



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

**POHONNÉ ÚSTROJÍ ČTYŘVÁLCOVÉHO ŘADOVÉHO
ZÁŽEHOVÉHO LETECKÉHO MOTORU**

POWERTRAIN OF FOUR-CYLINDER IN-LINE GASOLINE AIRCRAFT ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Vít Novák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

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

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

Pohonné ústrojí čtyřválcového řadového zážehového leteckého motoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh uspořádání a kontrola dynamiky pohonného ústrojí čtyřválcového řadového zážehového leteckého motoru.

Cíle diplomové práce:

Sestavit dynamický model pohonného ústrojí a provést výpočty dynamického namáhání.

Provést pevnostní kontrolu klíčových komponent pohonného ústrojí a navrhnout případné konstrukční modifikace.

Vypracovat výrobní dokumentaci vybraných komponent pohonného ústrojí.

Seznam doporučené literatury:

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Warrendale, PA: SAE International, c1995. ISBN 1560917342.

ZIMA, Stefan. Kurbeltriebe: Konstruktion, Berechnung und Erprobung von den Anfängen bis heute. 2. vyd. Wiesbaden: Vieweg, 1999. ISBN 3-528-13115-2.

FUCHS, Anton. Automotive NVH technology. New York, NY: Springer Berlin Heidelberg, 2015. ISBN 978-3-319-24053-4.

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Těžištěm této práce je zjistit namáhání klikového mechanismu invertního pístového leteckého motoru Walter Mikron III C UL od výrobce PARMA – TECHNIK, s.r.o. Hlavní metodou výpočtu je numerická metoda konečných prvků pomocí programu ANSYS Workbench, modul Static structural a Transient structural. V softwaru GT-SUITE byl zjištěn přibližný indikovaný tlak ve válci během pracovního cyklu, který byl použit pro následný výpočet kinematiky a dynamiky klikového mechanismu v programu MATLAB i pro definování zatížení v programu ANSYS. Dílčími cíli jsou navrzení možných úprav v konstrukci klikového mechanismu a uvedení možné výkonové rezervy motoru.

V diplomové práci je též stručně shrnuta historie a vývoj leteckých pístových motorů firmy Walter, která daný motor vyvinula, a řadě motorů Walter Mikron.

KLÍČOVÁ SLOVA

Letecký pístový motor, invertní motor, kinematika a dynamika klikového mechanismu, Walter Mikron, metoda konečných prvků, Matlab, ANSYS, GT-SUITE

KEYWORDS

Aircraft piston engine, invert engine, kinematics and dynamics of crank mechanism, Walter Mikron, finite element method, Matlab, ANSYS, GT-SUITE

ABSTRACT

The focus of this work is to determine the stress of the crank mechanism of the inverted piston aircraft engine Walter Mikron III C UL from the manufacturer PARMA - TECHNIK, s.r.o. The main method of calculation is the numerical finite elements method using the program ANSYS Workbench, the module Static structural and Transient structural. The approximate indicated cylinder pressure during the duty cycle was determined in the GT-SUITE software. The partial goals are to propose possible modifications in the construction of the crank mechanism and to state the possible power reserves of the engine.

The diploma thesis also briefly summarizes the history and development of aircraft piston engines from the company Walter, which developed the engine, and the line of Walter Mikron engines.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NOVÁK, Vít. *Pohonné ústrojí čtyřválcového řadového zážehového leteckého motoru*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/125174>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 68 s. Vedoucí práce Václav Píštěk.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 26. června 2020

.....

Bc. Vít Novák

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji své rodině za stálou, silnou morální i materiálovou podporu během mého celého studia. Bez ní bych se nemohl stát tím, kým jsem. Dále děkuji panu Václavu Píštěkovi, vedoucímu této závěrečné práce, za cenné rady, ochotu pomoci a pozitivní přístup nejen při zpracovávání diplomové práce.

OBSAH

Úvod	11
1 Walter Mikron	12
1.1 A. S. Walter	12
1.2 Letecký motor Walter Mikron	13
1.3 PARMA-TECHNIK Walter Mikron III C UL.....	14
2 Pístové letecké motory	17
2.1 Požadavky a rozdělení motorů.....	17
2.2 Klikový mechanismus.....	18
2.2.1 Píst	18
2.2.2 Ojnice	19
2.2.3 Kliková hřídel	19
2.3 Kinematika klikového mechanismu.....	20
2.3.1 Kliková hřídel	20
2.3.2 Píst	21
2.3.3 Ojnice	25
2.4 Dynamika klikového mechanismu.....	28
2.4.1 Setrvačné síly.....	28
2.4.2 Síly od tlaku plynů.....	30
2.5 Celkové silové působení v klikovém mechanismu.....	31
2.5.1 Síly působící v ose válce	32
2.5.2 Síly v ose ojnice a na stěnu válce	33
2.5.3 Síly působící na ojniční a hlavní čep.....	34
2.5.4 Výsledný průběh kroutícího momentu	36
2.6 Namáhání klikového mechanismu.....	37
2.6.1 Píst	37
2.6.2 Ojnice	38
2.6.3 Kliková hřídel	38
3 1D simulace motoru Mikron III C UL.....	40
3.1 Příprava simulace.....	40
3.2 Výsledky simulace	40
4 Pevnostní analýza klikového mechanismu Mikron	43
4.1 Modální analýzy klikové hřídele	43
4.1.1 Modální analýza vázaná	43
4.1.2 Modální analýza volná.....	45
4.2 Pevnostní analýza klikové hřídele	46
4.3 Pevnostní analýza pístu.....	49
4.4 Pevnostní analýza ojnice.....	51
4.4.1 Příprava analýzy	51
4.4.2 Výsledky analýzy	52
4.5 Transientní úloha odvozeného jednoválce.....	55
4.5.1 Příprava analýzy	56
4.5.2 Výsledky analýzy	58

5	Návrh úprav.....	62
	Závěr	64
	Seznam použitých zkratek a symbolů	66
	Seznam příloh.....	68

ÚVOD

Tato diplomová práce se věnuje pohonnému ústrojí leteckého čtyřdobého zážehového invertního motoru Walter Mikron III C UL, který v současné době vyrábí a dále vyvíjí firma PARMA–TECHNIK, s.r.o. Luhačovice. Společnost poskytla toto téma k zpracování.

Historie tohoto vzduchem chlazeného motoru s rozvodem OHV se datuje k polovině 30. let 20. století, kdy jej navrhl Ing. František Adolf Barvitijs ve firmě Walter. Jednalo se o nejmenší motor invertní řady motorů Walter. Před 2. světovou válkou byla uvedena ještě verze Mikron II pro soutěžní účely. Po válce dalším vývojem vznikla verze Mikron III, na jejíchž základech je vyvíjen dodnes.

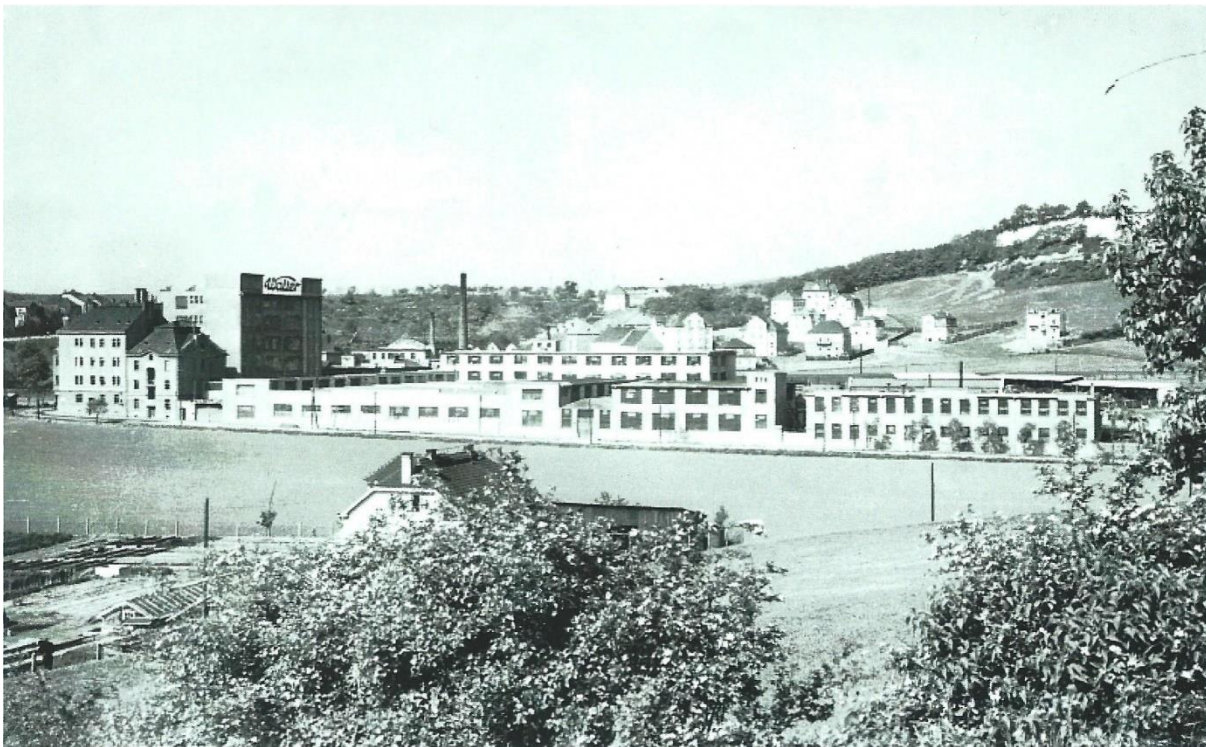
Vzhledem k těmto skutečnostem vznikl požadavek na prověření hnacího ústrojí současné verze motoru Walter Mikron moderními výpočtářskými přístupy (metoda konečných prvků, 1D simulace apod.) umožňující lépe nahlédnout do vnitřního působení v součástech motoru a interakce mezi nimi. Pro tyto účely byl vypočítán (nejen) průběh tlaku ve válci ($p - \alpha$ diagram) pomocí 1D simulace v softwaru GT-SUITE, který nahradil všemi směry nákladnou indikaci motoru. To sloužilo pro hlavní část této práce – analytický výpočet kinematiky a dynamiky hnacího ústrojí a výpočet namáhání hnacího ústrojí metodou konečných prvků a nastítnit tak možnosti navýšení výkonu motoru nebo redukce hmotnosti.

1 WALTER MIKRON

Tento letecký pístový čtyřtaktní zážehový vzduchem chlazený motor s rozvodem OHV byl představen v roce 1935 firmou A. S. Walter. Byl uveden spolu s větším čtyřválcem Minor 4 a stal se nejmenším motorem invertní řady motorů. Mikron se vyznačoval nízkou hmotností a vysokou spolehlivostí, čímž se odlišoval od ostatních motorů určených pro malá sportovní letadla konkurenčních výrobců.

1.1 A. S. WALTER

Počátky firmy A. S. Walter se datují k roku 1903, kdy Josef Walter představil a nabídl veřejnosti své první motokolo, vybavené jednoválcovým motorem vlastní konstrukce o výkonu 3 koňských sil v zesíleném rámu jízdního kola. To zaznamenalo úspěch mezi zákazníky a vývoj motokol pokračoval dvouválcovým modelem, jehož motor byl favoritem vytrvalostních i rychlostních závodů doma i za hranicemi. Pokračoval prototypem automobilu, který se ovšem neujal, až k velmi populární motorové tříkolce (dvoumístná, později pro čtyři) představené v roce 1910, která byla vybavená silnějším motorem, zpátečkou a plátěnou střechou. Dostavil se opět velký úspěch u zákazníků (poloviční cena oproti konkurenčnímu automobilu).



Obr. 1 Areál firmy Walter v roce 1930 [1]

V roce 1911 Josef Walter zakládá spolu s dalšími osmi společníky, významnými průmyslníky, podnikateli nebo úředníky firmu Walter. Walter se obklopoval velmi schopnými spolupracovníky a chtěl po nich víc než jen nejlepší práci. Továrna se v roce 1913 přestěhovala do nově vybudovaných hal v Jinonicích, kam přesunula výrobu kol, motocyklů, tříkolek, a hlavně poskytl místo i pro stavbu vlastních automobilů.

Po vzniku samostatného Československa se začíná zajímat vedení Waltrovky o zakázky leteckých motorů pro tehdejší Ministerstvo obrany. S tím nesouhlasí zakladatel Josef Walter, izoluje se od jednání svých kolegů ohledně leteckých motorů, a když se většina členů představenstva rozhodne pro zavedení výroby leteckých motorů, rezignuje Josef Walter na svoji funkci ředitele. V lednu 1922 odchází z funkce a zanechává i veškerý vliv na firmu.

Tím se firma postupně přeorientovala na výrobu leteckých motorů, která trvala až do 90. let 20. století. Prvními letadlovými motory vyrobenými firmou Walter byly v roce 1923 licenční motory BMW IIIa a zcela nový BMW IV. Motory vlastní konstrukce se začaly vyvíjet ve stejném roce a o rok později byly vyrobeny první prototypy hvězdicových pětiválců NZ-60 (označení plyne ze jmen původních konstruktérů motoru pánů Nováka a Zeithammera a výkonu v koňských silách). Dále pak pokračoval vývoj pístových motorů různých koncepcí a uspořádání. Po vynucené přestávce druhou světovou válkou následovalo znárodnění, přejmenování na Motorlet a začátek vývoje proudových motorů. V následujících letech už v Jinonicích vznikají pouze proudové nebo turbovrtulové motory zejména pro vojenské účely (např. letouny L-29, MiG-15, Let L-410 aj.). V 90. letech zanikl odbyt pro SSSR, fabrika se štěpila na menší specializované provozy a dnešním nástupcem a majitelem firmy Walter je od roku 2007 firma GE Aviation Czech.

1.2 LETECKÝ MOTOR WALTER MIKRON

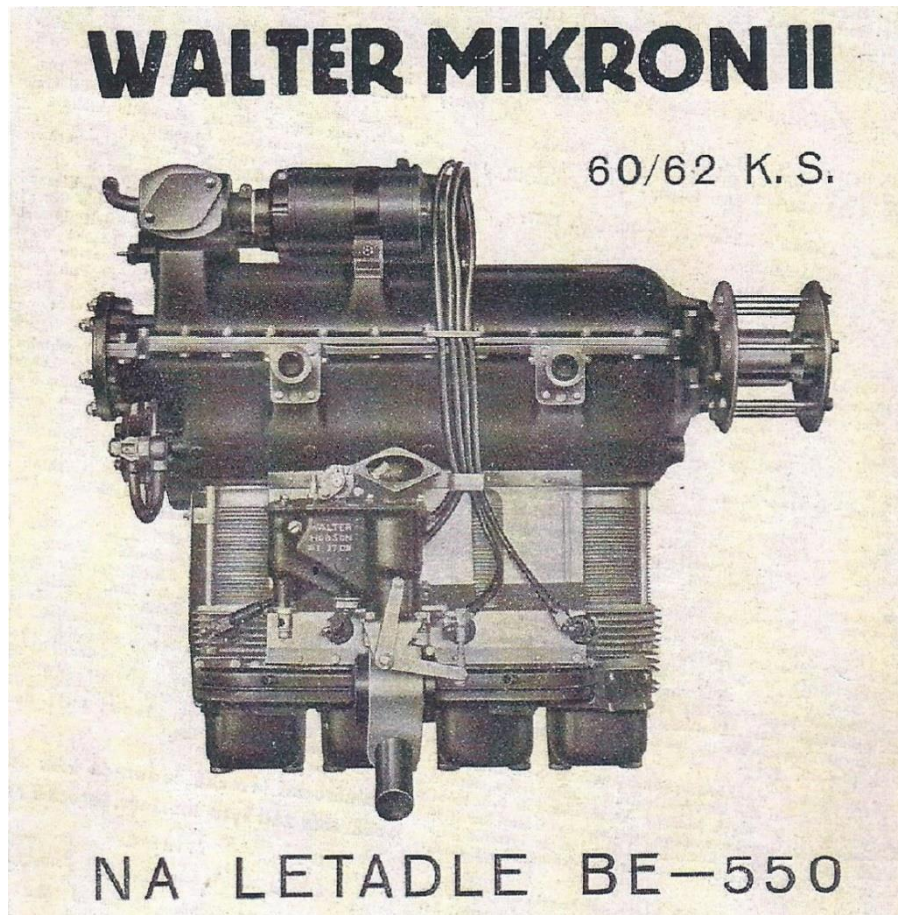
V polovině 20. let 20. století začínají ustupovat hvězdicové motory malých a středních výkonů motorům řadovým, které se vyznačovaly klidným chodem a mnohem menším čelním odporem. V letech 1926 a 1927 firma De Havilland zavedla u řadových motorů další změnu – otočili je vzhůru nohama a dali vzniknout invertním řadovým motorům. Koncepce se vyznačuje tím, že klikový hřídel je v horní části skříně a písty s ojnicemi a rozvodem visí pod ním. Tím se zlepšil výhled pilota a vyšší pozice osy vrtule umožnila snížení podvozků.



Obr. 2 Ing. F. A. Barvitiš konstruktér motoru Walter Mikron [2]

V roce 1931 šéfkonstruktér Waltrovky Ing. František Adolf Barvitiš zahajuje vývoj invertního čtyřválcového Junior o zdvihovém objemu $5,8 \text{ dm}^3$. Tím začal vývoj řady invertních motorů firmy Walter a v roce 1934 se objevuje nejmenší z motorů Mikron I o zdvihovém objemu $2,2 \text{ dm}^3$, který byl následně převrtán na $2,3 \text{ dm}^3$ a přejmenován na Mikron 4-II. Ihned

se prosadil na soutěžním poli i při překonávání rekordů zejména díky své spolehlivosti, nízké váze a vlastnostem nových letadel třídy „BiBi“ od firmy Beneš-Mráz.



Obr. 3 Walter Mikron II pro sportovní dvousedadlové letadlo BE-550 [2]

Pro tato letadla vznikla verze Mikron II o zmenšeném zdvihovém objemu 2 dm^3 , aby se vešla do soutěžní kategorie letadel do 2 litrů zdvihového objemu. Vrtání se zmenšilo z 85 mm na $81,5 \text{ mm}$ a výkon klesl na 45 k . Tato verze zaznamenala mezinárodní úspěch v rychlostních rekordech na 100 km a 1000 km a výškový rekord 4658 m z roku 1937. Avšak tento motor se dále nestavěl v sérii.

Úspěch sportovních letadel BiBi BE-550 mezi lety 1937 a 1939 zajistil, že se po válce začala ihned vyrábět verze Mikron III, která vycházela z Mikron 4-II a měla zvětšený objem válců na $2,44 \text{ dm}^3$ převrtáním z 80 na 90 mm . Jednalo se o jediný čistě předválečný motor, který se vrátil do výroby a vydržel do roku 1950. V roce 1985 se výroba obnovila v Aerotechnik Moravská Třebová a od roku 1999 provádí výrobu a údržbu PARMA-TECHNIK s.r.o. z Luhačovic, kam se postupně vývoj, výroba a údržba motorů přesunula.

1.3 PARMA-TECHNIK WALTER MIKRON III C UL

Dnešní verze motoru Walter Mikron, kterou vyrábí zmíněná firma PARMA-TECHNIK s.r.o., nese označení Mikron III C UL a je určena pro ultralehká letadla.

Jedná se o čtyřdobý zážehový vzduchem chlazený invertní řadový čtyřválec s rozvodem typu OHV a dvěma ventily na válec. Mazání je oběžné tlakové se suchou skříní, externí olejovou nádržkou a dvěma olejovými čerpadly (sací a výtlačné). Plnění motoru je řešeno spádovým karburátorem s přívodem paliva dvojitým membránovým čerpadlem 2M-50. Zapalování obstarávají dvě nezávislá magneta LUN 2225 se dvěma řadami zapalovacích svíček. Zdrojem elektrické energie je alternátor PAL 14 V / 15 A s odděleným regulátorem a start motoru zajišťuje elektrický spouštěč PAL 12 V / 1 kW.



Obr. 4 PARMA-TECHNIK Walter Mikron III C UL [6]

Změn na této verzi je několik, v čele s dále zvětšeným vrtáním na 95 mm, které znamená zvětšení zdvihového objemu na 2,72 dm³. To spolu se zvýšeným kompresním poměrem 8:1 vedlo k navýšení výkonu ve všech provozních režimech motoru. Další změny na motoru jsou především změny materiálu některých částí motoru – kliková skříň a některé další komponenty z hořčkové slitiny AZ91, válce z hliníkové slitiny a povlakem NIKASIL, hlavy válců z hliníkové slitiny RR350 aj.

Tab. 1 Přehled základních technických a výkonových parametrů motoru Mikron III C UL [6]

Mikron III C UL		
Typ motoru	-	invertní řadový zážehový s přirozeným sáním
Válce / ventily	-	4 / 2
Rozvod	-	OHV
Vrtání	<i>mm</i>	95
Zdvih	<i>mm</i>	96
Zdvihový objem	<i>dm³</i>	2,72
Kompresní poměr	-	8 : 1
Mazání	-	tlakové oběhové se suchou skříní
Chlazení	-	přímé
Příprava směsi	-	spádový karburátor, membránové podávací čerpadlo
Cestovní výkon	<i>kW / min⁻¹</i>	44 / 2500
Maximální trvalý výkon	<i>kW / min⁻¹</i>	55 / 2700
Vzletový výkon (max 5 min.)	<i>kW / min⁻¹</i>	60 / 2800

2 PÍSTOVÉ LETECKÉ MOTORY

Pístové motory se v letadlech vyskytují od počátku letectví jako takového. Bratři Wrightové ve svém prvním letadle použili čtyřválcový motor vlastní konstrukce a do nástupu proudových motorů po druhé světové válce využívala letadla všech kategorií pístové motory. V současné době jsou pístové motory používány především v ultralehkých, malých osobních a speciálních letadlech (např. historické repliky).

2.1 POŽADAVKY A ROZDĚLENÍ MOTORŮ

Na motor pohánějící letadlo je kladeno mnoho často protichůdných požadavků, které jsou shodné pro všechny aplikace. Základními a nejdůležitějšími požadavky jsou:

- Dostatečný výkon
- Nízká hmotnost
- Hospodárnost
- Výškovost dle určení letadla
- Spolehlivost a dlouhá životnost
- Kompaktní rozměry
- Vyvážení
- Snadná výroba
- Jednoduchý provoz, obsluha a údržba

Na základě požadavků se vybírá vhodný motor pro daný letoun. Rozdělení motorů je následovné:

1. Druh paliva
 - a. Zážehové motory – lehká paliva
 - b. Vznětové motory – těžká paliva
2. Pracovní oběh
 - a. Čtyřdobé
 - b. Dvoudobé
3. Uspořádání válců
 - a. Řadové
 - i. Jednořadé stojaté
 - ii. Jednořadé visuté (invertní)
 - iii. Dvouřadé stojaté (s válci do V)
 - iv. Dvouřadé visuté
 - v. Dvouřadé s protilehlými válci (ploché)
 - vi. Víceřadé (s válci do W, X nebo H)
 - b. Hvězdicové
 - i. Jednohvězdicové
 - ii. Několikahvězdicové
4. Počet válců
5. Chlazení
 - a. Vzduchem chlazené
 - b. Kapalinou chlazené
6. Změna výkonu s výškou

- a. Výškové motory
 - b. Nevýškové motory
7. Výkon
- a. Motory malého výkonu
 - b. Motory středního výkonu
 - c. Motory velkého výkonu

Tato podkapitola byla převzata a upravena ze zdroje [3].

2.2 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Hnací mechanismus letadla osazeného motorem Mikron je tvořen hlavně centrickým klikovým mechanismem samotného motoru. Přední konec klikové hřídele slouží především k odběru výkonu motoru vrtulí přes její unašeč. Dále je na předním konci umístěn ozubený věnec pro startování motoru. Pohon vrtule je tedy řešen přímo z klikové hřídele bez reduktoru. Zadní konec klikové hřídele slouží pro pohon vačkové hřídele rozvodů, alternátoru a olejových čerpadel.

