení v obou případech jsou zanedbány vlivy odstředivých sil. [16]



Obr. 40 Zátěžný stav druhý

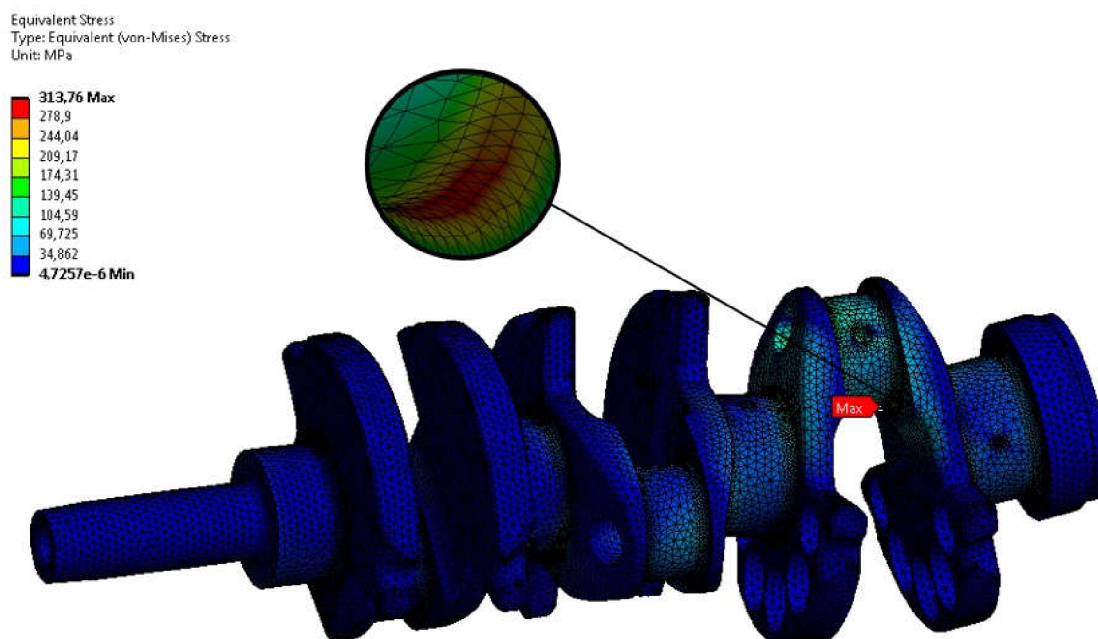
Tab. 13 Zátěžné stavy

Zátěžný stav	Síla od tlaku plynů [N]	Moment [N·m]
1.	97 530	2 275
2.	-	-998

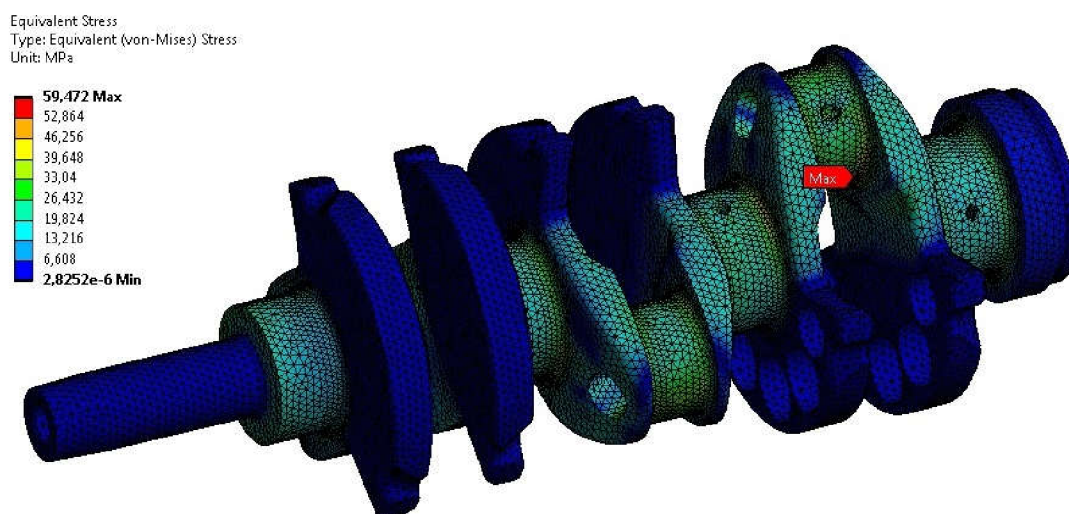
6.8.4 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍCH ANALÝZ

Celkově bylo provedeno několik pevnostních analýz, a to dvě pro každý přístup k okrajovým podmínkám. Při každém výpočtu bylo určeno jednak hlavní napětí σ_1 a rozložení napětí Von Mises, neboli kritérium (HMH).

Hodnoty, které vyšly z analýz pro oba dva zátěžné stavy se téměř shodovaly pro oba přístupy okrajových podmínek. V případě druhého přístupu k okrajovým podmínkám výpočet trval podstatně déle. Výsledné hodnoty pro oba zátěžné stavy se nachází v tab. 14 a jsou znázorněny na obr. 41 a obr. 42. Lze si všimnout, kritického lokálního napětí, které se nachází ve stejném uzlu pro oba zátěžné stavy, a to v dolní části klikového čepu třetího válce.



Obr. 41 První zátěžný stav



Obr. 42 Druhý zátěžný stav

Tab. 14 Hodnoty napětí pro zátěžné stavy v kritickém místě

Zátěžný stav	Napětí Von Mises σ_{VM} [MPa]	Hlavní napětí σ_1 [MPa]
1.	313,8	347,9
2.	59,5	52,7

6.9 STANOVENÍ KOEFICIENTU BEZPEČNOSTI VŮČI VYSOKOCYKLOVÉ ÚNAVĚ

Pro určení bezpečnosti klikového hřídele vzhledem k mezi únavy poslouží již uvedené hodnoty napětí pro jednotlivé zátěžné stavy v kritickém místě tab. 14 a mechanické vlastnosti použitého materiálu pro klikovou hřídel 42CrMo4.

Tab. 15 Mechanické vlastnosti materiálu klikového hřídele [16]

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Mez pevnosti	R_m	1 283	[MPa]
Mez kluzu	R_e	900	[MPa]
Mez únavy ohyb	σ_{cOHYB}	525	[MPa]
Mez únavy tah/tlak	σ_{cTAH}	495	[MPa]
Průměr vzorku	d_{vz}	7,5	[mm]

Nejdříve je nutné stanovit takzvaný poměrný gradient, který je určen na základě vztahu (64), kdy je třeba určit příslušné hodnoty napětí na prvku maximálních hodnot v kritickém místě. Pro zobrazení příslušného prvku posloužil program ANSYS Mechanical APDL, kdy byl výpočtový model exportován z programu ANSYS Workbench. Na základě určení souřadnic vrcholových bodů vybraného prvku, je následně vypočtena vzdálenost mezi body maximálního a minimálního napětí na zmíněném prvku. Následně lze určit korekční součinitel f_g (65) a poměr α/β (66). [16]

$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_{eX}} \left(\frac{\sigma_{eX} - \sigma_{eX1}}{|XX_1|} \right) \quad (64)$$

Poměrný gradient:	χ_R	[mm ⁻¹]
Maximální napětí na povrchu:	σ_{eX}	[MPa]
Minimální napětí pod povrchem:	σ_{eX1}	[MPa]
Vzdálenost mezi příslušnými body:	XX_1	[mm]

$$f_g = 1 + \frac{\frac{\sigma_{cOHYB}}{\sigma_{cTAH/TLAK}} - 1}{\frac{2}{d_{vz}}} \chi_R \quad (65)$$

Korekční součinitel:	f_g	[-]
Poměrný gradient:	χ_R	[mm ⁻¹]
Mez únavy v ohybu:	σ_{cOHYB}	[MPa]
Mez únavy v tahu/tlaku:	$\sigma_{cTAH/TLAK}$	[MPa]
Průměr vzorku:	d_{vz}	[mm]

$$\frac{\alpha}{\beta} = 1 + \sqrt{\chi_R} \cdot 10^{\left(0,35 + \frac{Re}{810}\right)} \quad (66)$$

Součinitel tvaru (koncentrace napětí):	α	[-]
Součinitel vrubu:	β	[-]
Mez kluzu:	R_c	[MPa]
Poměrný gradient:	χ_R	[mm ⁻¹]

Dále je určena amplituda (67) a střední hodnota (68) ekvivalentního napětí podle Von Mises. [16]

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{e\max} - \sigma_{e\min}}{2} \quad (67)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{e\max} + \sigma_{e\min}}{2} \quad (68)$$

Amplituda ekvivalentního napětí:	σ_{ea}	[MPa]
Střední hodnota ekvivalentního napětí:	σ_{em}	[MPa]
Maximální hodnota ekvivalentního napětí:	σ_{\max}	[MPa]
Minimální hodnota ekvivalentního napětí:	σ_{\min}	[MPa]

Vliv velikosti součásti je stanoven podle vztahu (69). [16]

$$\eta_\sigma = 1,189 D_o^{-0,097} \quad (69)$$

Vliv velikosti součásti:	η_σ	[-]
Průměr ojnicního čepu:	D_o	[mm]

Hodnota vlivu pravděpodobnosti přežití součásti v_σ byla určena 0,753, což odpovídá 0,999 pravděpodobnosti přežití v [%]. [16]

Na základě vypočtených předchozích vztahů (64-69) je stanovena bezpečnost vůči vysokocyklové únavě prostého zatěžování (70). [16]

$$k = \frac{1}{\frac{\beta \cdot \sigma_{ea}}{\alpha \sigma_c \eta_\sigma \nu_\sigma \cdot f_G} + \frac{\sigma_{em}}{R_m}} \quad (70)$$

Pro výslednou hodnotu bezpečnosti lze uplatnit vztah, kdy hodnota již určená ze vztahu (70) lze vynásobit hodnotou 1,3 což představuje povrchově zakalené rádiusy. Jednotlivé dílčí výsledky se nacházejí v tab. 16. [16]

Tab. 16 Výsledky jednotlivých parametrů

Parametr	Hodnota	Jednotka
χ_R	0,233	[mm ⁻¹]
f_G	1.053	[-]
β/α	1.017	[-]
σ_{emax}	313,76	[MPa]
σ_{emin}	59,50	[MPa]
σ_{ea}	127,13	[MPa]
σ_{em}	186,63	[MPa]
η_σ	0,792	[-]
ν_σ	0,753	[-]
k_{vcu}	1,781	[-]
k_{vcu_kal}	2.316	[-]

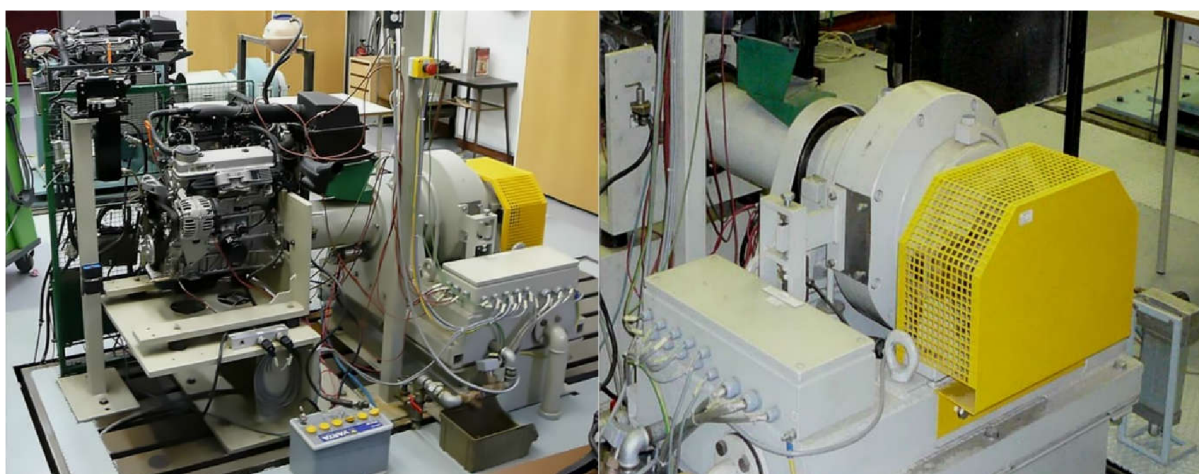
7 NÁVRH VAZBY MEZI AGREGÁTEM A DYNAMOMETREM

Posledním úkolem k řešení je připojení modifikovaného tříválcového motoru na jednoválcový experimentální agregát k dynamometru, pro možné měření parametrů, jako je točivý moment, a případně dopočíst pomocí otáček motoru výkon při samotných možných experimentech.

Pro realizaci a tím i možný návrh spojení byla vybrána vířivá motorová brzda, která svého času byla vyrobena společností MEZSERVIS, spol. s r.o. ve Vsetíně, a to s označením MEZ V125, kde označení představuje maximální měřitelný výkon v kilowatech viz tab. 17. Zmíněná motorová brzda se nachází ve zkušebním stanovišti pro maloobjemové motory v laboratoři ústavu automobilního a dopravního inženýrství fakulty strojního inženýrství vysokého učení technického v Brně. [17]

Tab. 17 Základní parametry vířivého dynamometru [17]

Výrobce	Označení	Max. výkon	Max. moment	Max. otáčky
MEZ Servis	V125	125 [kW]	478 [N·m]	8000 [min ⁻¹]



Obr. 43 Dynamometr MEZ V125 na ÚADI [17]

7.1 SPOJENÍ AGREGÁTU S DYNAMOMETREM

Na propojení agregátu s dynamometrem se váže několik dílčích problematik, které souvisí s tím, že samotný návrh je velice složitá záležitost. Příkladem může být torzní kmitání, vibrace od samotného agregátu, či připojeného dynamometru, vlnění spojovacího elementu, to vše může vést ke kolizi, například prasknutí spojovacího elementu, či poškození ložisek dynamometru nebo v lepším případě k ovlivnění měřených dat. [18]

Další problém, týkající se dané problematiky, může vzniknout, pokud instalovaný agregát není připojen k dynamometru dlouhodobě. To se může projevit i na cenové náročnosti při nákupu spojovacích elementů, jelikož při časté instalaci jiných agregátů je nutné uvážit správnou volbu spojovací části, aby bylo zajištěno, pokud možno, správné měření, či aby se zabránilo možnému destrukci jednotlivých částí mechanismu. [18]

7.1.1 ZATÍŽENÍ AGREGÁTU A LOŽISEK DYNAMOMETRU

Dalším aspektem je problematika týkající se jednotlivých hmotností spojovacích částí, jako mohou být například příruby pro připojení agregátu k dynamometru. Komponenty, které jsou připevněny na spojovací hřídel, mohou vyvolávat při provozu, tedy rotaci, nevyrovnané (nesymetrické) síly, ty mohou mít vliv na životnost ložisek jak agregátu, tak dynamometru. Zmíněné síly mohou vyvolat například přípravky pro vymezení polohy otvorů pro šrouby v přírubách. [18]

7.1.2 TORZNÍ KMITÁNÍ A KRITICKÁ RYCHLOST

Pro zjednodušení problematiky lze konstatovat, že spojení agregátu a dynamometru si lze představit, jako spojení dvou hmotných kotoučů pomocí pružného elementu. Pokud otáčky mechanismu se budou shodovat s otáčkami kritickými, lze předpokládat rostoucí výskyt torzních kmitů. Při nárůstu frekvence a překonání kritické rychlosti jsou torzní kmity stále nebezpečné, a může dojít k porušení spojovacího elementu. Spojovací elementy (hřídele) se vyznačují specifickou tuhostí, aby byl zajištěn provoz mimo kritické otáčky, a tím pomoci problematice torzních kmitů. [18]

7.2 SPOJOVACÍ ELEMENTY MEZI AGREGÁTY A DYNAMOMETREM

Pro propojení agregátu s dynamometrem slouží spojovací hřídele, které je nutno na koncích opatřit vhodnou spojkou, jež zaručí potřebnou tuhost a tlumení. Existuje několik druhů používaných spojovacích elementů, které se vyznačují konkrétním typem spojky a materiálem či tvarem (průřezem) spojovacího hřídele. Výběr vhodného spojení je obzvláště důležitý u experimentálního jednoválcového agregátu, jelikož je znám svojí nerovnoměrností chodu. Správný výběr má tedy podstatný vliv nejen na torzní kmitání, ale i na přesnost měření točivého momentu. V dalších „podkapitolách“ je uvedeno několik druhů používaného spojení.

7.2.1 SPOJOVACÍ HŘÍDEL S PŘÍRUBAMI A TUHÝMI SPOJKAMI

Spojení pomocí spojovacího hřídele a tuhými spojkami je vhodné pro testování motorů, které jsou instalovány na stanovišti delší dobu. Zmíněný způsob je vhodný pro jednodušší testování a je náchylný k vibracím a vychýlení, proto by měla být zajištěna dostatečná souosost mechanismu. Jedná se však o poměrně jednoduché a spolehlivé řešení. [18]

7.2.2 SPOJENÍ POMOCÍ KARDANOVÉHO HŘÍDELE

Další velice používané spojení je pomocí kardanové hřídele. Toto spojení je však limitováno maximálními provozními otáčkami díky kloubu, což je známo při použití kardanových hřídelí v jiných oblastech průmyslu. Nicméně umožňuje jistou shovívavost vůči souososti. Dalším problematickým aspektem je tření v jednotlivých křížových (kardanových) kloubech hřídele. Příkladem takového hřídele může být kardanový hřídel z produkce firmy Reich. [18], [20]

7.2.3 SPOJENÍ POMOCÍ TORZNĚ PRUŽNÝCH SPOJEK

Velice zajímavým mechanismem je provedení pomocí pružných spojek, které se skládají z několika základních částí. A to z nábojů upevněných na přírubách hřídele a pružného elementu. Takové spojky jsou benevolentnější k výskytu radiálních, axiálních a úhlových vychylek, které kompenzují. Pružné spojky tlumí kmity a rázy, které během provozu vznikají a používají se v širokém rozsahu průmyslu. V dnešní době existuje mnoho výrobců, kteří pružné spojky vyrábějí za použití různých materiálů, které se liší především svou tuhostí. [19]

7.3 VÝBĚR SPOJOVACÍHO ELEMENTU

Pro výběr spojovacího elementu, konkrétně pružné spojky, posloužil katalog firmy Reich, kde se vyskytuje i technická dokumentace, týkající se základních rozměrů součástí a potřebných parametrů, jako je dynamická torzní tuhost pružné spojky či příslušné momenty setrvačnosti. Na základě těchto rozměrů bude vytvořen 3D model v programu Creo Parametric 4.0, kde budou následně navrženy i příruby potřebné pro upnutí spojovacího elementu k jednoválcovému agregátu a dynamometru. Následně bude provedena analýza takto vytvořeného mechanismu.

7.3.1 VOLBA PŘÍKONČENÍ SPOJOVACÍHO HŘÍDELE

Společnost Reich nabízí hned několik provedení spojovacích hřídelů, které se liší nejenom svým konstrukčním provedením, ale i svým zakončením. Příkladem může být vybraný typ spojovací hřídele s označením S – CV, jinak také označován, jako (constant velocity shaft) obr. 44. Dalším příkladem s označením Type – B – CS je provedení pomocí kardanového hřídele obr. 45, takto navržené provedení umožňuje jistou variabilitu pro umístění agregátu vůči dynamometru. Nicméně z důvodu jednoduchosti a nižší hmotnosti byl vybrán spojovací hřídel S – CV, na jehož konci směřující k testovanému agregátu se oproti spojení pomocí kardanového hřídele vyskytuje blok umožňující přenos otáček z agregátu na dynamometr při mírném vychýlení v provozu. [20]



Obr. 44 Provedení spojení typu S - CV [20]



Obr. 45 Provedení spojení typu B - CS [20]

7.3.2 VOLBA PARAMETRŮ PRUŽNÉ SPOJKY

Jak je možné vidět na obr. 44 a 45, na pravé straně spojovacích hřídelů, tedy na straně dynamometru, se nachází pružná spojka. Výběr pružné spojky je stanoven na základě parametrů uvedených výrobcem, který uvádí i potřebné vztahy pro následující výpočty.