2.2.1 Píst

Hlavním úkolem pístu je přenos síly od tlaku plynů ve válci při expanzi do dalších součástí klikového mechanismu. Posuvný pohyb pístu tím vyvolaný je přes pístní čep přenesen na ojnici, která jej dále předává na klikovou hřídel, a tím je vyvolán rotační pohyb klikové hřídele.

Tab. 2 Technické parametry pístu motoru Mikron III C UL

Materiál	ČSN 42 4218.9
Zpracování	kováno
Průměr	95 mm
Výška	66,5 mm
Hmotnost	438 g
Průměr čepu	20 mm
Hmotnost čepu	90 g

Písty motoru Mikron jsou vykovány z hliníkové slitiny ČSN 42 4218.9 a před finálním obrobením jsou rozměrově stabilizovány při 250 °C po dobu 4 hodin na konečnou tvrdost 100 – 110 HB. Píst má tři drážky pro pístní kroužky – dva těsnící a jeden stírací. V drážce stíracího kroužku je deset kanálků pro proudění oleje. Písty jsou oválné, jak je dnes obvyklé, a po zahřátí se vlivem tepelné roztažnosti píst zformuje do optimálního tvaru. K této záměrné

deformaci dochází ve směru kolmém k ose pístního čepu. Plochy, které přicházejí do kontaktu se stěnou válce, jsou ošetřeny za tepla vytvrzujícím suchým mazivem. Plovoucí pístní čep je zajištěn pojistnými kroužky. Plovoucí uložení umožňuje otáčení čepu a jeho rovnoměrné opotřebení.

2.2.2 OJNICE

Ojnice zajišťuje přenos sil z pístu na klikový hřídel a je střídavě namáhána tlakem a tahem. Tento cyklus není symetrický a zatížení tlakem je násobně větší při expanzi plynů v pracovním prostoru.

Ojnice motoru Mikron je kovaná do zápustky. Materiálem je hliníková slitina dle ČSN 42 4219.9 (Al-Cu-Ni-L-S). Ojniční oko o průměru 20 mm je spojeno s ojniční hlavou dřikem typu I. Dosedací plochy víka ojnice jsou rovné, středění víka k ojnici je zajištěno průchozími šrouby s válcovou hlavou zajištěné matkou a závlačkou. V hlavě ojnice je dvoudílné kluzné ložisko zajištěné na kolících v ojnici i víku. Na ocelové pánvi je nanášena kluzná bronzová vrstva. Povrch ojnice je dokonale vyleštěn mimo obrobené plochy.

Tab. 3 Technické parametry ojnice motoru Mikron III C UL

Materiál		ČSN 42 4219.9
Délka ojnice		166 mm
Průměr	Horní oko	20 mm
	Spodní oko (s pánevemi)	47 (42) mm
Šířka	Horní oko	25 mm
	Spodní oko	36,9 mm
Hmotnost (CAD model)		390,4 g

2.2.3 KLIKOVÁ HŘÍDEL

Kliková hřídel je pětkrát uložena v kluzných ložiskách a jednom valivém ložisku. Hřídel je kovaná z oceli pro kované klikové hřídele leteckých pístových motorů Poldi V-NIT2 odpovídající oceli 30CrMoV9. Konstrukce hřídele je poplatná době vzniku a jejího určení. Tvar je jednoduchý, kombinující kruhové a obdélníkové průřezy a nenachází se na hřídeli žádná protizávaží pravděpodobně kvůli zachování nízké hmotnosti.

Tab. 4 Technické parametry klikové hřídele motoru Mikron III C UL

Materiál	Poldi V-NIT2 (30CrMoV9)
Zpracování	kováno, nitridováno
Délka	621 mm
Poloměr zalomení	48 mm
Průměr hlavních čepů	42 mm
Průměr ojničních čepů	42 mm
Rozteč válců	114 mm
Hmotnost (CAD model)	7,015 kg

2.3 KINEMATIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

Klikový mechanismus spalovacího pístového motoru, který je složen z klikové hřídele, ojnice, pístního čepu a pístu, slouží k přeměně přímočarého vratného pohybu pístu na rotační pohyb klikové hřídele. Jedná se o jeden z nejužitečnějších vynálezů lidstva, který umožnil mechanizaci mnoha činností.

Kinematická a dynamická analýza se řeší za stálých otáček motoru, tzn. motor je ve stálých pracovních podmínkách. Pro motor Walter Mikron III C UL od PARMA-TECHNIK jsou maximální přípustné otáčky 2800 min^{-1} po dobu maximálně 5 min, kdy motor podává maximální výkon 60 kW pro vzlet letounu. Tyto otáčky jsou i výchozí pro všechny analýzy a výpočty v této práci.

2.3.1 KLIKOVÁ HŘÍDEL

Při stálých otáčkách motoru (klikové hřídele) je doba pootočení klikové hřídele přímo úměrná jejímu úhlu pootočení. Proto se výpočet dráhy, rychlosti a zrychlení pístu uvádí v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele, jelikož výsledné rovnice jsou jednodušší. Pro závislost úhlu natočení klikové hřídele na čase platí:

$$t = \frac{\alpha}{\frac{360 \cdot n}{60}} = \frac{\alpha}{6 \cdot n}, \quad (1)$$

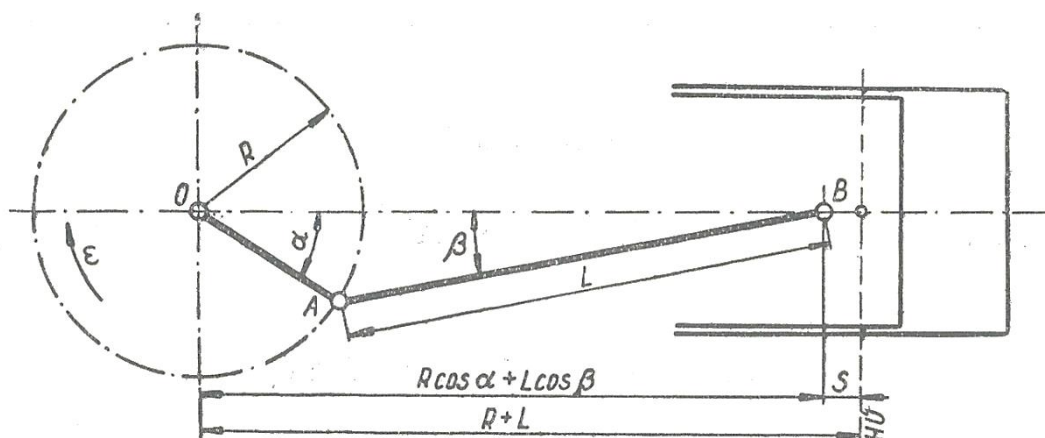
kde je α úhel natočení klikové hřídele ve stupních, n počet otáček za minutu.

Při udávání úhlu natočení klikové hřídele je brána základní pozice pístu v horní úvrati (tzn. $\alpha = 0^\circ$).

Otáčeli-li se kliková hřídel rovnoměrně, pak je její úhlová rychlost:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (2)$$

kde ω úhlová rychlost [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$], n – počet otáček za minutu.



Obr. 5 Schéma klikového mechanismu [X]

Obvodová rychlost bodu A (osy ojnicního čepu) je dána známým vztahem:

$$w_o = \omega \cdot R, \quad (3)$$

kde R je rameno klikové hřídele.

Po dosazení do těchto vztahů vychází pro motor Mikron obvodová rychlost osy ojnicního čepu $14,07 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ při 2800 otáčkách za minutu.

2.3.2 PÍST

Kinematika pístu zahrnuje jeho dráhu, rychlost a zrychlení.

DRÁHA PÍSTU

Jak bylo zmíněno, kinematika klikového mechanismu se odvíjí od úhlu natočení klikové hřídele. Z toho plyne, že v horní úvrati je dráha pístu rovna 0 a v dolní úvrati zdvihu pístu, tj. dvojnásobek zalomení kliky.

Z obrázku 1 je patrné, že dráha pístu se vyjádří takto:

$$s = L + R - (L \cdot \cos \beta + R \cdot \cos \alpha), \quad (4)$$

kde L je délka ojnice, β úhel odklonu ojnice.

V této jednoduché formě je výpočet dráhy pístu závislý na úhlu natočení kliky α i výkyvu ojnice β . Po algebraických úpravách s využitím binomické věty je výsledný vztah pro dráhu pístu jako funkce úhlu natočení kliky α v této podobě:

$$s \doteq R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right], \quad (5)$$

kde první harmonická složka:

$$s_I = R(1 - \cos \alpha), \quad (6)$$

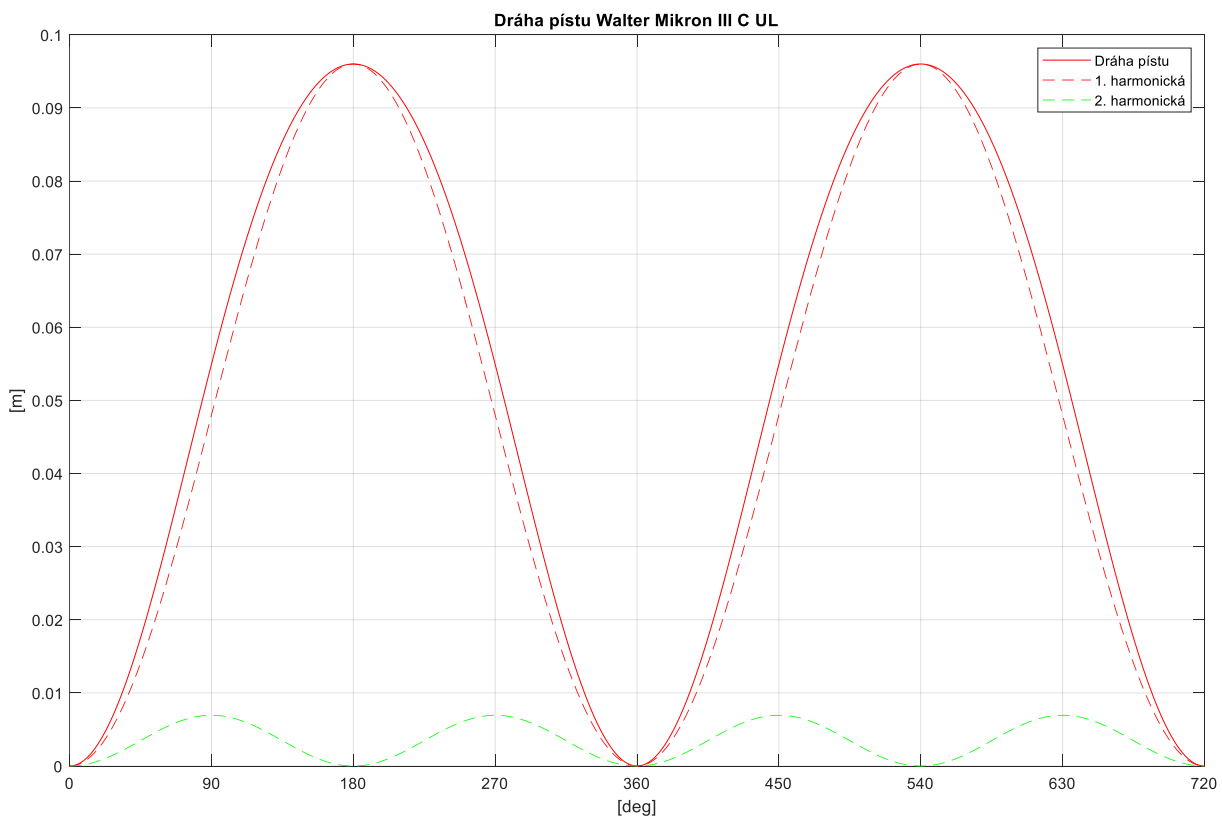
druhá harmonická složka:

$$s_{II} = R \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha), \quad (7)$$

a ve všech výrazech se vyskytuje:

$$\lambda = \frac{R}{L} \quad (8)$$

Rovnice (6) a (7) jsou první dva členy binomického rozvoje vycházejícího z přesného vyjádření dráhy pístu, které je ovšem pro další výpočty nevhodné, jelikož jeho dvojitě derivování vede k velmi náročnému výpočtu a výrazu pro zrychlení pístu. Číslo λ (rovnice 8) vyjadřuje poměr poloměru zalomení kliky ku délce ojnice a nejčastěji se pohybuje v rozmezí hodnot 0,25 až 0,35. U motoru Mikron III je poměr $\lambda = 0,289$.



Obr. 6 Grafické znázornění dráhy pístu Walter Mikron III C UL včetně 1. a 2. harmonické složky

Na obrázku 6 je vyobrazena dráha pístu motoru Walter Mikron III C UL. Jelikož se jedná o čtyřdobý motor, ucelený pracovní cyklus motoru trvá dvě otáčky klikové hřídele, který je zde graficky znázorněn. Tento graf byl vytvořen v programovacím prostředí MATLAB R2020a a využívá pro výpočet výše uvedených vztahů pro výpočet dráhy pístu.

RYCHLOST PÍSTU

Rychlost pístu je změna dráhy za jednotku času čili derivace dráhy podle času:

$$v = \frac{ds}{dt} \doteq R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \frac{d\alpha}{dt}, \quad (9)$$

kde $\frac{d\alpha}{dt}$ je úhlová rychlost klikové hřídele ω , takže výsledný vzorec pro výpočet rychlosti pístu vypadá takto:

$$v \doteq R\omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right), \quad (10)$$

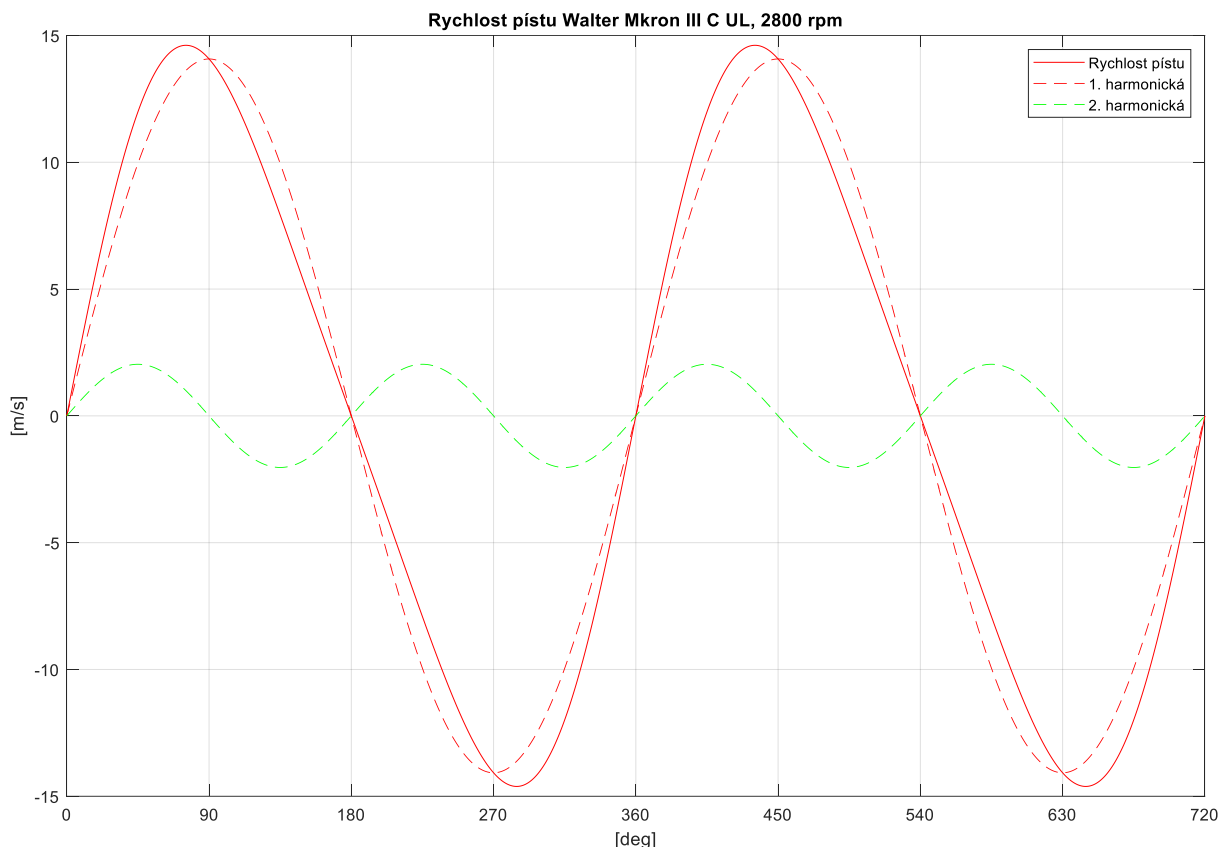
obdobně jako u dráhy pístu platí, že první harmonická složka rychlosti vypadá:

$$v_I = R\omega \sin \alpha, \quad (11)$$

a druhá harmonická složka:

$$v_I = R\omega \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha, \quad (12)$$

Jak vypadá průběh rychlosti pístu čtyřdobého motoru a její první dvě harmonické složky je vidět na obrázku 7, který vyobrazuje tyto veličiny na motoru Mikron III C UL.



Obr. 7 Průběh rychlosti pístu motoru Mikron III C UL při 2800 min^{-1} včetně 1. a 2. harmonické složky.

U pístových spalovacích motorů se navíc uvádí tzv. střední pístová rychlost:

$$c_s = \frac{2 \cdot R \cdot n}{30}, \quad (13)$$

která se vypočítává z otáček při maximálním efektivním výkonu. Využívá se zejména pro porovnání motorů s různým zdvihem a otáček. Ze vztahu též plyne, že zmenšením zdvihu a zvýšením otáček je dosaženo stejné střední pístové rychlosti. Při dosazení pro Mikron III C UL, který dosahuje maximálního výkonu při 2800 min^{-1} , je jeho střední pístová rychlost $9,15 \text{ ms}^{-1}$. To je hodnota nižší i než běžné rozmezí v 50. letech 20. století, která je uvedena v [5] a činí 11 až 18 ms^{-1} .

ZRYCHLENÍ PÍSTU

Obdobným způsobem jako u rychlosti pístu se jeho zrychlení získá derivováním rovnice (10) podle času, případně dvakrát derivovat dráhu pístu podle času, tzn:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2}, \quad (14)$$

Za stálého předpokladu konstantní úhlové rychlosti klikové hřídele platí:

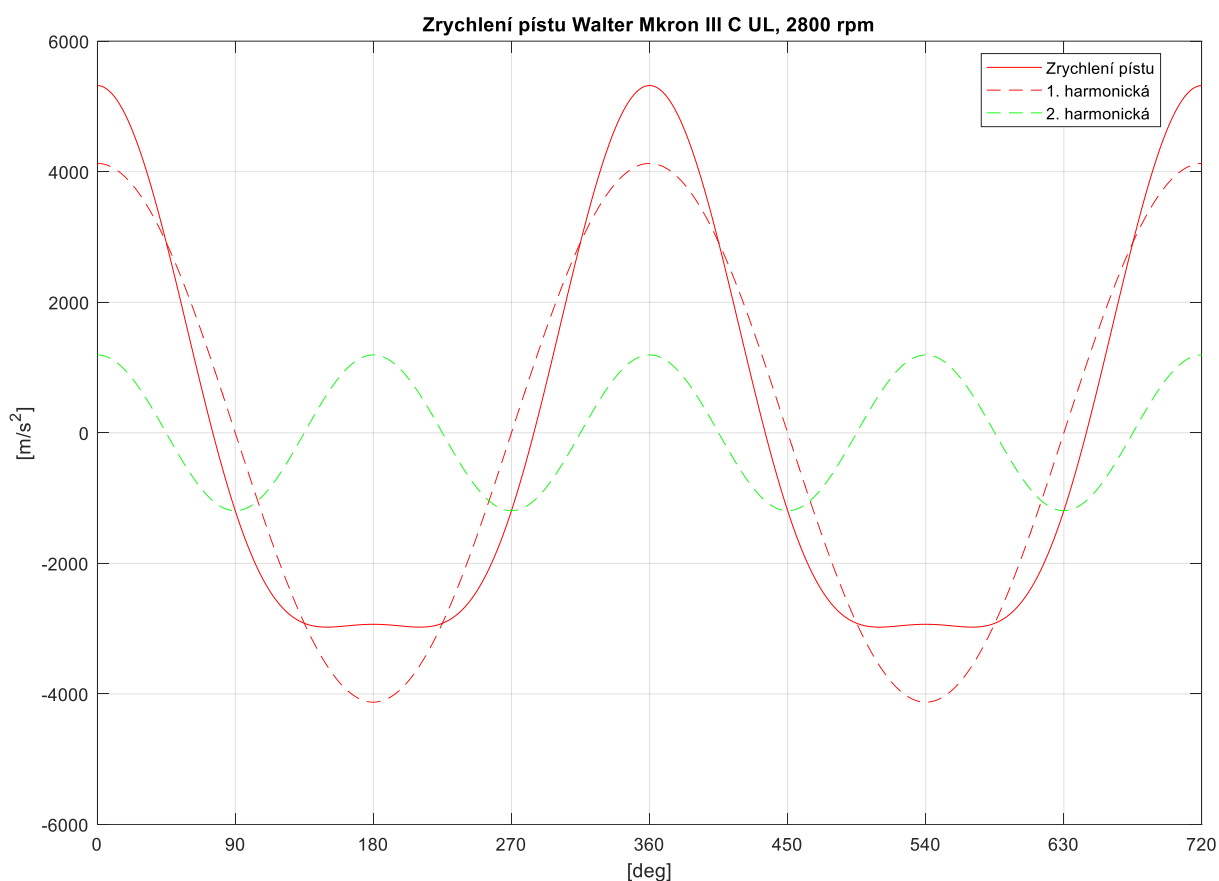
$$a \doteq R\omega^2(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha), \quad (15)$$

analogicky jsou určeny první harmonická složka (16) a druhá harmonická složka (17):

$$a_I = R\omega^2 \cos \alpha, \quad (16)$$

$$a_{II} = R\omega^2 \lambda \cos 2\alpha. \quad (17)$$

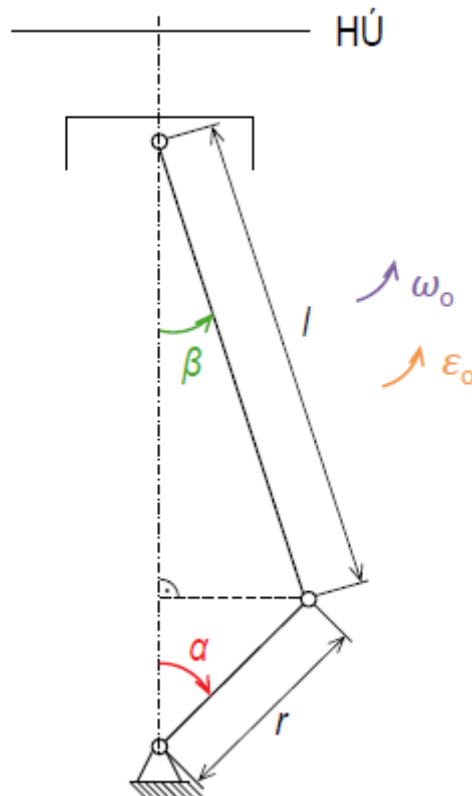
Průběh zrychlení je patrný z obrázku 8. Maximální hodnoty zrychlení jsou v horní úvrati, kdežto v dolní úvrati je zhruba poloviční. Platí, že směr zrychlení je v horní a dolní úvrati vzájemně opačný.