Na základě hodnot uvedených v katalogu, je vybráno několik pružných spojek, které se jeví jako vhodné kandidáty pro použití co se týče parametrů. Každá pružná spojka se liší svou dynamickou torzní tuhostí. Dále bude proveden předběžný výpočet pro výběr a možnou aplikaci pružné spojky, a to s ohledem na kritické otáčky jedno a dvojnuzlového kmitání viz tabulka 18.

Tab. 18 výběr dynamické tuhosti pružné spojky v závislosti na kritických otáčkách

Dynamická torzní tuhost	$C_{T \text{ dyn}} = 135$ [N·m/rad]		$C_{T \text{ dyn}} = 280$ [N·m/rad]		$C_{T \text{ dyn}} = 600$ [N·m/rad]	
	n_{krit_1}	n_{krit_2}	n_{krit_1}	n_{krit_2}	n_{krit_1}	n_{krit_2}
K	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]
0,5	424	46 465	610	46 465	893	46 466
1	212	23 233	305	23 233	447	23 233
1,5	141	15 488	203	15 488	298	15 489
2	106	11 616	153	11 616	223	11 616
2,5	85	9 293	122	9 293	179	9 293
3	71	7 744	102	7 744	149	7 744
3,5	61	6 638	87	6 638	128	6 638
4	53	5 808	76	5 802	112	5 808
4,5	47	5 163	68	5 163	99	5 163
5	42	4 647	61	4 647	89	4 647
5,5	39	4 224	55	4 224	81	4 224
6	35	3 872	51	3 872	74	3 872
6,5	33	3 574	47	3 574	69	3 574
7	30	3 319	44	3 319	64	3 319
7,5	28	3 098	41	3 098	60	3 098
8	26	2 904	38	2 904	56	2 904
8,5	25	2 733	36	2 733	53	2 733
9	24	2 581	34	2 581	50	2 581
9,5	22	2 446	32	2 446	47	2 446
10	21	2 323	31	2 323	45	2 323
10,5	20	2 213	29	2 213	43	2 213
11	19	2 112	28	2 112	41	2 112
11,5	18	2 020	27	2 020	39	2 020
12	18	1 936	25	1 936	37	1 936
12,5	17	1 859	24	1 859	36	1 859
13	16	1 787	23	1 787	34	1 787
13,5	16	1 721	23	1 721	33	1 721
14	15	1 659	22	1 659	32	1 659
14,5	15	1 602	21	1 602	31	1 602
15	14	1 549	20	1 549	30	1 549

Na základě předběžných výpočtů je patrné, že pružná spojka o dynamické torzní tuhosti 135 N·m/rad sice nejeví problém, co se týče problematiky jednouzlového kmitání, jelikož kritické otáčky spadají mimo oblast provozních otáček, ale nedokáže přenést potřebný točivý moment. Proto byl proveden další výpočet, a to s dynamickou torzní tuhostí 280 a 600 N·m/rad. Z tab. 18 je patrné, že pro dynamickou torzní tuhost pružné spojky 600 N·m/rad kritické otáčky jednouzlového kmitání spadají do rozsahu pracovních otáček jednoválcového agregátu, a to 100 min⁻¹ nad volnoběžné otáčky. Jako vyhovující se projevuje pružná spojka s tuhostí 280 N·m/rad, se kterou je dále počítáno.

7.4 ZHOTOVENÍ 3D MODELU SPOJOVACÍHO ELEMENTU

Na základě již známých parametrů pružné spojky je vytvořen 3D model spojovacího elementu podle dokumentace obsažené v katalogu výrobce spojovacího zařízení. Jelikož výrobce neuvádí průměr části spojovacího hřídele, byl proveden kontrolní výpočet, viz následující vztah (71), kdy byl na základě nomogramu pro dimenzování stanoven nejdříve přibližný průměr hřídele d a následně ověřen výpočtem (72). [21]

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{dk} \quad (71)$$

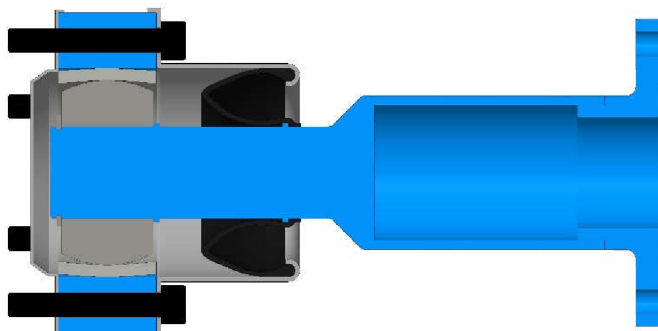
Kdy po úpravě vztahu (71) pro průměr plného hřídele platí vztah (72).

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_k}{\pi\tau_{dk}}} \quad (72)$$

Průměr hřídele:	d	[m]
Maximální přenášený točivý moment:	M_k	[MPa]
Dovolená hodnota napětí v krutu:	τ_{dk}	[MPa]

7.4.1 ZHOTOVENÍ MODELU SPOJOVACÍHO HŘÍDELE

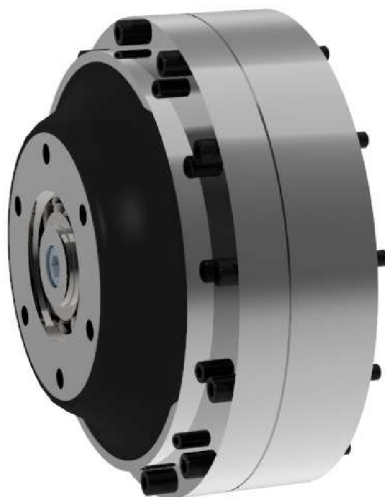
Spojovací hřídel je složen z několika částí, kde se v části směřující k jednoválcovému agregátu nachází blok umožňující toleranci axiálních či radiálních vychylek. Na druhém konci se nachází příruba pro připevnění pružné spojky.



Obr. 55 Model spojovacího hřídele

7.4.2 ZHOTOVENÍ MODELU PRUŽNÉ SPOJKY

Jako další je vytvořen model samotné pružné spojky, který opět vychází ze základních rozměrů uvedené výrobcem, jako jsou roztečné kružnice šroubů či celkové rozměry pružné spojky. Ostatní rozměry jednotlivých částí byly stanoveny přibližně tak, aby model působil co nejvíce věrohodně. Odchytky modelu, které mají vliv na moment setrvačnosti pružné spojky, jsou nepodstatné, jelikož výrobce moment setrvačnosti udává mezi hlavní parametry v katalogu.

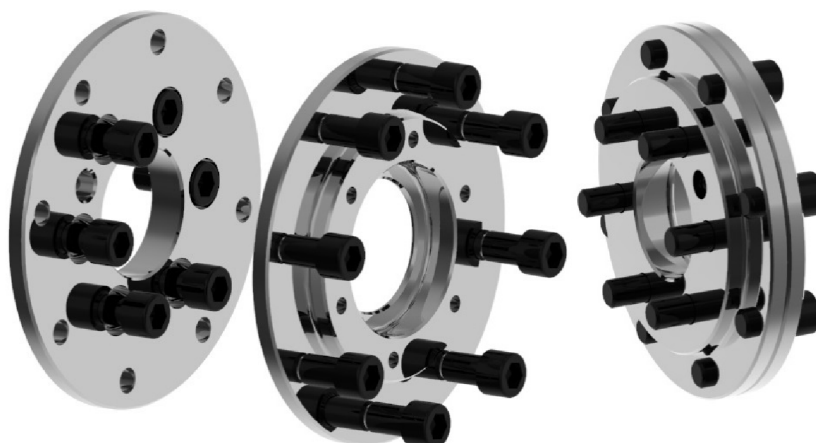


Obr. 56 Model pružné spojky

7.4.3 ZHOTOVENÍ MODELŮ PŘIPOJOVACÍCH PŘÍRUB

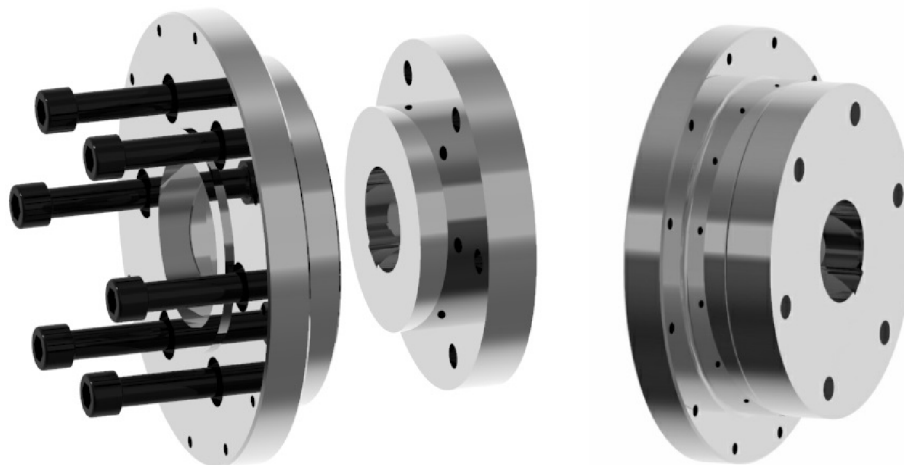
Po vytvoření modelů spojovacího hřídele a pružné spojky je třeba zajistit konektivitu k jednoválcovému agregátu a dynamometru. Na základě roztečné kružnice šroubů na klikovém hřídeli pro upevnění setrvačnicku, je zhotovena příruba pro připojení spojovacího elementu. Z důvodu, že roztečné kružnice šroubů na klikovém hřídeli a bloku na spojovací hřídeli se téměř shodují a jsou zde použity jiné velikosti závitů šroubů, vyskytuje se zde problém týkající se montáže a vymezení polohy. V důsledku toho je připojovací příruba zhotovena ze dvou částí. Jak je možné vidět na obr. 57. Hlavy šroubů na levé části příruby jsou zapuštěny, a to z důvodu možnosti montáže obou částí k sobě, kdy je zajištěna možnost dosednutí dosedacích ploch jednotlivých částí.

Pro montáž obou částí příruby k sobě byly zvoleny šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M12 x 20. Pravá část příruby je navržena tak, aby šla připevnit na blok spojovacího hřídele směřující k experimentálnímu agregátu, zde je použito podle výrobce šest šroubů M8, kde je roztečná kružnice pro upevnění známá.



Obr. 57 Části přípojovací příruby na straně agregátu

Příruba na straně dynamometru je opět vytvořena ze dvou částí, levá část příruby vychází z nákresu v katalogu výrobce pružné spojky, kdy je dodržena roztečná kružnice pro umístění šroubů. Z obr. 58 je patrné, že z důvodu montáže obou částí k sobě byly šrouby opět zapuštěny. Pravá část slouží pro připojení spojovacího elementu na hřídel dynamometru. Z důvodu nedostatku informací o výstupním hřídeli dynamometru, byla pravá část příruby navržena jako přibližná.



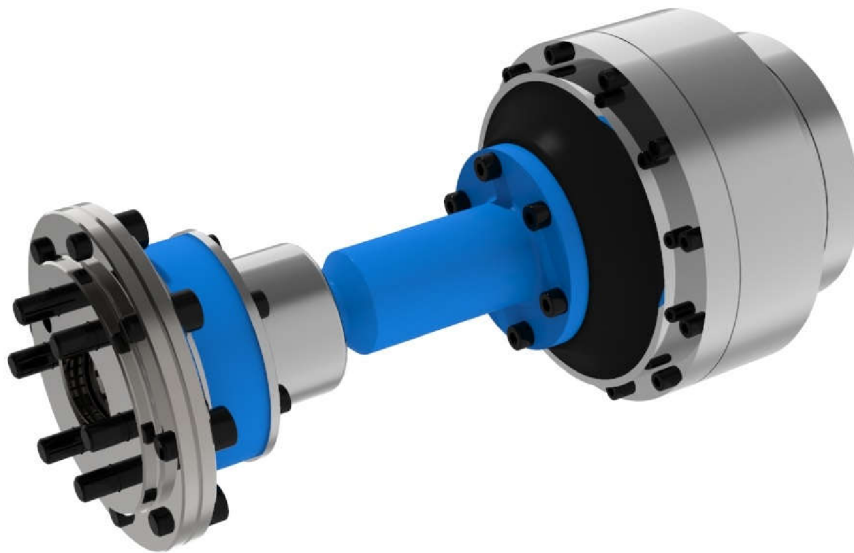
Obr. 58 Části přípojovací příruby na straně dynamometru

7.4.4 MOMENTY SETRVAČNOSTI SESTAVENÉHO SPOJOVACÍHO ELEMENTU

Na základě vymodelovaných jednotlivých částí spojovacího elementu je vytvořena sestava obr. 59 včetně přírub, která poslouží pro určení hodnot momentů setrvačnosti. Na základě určených hodnot jednak z modelů, tak z katalogu výrobce, bude následně rozšířena a upravena náhradní torzní soustava. To se projeví i na rozšíření matic hmotnosti a tuhosti v kapitole 6.6.1. Následně takto upravená soustava bude podrobena další analýze.

Tab. 18 Momenty setrvačnosti spojovacího elementu [20]

Momenty setrvačnosti spojovacího elementu	Znak	Hodnota	Jednotka
Příruba na straně agregátu	J_{PL}	0,0094	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
Příruba na straně dynamometru	J_{PR}	0,0262	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
Část hřídele na straně agregátu	J_{HL}	0,0001	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
Část hřídele na straně dynamometru	J_{HR}	0,0009	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
Dynamometr	J_{v125}	0,4000	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
Pružná spojka	J_2	0,0100	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
Blok na straně agregátu	$J_{1\text{min}}$	0,0040	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$

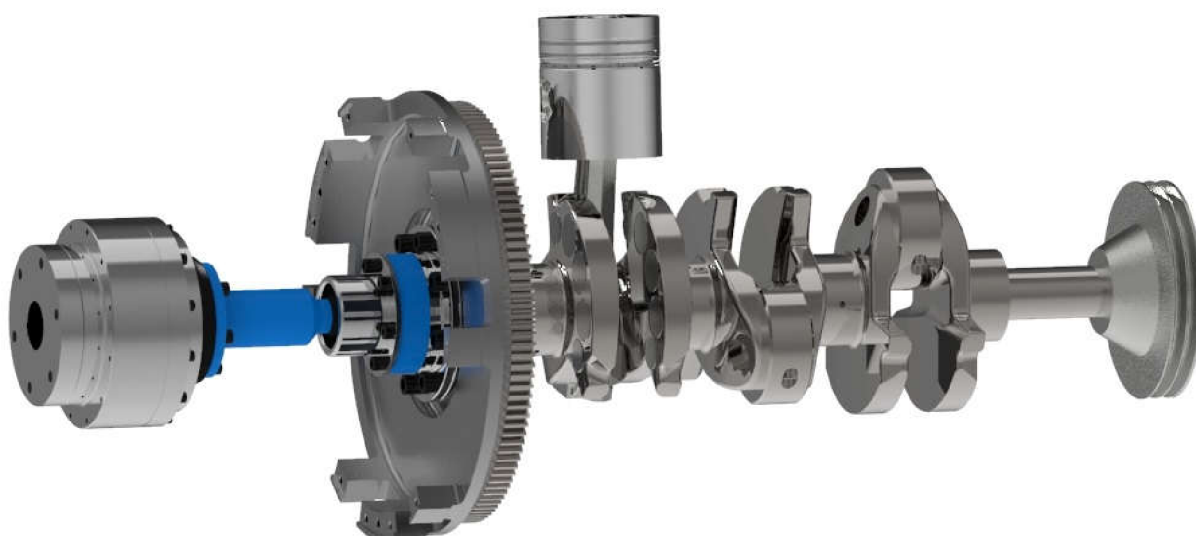


Obr. 59 Sestava spojovacího elementu

7.5 NÁHRADNÍ TORZNÍ MODEL SE SPOJOVACÍM ELEMENTEM

Upravený náhradní torzní model se spojovacím elementem vychází již z použitého náhradního modelu z předchozích kapitol. Spojovací element mezi jednoválcovým agregátem a dynamometrem představuje další kotouč, který rozšiřuje stávající soustavu. Momenty setrvačnosti určené z modelů a katalogu již zmíněného výrobce tab. 18 jsou rozděleny v soustavě následovně. Ke kotouči představujícímu setrvačnick a část hnacího konce klikového hřídele je přičten moment setrvačnosti příruby a části spojovací hřídele spolu s blokem na straně agregátu. Poslední kotouč je tvořen momentem setrvačnosti pružné spojky, dynamometru s přírubou a částí hřídele na této straně.

Tato náhradní soustava poslouží pro určení vlastních frekvencí, určení tvarů vlastního torzního kmitání a dalších parametrů. Rozšířená torzní soustava je znázorněna na obr. 61, na obr. 60 je znázorněn jednoválcový agregát spolu se spojovacím elementem reprezentujícím aktuální mechanismus.



Obr. 60 Sestava jednoválcového agregátu spolu se spojovacím elementem

7.5.1 VLASTNÍ FREKVENCE A TVARY TORZNÍHO KMITÁNÍ ROZŠÍŘENÉ SOUSTAVY

Pro znázornění průběhů vlastního torzního kmitání je opět nutné určit vlastní frekvence kmitání soustavy. Jako tomu je v kapitole 6.6.1. Pro výpočet poslouží určené momenty setrvačnosti viz tab. 18 a na základě těchto parametrů budou upraveny matice hmotnosti a tuhosti do následujících tvarů, kde momenty setrvačnosti J_4 a J_5 se skládají ze zmíněných částí v kapitole 7.5.

ROZŠÍŘENÁ MATICE HMOTNOSTI

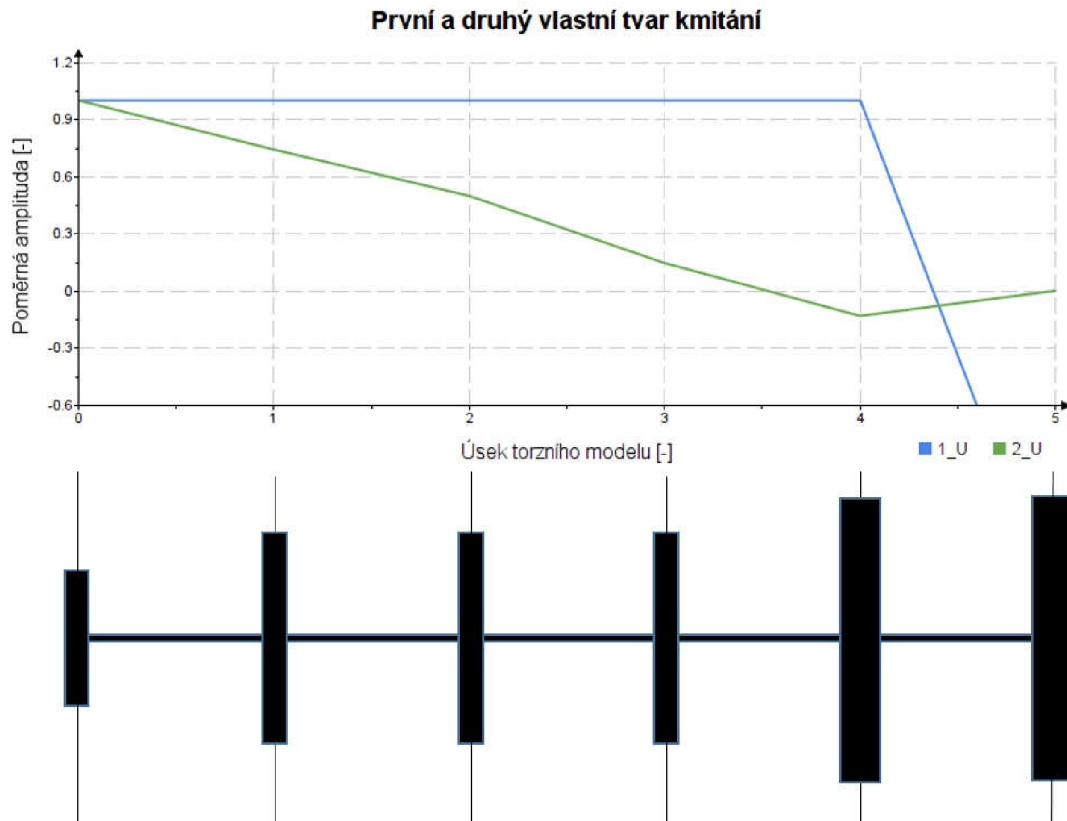
$$M = \begin{bmatrix} J_{red_vk} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{red_z1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{red_z2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{red_z3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_5 \end{bmatrix} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