Obr. 8 Průběh zrychlení pístu motoru Mikron III C UL při 2800 min^{-1} včetně 1. a 2. harmonické složky

2.3.3 OJNICE

Ojnice vykonává obecný rovinný pohyb, pokud je klikový mechanismus v chodu. Osa oka pístního čepu koná translační pohyb shodný s pohybem pístu, čili včetně jeho dráhy, rychlosti a zrychlení. Obdobně se chová osa oka ojnicního čepu, přebírá vlastnosti rotačního pohybu kliky. Tyto známé rychlosti os velkého i malého oka ojnice lze dále doplnit o úhlovou rychlost a zrychlení kyvu ojnice, jak je patrné na obrázku 9.



Obr. 9 Znáznornění pohybu ojnice – úhlová rychlost kyvu ω_o a úhlové zrychlení kyvu ϵ_o . [9]

Úhlová rychlost ojnice vychází ze vztahu [9]:

$$\omega_o = \frac{d\beta}{dt} = \frac{d\beta}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{d\beta}{d\alpha}, \quad (18)$$

kde – ω_o úhlová rychlost ojnice.

Po úpravách výrazu ze vztahu (18) a doplněním ze vztahů pro výpočet dráhy pístu je získán konečný vztah pro výpočet úhlové rychlosti ojnice [9]:

$$\omega_o = \omega \lambda \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}}. \quad (19)$$

Úhlová rychlost má tvar sinusovky a

Analogicky k odvození vztahu pro úhlovou rychlost ojnice, tak i k odvození dráhy, rychlosti a zrychlení pístu, se odvozuje vzorec pro výpočet úhlového zrychlení ojnice. Jedná se tedy o derivaci ojniční úhlové rychlosti podle času [9]:

$$\epsilon_o = \frac{d\omega_o}{dt} = \frac{d\omega_o}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{d\omega_o}{d\alpha}. \quad (20)$$

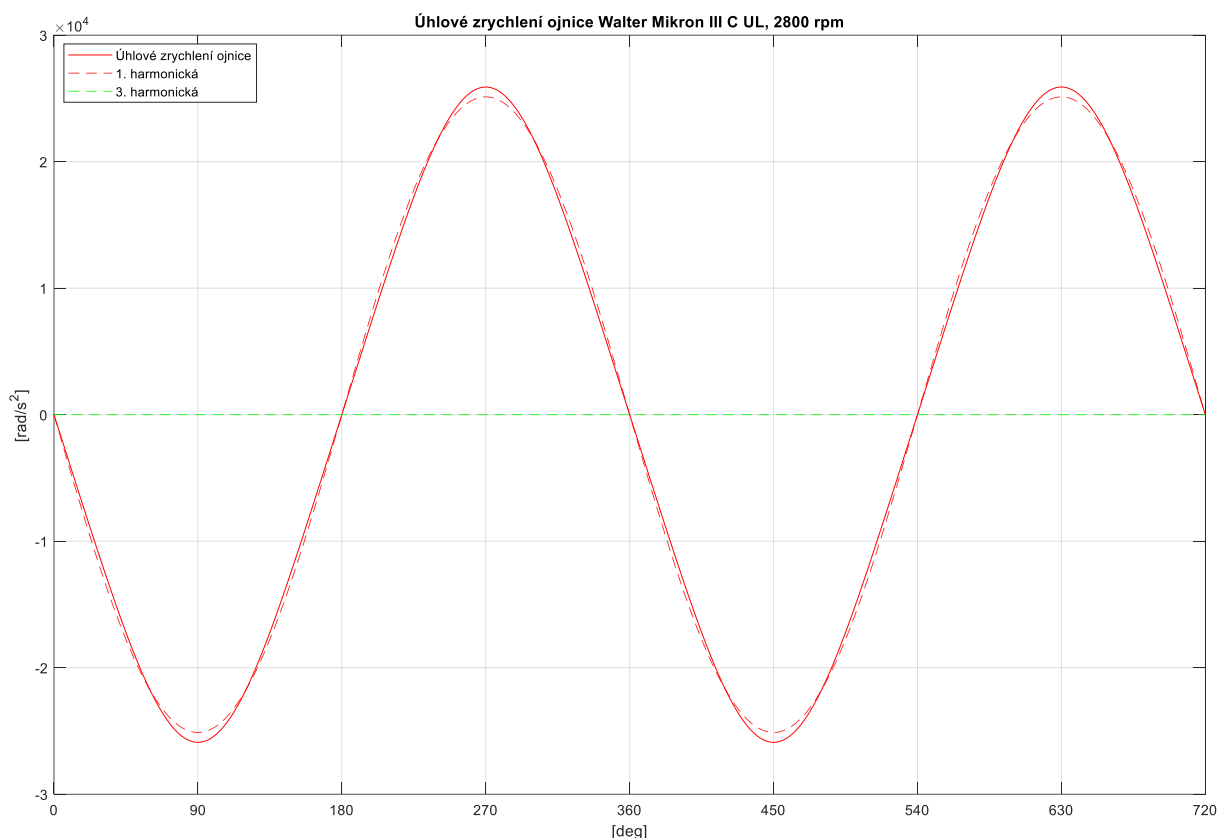
Po dosažení za úhlovou rychlost a po rozvinutí podle binomické věty s úpravou zlomku na jeden řádek a užitím prvních dvou členů rozvoje je konečná forma vztahu takováto []:

$$\varepsilon_o \doteq -\omega^2 \lambda \left[\left(1 + \frac{1}{8} \lambda^2\right) \sin \alpha - \frac{3}{8} \lambda^2 \sin 3\alpha \right], \quad (21)$$

kde v tomto vyjádření se vyskytují první (22) a třetí (23) harmonická složka binomického rozvoje a jejich tvary jsou:

$$\varepsilon_{o,I} \doteq -\omega^2 \lambda \left(1 + \frac{1}{8} \lambda^2\right) \sin \alpha, \quad (22)$$

$$\varepsilon_{o,III} \doteq \omega^2 \lambda^3 \frac{3}{8} \sin 3\alpha. \quad (23)$$



Obr. 10 Úhlové zrychlení ojnice s vyobrazenou první a třetí harmonickou složkou.

2.4 DYNAMIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

Druhů sil, které zatěžují klikový mechanismus při chodu motoru je několik

- Síly od tlaku plynů
- Setrvačné síly
- Třecí síly
- Síly vzniklé kmitáním dílů klikového mechanismu
- Odporové síly poháněného stroje

Blíže se tato kapitola bude věnovat prvním dvěma typům sil vznikajícím v klikovém mechanismu.

2.4.1 SETRVAČNÉ SÍLY

Setrvačné síly klikového mechanismu vznikají zrychlením jeho jednotlivých částí od pohybu samotného mechanismu bez vlivu sil od tlaku plynů a dělí se na dvě základní skupiny:

- Setrvačná síla posuvných součástí
- Setrvačná síla rotujících součástí

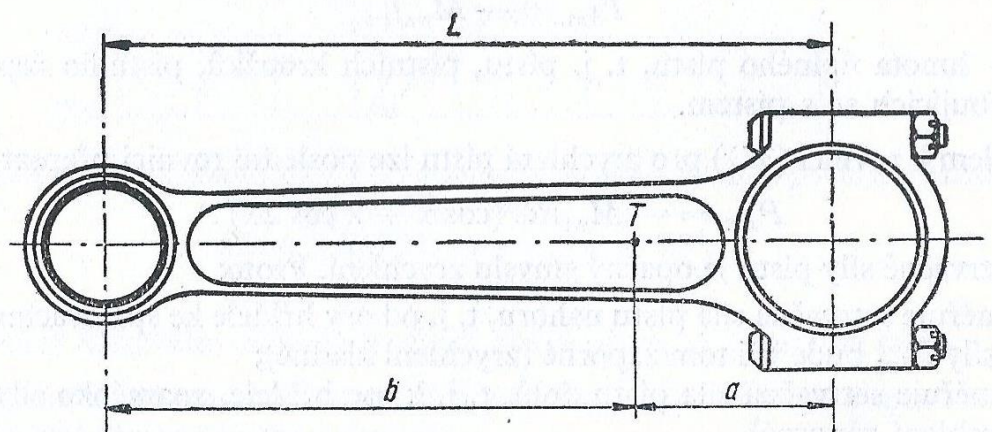
Posuvné setrvačné síly jsou způsobeny těmi částmi klikového mechanismu, které se pohybují přímočaře, tzn. pístní skupina (píst, čep, pístní kroužky, příp. pojistné kroužky čepu) s částí hmotnosti ojnice, která se spolu s pístem pohybuje přímočaře.

Rotující setrvačné síly vyvolávají hmoty rotující spolu s klikou, je jimi tedy hmotnost zalomení kliky, kluzného ložiska ojnicního čepu a část hmotnosti ojnice připadající k rotačním hmotám.

REDUKCE OJNICE

Pro výpočet setrvačných sil a následný výpočet celkových silových účinků v klikovém mechanismu je nutné redukovat ojnici do dvou hmotných bodů, které připadají k posuvným nebo rotujícím hmotám.

Pohyb ojnice je podrobněji rozebrán v podkapitole 2.3.3 a další analýza pohybu a následných setrvačných účinků vede na složité metody řešení. Z toho důvodu a pro potřeby této práce je použita metoda redukce ojnice do dvou hmotných bodů. Chybějící údaje o poloze těžiště byly zjištěny z CAD modelu ojnice, které byly v rámci práce vytvořeny v prostředí Creo Parametric. Tato metoda redukce vycházející ze statické rovnováhy je přibližná, avšak pro účely této práce dostačující.



Obr. 11 Centrální ojnice s vyznačenými parametry pro výpočet redukce ojnice (mimo hmotnosti ojnice) [3]

Redukovaná hmotnost do osy pístního čepu m_{op} se určí z rovnice:

$$m_{op} = m_o \cdot \frac{a}{L}, \quad (24)$$

kde m_o je hmotnost celé ojnice.

Hmotnost ojnice redukovaná do osy ojničního čepu m_{ok} se tedy určí podobně:

$$m_{ok} = m_o \cdot \frac{b}{L}, \quad (25)$$

Hodnoty pro dosazení a výsledky motoru Mikron III C UL jsou v následující tabulce 4:

Tab. 5 Parametry redukce ojnice do dvou hmotných bodů

Redukce ojnice Mikron III C UL	
Délka ojnice L	166 mm
Vzdálenost T od oj. Oka	32,2 mm
Hmotnost	447,8 g
Posuvné hmoty m_{op}	86,9 g
Rotující hmoty m_{ok}	360,9 g

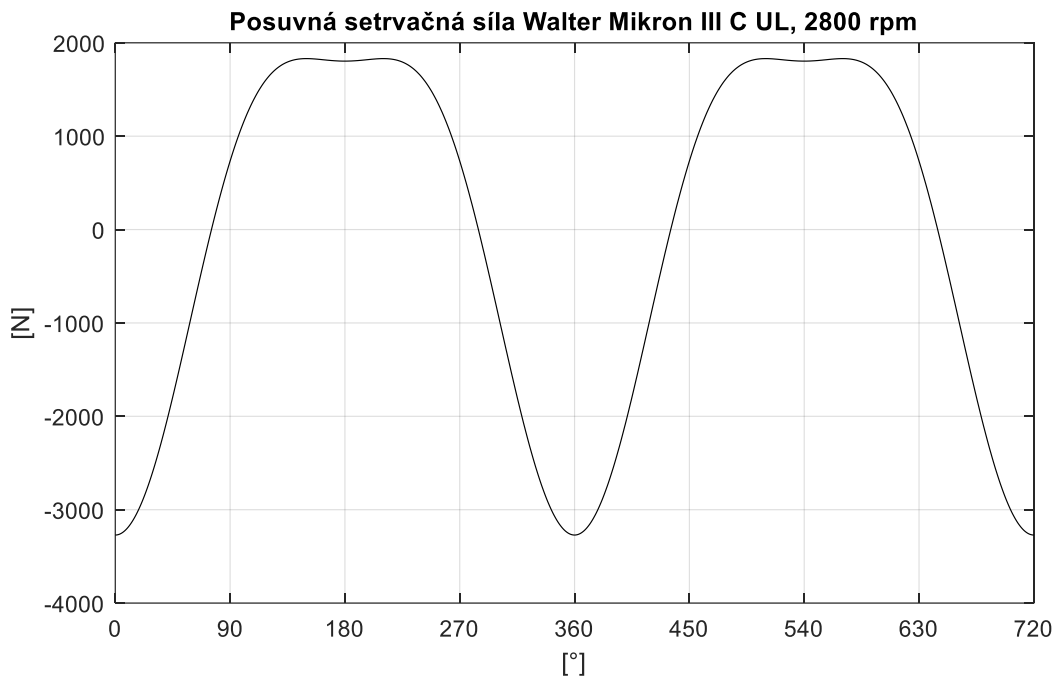
POSUVNÁ SETRVAČNÁ SÍLA

Posuvnou setrvačnou sílu vyvolává zrychlení pístu, které je znázorněné v podkapitole 2.3.2 a graficky je znázorněné na obrázku 4. Jeho zrychlení dále přebírají pístní čep, pístní kroužky a posuvná část ojnice. V případě této práce je uvažován pouze píst, pístní čep a posuvná část

ojnice, která je vypočítána v tabulce 4. Směr výsledné setrvačné síly posuvných částí je opačný vůči směru jejího zrychlení. Setrvačná síla se vypočítá z rovnice:

$$F_{Sp} = -m_p \cdot a = -m_p R \omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right), \quad (26)$$

kde m_p je celková hmotnost posuvných částí, která u motoru Walter Mikron III C UL činí 614,9 g. Na následujícím obrázku 12 je tato setrvačná síla posuvných částí znázorněna.



Obr. 12 Průběh posuvné setrvačné síly motoru Mikron III C UL při 2800 min⁻¹

SETRVAČNÁ SÍLA ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Vzhledem k idealizaci je otáčení klikové hřídele rovnoměrné a nedochází k žádnému úhlovému zrychlení. V tom případě na rotující hmoty (klika, část ojnice) působí pouze dostředivé zrychlení. Výsledný výpočet setrvačné síly rotujících částí

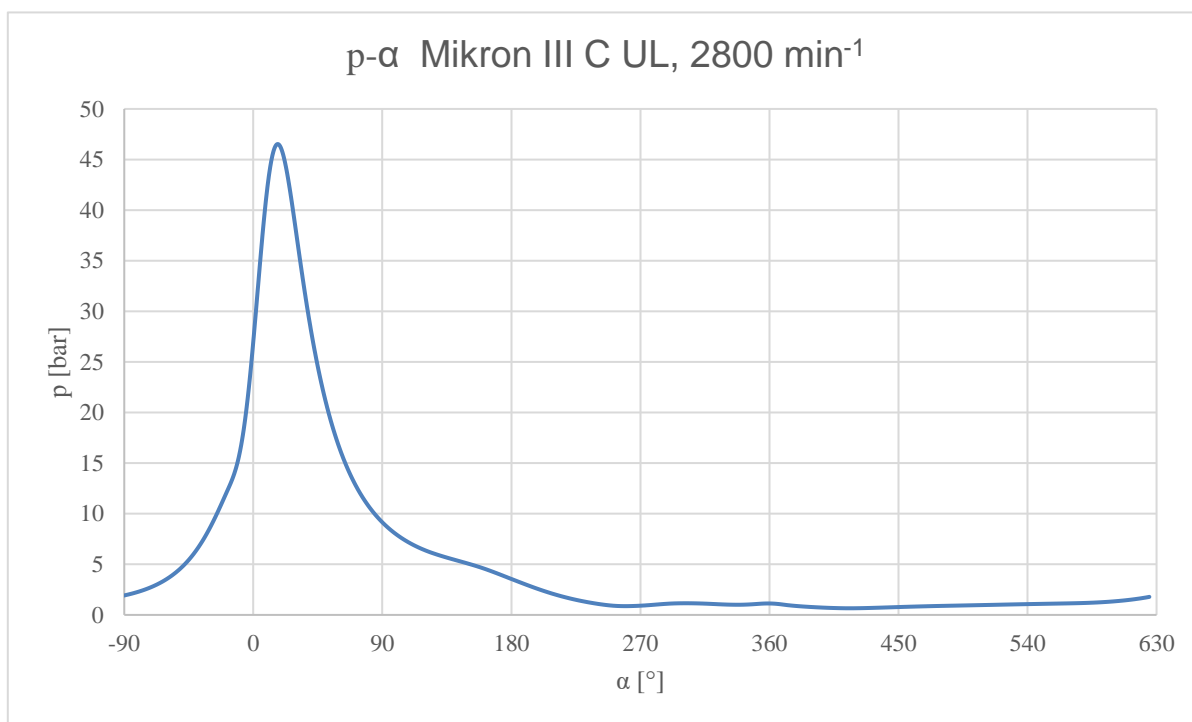
$$F_{Sk} = -m_p \cdot a = - \left(m_{ok} + m_{zal} \frac{r_T}{R} \right) R \omega^2, \quad (27)$$

kde r_T je vzdálenost těžiště zalomení kliky od osy rotace hřídele. U motoru Walter Mikron III C UL ovšem kvůli přesazení ojnicích čepů o 180° dojde v tomto ideálním případě k přirozenému vyrovnání setrvačných sil rotujících částí jednotlivých zalomení.

2.4.2 SÍLY OD TLAKU PLYNŮ

Průběh tlaku ve válci je závislý především na úhlu pootočení klikové hřídele a dále na zatížení motoru, provozních otáčkách a z toho plynoucí předstih zážehu tak, aby byl vyvinut

maximální tlak na píst těsně za horní úvratí pístu. Průběh tlaku ve válci se zobrazuje na p- α diagramu, který se získává indikací přímo na motoru nebo je možné jej získat z 1D simulace. Indikátorový diagram motoru Mikron III C UL z 1D simulace je na obrázku 13. (Podrobněji k 1D simulaci motoru Mikron III C UL je věnována kapitola 3.)



Obr. 13 Průběh tlaku ve válci motoru Walter Mikron III C UL při 2800 min⁻¹ (0° HÚ, 180° DÚ)

Z průběhu tlaku na obrázku je patrné, že k hlavnímu zatížení klikového mechanismu dochází během expanze zažehnuté směsi a svého maxima dosahuje přibližně v 19,8° natočení klikové hřídele za horní úvratí a před dolní úvratí před výfukem plynů je zatížení od tlaku plynů zanedbatelné, které s otevřením výfukových ventilů dále poklesne na hodnoty okolo barometrického tlaku.

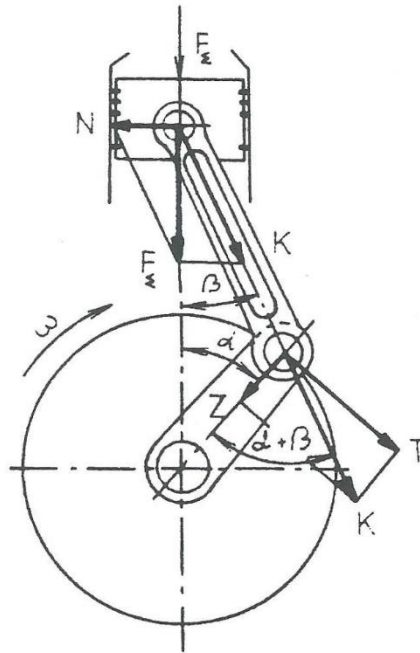
Síla, kterou vyvolá tlak plynů na píst je vyjádřena rovnicí

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4} \cdot (p - p_{atm}), \quad (28)$$

kde D je průměr pístu, p tlak plynů a p_{atm} je barometrický tlak, který působí z opačné strany dna pístu.

2.5 CELKOVÉ SILOVÉ PŮSOBENÍ V KLIKOVÉM MECHANISMU

Pro rozbor kompletního silového působení v klikovém válci je nejprve nutné sečíst síly, které působí v ose válce, a dále se přenáší přes ojnicí na ojnicí čep a hlavní ložiska. Graficky znázorněný rozklad sil v klikovém mechanismu je na obrázku 14.



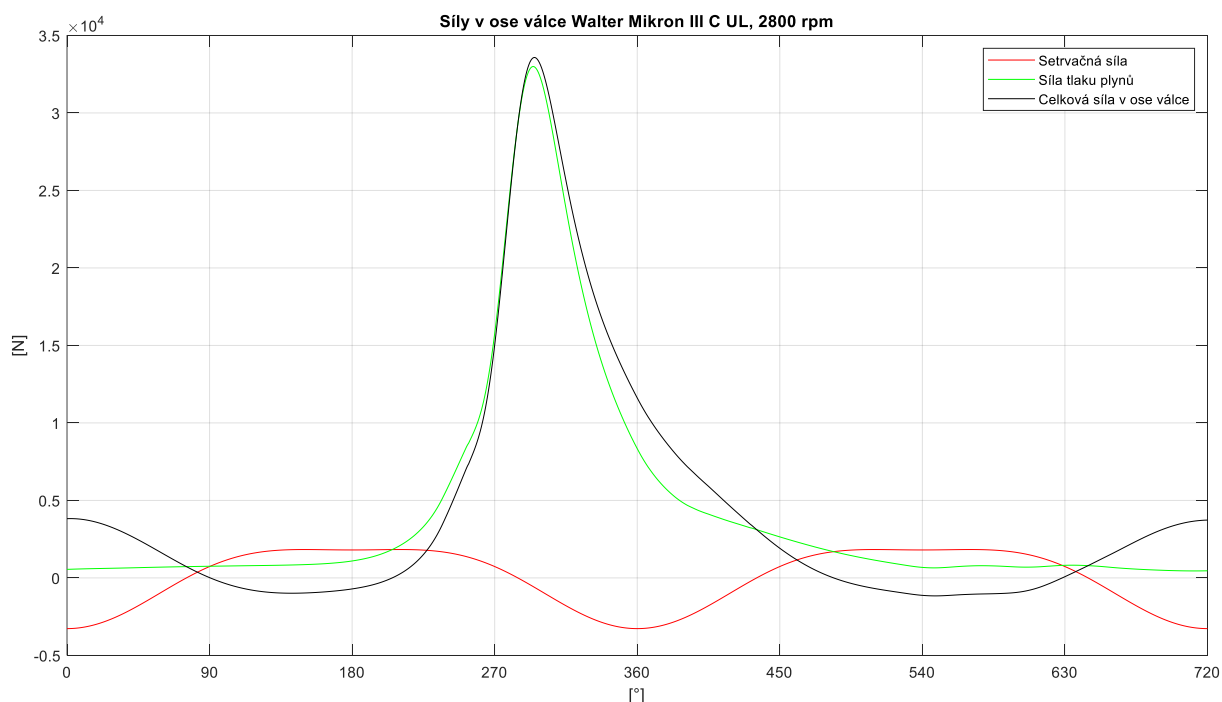
Obr. 14 Rozklad sil v klikovém mechanismu [3]

2.5.1 SÍLY PŮSOBÍCÍ V OSE VÁLCE

V ose válce působí síla od tlaku pracovních plynů spolu se setrvačnou silou posuvných částí. Obě tyto síly jsou periodické proměnné a jejich perioda jsou dvě otáčky klikové hřídele. Sečtením těchto sil je dosaženo výsledné síly, která působí v ose pístu:

$$F_{\Sigma} = F_p + F_{Sp}, \quad (29)$$

Na následujícím obrázku jsou tyto síly pro motor Mikron III C UL vyobrazeny.



Obr. 15 Průběh sil v ose válce motoru Mikron III C UL při 2800 min^{-1} (270° HÚ)

2.5.2 SÍLY V OSE OJNICE A NA STĚNU VÁLCE

Síly, které působí v ose válce, dále přenáší ojnice, avšak ta je po většinu času skloněna od svislého směru, není veškerá síla přenášena pouze ojnicí a rozkládá se normálovou sílu N působící kolmo na stěnu válce a na sílu K působící v ose ojnice. Tento rozklad je znázorněn na obrázku 10.