ROZŠÍŘENÁ MATICE TUHOSTI

Kde tuhost k_5 představuje dynamickou torzní tuhost pružné spojky.

$$K = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & -k_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 + k_5 & -k_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_5 & k_5 \end{bmatrix} \quad [\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}]$$

PRŮBĚH TORZNÍHO KMITÁNÍ ROZŠÍŘENÉ SOUSTAVY



Obr. 61 Průběh prvního a druhého vlastního tvaru kmitání rozšířené soustavy

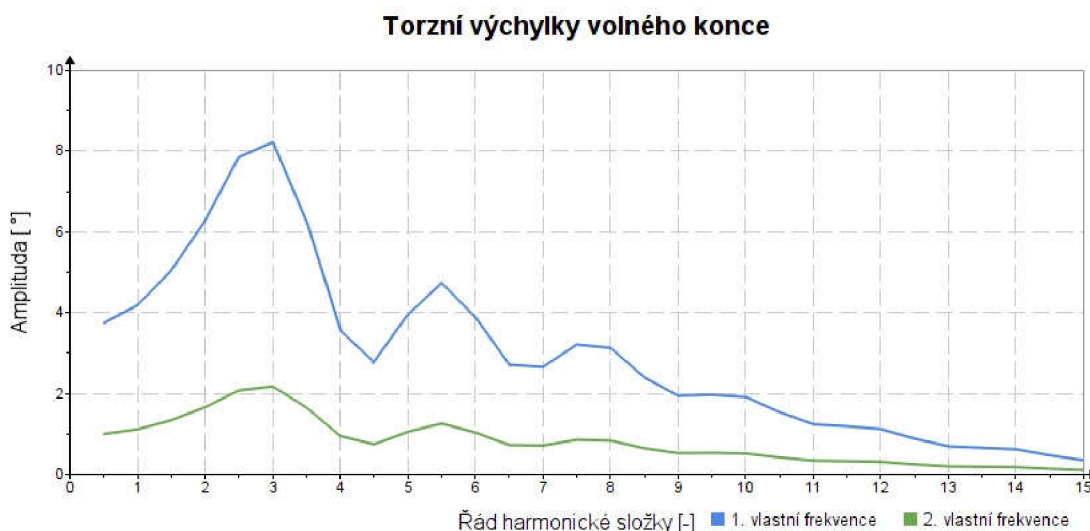
Tab. 19 Hodnoty frekvencí vlastního torzního kmitání prvního a druhého řádu rozšířené soustavy

Vlastní frekvence Ω	f [Hz]	n [min^{-1}]
Ω_1	5,1	305,0
Ω_2	387,2	23 232,7

Je patrné podle obr. 61, že se oproti předchozí soustavě uzel kmitání přesunul o úsek dále, tedy mezi dynamometr a připojení k experimentálnímu jednoválcovému agregátu. Podle průběhu představující jednonuzlové kmitání je patrné, že se amplituda v úseku 0 – 4 téměř nemění. Dle vypočtených hodnot není jednonuzlové kmitání podstatné, jelikož frekvence vlastního kmitání neleží ve spektru rozsahu pracovních otáček soustavy. Jako důležité se jeví kmitání dvojnuzlové, jelikož od řádu 10,5 naopak náleží do rozsahu provozních otáček viz tabulka 18. Při porovnání tab. 10, tedy předchozí soustavy bez pružné spojky a spojovacího hřídele s tab. 19, která reprezentuje hodnoty vlastních frekvencí rozšířeného mechanismu je patrné, že došlo k značnému snížení jednotlivých frekvencí.

Z hlediska poškození není vlastní torzní kmitání natolik nebezpečné, jako problematika vynuceného torzního kmitání při testování agregátu. Proto je opět zaměřena pozornost na torzní výchylky volného konce, jako tomu bylo v předchozím modelu.

VÝCHYLKY VOLNÉHO KONCE



Obr. 62 Torzní výchylky volného konce rozšířené soustavy

Na obr. 62 jsou znázorněny průběhy první a druhé vlastní frekvence volného konce. Nutno podotknout, že se průběhy liší od původní soustavy, co se týče velikosti amplitud.

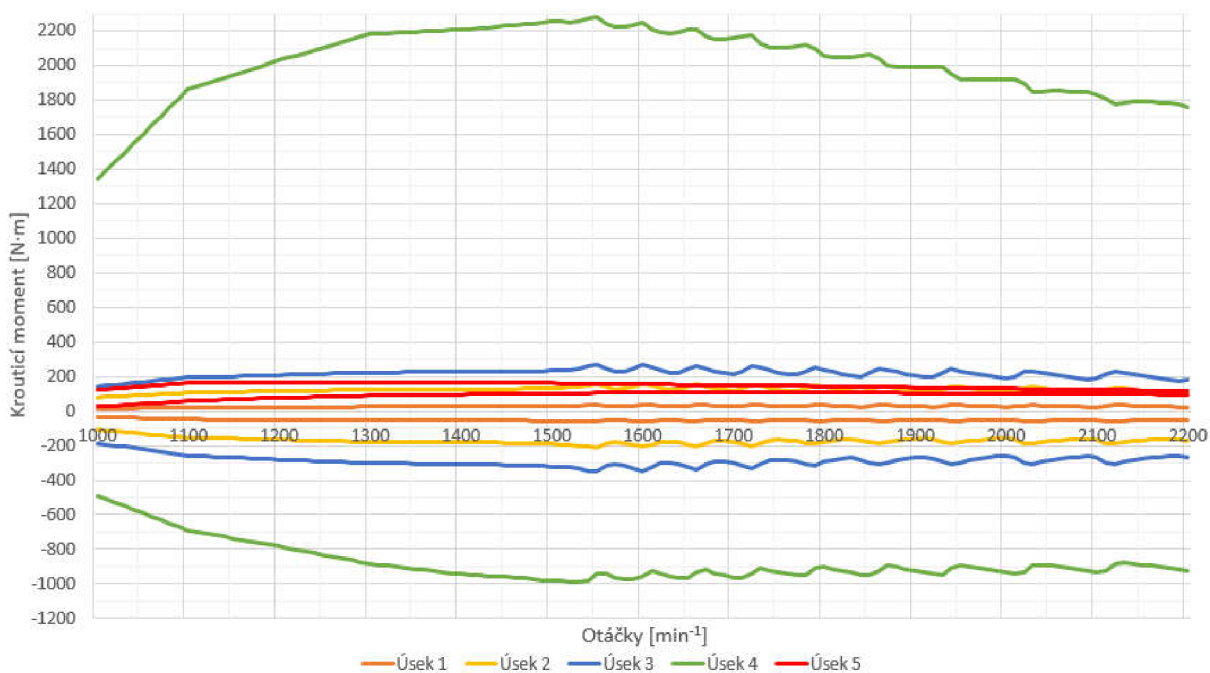
7.5.2 ANALÝZA DAT BUDÍCÍCH MOMENTŮ ROZŠÍŘENÉ SOUSTAVY

Na základě příslušných momentů setrvačnosti z tab. 9 rozšířené o momenty setrvačnosti spojovacího elementu z tab. 18 a torzních tuhostí, včetně torzní tuhosti pružné spojky. Byl opět proveden výpočet vynuceného kmitání ve frekvenční doméně. Budící momenty byly opět vypočteny ze sady naměřených indikátorových diagramů.

Na obr. 63 jsou vyneseny průběhy periodických krouticích momentů v závislosti na otáčkách pro jednotlivé úseky, jako tomu bylo v kapitole 6.7.6 pro porovnání výchozího tříválcového motoru s modifikovaným jednoválcovým agregátem. Tentokrát se jedná o úseky počínaje od řemenice, který je označen, jako úsek 1, po úsek znázorňující spojení dynamometru s agregátem označen, jako úsek 5.

Z obr. 63. je patrné, že se průběhy v jednotlivých úsecích nijak zvláště nezměnily oproti původní soustavě. Maximální a minimální hodnoty krouticího momentu nacházející se ve čtvrtém úseku, se liší jen nepatrně, jak je možné vidět v tab. 20, proto není nutné ověřovat pevnostní výpočet klikové hřídele, případná změna bezpečnosti vůči vysokocyklové únavě bude minimální.

Důležitý je nyní poslední pátý úsek, tedy namáhání spojovacího elementu, kde z maximální hodnoty točivého momentu lze stanovit namáhání pružné spojky, přičemž odečtené maximální hodnoty se nacházejí v tab. 20.



Obr. 63 Periodické průběhy momentů rozšířené soustavy

Pro lepší znázornění jednotlivých průběhů momentů v jednotlivých úsecích, kde se hodnoty nacházejí v přibližném rozsahu, je skryt úsek 4. představující část od třetího válce k setrvačnicku.



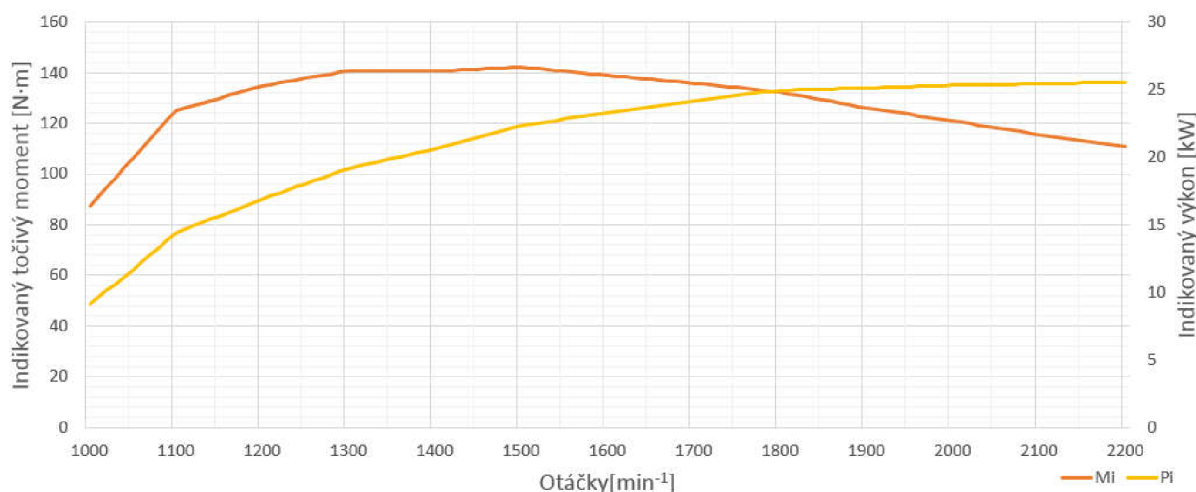
Obr. 64 Podrobnější znázornění periodických momentů rozšířené soustavy bez 4. úseku

Tab. 20 Maxima hodnot nacházející se ve spojovacím elementu

Poloha	Maximální moment [N·m]	Minimální moment [N·m]
Úsek 4	2 278,3	-986,1
Úsek 5	167,5	107,6

7.5.3 INDIKOVANÝ TOČIVÝ MOMENT

Díky středním hodnotám momentů náležejícím příslušným úsekům torzní soustavy v časových průbězích, které byly také určeny na základě indikátorových diagramů, lze vynést takzvaný indikovaný moment. Na základě známého indikovaného momentu a otáček, lze znázornit i indikovaný výkon.



Obr. 65 Průběh indikovaného točivého momentu modifikovaného agregátu s dynamometrem

7.6 KONTROLNÍ VÝPOČET SPOJOVACÍHO ELEMENTU

Na základě určeného maximálního periodického momentu v úseku představující spojovací element zkušebního agregátu s dynamometrem, je možné určit namáhání pružné spojky samotného výrobce.

Pro kontrolu provozuschopnosti spojovacího elementu, zvláště pružné spojky poslouží již zmiňovaný katalog od společnosti Reich, kde výrobce uvádí jednotlivé vztahy pro výpočtovou kontrolu. Na základě určené maximální hodnoty momentu z tab. 20 budou provedeny následující kontrolní výpočty.

Výrobce uvádí, že pro výběr pružné spojky musí být splněny určité podmínky. Při každém zatížení pružné spojky musí být brán v úvahu maximální přípustný nominální krouticí moment, který nesmí být překročen a je stanoven výrobcem podle konkrétní pružné spojky. V příslušném vztahu (73) se vyskytuje i několik koeficientů, jako je například součinitel teploty. Rostoucí okolní teplota a tím i s rostoucí koeficient teploty má vliv na samotnou únosnost pružné spojky [20], [22].

$$T_{KN} \geq T_{AN} \cdot S_t \cdot S_B \quad (73)$$

Nominální točivý moment:	T_{KN}	[N·m]
Provozní krouticí moment na hnané straně:	T_{AN}	[N·m]
Koeficient teploty:	S_t	[-]
Koeficient provozu:	S_B	[-]

Další uvedený vztah (75) se vztahuje k únavovému poškození během provozování upraveného agregátu a tím i spojovacího elementu. Opět je stanovena hodnota, kterou nesmí periodicky působící moment překročit. Aby bylo možné patřičný vztah uplatnit, je nutné nejdříve stanovit koeficient frekvence (74), ten je závislý na provozních otáčkách agregátu.

$$S_f = \sqrt{\frac{f_x}{10}} \quad (74)$$

Koeficient frekvence:	S_f	[-]
Frekvence otáčení klikové hřídele:	f_x	[-]

$$T_{KW} \geq T_W \cdot S_f \cdot S_t \quad (75)$$

Dovolený únavový točivý moment pružné spojky:	T_{KW}	[N·m]
Nejvyšší únavový moment (amplituda momentu pružné spojky):	T_W	[N·m]
Koeficient frekvence:	S_f	[-]
Koeficient teploty:	S_t	[-]

Tab. 21 Parametry pro kontrolu pružné spojky

Parametr	Hodnota	Jednotka
T_{AN}	167,5	[N·m]
T_W	39,0	[N·m]
T_{KN}	250	[N·m]
T_{KW}	80	[N·m]
S_B	1,1	[-]
S_f	1,47	[-]
S_t	1,25	[-]
f_x	21,67	[-]

V tab. 21 se nacházejí vstupní parametry pro kontrolní výpočet provozuschopnosti pružné spojky, a to při otáčkách 1300 min^{-1} , kdy je dosaženo nejvyššího únavového zatížení od točivého momentu. Dle výpočtů jednotlivých uvedených podmínek (73-75), které se nacházejí v příloze 1, jsou zmíněné podmínky splněny.

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout koncepci úpravy tříválcového vznětového motoru na zkušební jednoválcový agregát. To na základě obdržené výchozí výkresové dokumentace. Dále vypracovat konstrukční dokumentaci potřebných dílů pro modifikaci a provést výpočtovou kontrolu hlavních částí modifikovaného zkušebního jednoválcového agregátu. Posledním úkolem bylo navrhnout spojení modifikovaného agregátu s dynamometrem.

První část diplomové práce je věnována úvodu do problematiky vznětových motorů, které jsou v dnešní době doposud stěžejními agregáty v oblasti nejen nákladní dopravy.

Následně je uvedena rešerše týkající se problematiky experimentálních jednoválcových agregátů, kde byly uvedeny jednotlivé společnosti, které se zmíněnou problematikou zabývají, včetně řad a parametrů jejich experimentálních agregátů. Dále byly vytvořeny jednotlivé modely základních částí výchozího tříválcového vznětového motoru, a to na základě již zmíněné výkresové dokumentace. Posléze byl proveden rozbor samotné kinematiky či dynamiky klikového ústrojí.

Další část je věnována samotné modifikaci výchozího tříválcového motoru na experimentální jednoválcový agregát, kdy byla na prvním a druhém válci odejmuta pístní a ojnicí skupina. Takto modifikovaný agregát bylo následně nutné vyvážit, proto navazuje část týkající se vyvažování posuvných a rotujících částí setrvačných sil. Setrvačné síly rotujících sil byly vyváženy na základě principu redukce ojnice. Navrhly se přípravky, které se aplikovaly na ojnicí čepy modifikovaných válců, které zmíněnou problematiku rotujících setrvačných sil zcela vyvážily. Setrvačné síly posuvných částí prvního řádu se z části přemístily do roviny kolmé k ose válce, díky metodě částečného vyvážení, kdy byl v protizávaží třetího válce odebrán základní materiál a vložena wolframová jádra. Tím bylo zajištěno rovnoměrnější zatížení hlavních ložisek.

Po zmíněné modifikaci agregátu byla vytvořena náhradní torzní soustava, pomocí odečtených momentů setrvačnosti z modelů za pomoci programu Creo Parametric 4.0, kde byly příslušné modely zhotoveny a určených redukováných délek jednotlivých částí klikového mechanismu pro stanovení torzních tuhostí. Sestavený náhradní torzní model následně posloužil pro výpočty vlastních frekvencí a tvarů vlastního torzního kmitání. Následovala harmonická analýza budícího momentu s výpočtem vynuceného kmitání a stanovení kritických otáček soustavy. Následující kroky spočívaly v analýze torzních výchylek volného konce a budících momentů.

Navazující část spočívá v analýze provozuschopnosti klikového hřídele, kdy byla provedena pevnostní analýza pomocí metody konečných prvků v programu ANSYS, za použití metody LSA (Local Stress Analysis). Na základě provedeného výpočtu vynuceného kmitání ve frekvenční doméně a z vypočtených budících momentů, které byly určeny ze sady indikátorových diagramů, bylo určeno maximální zatížení od příslušného momentu a síly od tlaku plynů. Výsledné kritické místo se nachází na ojnicím čepu třetího válce, jak je patrné z kapitoly 6.8.4. Po navazujícím výpočtu bezpečnosti týkající se vysokocyklové únavy vychází přijatelná hodnota vypovídající o provozuschopnosti klikového hřídele.

Posledním úkolem bylo navrhnout spojení mezi zmíněným modifikovaným experimentálním agregátem a dynamometrem. Co se této problematiky týče, spojování je realizováno pomocí spojovacích hřídelů, ať už kardanovými, či takzvanými constant velocity shaft.

Jako vhodným řešením se jeví spojovací hřídel s pružnou spojkou od společnosti Reich, která poskytuje mnoho parametrů týkajících se spojovacích hřídelů včetně pružných spojek. Byla tedy vybrána konkrétní pružná spojka s příslušnou dynamickou torzní tuhostí, která dokáže přenést požadovaný točivý moment a zároveň zamezí, aby takto rozšířená soustava nebyla provozována při kritických (rezonančních) otáčkách.

Na základě připojovacích rozměrů spojovací hřídele, které uvádí samotný výrobce, bylo nutné navrhnout příruby umožňující připojení experimentálního agregátu a dynamometru. Příruby se skládají ze dvou částí z důvodu aplikace. Základní rozměry včetně roztečných kružnic šroubů s vnitřním šestihranem, byly určeny jednak z modelu klikové hřídele a katalogu zmíněné společnosti.