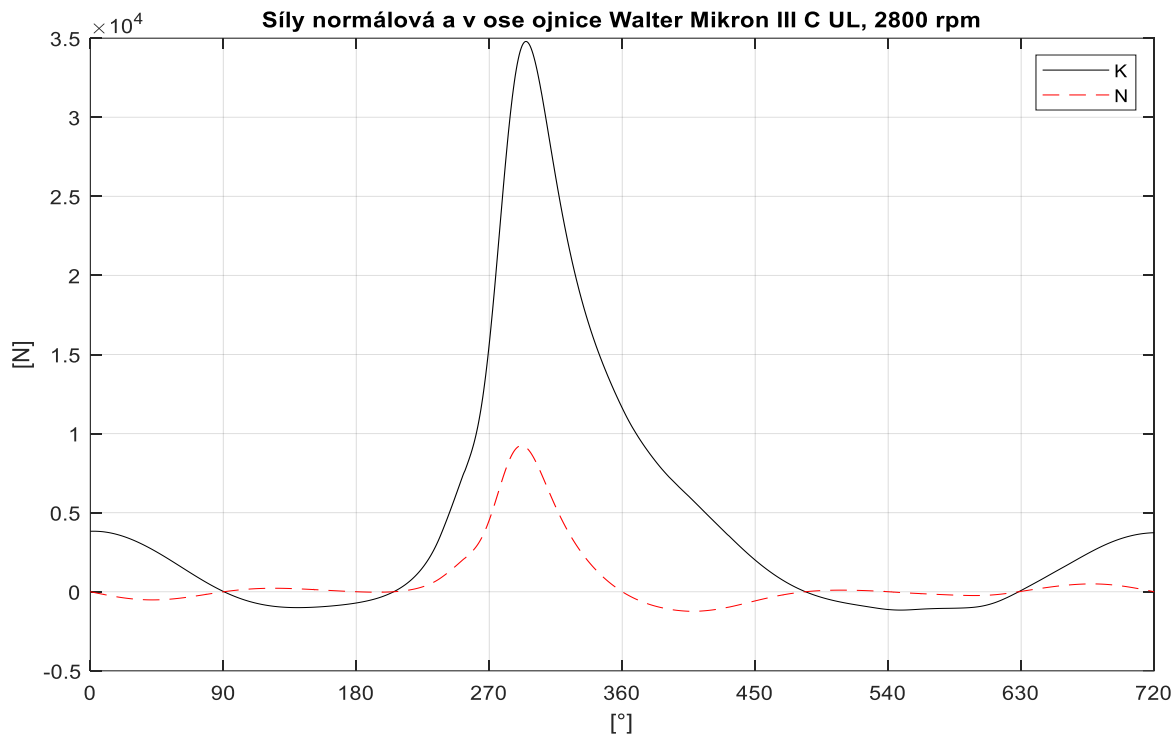
Velikost normálové síly se vypočte dle vztahu:

$$N = F_{\Sigma} \cdot \tan \beta, \quad (30)$$

a velikost síly K v ose ojnice ze vztahu:

$$K = \frac{F_{\Sigma}}{\cos \beta}. \quad (31)$$

Normálová síla N vyvolává klopný moment motoru, a je-li tento moment kladný, je smysl klopného momentu opačný k rotaci klikové hřídele. Dále tato síla způsobuje tření mezi pístem a stěnou válce, které znamená ztráty a opotřebení těchto dvou součástí. Síla K se přenáší ojnicí na ojnicí čep a přebírá znaménko od síly tlaku plynů. Průběh těchto sil je na obrázku 16.



Obr. 16 Průběh síly působící v ose ojnice a normálové síly na stěnu válce (270° HÚ)

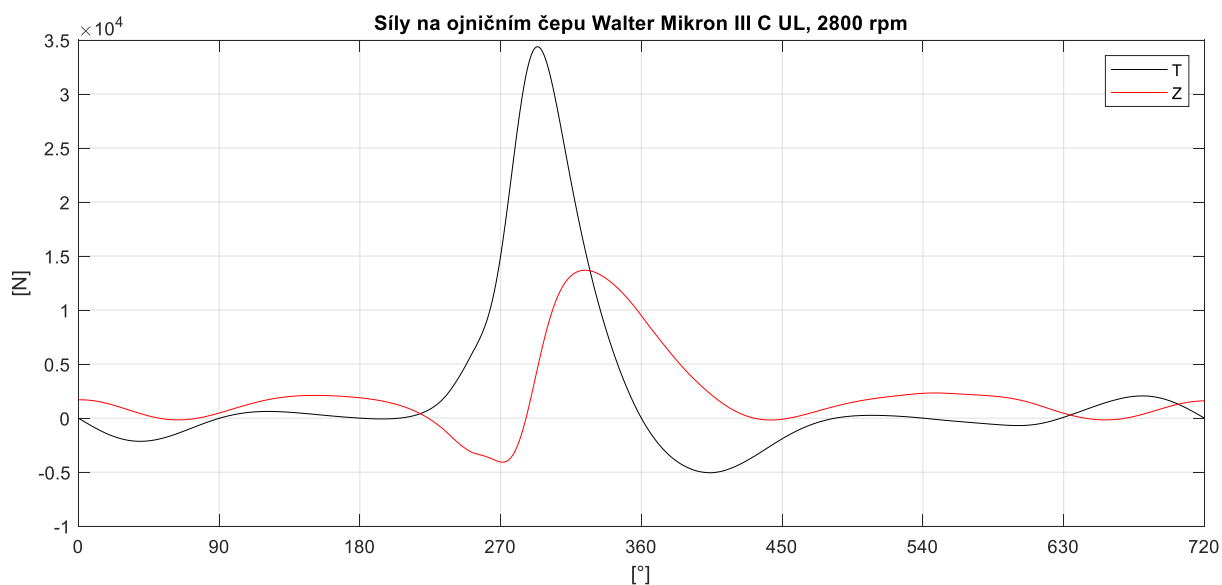
2.5.3 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA OJNIČNÍ A HLAVNÍ ČEP

SÍLY NA OJNIČNÍM ČEPU

Síla K z ojnice působí na ojniční čep, na kterém se rozkládá na tečnou (tangenciální) složku kolmou k rameni kliky a normálovou složku působící kolmo na osu rotace klikové hřídele. Tangenciální síla T a normálová síla Z se na základě rozkladu z obrázku 14 vyjádří následovně:

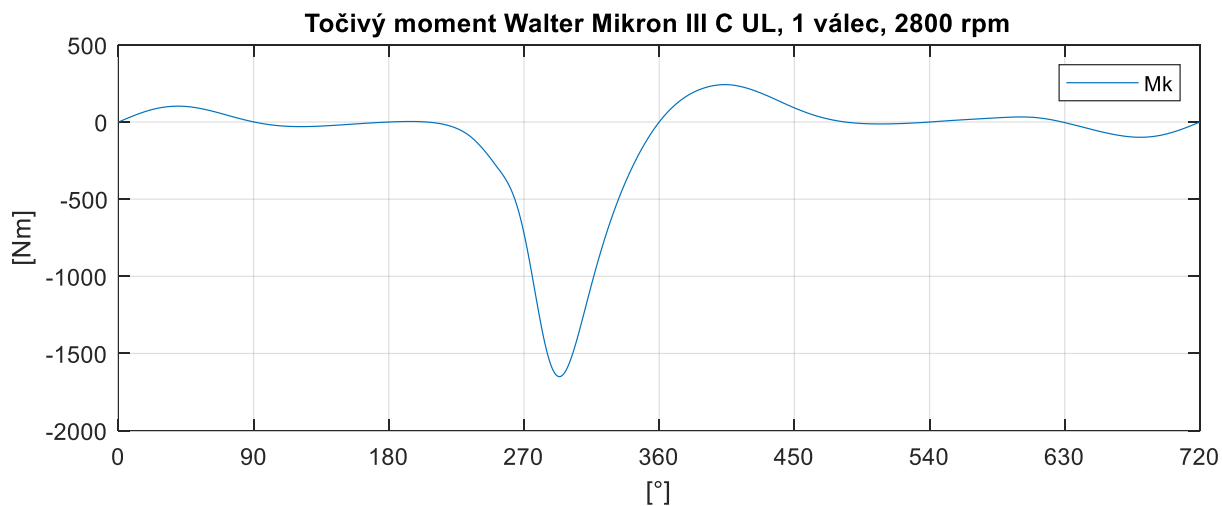
$$T = K \sin(\alpha + \beta) = F_{\Sigma} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}, \quad (32)$$

$$Z = K \cos(\alpha + \beta) = F_{\Sigma} \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (33)$$



Obr. 17 Průběh sil působících na ojníčím čepu motoru Walter Mikron III C UL, 2800 min⁻¹ (270° HÚ)

Tangenciální síla T je jedinou silou, která vyvolává konečný kroutící moment pro pohon vrtule a dalšího příslušenství letadla. Průběh točivého momentu jednoho válce motoru Mikron III C UL je na obrázku 18.



Obr. 18 Průběh točivého momentu od jednoho válce motoru Mikron III C UL, 2800 min⁻¹ (270° HÚ)

SÍLY NA HLAVNÍM ČEPU

Síly, které zatěžují hlavní čep a ložisko, se obvykle vyvozují pouze ze sil, které zatěžují ojnicní čep s příslušným hlavním čepem spojené. Vyjma tangenciální síly T a normálové síly Z působí na hlavní čep odstředivá síla rotující hmoty kliky. Jsou-li kliky zalomení symetrické a stejně tak i hlavní čepy, rozkládá se účinek tangenciální a normálové síly symetricky do obou ramen a příslušných hlavních čepů. V tom případě lze psát:

$$T_H = \frac{T}{2}, \quad (34)$$

$$Z_H = \frac{Z - F_{Sk}}{2}, \quad (35)$$

kde pro výpočet tangenciální síly působící na hlavní čep Z_H je nutné také zahrnout působení setrvačné síly rotačních hmot motoru.

U víceválcového motoru dochází k součtu silového působení pouze od dvou sousedících klik.

2.5.4 VÝSLEDNÝ PRŮBĚH KROUTÍCÍHO MOMENTU

Pro konečné vykreslení průběhu točivého momentu víceválcového motoru je nutné definovat rozestup zážehů čtyřdobého víceválcového motoru. Rozestup zážehů ovlivňuje konečný tvar klikové hřídele. Jelikož pracovní perioda čtyřdobého motoru odpovídá 720° , proběhnou u víceválcového motoru zážehy v každém válci. Úhel mezi jednotlivými zážehy se určí následovně:

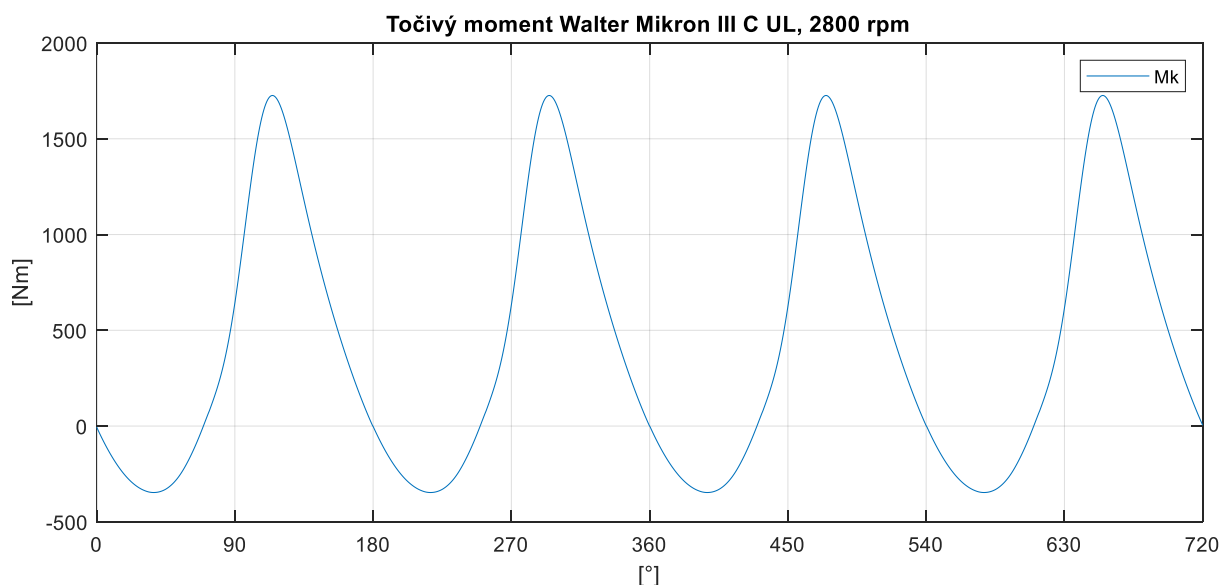
$$\gamma = \frac{720}{i}, \quad (36)$$

kde i je počet válců.

U motoru Walter Mikron III C UL je 180° , jelikož se jedná o čtyřválcový spalovací motor.

Uspořádání zalomení klikové hřídele musí být řešeno tak, aby byly vzájemně vyváženy odstředivé síly a nevznikaly nevyvážené momenty. Dále pak, je-li to možné, aby po sobě jdoucí zážehy byly situovány do válců vzdálených od sebe co nejdále, a nedocházelo tak k přílišnému namáhání klikové skříně. U čtyřválcových řadových motorů se nejběžněji vyskytuje pořadí zážehů 1 – 3 – 4 – 2, které je též použito u motoru Mikron III C UL.

Je-li známo, zejména uspořádání ojnicních čepů na klikové hřídeli, je možné vykreslit průběh točivého momentu celého motoru odebíraného vrtulí. Průběh kroučícího momentu motoru Walter Mikron III C UL je na obrázku 15.



Obr. 19 Průběh kroutícího motoru Walter Mikron III C UL odebíraného vrtulí, 2800 min⁻¹ (90° HÚ)

2.6 NAMÁHÁNÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

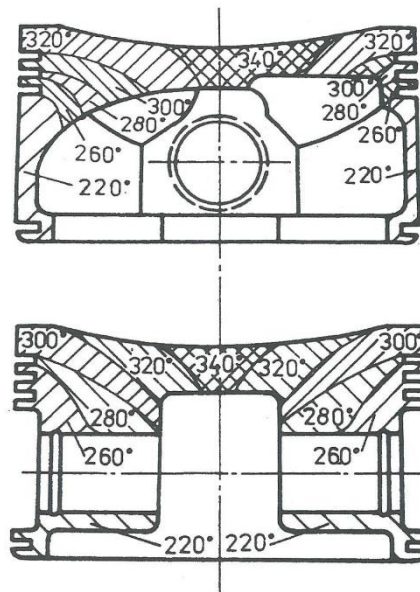
Klikový mechanismus, který se skládá z již zmíněných dílů, je namáhán zejména od sil, které byly popsány v předchozích podkapitolách. To znamená, že každý díl mechanismu je vystaven odlišnému typu namáhání. Společným znakem namáhání klikového mechanismu je, že se jedná o cyklické zatěžování. Namáhání od setrvačných sil nebo síly od tlaku plynů je vysokocyklické namáhání, kdežto teplotní namáhání je nízkocyklické.

2.6.1 PÍST

Písty přenášejí sílu od tlaku plynů pracovní směsi na následující členy klikového mechanismu. Dále píst brání pronikání směsi a výfukových plynů do prostoru klikové skříně a zároveň pronikání oleje do pracovního prostoru.

Píst musí být pevný, tuhý, lehký, dobře odvádět teplo a být odolný opotřebení. Mechanické namáhání pístu je od tlaku plynů přenášeno dnem pístu přes oka pístního čepu na samotný čep. Dno pístu a napojení na oka pístu musí být dostatečně masivní a plocha, kterou působí píst na pístní čep, dimenzována na zabránění vzniku otlaků v okách pístu o pístní čep, který je nejčastěji vyráběn z ocelí vhodných k cementování a nitridování, kdežto píst je z lehkých hliníkových slitin. Píst dále přenáší na stěny válce normálovou sílu, kde vzniká tření a musí být tak odolný i vůči otěru (často řešeno nanesením kluzné vrstvy).

Píst je dále teplotně namáhán teplotou spalované směsi a rozložení teploty není v pístu rovnoměrné. Maximální rozdíl teplot v pístu mezi dnem a spodní polovinou pístních ok může být až 120°C. Z toho důvodu je píst mírně eliptický a v oblasti dna pístu užší. Po zahřátí na provozní teplotu se píst vlivem teplotní roztažnosti zdeformuje do požadovaného tvaru. Obecné znázornění rozložení teplot v pístu je na obrázku 20.



Obr. 20 Příklad rozložení teplot v pístu [3]

Pístní kroužky utěsňují spalovací prostor vůči pístu a stěně válce, tj. těsnící kroužky, jejichž počet se ustálil na dvou. Zejména první těsnící kroužek je namáhán tlakem plynů, tlak působící na následující těsnící kroužek je o řád nižší. Dále je na pístu stírací kroužek, jež má dělenou konstrukci s užšími břity, aby dostatečně stíral olej, který by se mohl dostat do spalovacího prostoru, a kanálky ve své drážce odvádí olej do prostoru pod pístem a zpět do mazacího okruhu.

2.6.2 OJNICE

Ojnice spojuje píst a klikovou hřídel a přenáší tak síly z pístu na ojnicí čep klikové hřídele. Z průběhu síly v ose ojnice, který je znázorněn na obrázku v kapitole 2.5.2 této práce, je patrné, že ojnice je namáhána především cyklickým střídáním tah/tlak. Největší tlakové zatížení je v okamžiku maximálního tlaku plynů a maximální tah je během sacího taktu před dolní úvratí a po otevření výfukového ventilu. Z toho plyne, že je ojnice namáhána únavově.

2.6.3 KLIKOVÁ HŘÍDEL

Kliková hřídel předává energii z jednotlivých válců přímo na vrtuli a k pohonu příslušenství motoru. Na hřídel působí síly, které jsou popsány v podkapitole 2.5.3 a 2.5.4 a dále síly od vrtule (platí pro Walter Mikron III C UL). Dále to pak mohou být síly od reduktoru, protizávaží na hřídeli atd.

Protože průběh kroutícího momentu není stálý, ale v průběhu periody se v čase mění s výraznými špičkami, vyvolává to v hřídeli torzní kmity (pozn. toto kmitání působí i na ostatní části klikového mechanismu, není však pro ně tolik nebezpečné). Jedná se o vynucené kmitání soustavy, jelikož je externě vyvolané, udržované a závisí na provozních otáčkách

motoru a jeho zatížení. Potká-li se tato frekvence s frekvencí vlastních kmitů hřídele, vzroste amplituda kmitů spolu s napětím v hřídeli, které může vést až k úplnému lomu klikové hřídele. Otáčky, při kterých nastává tento jev, se nazývají kritické. Aby se takové situaci předešlo, musí být klika hřídele dostatečně tuhá, aby se provozní a kritické otáčky nesešly, nebo musí být vybavena tlumičem torzních kmitů.

3 1D SIMULACE MOTORU MIKRON III C UL

Pro potřeby této práce bylo nutné získat průběh tlaku ve válci, který je nezbytný pro výpočet sil v klikovém mechanismu ale i pro analýzu pomocí metody konečných prvků. Vzhledem k faktu, že není známa dohledatelná indikace motoru Walter Mikron bez ohledu na verzi a obtížnosti provedení takové indikace motoru, která je náročná potřebným vybavením a konstrukčními zásahy do motoru, bylo přistoupeno k základní simulaci motoru. Ta byla provedena v prostředí simulačního nástroje GT-SUITE v modulu simulací spalovacích motorů GT-POWER, který je lídrem mezi nástroji pro simulace spalovacích motorů.

3.1 PŘÍPRAVA SIMULACE

Pro vytvoření obdobné 1D simulace, jejíž výsledkem bude vnější výkonová charakteristika, průběhy tlaku ve válcích, měrná spotřeba a další parametry, je nutné mít připravené kompletní údaje o motoru (např. délka a uspořádání sání/výfuku, počet, zdvih, průměr a časování ventilů, rozměry klikového mechanismu, příprava směsi atd.) který má být předmětem simulace.

S přihlédnutím k povaze práce, která se věnuje hnacímu mechanismu motoru Walter Mikron III C UL, nebyla většina potřebných parametrů dostupná. Známými údaji byly rozměry klikového mechanismu a údaje o výkonu a otáčkách v některých režimech uvedené v tabulce 1. Z toho důvodu bylo po konzultaci přistoupeno k využití předpřipraveného tutorialu čtyřválcového motoru a jeho následným úpravám podle známých údajů o motoru Mikron III C UL tak, aby se výsledky blížily známým údajům o výkonu. Některé rozměry musely být odhadnuty podle známých rozměrů a fotografií motoru. Jednalo se o rozměry jednotlivých segmentů sacího a výfukového potrubí.

3.2 VÝSLEDKY SIMULACE

Po odladění simulace se podařilo dosáhnout velmi dobrých výsledků. Hodnoty výkonu pro nejvyšší provozní otáčky motoru Walter Mikron III C UL se téměř shodovaly a bržděný výkon dle simulace je o necelé 2 kW vyšší, než udává výrobce PARMA-TECHNIK. V režimu maximálního trvalého výkonu je rozdíl přes 4 kW ve prospěch simulace. Avšak u obou těchto hodnot je nutné brát v úvahu, že na konečný výkon konkrétního motoru má vliv mnoho faktorů a je tedy možné, že některé motory Mikron III C UL mohou dosahovat i těchto hodnot. Pouze u cestovního výkonu je rozdíl přes 11 kW, ale pravděpodobně není reálný motor při měření cestovního výkonu plně zatížen (škrťací klapka je přivřená) a jeho výkon musí být nižší. V simulaci se motor pohybuje na vnější charakteristice. V tabulce 6 je porovnání výkonů udávaných výrobcem a ze simulace.

Tab. 6 Porovnání výkonu motoru Mikron III C UL

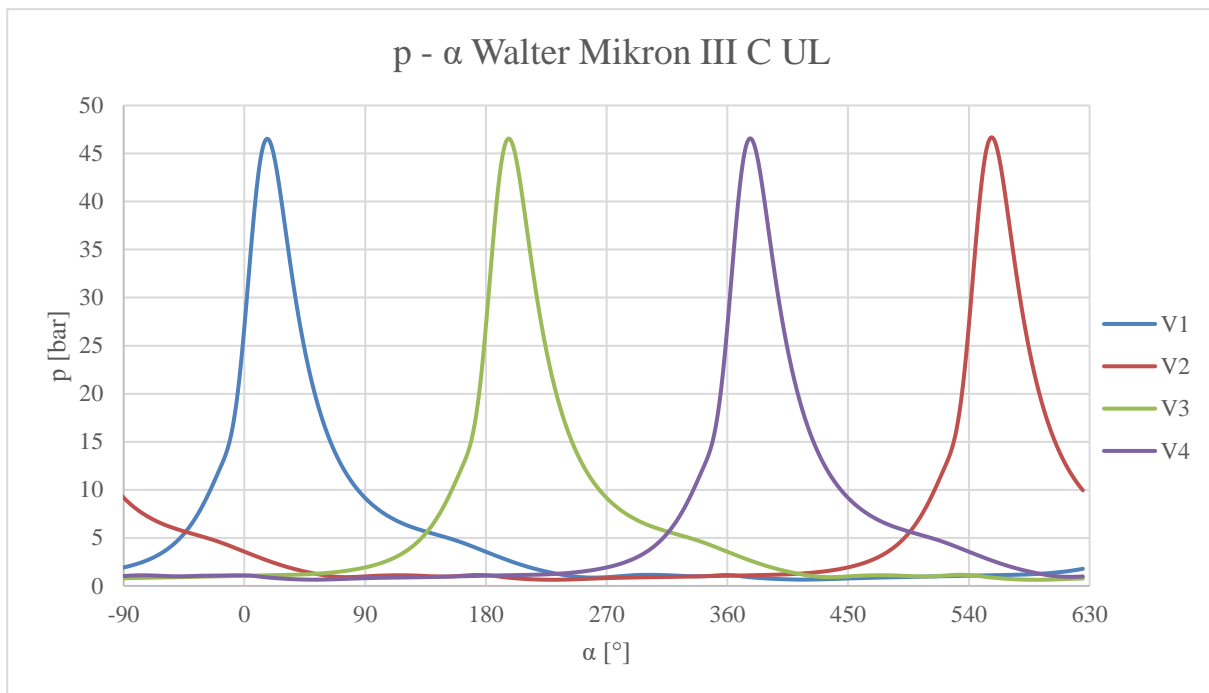
otáčky [min^{-1}]	Výkon [kW]	
	Udávaný	GT-POWER
2800	60,0	62,0
2700	55,0	59,7
2500	44,0	55,2

V další tabulce jsou uvedeny podrobné provozní údaje motoru Mikron III C UL, které vzešly z 1D simulace.