Rozšířená torzní soustava o spojovací hřídel a pružnou spojkou byla znovu podrobena analýze pro výpočet vlastních frekvencí a tvarů torzního kmitání, kdy byl zaznamenán pokles vlastních frekvencí. Opětovná analýza dat týkající se periodických momentů poukazuje na to, že se průběhy týkající se jednotlivých úseků příliš nezměnily, z toho vyplývá, že vliv na hodnotu bezpečnosti týkající se vysokocyklové únavy, je nepodstatný.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Tprom: Ocel k zušlechťování ČSN 15142. Tprom: Ocel k zušlechťování ČSN 15142 [online]. V Ráji 1204 53002 Pardubice: T-PROM, 2009 - 2015 [cit. 2021-6-11]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/wiki/ocel/15142>
- [2] Tumlikovo: MetalCuttingTechnologies. Tumlikovo: Metal Cutting Technologies [online]. 2010, 2010 [cit. 2021-6-11]. Dostupné z: <http://www.tumlikovo.cz/nizkolegovane-konstrukcni-oceli-tridy-14-jejich-slozeni-a-tepelne-zpracovani/>
- [3] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. HNACÍ ÚSTROJÍ (Přednáška): VYVAŽOVÁNÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU. Vysoké učení technické v Brně, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2012.
- [4] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. HNACÍ ÚSTROJÍ (Přednáška): VYVAŽOVÁNÍ ŘADOVÝCH MOTORŮ – TRÍVÁLEC. Vysoké učení technické v Brně, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2012.
- [5] HROMÁDKO, Jan. Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol. 2011. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [6] Naftové motory čtyřdobé, 1. díl. Druhé. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1963. ISBN Kolektiv VÚNM a ČKD.
- [7] ANCORA PRAHA: Wolfram – těžký kov. ANCORA PRAHA: Wolfram – těžký kov [online]. Praha, 2019, 2019 [cit. 2021-6-18]. Dostupné z: <https://ancorapraha.cz/wp-content/uploads/Wolfram-tezky-kov-WSM.pdf>
- [8] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. HNACÍ ÚSTROJÍ (Přednáška): Kinematika centrického klikového mechanismu. Vysoké učení technické v Brně, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2012.
- [9] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. HNACÍ ÚSTROJÍ (Přednáška): Síly a momenty v klikovém mechanismu. Vysoké učení technické v Brně, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2012.
- [10] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. HNACÍ ÚSTROJÍ (Přednáška): Zatížení částí klikového mechanismu. Vysoké učení technické v Brně, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2012.
- [11] KOVAŘÍK, L., V. FERENCEY, R. SKALSKÝ a L. ČÁSTEK. Konstrukce vozidlových spalovacích motorů. Praha: Naše vojsko, 1992. ISBN 80-206-0131-7.
- [12] WILSON, W. Ker. Practical solution of torsional vibration problems. Volume I. London: Chapman Hall, 1942.
- [13] PÍŠTĚK, Václav a Josef ŠTĚTINA. Pevnost a životnost. Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1993. ISBN 80-214-0474-4.

- [14] NOVOTNÝ, Pavel. Vibrace a hluk vozidel (Přednáška): Kmitání systému s více stupni volnosti a základy metody konečných prvků. Vysoké učení technické v Brně, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2019.
- [15] DRÁPAL, Lubomír. Hnací ústrojí šestiválcového leteckého motoru [online]. Brno, 2008 [cit. 2021-7-5]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=6871. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [16] NOVOTNÝ, Pavel. Počítačové simulace v automobilovém průmyslu II (Přednáška): Aplikované metody řešení únavového poškození I. Vysoké učení technické v Brně, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2019.
- [17] Laboratoř pro zkoušení a testování spalovacích motorů: Zkušební stanoviště pro maloobjemové motory. Laboratoř pro zkoušení a testování spalovacích motorů: Zkušební stanoviště pro maloobjemové motory [online]. Brno, 2021, 2001-2021 [cit. 2021-7-13]. Dostupné z <http://www.uadi.fme.vutbr.cz/prumysl-a-sluzby-zkusebny-motorove-stanovist>
- [18] MARTYR, Anthony a M. A. PLINT. Engine testing: theory and practice [online]. Third edition. Amsterdam: Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, 2007 [cit. 2021-7-13]. ISBN 978-0-7506-8439-2. Dostupné z: <https://fddocuments.in/reader/full/engine-testing-theory-and-practice>
- [19] Torzně pružné spojky. Torzně pružné spojky [online]. Brno: BMC - TECH s.r.o [cit. 2021-7-14]. Dostupné z: <https://bmc-tech.cz/c255-torzne-pruzne-spojky?page=2>
- [20] TOK COUPLING SYSTEM: Highly Flexible Coupling Shaft for Test Benches. TOK COUPLING SYSTEM: Highly Flexible Coupling Shaft for Test Benches [online]. Germany: Reich, 2020, 2020 [cit. 2021-7-14]. Dostupné z: <https://www.reich-kupplungen.com/en/products/highly-flexible-couplings/tok-coupling-system/>
- [21] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. Strojnické tabulky pro školu a praxi. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-718-3312-6.
- [22] Drive Technology for Industries: Components for mechanical engineering [online]. KTR Systems, 2021 [cit. 2021-7-29]. Dostupné z: <https://www.ktr.com/en/>
- [23] PAVELEK, Milan. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-802-1443-006.
- [24] TOMÁŠEK, Jaroslav a kolektiv. Stroje: Učební text pro 4. ročník středních průmyslových škol strojnických a pro nástavbové studium. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1966.
- [25] ŠTĚTINA, Josef. TERMOMECHANIKA ONLINE: Teorie spalovacích motorů - QTS (Přednáška). TERMOMECHANIKA ONLINE [online]. Brno, 2020, 2020 [cit. 2021-8-2]. Dostupné z: <https://sites.google.com/vutbr.cz/termomechanika/doma/teorie-spalovac%C3%ADch-motor%C5%AF-qts>

- [26] Tvorba směsi a spalování ve vznětových motorech. Tvorba směsi a spalování ve vznětových motorech: Praktická dílna [online]. AutoEXPERT, 2006 [cit. 2021-8-3]. Dostupné z: https://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2017/09/Tvorba_smesi_a_spalovani_ve_vznet.pdf
- [27] HOŠŤÁLEK, Petr. JIHOČESKÉ MOTOCYKLOVÉ MUSEUM České Budějovice: HENSCHEL nákladní typ 5 G. JIHOČESKÉ MOTOCYKLOVÉ MUSEUM České Budějovice: Původní článek pro Truck Magazin [online]. 2011 [cit. 2021-8-3]. Dostupné z: https://motomuseum-hostalek.cz/index.php?grhead=2&nav=01&id_group=12&t=_art_print&id_art=511
- [28] Nafta: VZNĚTOVÉ MOTORY ČZU/FAPPZ. DOCPLAYER: VZNĚTOVÉ MOTORY ČZU/FAPPZ [online]. 2019 [cit. 2021-8-3]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/108992921-Vznetove-motory-czu-fappz.html>
- [29] AVL Moravia: O společnosti. AVL Moravia: O společnosti [online]. [cit. 2021-8-9]. Dostupné z: <https://avl.jobs.cz/o-spolecnosti>
- [30] AVL FIRE Engine Simulation Environment Diesel: SINGLE CYLINDER RESEARCH ENGINE. AVL FIRE Engine Simulation Environment Diesel: SINGLE CYLINDER RESEARCH ENGINE [online]. 2020 [cit. 2021-8-9]. Dostupné z: https://www.avl.com/documents/10138/2703362/AVL_SCRE_ProductDescription_eng_2020.pdf
- [31] AVL FIRE Engine Simulation Environment Diesel: AVL SINGLE CYLINDER RESEARCH ENGINES. AVL FIRE Engine Simulation Environment Diesel [online]. 2014 [cit. 2021-8-9]. Dostupné z: <https://www.avlcf.com/documents/10138/885965/AVL+SCRE+ProductDescription+eng+2014.pdf>
- [32] COST-EFFICIENT, SINGLE CYLINDER RESEARCH ENGINES: FEV's advanced SCE Solution [online]. [cit. 2021-8-9]. Dostupné z: <https://sce.fev.com>
- [33] Ricardo sce brochure mar 2017: Single-Cylinder Research Engines. Single-cylinder research engines [online]. 2017 [cit. 2021-8-9]. Dostupné z: <https://d1v9sz08rbysvx.cloudfront.net/automotive/media/resources/downloads/ricardo-sce-brochure-mar-2017.pdf>
- [34] Ricardo single cylinder research engine will support DFCV in ongoing R&D [online]. 2016 [cit. 2021-8-9]. Dostupné z: <https://ricardo.com/news-and-media/news-and-press/ricardo-single-cylinder-research-engine-will-suppo>
- [35] Proteus - Ricardo Single Cylinder Research Engine Animation: Animation for the Proteus single cylinder engine design [online]. RicardoGroup, 2018 [cit. 2021-8-9]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=3UuQ_WH5MEU
- [36] MAHLE Powertrain: Single Cylinder Research Engines [online]. [cit. 2021-8-9]. Dostupné z: <https://www.mahle-powertrain.com/en/experience/single-cylinder/>

- [37] NOVOTNÝ, Pavel. Počítačové simulace v automobilovém průmyslu II (Přednáška): Klikový mechanismus. Vysoké učení technické v Brně, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2019.
- [38] SAJDL, Jan. Autolexicon net: Setrvačnick. ISSN 1804-2554. Dostupné také z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/setrvacnik/>
- [39] Počítačové simulace v automobilovém průmyslu II (Přednáška): Aplikované metody řešení únavového poškození. Vysoké učení technické v Brně, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2019.
- [40] HROMÁDKO, Jan. Spalovací motory (Přednáška): Kinematika a dynamika klikového ústrojí [online]. Praha: Česká zemědělská univerzita v Praze - Technická fakulta [cit. 2021-8-12]. Dostupné z: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwis0bC9zqvyAhX3gf0HHVcTC_cQFnoECBgQAQ&url=http%3A%2F%2Foppsmad.tf.czu.cz%2F%3Fq%3Dsystem%2Ffiles%2F5.P%25C5%2599.ppt&usg=AOvVaw0KDBEiC5U99XqgeNualUUa
- [41] ANSYS. Elastic Foundation Stiffness - ANSYS: ANSYS Technical Support Group. ANSYS, 2013. Dostupné také z: <https://www.yumpu.com/en/document/view/16905292/elastic-foundation-stiffness-ansys-users>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m·s ⁻²]	Zrychlení pístu
a_i	[-]	Poměrná amplituda kmitů
b	[m]	Tloušťka zalomení ramene
b_{hc}	[m]	Šířka hlavního čepu
b_{oc}	[m]	Šířka klikového čepu
b_p	[m]	Šířka příruby pro umístění setrvačnicku
b_w	[m]	Šířka ramene zalomení
c	[m]	Ložisková vůle
<i>CAD</i>	[-]	Computer aided Design
c_i	[N·m·rad ⁻¹]	Příslušná torzní tuhost
$C_{T\ dyn}$	[N·m/rad]	Dynamická torzní tuhost pružné spojky
<i>ČSN</i>	[-]	Česká technická norma
D	[mm]	Vrtání
D_{hc}	[m]	Průměr hlavního čepu
D_{kc}	[m]	Průměr klikového čepu
D_o	[m]	Průměr ojnicního čepu
<i>DOHC</i>	[-]	Double Overhead Camshaft
D_{red}	[m]	Redukovaný průměr
d_{sp}	[m]	Roztečný průměr šroubů pro upevnění setrvačnicku
d_{vnej_pr}	[m]	Vnější průměr hřídele
d_{vnitr_pr}	[m]	Vnitřní průměr hřídele
d_{vz}	[m]	Průměr vzorku
E	[Pa]	Youngův modul
\mathbf{E}	[-]	Jednotková matice
ε	[-]	Kompresní poměr
<i>EGR</i>	[-]	Exhaust Gas Recirculation
ε_k	[-]	Relativní vydatnost kmitů
f	[Hz]	Frekvence
F'_p	[N]	Síla od tlaku plynů působící na hlavu válce
F_c	[N]	Výsledná síla působící na píst
Fe	[-]	Železo
f_g	[-]	Korekční součinitel

F_o	[N]	Výsledná síla působící v ojnici
F_p	[N]	Síla od tlaku plynů působící na dno pístu
F_{Pmax}	[N]	Maximální síla od tlaku plynů
F_{psk}	[N]	Setrvačná síla pístní skupiny
F_r	[N]	Radiální složka výsledné síly působící v ojnici
F_{rc}	[N]	Výsledná radiální síla zatěžující ojniční čep
F_{ro}	[N]	Setrvačná síla rotující části ojnice
F_s	[N]	Celková setrvačná síla posuvných částí
F_{sI}	[N]	Setrvačná síla posuvných částí prvního řádu
F_{sII}	[N]	Setrvačná síla posuvných částí druhého řádu
F_t	[N]	Tangenciální složka výsledné síly působící v ojnici
f_x	[-]	Frekvence otáčení klikového hřídele
G	[GPa]	Modul pružnosti ve smyku
HMH	[-]	Hypotéza (Huber-Mises-Henckly)
i	[-]	Počet válců
i, j	[-]	Imaginární složka
I_o	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti ojnice
I_p	[m ⁴]	Polární kvadratický moment setrvačnosti
J_{imin}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti bloku na straně agregátu
J_2	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti pružné spojky
J_{HL}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti hřídele na straně agregátu
J_{HR}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti hřídele na straně dynamometru
J_{PL}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti příruby na straně agregátu
J_{pos}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti posuvných hmot
J_{PR}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti příruby na straně dynamometru
$J_{přiruba}$	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti hnacího konce
J_{red_hc}	[kg·m ²]	Celkový moment setrvačnosti na straně hnacího konce
J_{red_vk}	[kg·m ²]	Celkový moment setrvačnosti na straně volného konce
J_{rem}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti řemenice
J_{rot}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti rotujících hmot ojnice
J_{setr}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti setrvačnicku
$J_{setrvačnick}$	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti setrvačnicku včetně věnce
J_{v125}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti dynamometru

J_{venec}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti věnce
J_{vk}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti volného konce
$J_{zal_1,2}$	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti zalomení první a druhé kliky
J_{zal_3}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti zalomení třetí kliky
$J_{zal_c_1,2}$	[kg·m ²]	Celkový moment setrvačnosti zalomení první a druhé kliky
$J_{zal_c_3}$	[kg·m ²]	Celkový moment setrvačnosti třetího zalomení
K	[-]	Součinitel přetvoření setrvačných sil posuvných hmot
k	[N·m·rad ⁻¹]	Torzni tuhost hřídele
\mathbf{K}	[N·m·rad ⁻¹]	Matice tuhosti
k	[N·m·rad ⁻¹]	Hodnota tlumících odporů
k_p	[N·mm ⁻³]	Příslušná tuhost
k_{vcu}	[-]	Koeficient bezpečnosti vůči únavovému poškození
k_{vcu_kal}	[-]	Koeficient bezpečnosti vůči únavovému poškození po zakalení rádiusů
L	[m]	Délka ojnice
l_1	[m]	Délka hřídele s vnějším průměrem
l_2	[m]	Zbývající šířka hlavního čepu
l_3	[m]	Délka hřídele s dutou částí
L_{op}	[m]	Vzdálenost těžiště od malého oka ojnice
L_{or}	[m]	Vzdálenost těžiště od velkého oka ojnice
LPG	[-]	Liquefied Natural Gas
l_{red_rem}	[m]	Redukovaná délka na straně volného konce
l_{red_setr}	[m]	Redukovaná délka na straně hnacího konce
l_{red_zal}	[m]	Redukovaná délka zalomení klikového hřídele
LSA	[-]	Local Stress Analysis
\mathbf{M}	[kg·m ²]	Matice hmotnosti
m_2	[kg]	Hmotnost rotujících částí ojnice
MBS	[-]	Multibody System
M_i	[N·m]	Diskrétní hodnota točivého momentu
M_i	[N·m]	Indikovaný točivý moment
MKP	[-]	Metoda Konečných Prvků
M_{kr}	[N·m]	Krouticí moment
m_o	[kg]	Celková hmotnost ojnice
m_{op}	[kg]	Hmotnost posuvných částí ojnice

m_{or}	[kg]	Hmotnost rotujících částí ojnice
m_p	[kg]	Hmotnost posuvných částí
m_{psk}	[kg]	Hmotnost pístní skupiny
m_r	[kg]	Hmotnost rotujících částí
m_{rRED}	[kg]	Redukovaná hmotnost klikového hřídele
M_t	[N·m]	Točivý moment
M_t	[N·m]	Amplituda momentu náležející harmonické složce
m_v	[kg]	Hmotnost závaží
Ni	[-]	Nikl
N_i	[Hz]	Frekvence vlastního kmitání
n_j	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky
n_{kr}	[Hz]	Kritické otáčky
NSA	[-]	Nominal Stress Analysis
n_v	[min ⁻¹]	Volnoběžné otáčky
p	[Pa]	Tlak plynů
p_0	[Pa]	Tlak v klikové skříni
P_e	[W]	Efektivní výkon
p_e	[Pa]	Střední efektivní tlak
P_i	[kW]	Indikovaný výkon
r	[m]	Poloměr klikového hřídele
R_e	[MPa]	Mez kluzu
R_m	[Pa]	Mez pevnosti v tahu
r_v	[m]	Poloměr polohy těžiště protizávaží
s	[m]	Dráha pístu
S_B	[-]	Koeficient provozu
S_f	[-]	Koeficient frekvence
S_p	[m ²]	Čelní plocha pístu
S_t	[-]	Koeficient teploty
T	[-]	Označení těžiště
t	[s]	Čas
T_{AN}	[N·m]	Provozní krouticí moment na hnané straně
T_{KN}	[N·m]	Nominální točivý moment
T_{KW}	[N·m]	Dovolený únavový točivý moment pružné spojky

T_W	[N·m]	Nejvyšší únavový moment
V	[m ³]	Objem
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost pístu
W	[-]	Wolfram
W_r	[m ³]	Modul průřezu v krutu
x	[-]	Celočíselný násobek
X_o	[m]	Šířka ojnicního čepu
XX_l	[m]	Vzdálenost mezi příslušnými body
Z	[mm]	Zdvih
α	[rad]	Úhel natočení klikového hřídele
α	[-]	Součinitel tvaru
β	[°]	Úhel odklonu ojnice od osy válce
β	[-]	Součinitel vrubu
Δa_i	[-]	Poměrné zkroucení hřídele
η_σ	[-]	Vliv velikosti součásti
κ	[-]	Řád harmonické složky
λ	[-]	Klikový poměr
ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota tekutiny
σ_1	[MPa]	Hlavní napětí
σ_{cOHYB}	[MPa]	Mez únavy materiálu v ohybu
σ_{cTAH}	[MPa]	Mez únavy materiálu v tahu/tlaku
σ_{ea}	[MPa]	Amplituda ekvivalentního napětí
σ_{em}	[MPa]	Střední hodnota ekvivalentního napětí
σ_{eX}	[MPa]	Maximální napětí na povrchu
σ_{eXI}	[MPa]	Minimální napětí pod povrchem
σ_{max}	[MPa]	Maximální hodnota ekvivalentního napětí
σ_{min}	[MPa]	Minimální hodnota ekvivalentního napětí
σ_{VM}	[MPa]	Rozložení napětí Von Mises
τ	[Pa]	Přídavné torzní napětí
τ_{dk}	[MPa]	Dovolená hodnota napětí v krutu
ν	[rad]	Úhel natočení ramen klikového hřídele
ν_σ	[-]	Součinitel pravděpodobnosti přežití
φ	[rad]	Úhel zkroucení hřídele

ϕ_{tvr}	[rad]	Torzni výchylka v rezonanci
χ_R	[mm ⁻¹]	Poměrný gradient
ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost
Ω	[rad·s ⁻¹]	Vektor vlastních frekvencí

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Výpočtová zpráva	
Příloha 2 – Výkres součásti – jádro prvního typu	č. v. 4-DP/21-01
Příloha 3 – Výkres součásti – jádro druhého typu	č. v. 4-DP/21-02
Příloha 4 – Výkres součásti – jádro třetího typu	č. v. 4-DP/21-03
Příloha 5 – Výkres součásti – vývažný přípravek	č. v. 3-DP/21-04
Příloha 6 – Výkres součásti – příruba 1	č. v. 3-DP/21-05
Příloha 7 – Výkres součásti – příruba 2	č. v. 3-DP/21-06
Příloha 8 – Výkres součásti – příruba 3	č. v. 3-DP/21-07
Příloha 9 – Výkres součásti – příruba 4	č. v. 3-DP/21-08
Příloha 10 – Výkres součásti – adaptace klikového hřídele	č. v. 2-DP/21-00