Tab. 7 Simulované parametry motoru Mikron III C UL pro hlavní provozní režimy

Otáčky	min^{-1}	2800	2700	2500
Točivý moment	Nm	211,44	211,12	210,83
Výkon	kW	62,00	59,69	55,20
Měrná efektivní spotřeba	g/kWh	257,02	255,87	254,11
Střední indikovaný tlak	bar	11,27	11,22	11,14
Střední efektivní tlak	bar	9,76	9,75	9,73
Plnicí účinnost	-	0,87	0,87	0,86
Průtok vzduchu	kg/h	231,12	221,56	203,46
Mísící poměr λ	-	14,50	14,51	14,51

Jak již bylo výše popsáno, bylo cílem 1D simulace přiblížit se ke známým hodnotám výkonu, a tím získat odpovídající průběh tlaku ve válci motoru, který je nezbytný pro zjištění působících sil v klikovém mechanismu i následnou pevnostní analýzu metodou konečných prvků. Průběh tlaku ve válci je vyobrazen již na obrázku 13, zde na obrázku 21 je průběh tlaku ve všech čtyřech válcích při 2800 min^{-1} během jedné periody.



Obr. 21 Průběh tlaku ve válcích motoru Mikron III C UL při 2800 min^{-1} získaný z 1D simulace

S takto získaným průběhem tlaku ve válci motoru Mikron je uvažováno při analytickém výpočtu rozložení sil v klikovém mechanismu (kapitoly 2.4 a 2.5) a v analýze metodou konečných prvků v kapitole 4.

4 PEVNOSTNÍ ANALÝZA KLIKOVÉHO MECHANISMU MIKRON

Stěžejním výstupem této práce je pevnostní analýza hlavních komponent hnacího – klikového mechanismu motoru Walter Mikron III C UL. Jedná se o píst, ojnici a klikový hřídel. Všechny MKP analýzy byly provedeny v simulačním programu ANSYS Workbench, konkrétně modulů Modal, Static structural a Transient structural.

Modální analýza byla provedena u klikové hřídele v sestavě s unašečem vrtule a ozubení startéru. Statické analýzy byly provedeny u pístu, ojnice a klikové hřídel. Zatížení ve statických analýzách vycházelo z výsledků rozkladu sil v klikovém mechanismu v kapitole 2.5. Pomocí transientní analýzy byla provedena analýza jednoválce a dvouválce vycházejícího z analyzovaného motoru Mikron, která kombinuje MKP analýzu s Multi Body analýzami.

4.1 MODÁLNÍ ANALÝZY KLIKOVÉ HŘÍDELE

Modální analýza u klikových hřídelí je důležitá, jelikož jsou po celou dobu zatěžovány torzním kmitáním od nestálého průběhu kroučícího momentu a jejich vlastní frekvence jsou posazeny nejnižší z ostatních komponent klikového mechanismu z důvodu největší hmotnosti. Kmitání klikové hřídele může nastat ve 3 směrech:

- Posuv v ose rotace
- Ohyb kolem osy kolmé k ose rotace
- Torzní kmity

Pokud by došlo k sjednocení budící frekvence (otáčky, průběh kroučícího momentu, první dva řády setrvačných sil) s frekvencí volného kmitání, nastane rezonance hřídele, která by mohla vést až k samotné destrukci hřídele.

Modální analýza může být provedena u volného tělesa, která slouží především k posouzení tuhosti zkoumaného tělesa, pokud u něj byly provedeny konstrukční změny (zvýší-li se tuhost, zvýší se vlastní frekvence tělesa). Nebo může být provedena modální analýza upevněného tělesa, které simuluje umístění součásti ve stroji, k posouzení, jestli není součástí v oblasti budících frekvencí.

4.1.1 MODÁLNÍ ANALÝZA VÁZANÁ

U této modální analýzy byly zjišťovány vlastní frekvence klikové hřídele uložené otočně v místech hlavních ložisek (5x). Na klikové hřídeli je dále nasazen unašeč vrtule spolu s unašečem věnce startéru a zjednodušený model vrtule. Vrtule rozměrově odpovídá nejčastěji používaným typům používaných na motorech Mikron – dvoulistá, průměr 1500 mm.

Materiály použité na modelech odpovídají materiálům uvedeným ve výkresové dokumentaci PARMA-TECHNIK. Pouze u vrtule byl po konzultaci použit místo dřeva model kompozitního materiálu z uhlíkových vláken, jelikož model dřeva nebyl v databázi použitého výpočetního softwaru ANSYS Workbench a uhlíkový kompozit se z dostupných materiálů v databázi jevil nejvhodněji. Ostatní použité materiály jsou uvedeny v následující tabulce 8 a nebylo nutné jejich charakteristiky měnit (pro potřeby modálních analýz).

Tab. 8 Použité materiály v modálních analýzách (neupravované)

Součást	Materiál	Hmotnost [kg]
Kliková hřídel	ocel	7,06
Unašeč vrtule	ocel	1,55
Unašeč ozubení	hliník	0,82
Vrtule	uhlíkový kompozit	6,32

Pro spojení jednotlivých součástí při analýze byly vybrány kontakty rozhraní typu „Bonded“, které pro potřeby modální analýzy dostačují. Sítování modelů bylo prováděno s důrazem na rovnoměrnost sítě a zejména dostatečném počtu prvků ve stěnách součástí (čepy klikové hřídele jsou duté, unašeče mají tenké stěny), aby nedošlo ke zkreslení výsledků nekvalitní sítě. U klikové hřídele a unašeče vrtule byly použity k vytvoření sítě čtyřstěnné prvky kvůli jejich složitému tvaru. Vrtule a unašeč ozubení byly vytvořeny pomocí šestistěnných prvků.

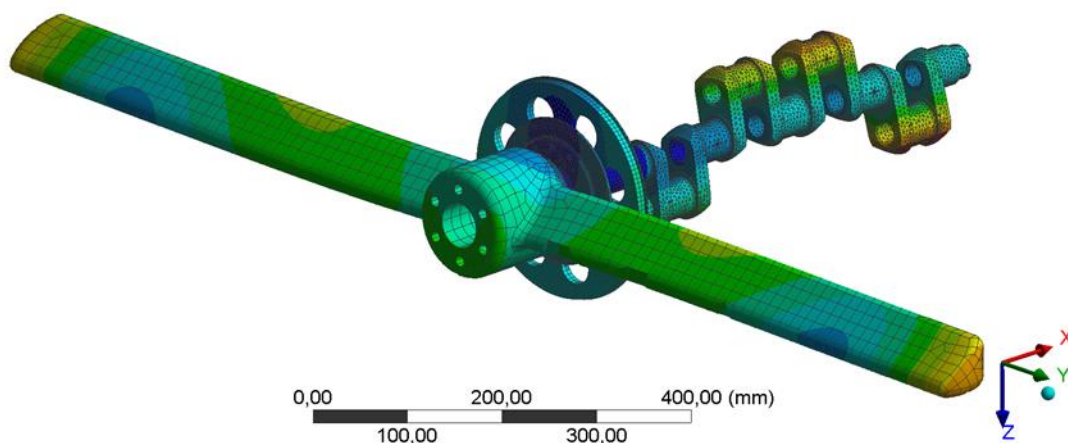
Sestava byla otočně uložená pomocí válcových vazeb v místech hlavních ložisek, které simulovalo uchycení v klikové skříně. Tyto vazby však nedovolují nastavit vůle axiálního a radiálního posuvu, čímž mohou být výsledky ovlivněny směrem nahoru vlivem tužšího uložení. Ovšem při zpracování této práce nebyly parametry uložení klikové hřídele známy a jejich doplnění by mohlo vést k jinému zkreslení výsledků.

Tab. 9 Vlastní frekvence otočně uložené sestavy klikové hřídel s vrtulí motoru Mikron III C UL

Tvar	Frekvence [Hz]
1	78,3
2	82,2
3	135,1
4	307,4
5	414,9
6	469,0
7	513,3
8	562,5
9	603,7

Výsledky analýzy ukázaly, že vzhledem ke svému tvaru a velikosti je k vlastním frekvencím nejnáchylnější vrtule. Kliková hřídel se ve zkoumaných devíti módech projevuje pouze v šestém (467 Hz) a sedmém (513,3 Hz) módu, kdy se jedná o torzní kmitání vůči prvnímu hlavnímu ložisku u vrtule. Z výsledků plyne, že kliková hřídel spolu s unašeči je dostatečně

tuhá a nehrozí poškození vlivem vlastních kmitů v kombinaci s buzením motoru. Výsledky dále naznačují, že by se v pásmu buzení frekvencí druhých řádů (točivý moment, setrvačné síly) mohla nacházet vrtule. Její první vlastní frekvence v této sestavě leží na 78,3 Hz a druhá 82,2 Hz, která odpovídá frekvenci druhých řádů při 2500 min⁻¹. Je nutné ale brát v potaz, že model vrtule je zjednodušený včetně použitých materiálových charakteristik.



Obr. 22 Šestá vlastní frekvence a její tvar sestavy klikové hřídel, unašečů a vrtule motoru Mikron III C UL

4.1.2 MODÁLNÍ ANALÝZA VOLNÁ

Volná modální analýza byla vytvořena pro doplnění a ucelení představy chování klikové hřídele ve volném prostoru, který ovšem za provozu motoru nemůže nastat. Jak již bylo zmíněno, slouží volná modální analýza k porovnání konstrukčních úprav na celkovou tuhost součástí dle vztahu pro výpočet vlastní frekvence [Hz].

$$\Omega = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (37)$$

kde k je tuhost součásti, m její hmotnost.

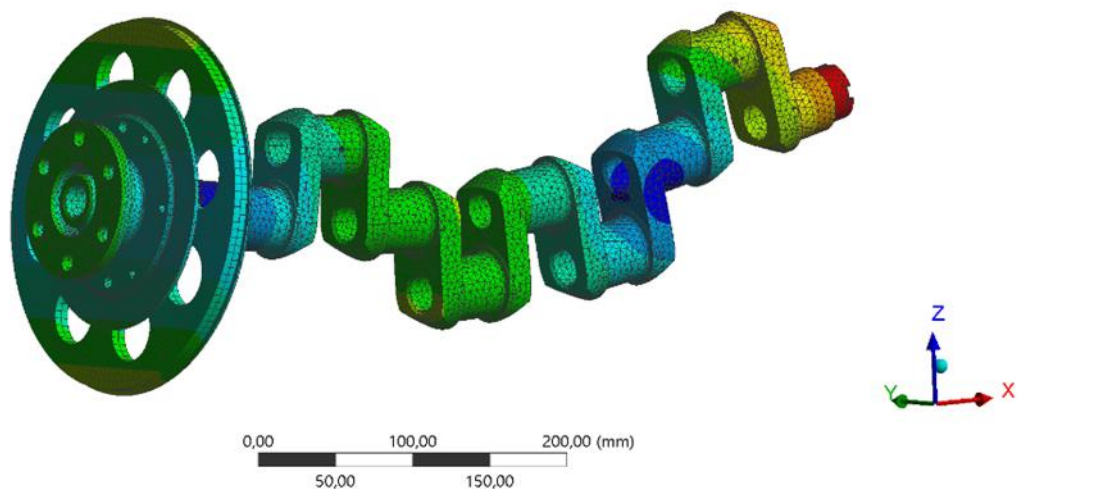
Ze vztahu (37) plyne, že zvýší-li se tuhost, zvýší se vlastní frekvence, zvětší-li se hmotnost, vlastní frekvence se sníží.

Volná modální analýza klikové hřídele motoru Mikron III C UL byla provedena s unašečem vrtule a unašečem ozubení startéru. Vrtule byla v tomto případě zanedbána, aby nedošlo ke zkreslení výsledků vzhledem k jejímu zjednodušení a faktu, že použité vrtule se může lišit. Síť těles, kontaktů a použité materiály odpovídají modální analýze otočně uložené klikové hřídele (viz tab.7) s rozdílem, že celek není nijak uchycen a má tedy všech šest stupňů volnosti v prostoru.

Tab. 10 Vlastní frekvence volně uložené klikové hřídele Mikron III C UL

Tvar	Frekvence [Hz]
1	164,3
2	209,3
3	390,5
4	545,5
5	679,2
6	793,3

Po vynechání vlastních frekvencí připadající stupňům volnosti je první volná vlastní frekvence s unašeči na 164,3 Hz a dochází k ohybu kolem osy kolmé k ose rotace (viz obrázek 23). Druhá frekvence leží na 209,3 Hz a dochází k ohybu kolem druhé kolmé osy k ose rotace. Další tvary jsou různým skládáním těchto tvarů, přidáváním dalších uzlů nebo krutu v ose rotace.



Obr. 23 Mód první vlastní frekvence (164,3 Hz) sestavy klikové hřídele a unašečů

4.2 PEVNOSTNÍ ANALÝZA KLIKOVÉ HŘÍDELE

Kliková hřídel byla podrobena statické analýze silových účinků, které se na ni přenáší skrz celý mechanismu od tlaku plynů a setrvačných sil. Analýza byla provedena v modulu Static Structural výpočetního programu ANSYS Workbench.

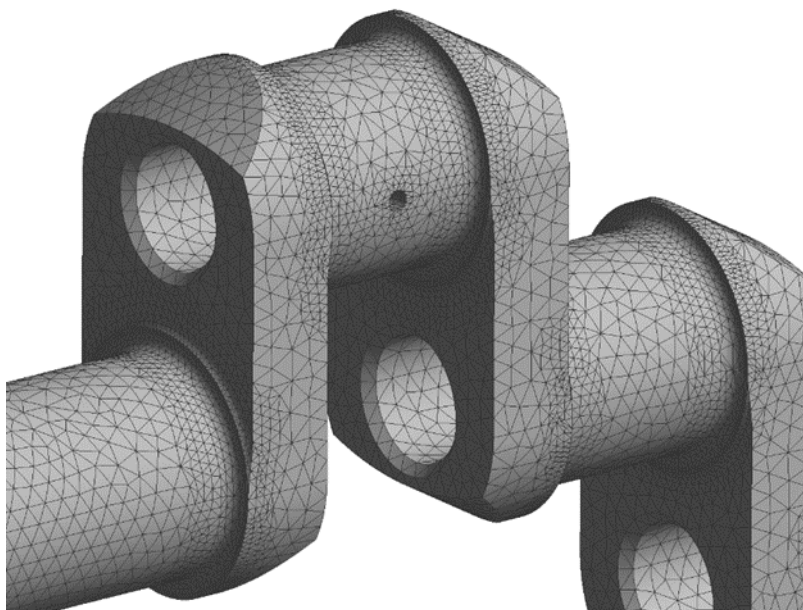
Zatížení jednotlivých ojnicích čepů bylo nastaveno dle výsledků sil působících na ojnicí čep při 2800 min^{-1} v kapitole 2.5.3. Zatížení čepů bylo odvozeno dle pořadí zapalování

čtyřválcového motoru 1-3-4-2 v bodě, kdy na první válec působí největší síla od tlaku plynů, který připadá na 24,9° natočení klikové hřídele za horní úvratí prvního válce. Zatížení ojnicních čepů tangenciální a normálovou složkou je uvedeno v tabulce 11.

Tab. 11 Zatížení ojnicních čepů při statické analýze

	Tangenciální [N]	Normálová [N]
Válec 1	34380	4642
Válec 2	-381	674
Válec 3	585	1454
Válec 4	1299	153

Kliková hřídel byla uchycena obdobně jako v případě vázané modální analýzy. Zde musel být omezen i tangenciální směr ve vazbách, jelikož výslednice sil by způsobovala rotaci hřídele. Zatěžující síly byly definovány na příslušné poloviny válcových ploch ojnicních čepů.

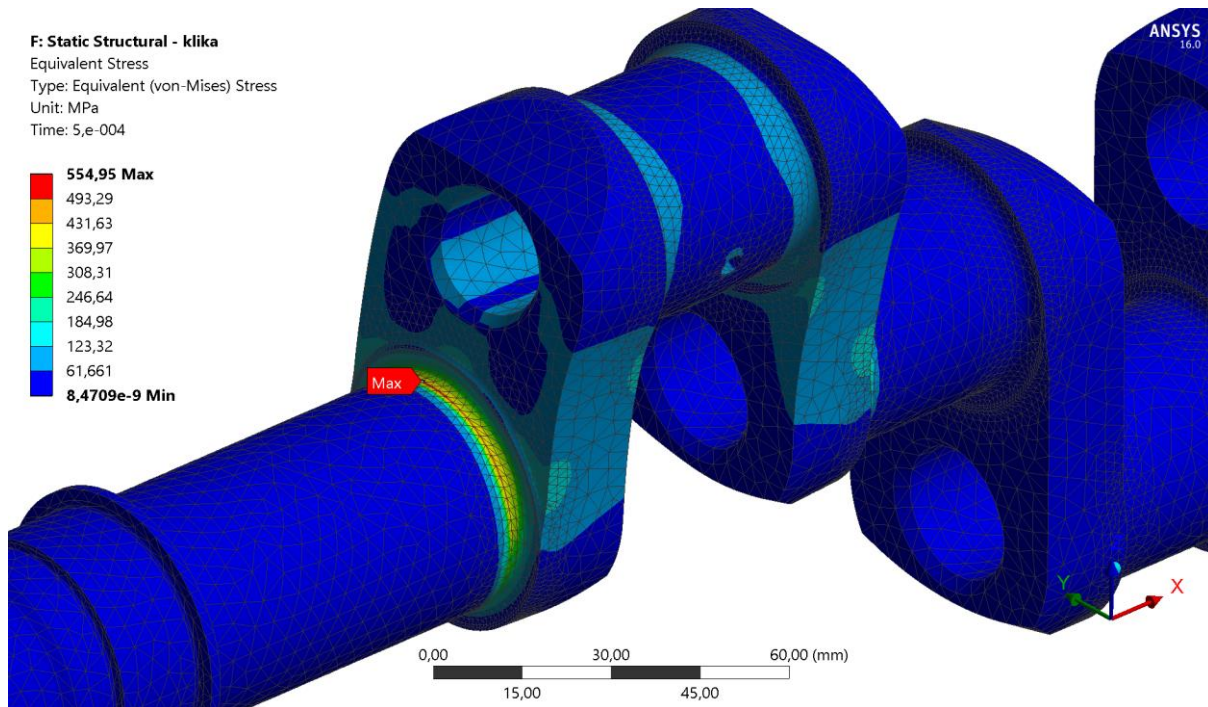


Obr. 24 Detail sítě klikové hřídele

Síť klikové hřídele byla vytvořena čtyřstěnnými prvky o délce hrany 4 mm a v kritických místech vrubů, rádiusů, otvorů apod. zjemněna na délku hrany 1 mm, kde je možná koncentrace napětí a výsledky numerického výpočtu by mohly být zkrácené. K této hrubosti sítě bylo dospěno po postupném zjemňování sítě na rozdíl ve výsledku výpočtu o 2 %.

Materiál používaný k výrobě klikové hřídele motoru Mikron III C UL je POLDI V-NIT2, jejímž ekvivalentem je ocel 30CrMoV9 dle evropské normy EN [10]. Jedná se o legovanou ocel používanou u součástí středních až velkých průřezů s vysokou tvrdostí povrchu. Základní materiálové charakteristiky uvedené v materiálovém listu [10] byly použity pro MKP výpočet této klikové hřídele.

Výsledek výpočtu potvrdil, že největší napětí vznikající na klikové hřídeli motoru Mikron III C UL je v oblasti přechodu zalomení kliky do hlavních čepů válce, který je zatěžován tlakem plynů a dodává kroutící moment na hřídel. Konkrétně je tímto místem přechod rádiusu do hlavního čepu (obrázek 25) po obou stranách zalomení.



Obr. 25 Rozložení redukovaného napětí dle HMM v nejvíce zatíženém zalomení klikové hřídele

Maximální redukované napětí dle podmínky HMM je v daném místě 555 MPa. Ve stejném místě se nachází i maximální hlavní napětí (339,5 MPa) a maximální sřihové napětí (320,4 MPa).

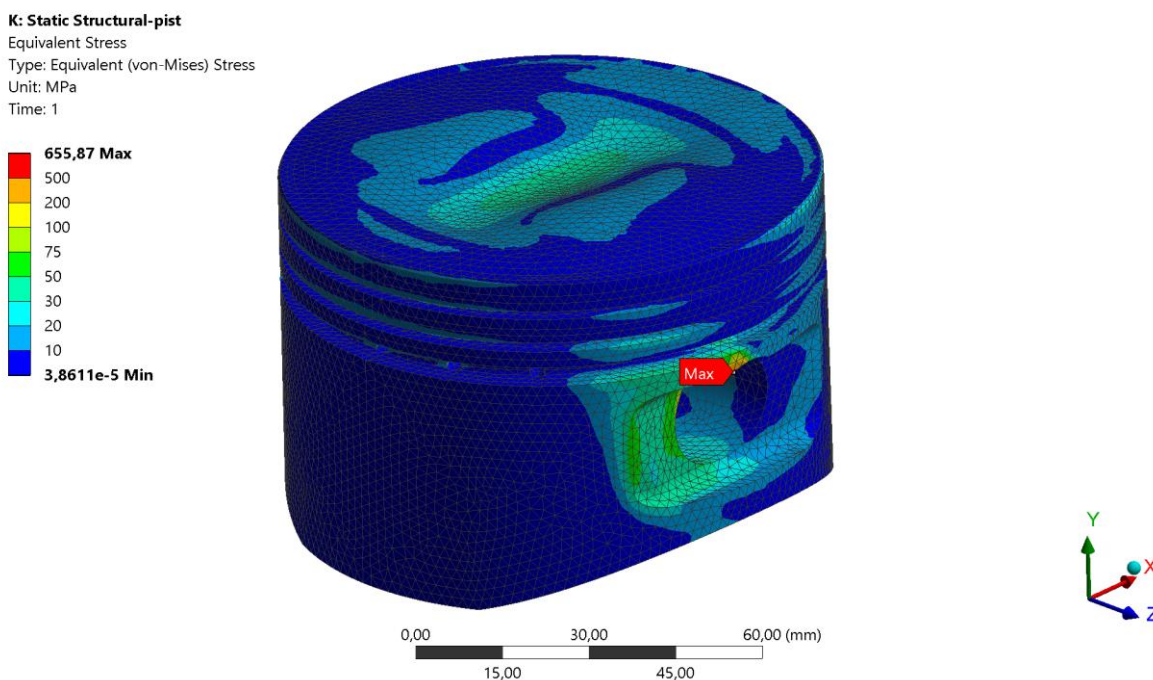
Z výsledků plyne, že i v bodě největšího zatížení od tlaku plynů při maximálních otáčkách, při kterých nesmí motor běžet déle než pět minut, nedochází ke vzniku nebezpečně velkého napětí v klikové hřídeli. To je zásluhou především jakostní legované oceli 30CrMoV9 (POLDI V-NIT2), jehož smluvní mez kluzu při průřezech do 100 mm je přibližně 800 MPa.

4.3 PEVNOSTNÍ ANALÝZA PÍSTU

Analýza pístu byla provedena pouze zatížením od největšího tlaku plynů, který při provozu motoru Mikron III C UL při 2800 min^{-1} vzniká. Píst nebyl zatěžován teplotně, jelikož analýza těchto vlivů by byla značně náročná a vzhledem k obtížnosti měření teplotního zatížení pístu nebylo možné tato data získat měřením. Tato analýza poskytuje prvotní náhled do problematiky únosnosti pístu a nelze z ní dělat jednoznačné závěry a konstrukční návrhy.

Síť pístu pro potřeby analýzy byla vytvořena čtyřstěnnými prvky o délce hrany 2 mm, protože se jedná o součást s tenkými stěnami a množstvím přechodů a tvarů, které dokážou čtyřstěnné prvky lépe pokrýt.

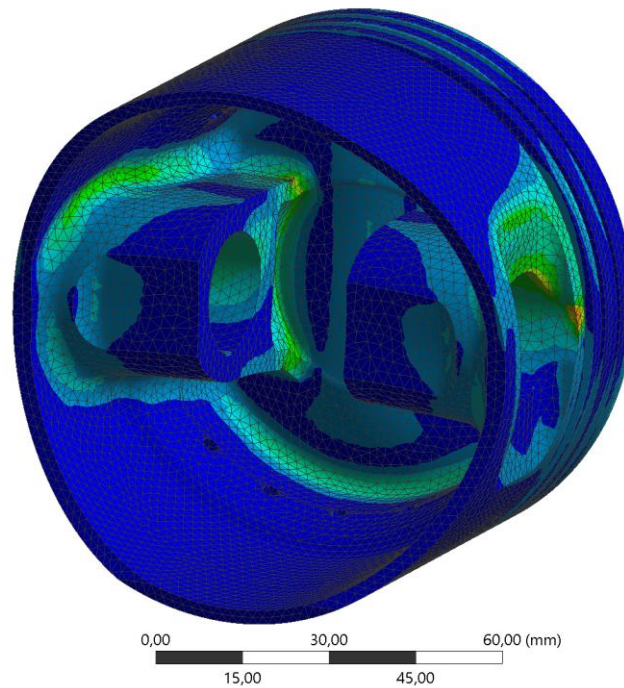
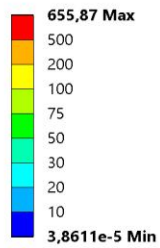
Velikost tlaku působícího na dno pístu bylo převzato z 1D analýzy motoru (kapitola 3) a jeho nejvyšší hodnota je 4,611 MPa. Píst byl uchycen vazbou „Compression only support“ v místech uložení pístního čepu. Tato vazba lépe odpovídá uložení s plovoucím pístním čepem. Materiál používaný k výrobě pístu je uveden v tabulce 2 a jeho ekvivalentem je hliníková slitina AlCu2Mg2Ni, která dle [11] má smluvní mez kluzu 372 MPa a mez pevnosti 441 MPa. Tyto hodnoty byly použity pro výpočet pevnostní analýzy pístu.



Obr. 26 Rozložení redukovaného napětí (HMH) v pístu, vnější pohled

Výsledky ukázaly, že je píst dostatečně dimenzovaný na dané zatížení a nevyskytují se žádná příliš namáhaná místa vzhledem k mezi kluzu daného materiálu. Redukované napětí nepřekročí 100 MPa. V nejtenčím místě dna pístu nepřekročí 40 MPa (zde maximální deformace 0,027 mm), přechody do ok pístního čepu vykazují necelých 80 MPa. Extrémní hodnota 655 MPa na okraji vnějších hran ok pístního čepu je pouze lokální extrém koncentrace napětí v jednom uzlu (ostrý roh), který není nebezpečný (viz obrázek 26).

K: Static Structural-pist
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1



Obr. 27 Rozložení redukovaného napětí (HMH) v pístu, vnitřní pohled

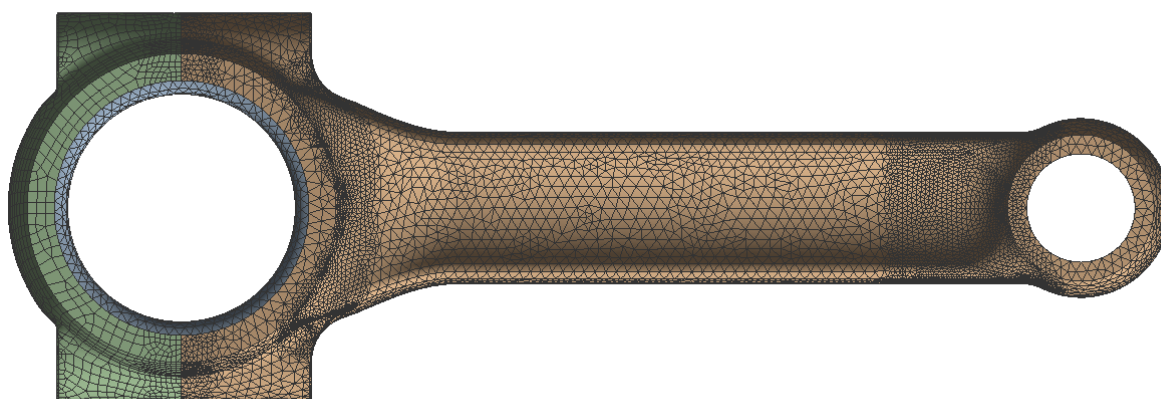
4.4 PEVNOSTNÍ ANALÝZA OJNICE

Ojnice je během pracovního cyklu motoru dominantně zatěžována tlakem, ale přechází v některých oblastech do mírného tahu, jak je blíže popsáno v podkapitole 2.6.2. Jedná se tak o velmi namáhanou součást, která byla analyzována i z hlediska bezpečnosti a životnosti.

4.4.1 PŘÍPRAVA ANALÝZY

Analýza proběhla na sestavě ojnice, která se skládala z ojnice, víka ojnice a zjednodušeného ojnicího ložiska. Materiál ojnice je shodný s materiálem pístu, který je popsán v podkapitole 4.3 a byl i použit u analýzy ojnice. Pánev ložiska byla pro zjednodušení považována za ocelovou a neuvažovala se vrchní bronzová kluzná vrstva (nebyly k dispozici materiály k ložiskům klikového ústrojí motoru Mikron III C UL).

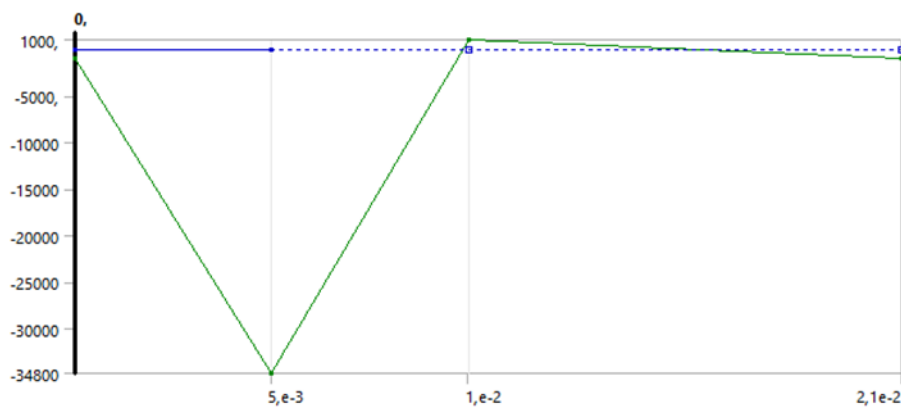
Sít' těles sestavy byla vytvořena šestistěnnými prvky metodou „Hex Dominant“, která však může automaticky pro vyplnění použít čtyřstěnné prvky. Délka hrany prvků je 2 mm. V místech přechodů dřívku do ojnicího oka, ojnicí hlavy a v místě kontaktu hlavy a víka ojnice na délku hrany 1 mm.



Obr. 28 Náhled sítě sestavy ojnice motoru Mikron III C UL

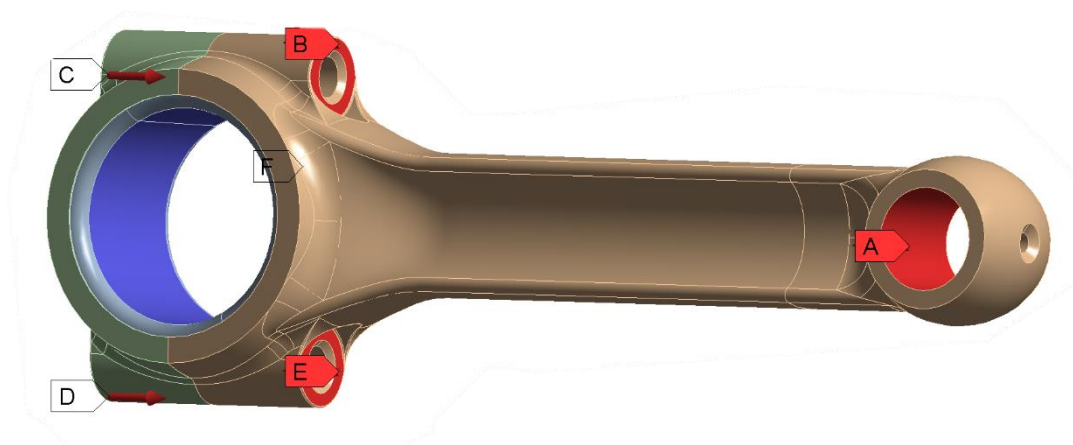
Kontakty mezi hlavou a víkem ojnice a mezi ojnicí a ojnicím ložiskem byly vzhledem k vzájemně neměnné poloze při provozu a zjednodušení analýzy nastaveny na typ „Bonded“, který dovoluje lineární řešení, dokud není zaznamenána změna rozměrů kontaktu. Tento případ by neměl nastat, a proto byl tento kontakt zvolen a je dostačující pro následující výpočet.

Zatížení ojnice bylo provedeno proměnnou silou v ose ojnice na základě jejího průběhu znázorněném na obrázku 16. Síla působí na dosedací plochu pístního čepu. Průběh této síly je zjednodušen do třech kroků o celkové délce jednoho pracovního cyklu 21 ms. Tento průběh síly a délka cyklu byly použity pro analýzu únavové životnosti a bezpečnosti ojnice. Maximální síla v tlaku je 34,8 kN a v tahu 1 kN, graficky znázorněno na obrázku.



Obr. 29 Průběh síly v ose ojnice pro pevnostní a únavovou analýzu

Další silové zatížení nahrazuje reálné spojení ojnice s víkem pomocí průchozích šroubů M8 a matek s podložkami. Zatížení bylo určeno na základě utahovacích momentů šroubů M8 dostupné ze zdroje [12]. Každá dosedací plocha podložek byla tak zatížena silou 10 kN proti sobě (v ose šroubu by byla osová síla 20 kN, kterou vyvolá utahovací moment cca. 30 Nm).



Obr. 30 Zatížení ojnice pro potřeby MKP analýzy (červeně síly, modře vazba)

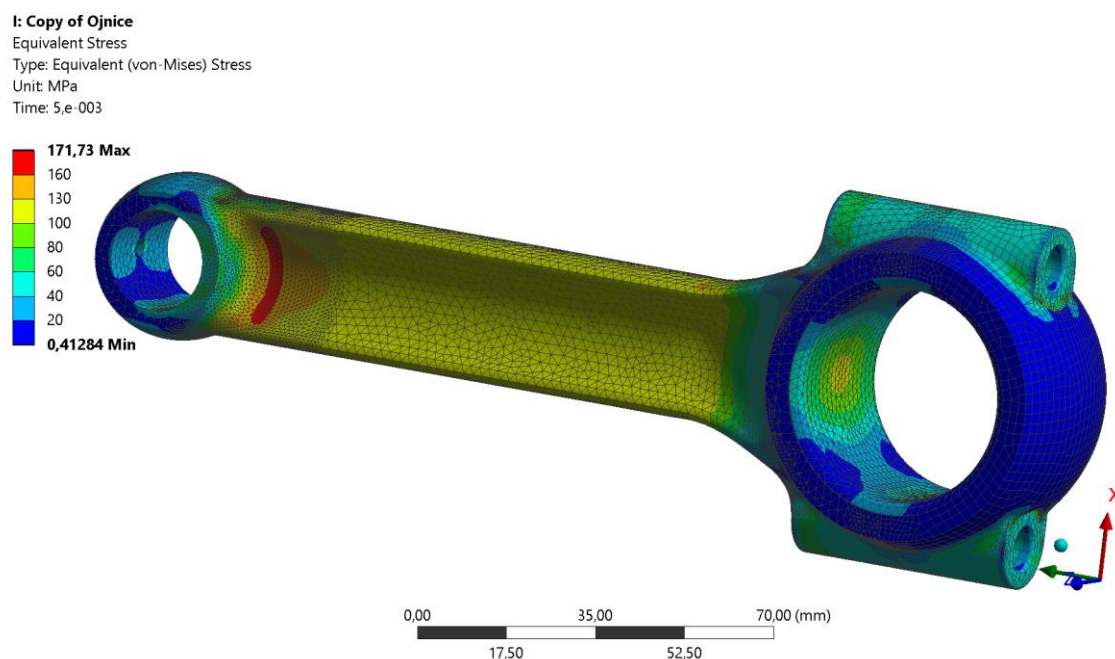
Uchycení ojnice bylo pomocí vazby „Compression only“, která je funkční pouze při tlakovém zatížení. Další vazba vzhledem k symetrii zatížení nebyla nutná.

4.4.2 VÝSLEDKY ANALÝZY

Výsledky analýzy ukázaly, že ojnice je dostatečně dimenzovaná na výkonové parametry motoru Mikron III C UL a rozložení napětí v součásti nevybočuje z obvyklých předpokladů pro ojnice.

Maximální redukované napětí dle podmínky HMMH v ojnici činí 172 MPa a nachází se v přechodu z oka pístního čepu do zúžení dříku ojnice. Tato oblast se rozprostírá přes několik prvků a maximální napětí nevzniká v jednom uzlu. To je považováno za věrohodné. Rozložení napětí v dříku ojnice osciluje kolem hodnoty 120 MPa s přibývajícím materiálem při přechodu do hlavy ojnice klesá k 20 MPa. Zanedbatelné extrémy vznikají v některých

uzlových bodech dosedacích ploch podložek šroubu a matice, kde je velmi ostrý rádius 0,3 mm.



Obr. 31 Redukované napětí HMM v sestavě ojnice motoru Mikron III C UL při maximálním zatížení

Napětí v oblasti děr ojnicích šroubů od přepětí šroubů zůstává konstantní v celém zatěžovacím cyklu v intervalu od 40 MPa do 70 MPa (platí pro hlavu i víko ojnice). Tyto hodnoty by byly odlišné, pokud by byly známy přesné specifikace šroubů, matic a utahovací moment, avšak rozdíl by nebyl markantní. Rozložení redukovaného napětí je znázorněno na obrázku 31.

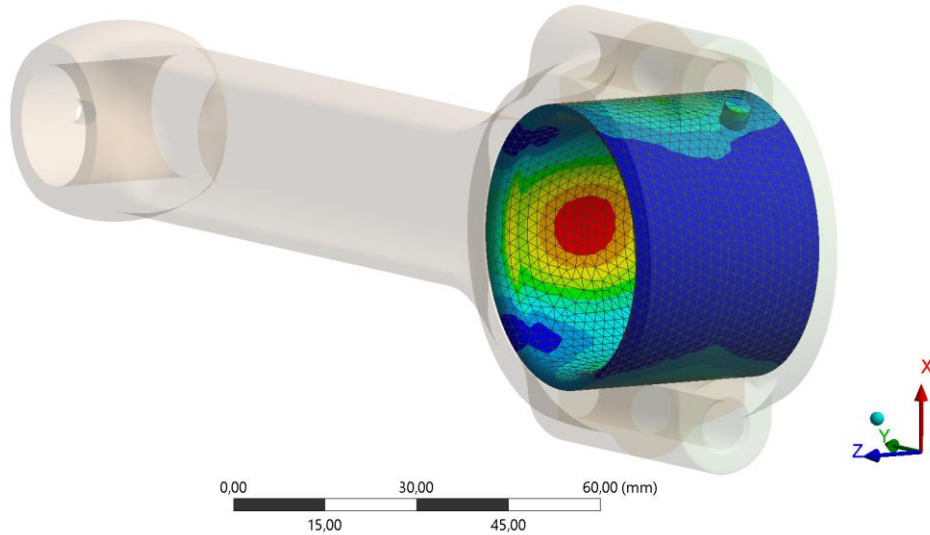
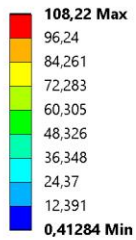
I: Copy of Ojnice

Equivalent Stress 4

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 5,e-003



Obr. 32 Rozložení redukovaného napětí v pánvi ložiska při největším zatížení

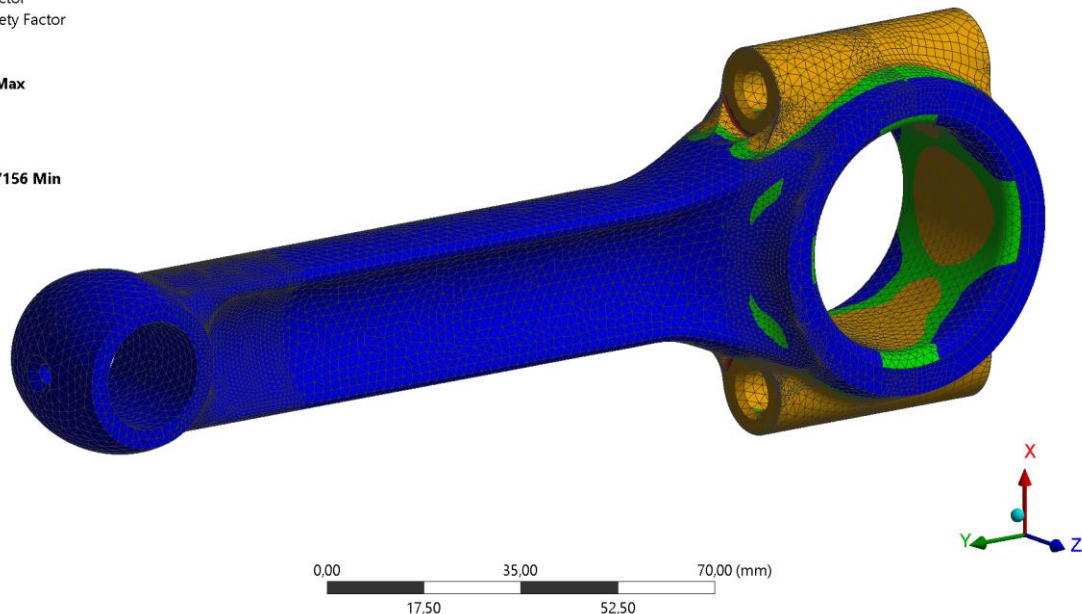
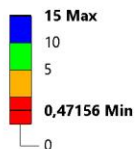
Pánev ložiska nepřesahuje hodnotu redukovaného napětí 110 MPa, která se vyskytuje přímo pod dřívkem ojnice v okamžiku největšího zatížení. Po zbytek cyklu je rozloženo napětí po obvodu s maximálními hodnotami do 40 MPa.

I: Copy of Ojnice

Safety Factor

Type: Safety Factor

Time: 0



Obr. 33 Grafické znázornění koeficientu bezpečnosti sestavy ojnice motoru Mikron III C UL

Analýza únavy ukázala, že v současném stavu je ojnice stavěná na neomezenou životnost z pohledu počtu výše zmíněných zatěžovacích cyklů. Pro výpočet únavy byl použit Gerberův

model, který lépe reflektuje únavové chování hliníkových slitin. Ovšem stále platí, že hliníkové slitiny nemají pevnou mez únavy a s narůstajícím počtem cyklů stále klesá.

Koeficient bezpečnosti větší části ojnice se pohybuje na hodnotách od 5 a výš, pouze v oblasti děr ojnicích šroubů klesá k hodnotě 2, kde je ovšem zjednodušené působení ojnicích šroubů.

Výpočty únavy a koeficientu bezpečnosti v modulu ANSYS Workbench proběhly s použitím přednastavených parametrů materiálů pro únavu a nepodařilo se dohledat přesný popis výpočtu těchto hodnot a je nutné tuto skutečnost vzít na vědomí při hodnocení výsledků.

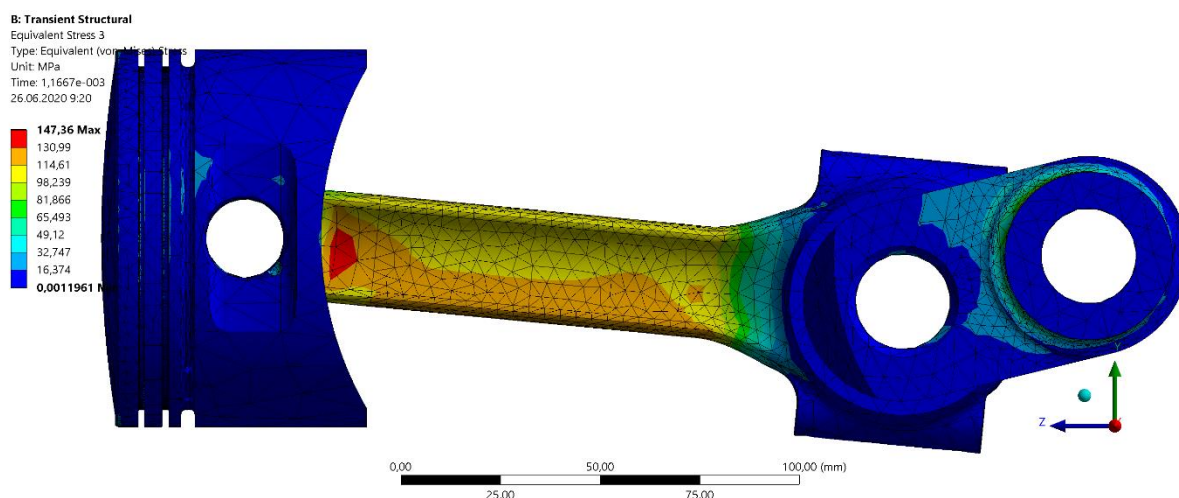
4.5 TRANSIENTNÍ ÚLOHA ODVOZENÉHO JEDNOVÁLCE

Dílčím cílem práce bylo ověřit možnosti modulu Transient structural v prostředí ANSYS Workbench pro výpočty klikového mechanismu spalovacích motorů případně dalších aplikací. Pro tyto potřeby byl vytvořen jednoválec odvozený od motoru Mikron III C UL.

Původní záměr byl analyzovat celý klikový mechanismus čtyřválece, ale později při postupných pracích od jednoválce přes dvouválec po čtyřválec nebylo možné spočítat nic jiného než jednoválec. Důvody, proč tomu tak bylo, byly dva:

- Omezení licencí ANSYS dostupných na ÚADI FSI VUT
- Výpočetní nároky na použitý hardware

Licence výpočetního programu ANSYS R19.2 používaného v době přípravy této práce na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství byla buď limitována počtem prvků, který může být do výpočtu zahrnut (akademická licence pro výuku), nebo neumožňovala modul Transient structural spustit, jelikož v ní nebyl zahrnut (licence pro výzkumné účely). Z těchto důvodů nebylo možné spustit výpočet analýzy čtyřválece ani s velmi hrubou sítí. U dvouválce výpočet proběhl, ale síť těles byla stále velmi hrubá a výsledky výpočtu napětí se nestabilně pohybovaly v řádu jednotek tisíců MPa.



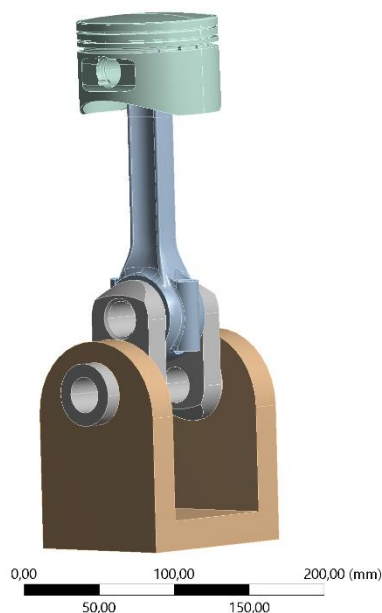
Obr. 34 Příklad rozložení napětí v klikovém mechanismu v oblasti největšího působení sil od tlaku plynů (cca 20° po HÚ)

S nároky na výpočetní hardware souvisí především očekávání od výsledků. Použije-li se modul Transient structural v režimu multibody pro zkoumání kinematiky a dynamiky tuhých těles, je výpočet velmi rychlý a nenáročný na počítač. Budou-li do výpočtu zahrnuta pružná tělesa pro zkoumání vnitřních účinků, jako v případě této práce, nároky na hardware strmě rostou, zejména na procesor, velikost operační paměti a úložného prostoru na disku. Pro srovnání výpočet jednoválce s jemnější sítí proběhl přibližně za 2 hodiny a 45 minut, kdežto dvouválec s hrubší sítí se blížil k 30 hodinám na identickém počítači.

Dále uvedené postupy, nastavení a doporučení budou vztažena k jednoválcovému klikovému mechanismu, avšak jejich aplikace je analogická k jiným analyzovaným mechanismům.

4.5.1 PŘÍPRAVA ANALÝZY

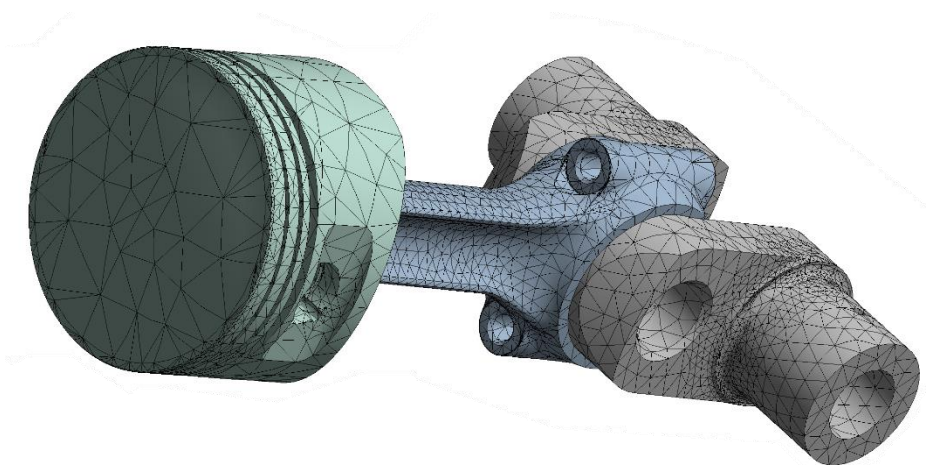
Pro výpočet bylo nutné zkrátit CAD model klikové hřídele na jedno zalomení. Později během prvních výpočtů se ukázalo, že je-li kliková hřídel vedena jako pružné těleso přichycené rotační vazbou přímo k okolí (ground), řešič nekonvertuje. Proto bylo nutné, do sestavy jednoválce přidat jednoduchý rám k uchycení klikové hřídele. Rám byl v analýze definován jako tuhé těleso (rigid body).



Obr. 35 Model jednoválcového klikového mechanismu Mikron s pomocným rámem pro výpočet transientní úlohy

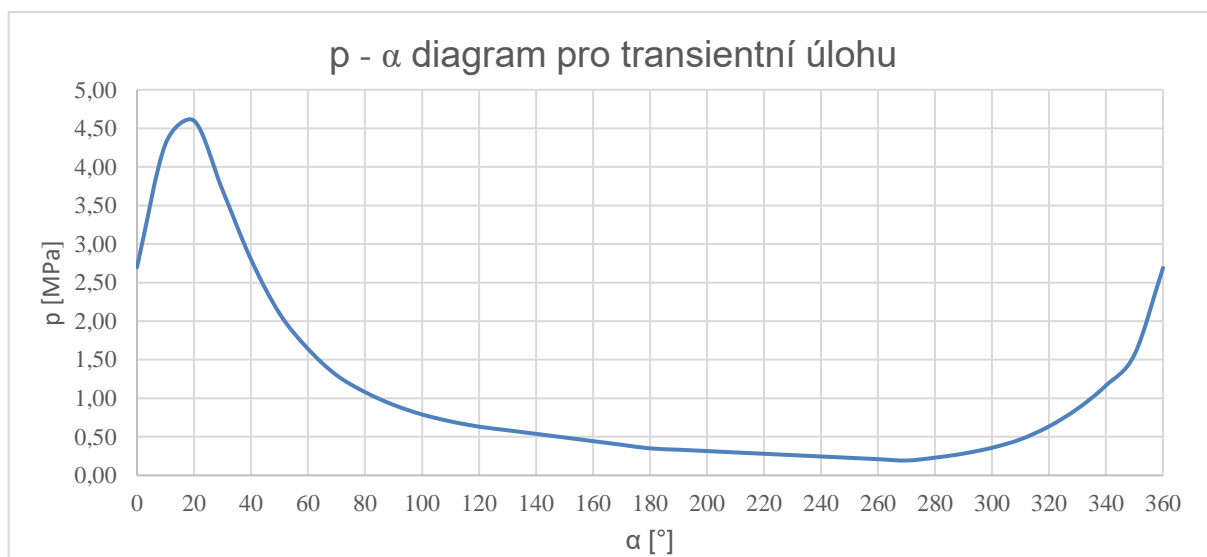
Oproti výše zmíněným statickým analýzám je nutné definovat kinematické vazby (joint) mezi vzájemně interagujícími tělesy, aby byl definován jejich pohyb a přenos na další tělesa. Spojení těles, kde dochází k otočnému pohybu reálného mechanismu (kliková hřídel – rám, ojniční čep – ojnice, píst – ojnice), byly použity vazby typu „Revolute“ dovolující rotaci a axiální posuv, který v tomto případě nebyl využit. Posuvný pohyb pístu vůči okolí byl nastaven vazbou „Cylindrical“ aplikovaný mezi válcovou plochou pístu a okolím. Rám klikové hřídele byl uchycen k okolí pevnou vazbou „Fixed“.

Sítování pružných těles bylo vytvořeno obdobným způsobem, jako při statických analýzách (prostředí tvorby sítě je shodné). Jako pružné těleso byl definován píst, ojnice a kliková hřídel. Kvůli zjednodušení výpočtu byla použita ojnice z jednoho kusu bez odděleného víka ojnice a dále nebyl v analýze uvažován pístní čep (nahrazen vazbou „Revolute“). Pro tvorbu sítě byly použity čtyřstěnné prvky. U klikové hřídele s délkou hrany 7 mm a zjemněním na poloviční hodnotu v přechodech do zalomení. U ojnice o hraně 8 mm a dřík ojnice prvky s poloviční délkou hrany. U pístu byly velké plochy sítovány prvky o délce strany 20 mm, kvůli redukci počtu prvků za cenu nepřesných výsledků. Zbylé části pístu byly ponechány automatické metodě.



Obr. 37 Vytvořená síť těles pro transientní analýzu

Zatížení bylo definováno průběhem tlaku ve spalovacím prostoru na dno pístu. Tento tlak byl zredukován o fáze sání a výfuku na jednu otáčku, aby byl eliminován počet potřebných kroků k výpočtu o dobu, kdy je zatížení klikového mechanismu minimální. Ve vazbách hlavních čepů k rámu byla zavedena rotace po 10° natočení a konstantní úhlová rychlost odpovídající 2800 min^{-1} ($293,2 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$). Jedna otáčka při této rychlosti trvá 21 ms.



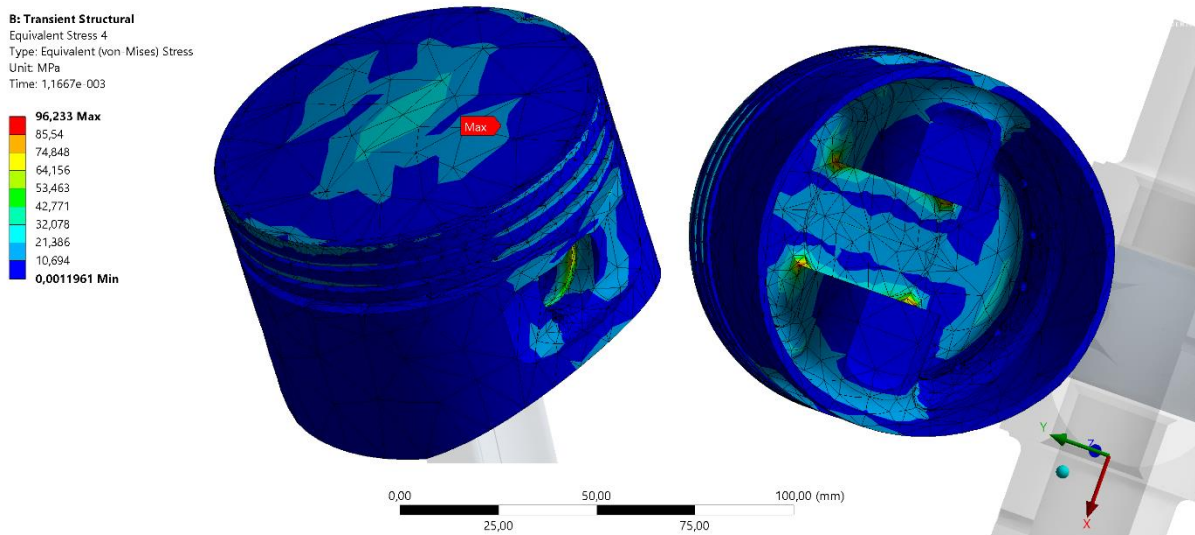
Obr. 36 Průběh tlaku plynů ve spalovacím prostoru použitý pro výpočet transientní úlohy

Analýza byla nastavena na 36 kroků (po 10° natočení) o základní délce kroku 0,1 ms, minimální délka kroku 0,005 ms a maximální délce kroku 0,5 ms pro automatické nastavení délky kroku. Toto nastavení přineslo po několika pokusech nejkvalitnější výsledky při udržení rozumné délky výpočtu.

4.5.2 VÝSLEDKY ANALÝZY

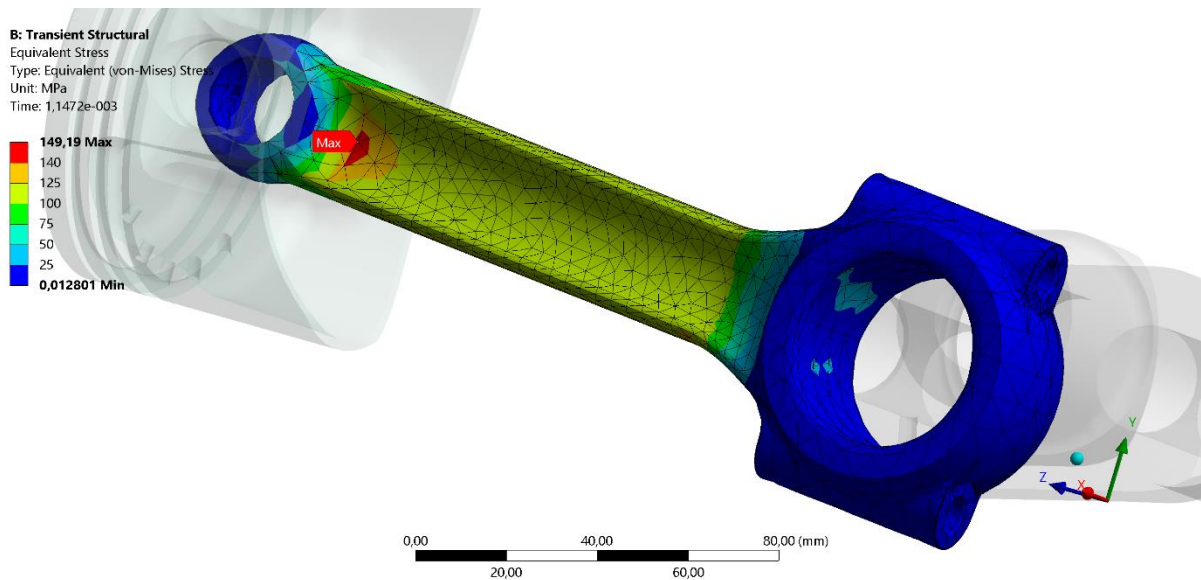
Primárním účelem této analýzy bylo získat rozložení napětí v hlavních částech klikového mechanismu během celé otáčky klikové hřídele na základě zatížení od tlaku plynů. To bylo úspěšně provedeno s uspokojivými výsledky.

Píst, který byl kvůli zjednodušení velmi hrubě vysítován, vykázal při odhlédnutí od extrémů v koncentrátoch napětí (vruby, hrany) téměř shodné hodnoty napětí v podobných místech. Pro srovnání nejtenčí místo dna pístu při největším zatížení od tlaku plynů v transienční úloze dosahuje 31 MPa redukovaného napětí a při statické úloze ve stejném místě bylo necelých 40 MPa.



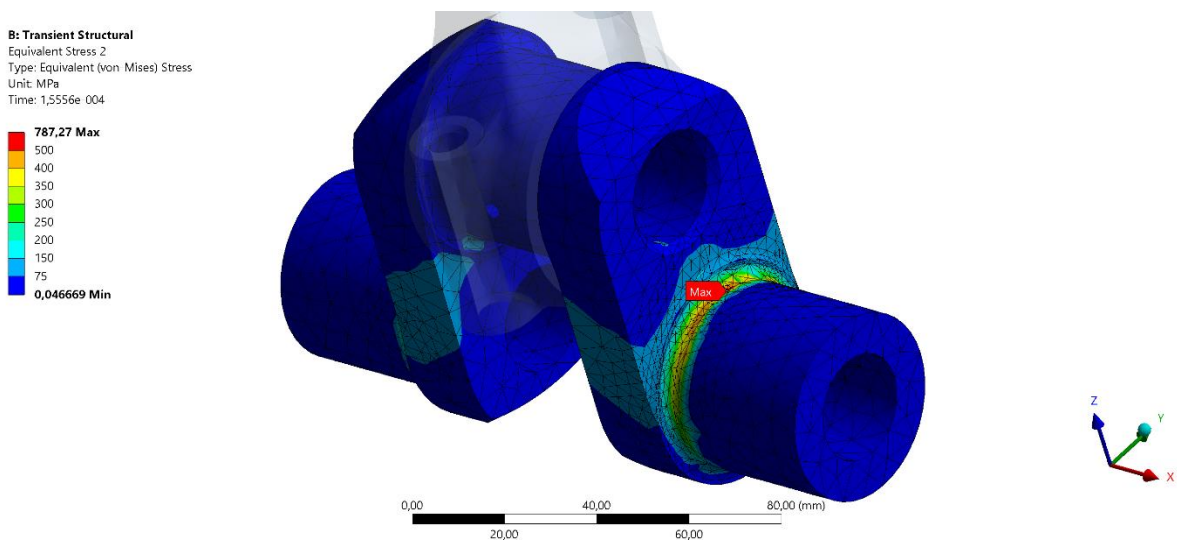
Obr. 38 Rozložení redukovaného napětí v pístu podle transienční analýzy při maximálním zatížení

Ojnice při transientní úloze dosáhla maxima napětí v stejném místě, jako při statické úloze, avšak maximum je o více než 20 MPa nižší. Rozložení napětí v dřívku ojnice a v přechodu dřívku do hlavy ojnice je s drobnými odchylkami shodné se statickou analýzou. Jediný rozdíl je způsobený použitím zjednodušeného modelu ojnice, kde chybí předpětí ojničních šroubů, a z toho plynoucí nižší napětí v této oblasti ojnice. Tyto rozdíly mohly být způsobeny hrubší sítí použitou v transientní úloze.



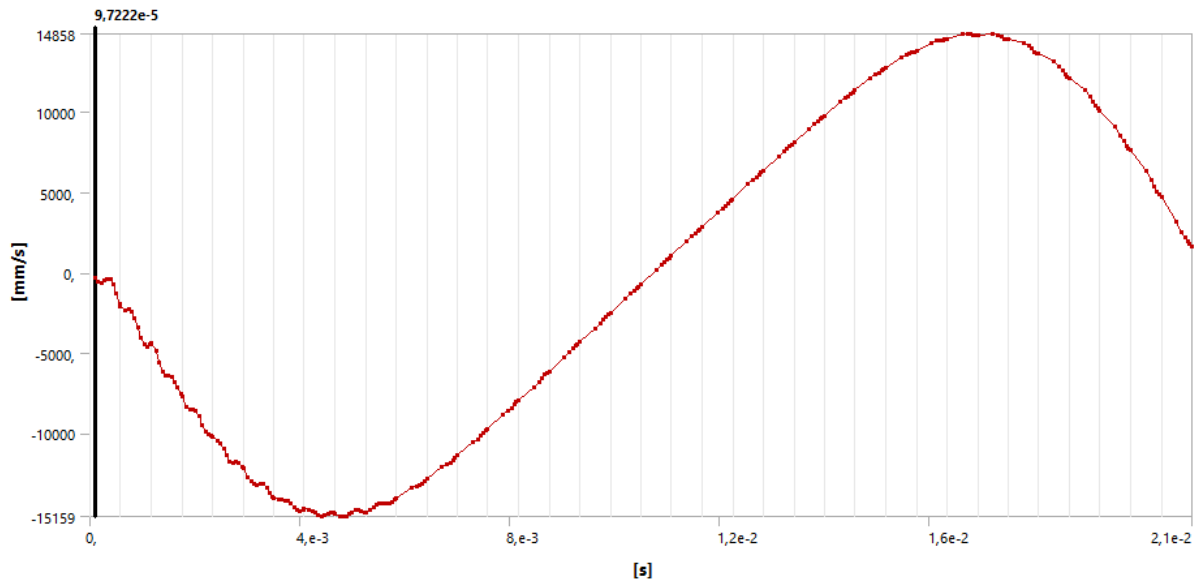
Obr. 39 Rozložení redukovaného napětí v ojnici podle transientní analýzy při maximálním zatížení

Kliková hřídel vykazuje při největším zatížení největší odchylky. Při bližším prozkoumání se maximum redukovaného napětí 787,3 MPa objevuje pouze v jednom uzlovém bodě, kde je vinou velikosti prvků síť značně zdeformovaná. Kromě tohoto jevu se výsledné redukované napětí v klikové hřídeli jeho průběh a velikost shoduje s výsledky statické úlohy na hodnotách okolo 400 MPa.



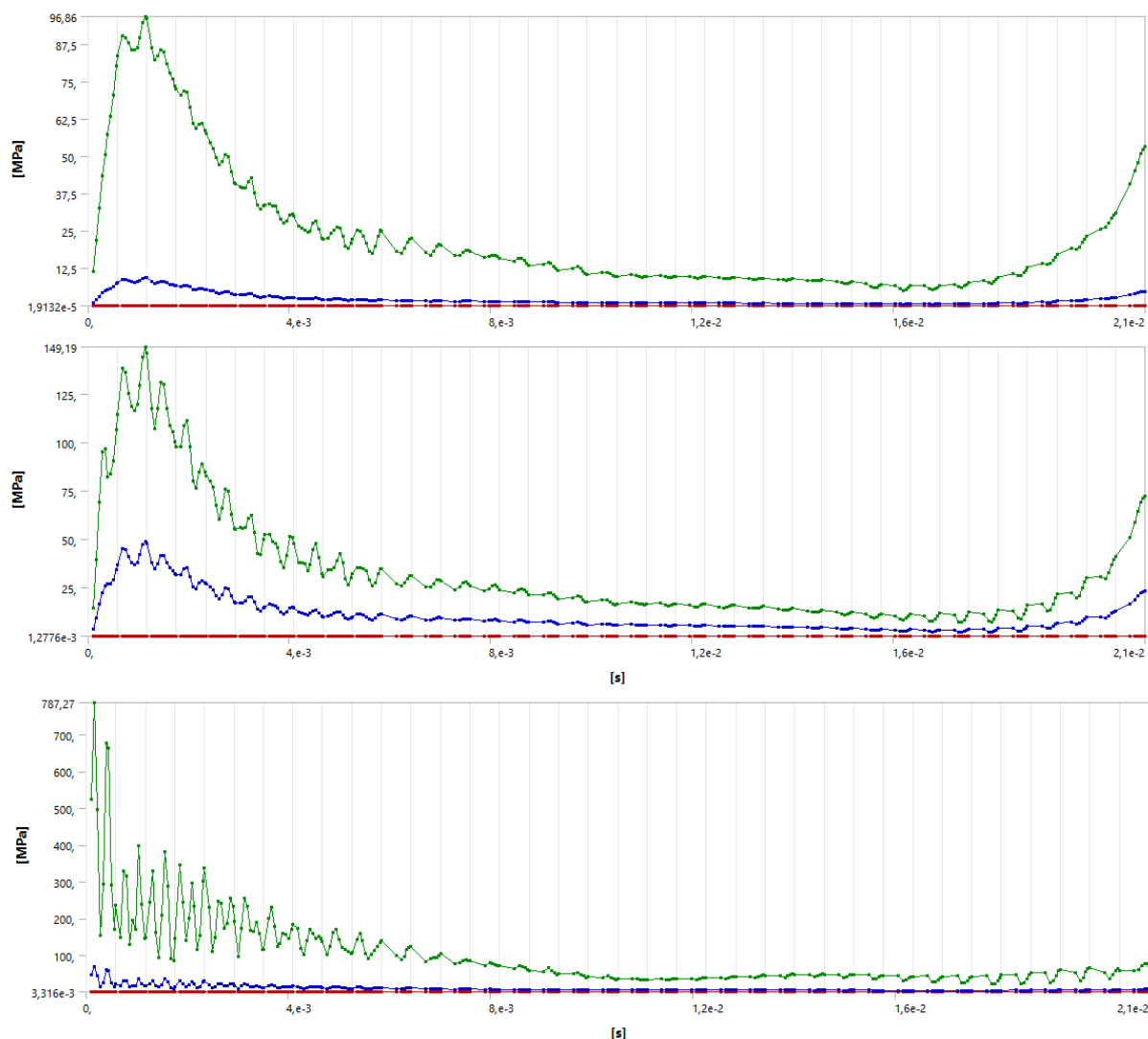
Obr. 40 Rozložení redukovaného napětí v zalomení kliky v bodě největších sil od tlaku plynů

Z transienční analýzy je díky kombinaci s multibody simulací možné získat kinematické veličiny jednotlivých těles nebo průběhy sil ve vazbách mezi tělesy. Pouze u zobrazení kinematiky někdy program požaduje, aby bylo těleso pevné (rigid), a někdy to nutné není (rychlost pístu se zobrazila, úhlová rychlost klikové hřídele nikoli). U zobrazení sil ve vazbách tato situace nenastala. Pro názornost a porovnání s analytickým výpočtem je uveden průběh rychlosti pístu vypočteného pomocí transienční analýzy.



Obr. 41 Průběh rychlosti pístu vypočítaném na základě transienční úlohy

K výsledkům je nutné dodat, že ačkoli vyšly většinou velmi blízko výsledkům statických analýz, průběh maximálních napětí vykazoval značné nespojitosti, které zejména u klikové hřídele v oblasti maximálního zatížení činili téměř 600 MPa. Na obrázku 42 je průběh maximálního a průměrného redukovaného napětí v pístu, ojnici a klikové hřídele. Pro srovnání se statickými analýzami byly vždy použity největší maximální hodnoty. Tyto nespojitosti mají původ pravděpodobně v absenci podrobného nastavení kontaktů ve vazbách mezi tělesy (tření, tlumení, průnik), které zapříčiní kmitání soustavy. To se přenáší od zatíženého tělesa na další tělesa v mechanismu. energii těchto jevů by pohltilo tlumení a tření v daných kontaktech. Avšak určení těchto parametrů by vydalo na samostatnou práci.

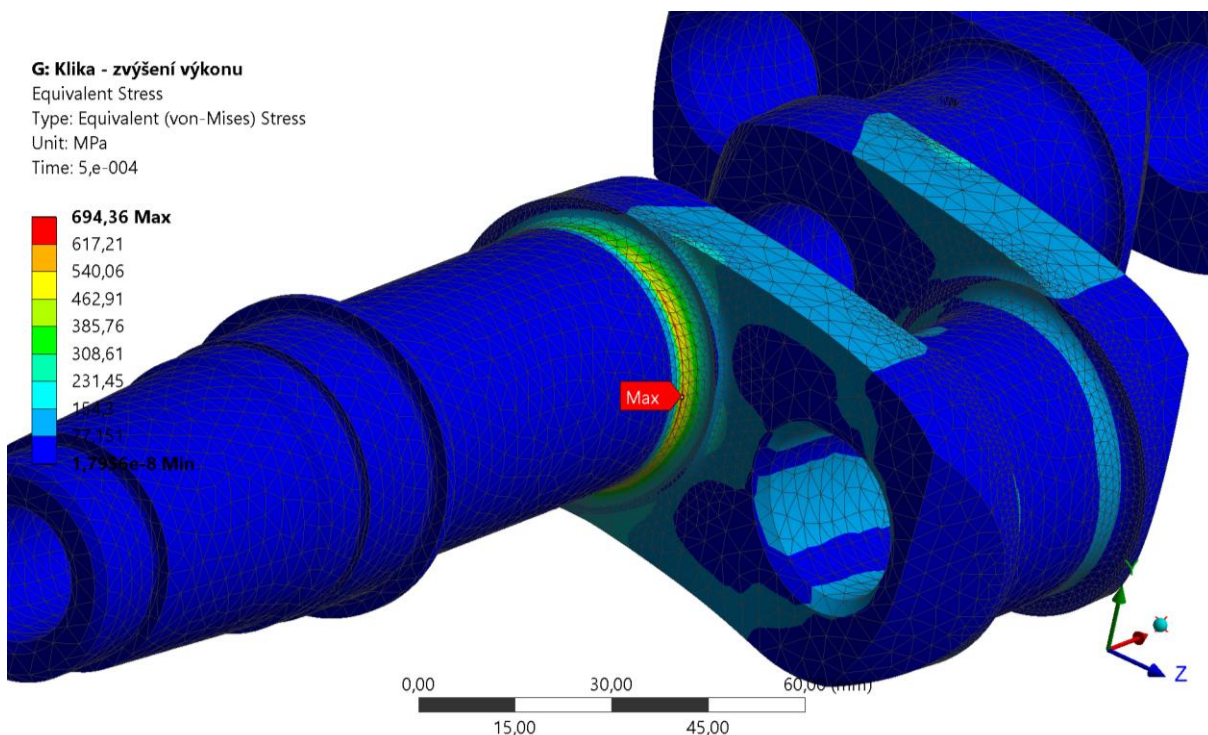


Obr. 42 Průběhy maximálních a průměrných hodnot redukovaného napětí v součástech klikového mechanismu, odshora píst, ojnice a kliková hřídel

5 NÁVRH ÚPRAV

Jelikož motor Mikron III C UL vyráběný firmou PARMA-TECHNIK je produkován ve velmi nízkých počtech (160 ks v novodobé historii firmy) a jedná se o letecký motor, každá úprava musí projít schvalovacím procesem od Úřadu pro civilní letectví ČR. Proto je nutné každou úpravu pečlivě zvážit, zda je natolik přínosná, aby byla provedena a vyplatilo se její zavedení do výroby. Na základě provedených analýz, jak analytické analýzy kinematiky a dynamiky klikového mechanismu, tak pevnostních výpočtů jednotlivých dílů, je možné navrhnout několik úprav.

Některé modifikace motoru by znamenaly zvýšení hmotnosti motoru, která je v kategorii ultralehkých letadel nežádoucí. Typickým příkladem je vyvážení setrvačných účinků klikového mechanismu. Přidáním protizávaží na klikovou hřídel by bylo dosaženo klidnějšího chodu motoru, na druhou stranu by došlo k podstatnému navýšení hmotnosti samotné hřídele a zvětšení gyroskopického efektu při vykruzování oblouku vlivem zvětšeného momentu setrvačnosti klikové hřídele. Nehledě na náklady vývoje nové klikové hřídele a novému technologickému postupu výroby včetně přípravků pro výrobu (zápustky). Podobné problémy by znamenalo zavedení vyvažovací hřídele, kde by navíc byl nutný zásah do konstrukce klikové skříně motoru a zvětšily by se tím i zástavbové rozměry motoru. Pokud by nedošlo ke konstrukčním úpravám, je kliková hřídel schopna přenést větší zatížení než maximální současné. Byla provedena statická analýza s maximálními silami působícími při maximálním tlaku plynů o 25 %. Výsledky ukázaly, že dojde k navýšení maximálního redukovaného napětí v přechodech zalomení do kliky na 695 MPa, které se nachází stále pod mezí kluzu použitého materiálu. Výsledky jsou znázorněny na obrázku 43.



Obr. 43 Rozložení redukovaného napětí v zalomení kliky při zvětšení maximálních sil o 25 %

Smysluplnou úpravou je odlehčení ojnice a pístu, která by znamenala odlehčení motoru a setrvačných sil především posuvných částí klikového mechanismu. Vhodnou úpravou pístu je výraznější ubrání v místech po obvodu pístu, které nepřichází do kontaktu se stěnou válce. Ojnice dle analýz je poměrně naddimenzovaná a při zachování montážních rozměrů je možné zeštíhlit dřív ojnice a více využít možnosti použitého materiálu (maximum napětí pod okem pístního čepu činí 171 MPa, smluvní mez kluzu 372 MPa). Spolu s tím zavést trapézový tvar malého oka ojnice s odpovídajícím tvarem v pístu. Došlo by ke kompaktnějšímu uspořádání, které by vedlo ke snížení hmotnosti při zachování rozměrů styčných ploch při přenosu největší síly od tlaku plynů. U pístu je ale nutné brát v potaz i náročné teplotní podmínky, ve kterých pracuje a dochází tak ke změnám materiálových charakteristik.

Další možností za současného stavu klikového mechanismu je nadále zvýšit výkon. Tyto rezervy je možné zjistit pomocí podrobné 1D analýzy prostřednictvím programu GT-SUITE nebo jemu podobných. Možnou úpravu představuje naladění sacího potrubí na provozní otáčky s optimalizovanou přípravou směsi (více karburátorů, zavedení vstřikování paliva).

ZÁVĚR

Hlavním cílem této práce bylo analyzovat hnací ústrojí motoru Walter Mikron III C UL výrobce PARMA-TECHNIK, s.r.o., která tento motor více než 85 let od představení na trhu stále vyvíjí, vyrábí a zajišťuje opravy vyrobených motorů. Pro splnění tohoto cíle byly použity tradiční analytické postupy pro výpočet kinematiky a dynamiky klikového mechanismu. Moderní výpočtové metody dovolily pomocí 1D simulace zjistit průběh tlaku ve válci motoru (a další indikované parametry), který vstupoval do všech dalších výpočtů a simulací v této práci. Pro pevnostní a modální analýzy byly použity simulace založené na metodě konečných prvků v prostředí ANSYS. Hlavní cíl této práce se podařilo naplnit.

Z výsledků pevnostních analýz vyplývá, že klikový mechanismus motoru Mikron III C UL v současné podobě je dostatečně dimenzovaný i na jeho nejvyšší provozní otáčky 2800 min^{-1} (max. 5 min) a podávaný výkon. Při zachování únosnosti je možné optimalizovat a odlehčit ojnici a píst, což by neznamenovalo takovou vývojovou a administrativní zátěž, a přineslo by snížení hmotnosti a zmenšení setrvačných sil. Konstrukční úpravy klikové hřídele nejsou téměř možné z důvodů popsaných v kapitole 5, ale dodatečná analýza se zvětšeným maximálním zatížením ojnicního čepu o 25 % značí možné rezervy pro přenos většího kroučícího momentu.

U sestavy klikové hřídele, unašeče vrtule, unašeče ozubení a vrtule byla provedena modální analýza simulující otočné uchycení v místech hlavních ložisek. Tato analýza ukázala, že se kliková hřídel s unašeči nenachází v nebezpečných pásmech budících frekvencí motoru. V této oblasti byla pouze vrtule, která byla značně zjednodušená, a pro zjištění jejího přesného chování ve frekvenční oblasti je nutné znát přesnou geometrii vrtule a její materiálové charakteristiky.

Dílčím cílem bylo ověřit možnosti modulu Transient structural v prostředí ANSYS Workbench pro analýzy klikového mechanismu. Možnosti tohoto modulu jsou široké a uživatelsky přívětivé, avšak množství parametrů potřebných k nadefinování kompletního klikového mechanismu s pružnými tělesy je mnoho. S množstvím pružných těles, kontaktů a okrajových podmínek rychle rostou nároky na výpočetní výkon. Z těchto důvodů není tento modul vhodný pro rychlou počáteční analýzu. Při kompletním zadefinování a dostatku času je však možné očekávat velmi komplexní a relevantní výsledky. Použití modulu v režimu multibody s tuhými tělesy se ukázalo jako velmi rychlý a efektivní nástroj v případech, kdy není nutné použití pokročilých funkcí, které nabízí např. MSC ADAMS.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SEDLÁČEK, Zdeněk. *Od bicyklu k letadlovým motorům: Historie jednoho století podniku Walter v Praze-Jinonicích*. 2. dopl. a aktualiz. vyd. Praha: Z. Sedláček, 2011.
- [2] BLATNÝ, Jiří a Vladimír ŽÁK. *Letadlové motory z Jinonic*. Poděbrady, 2011.
- [3] KOCÁB, Jindřich a Josef ADAMEC. *Letadlové motory*. Praha: KANT, 2000. ISBN 80-902-9140-6.
- [4] MASLENNIKOV, M. M. a M. S. RAPIPORT. *Letadlové pístové motory I*. Praha: SNTL, 1955.
- [5] MASLENNIKOV, M. M. a M. S. RAPIPORT. *Letadlové pístové motory II*. Praha: SNTL, 1955.
- [6] *PARMA-TECHNIK, s.r.o.* [online]. Luhačovice: Procad, 2020 [cit. 2020-03-05]. Dostupné z: <https://www.parmatechnik.cz/>
- [7] Walter Mikron. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-, 9. 5. 2015. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Walter_Mikron
- [8] Walter Mikron. *Wikipedia: the free encyclopedia*. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-, 26. 2. 2020. Dostupné také z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Walter_Mikron
- [9] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. *Studijní opory předmětu Hnací ústrojí*. Brno, 2012.
- [10] SIQUAL 7707 Steel. In: *SIJ - Slovenian Steel Group, d. d* [online]. 2016 [cit. 2020-06-24]. Dostupné z: <https://steelselector.sij.si/data/pdf/VCMO230.pdf>
- [11] *Space product assurance: Data for selection of space materials and processes*. Noordwijk, The Netherlands: ESA Publications Division, 2004. ISSN 1028-396X.
- [12] Utahovací momenty šroubů. *Briol s.r.o.* [online]. Litomyšl [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovací-momenty-sroubu>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[m \cdot s^{-2}]$	Zrychlení pístu
a_I	$[m \cdot s^{-2}]$	1. harmonická složka zrychlení pístu
a_{II}	$[m \cdot s^{-2}]$	2. harmonická složka zrychlení pístu
c_s	$[m \cdot s^{-1}]$	Střední pístová rychlost
D	$[m]$	Průměr pístu
F_p	$[N]$	Síla od tlaku plynů
F_{Sk}	$[N]$	Setrvačná síla rotačních částí ojnice a zalomení kliky
F_{Sp}	$[N]$	Setrvačná síla posuvných částí ojnice a pístní skupiny
F_{Σ}	$[N]$	Výsledná síla v ose pístu
i	$[-]$	Počet válců
K	$[N]$	Síla v ose ojnice
k	$[N \cdot m^{-1}]$	Tuhost
L	$[m]$	Délka ojnice
m	$[kg]$	Hmotnost
m_o	$[kg]$	Hmotnost ojnice
m_{ok}	$[kg]$	Hmotnost rotační části ojnice
m_{op}	$[kg]$	Hmotnost posuvné části ojnice
n	$[min^{-1}]$	Otáčky motoru
N	$[N]$	Normálová síla působící od pístu na stěnu válce
p	$[Pa]$	Tlak plynů ve válci
p_{atm}	$[Pa]$	Atmosférický tlak
R	$[m]$	Rameno klikové hřídele
s	$[m]$	Dráha pístu
s_I	$[m]$	1. harmonická složka dráhy pístu
s_{II}	$[m]$	2. harmonická složka dráhy pístu
t	$[s]$	Perioda otáčky klikové hřídele
T	$[N]$	Tangenciální síla na ojničím čepu
T_H	$[N]$	Složka síly od T na hlavním čepu
v	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost pístu
v_I	$[m \cdot s^{-1}]$	1. harmonická složka rychlosti pístu
v_{II}	$[m \cdot s^{-1}]$	2. harmonická složka rychlosti pístu
w_o	$[m \cdot s^{-1}]$	Obvodová rychlost klikové hřídele

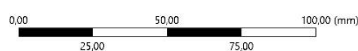
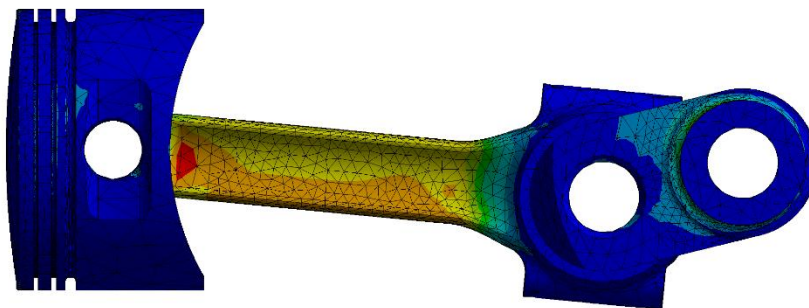
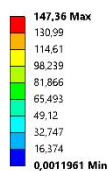
Z	[N]	Normálová síla na ojničném čepu
Z_H	[N]	Složka síly od Z na hlavním čepu
α	[°]	Úhel natočení klikové hřídele
B	[°]	Úhel odklonu ojnice
γ	[°]	Úhlový rozestup mezi zalomeními kliky / zážehy
ε_o	[rad·s ⁻²]	Úhlové zrychlení odklonu ojnice
$\varepsilon_{o,I}$	[rad·s ⁻²]	1. harmonická složka úhlového zrychlení odklonu ojnice
$\varepsilon_{o,II}$	[rad·s ⁻²]	3. harmonická složka úhlového zrychlení odklonu ojnice
λ	[-]	Poměr ramene kliky a délky ojnice
ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost klikové hřídele
Ω	[Hz]	Vlastní frekvence
ω_o	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost odklonu ojnice

SEZNAM PŘÍLOH

P1 VYBRANÉ POLOHY KLIKOVÉHO MECHANISMU Z TRANSIENTNÍ ANALÝZY	I
P2 VLASTNÍ TVARY SESTAVY VOLNÉ MODÁLNÍ ANALÝZY	V
P3 VLASTNÍ TVARY SESTAVY VÁZANÉ MODÁLNÍ ANALÝZY	VII

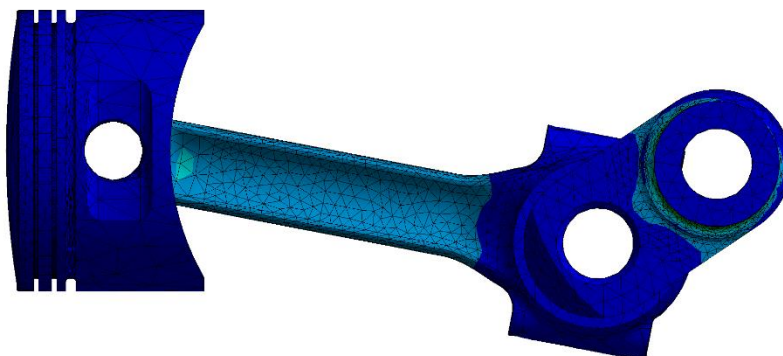
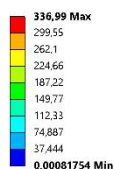
P1 VYBRANÉ POLOHY KLIKOVÉHO MECHANISMU Z TRANSIENTNÍ ANALÝZY

B: Transient Structural
 Equivalent Stress 3
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1,1667e-003



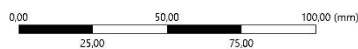
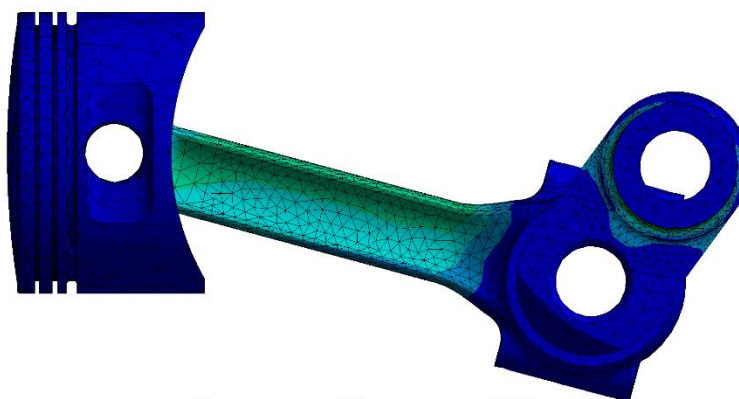
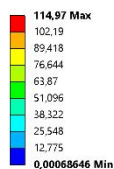
20° natočení KH

B: Transient Structural
 Equivalent Stress 3
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2,3333e-003



40° natočení KH

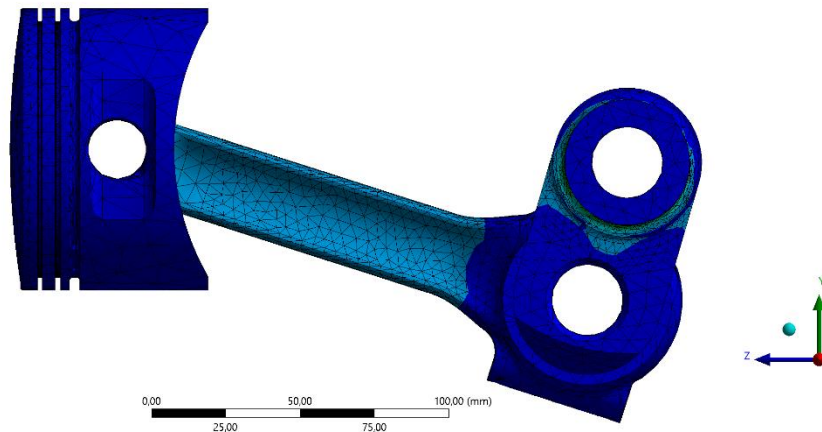
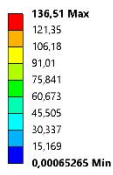
B: Transient Structural
 Equivalent Stress 3
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 3,5e-003



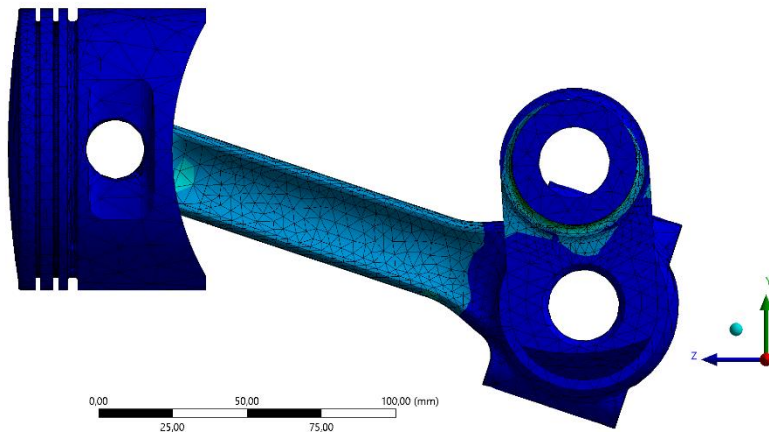
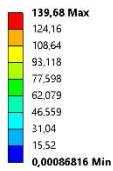
60° natočení KH

B: Transient Structural

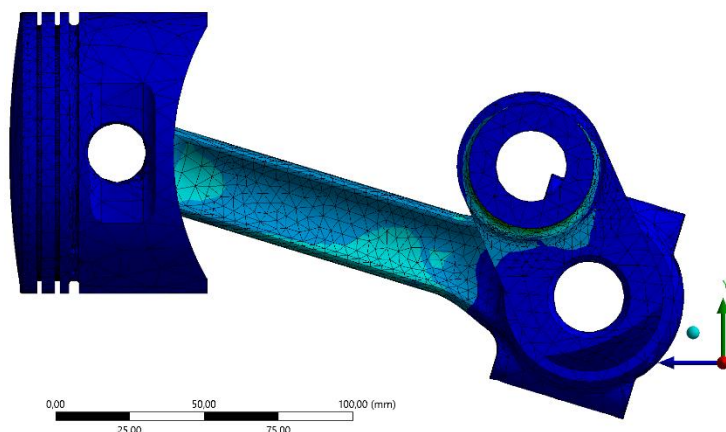
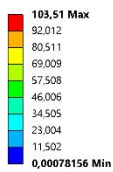
Equivalent Stress 3
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 4.6867e-003

*80° natočení KH***B: Transient Structural**

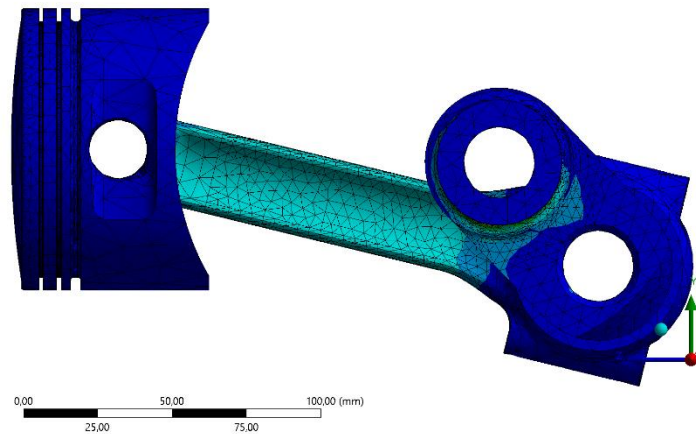
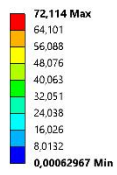
Equivalent Stress 3
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 5.8333e-003

*100° natočení KH***B: Transient Structural**

Equivalent Stress 3
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 7e-003

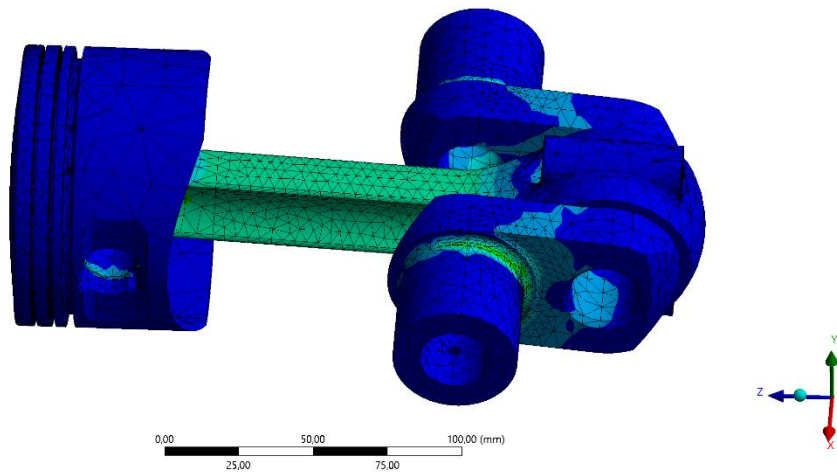
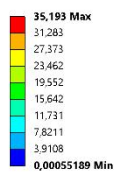
*120° natočení KH*

B: Transient Structural
 Equivalent Stress 3
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 8,1667e-003



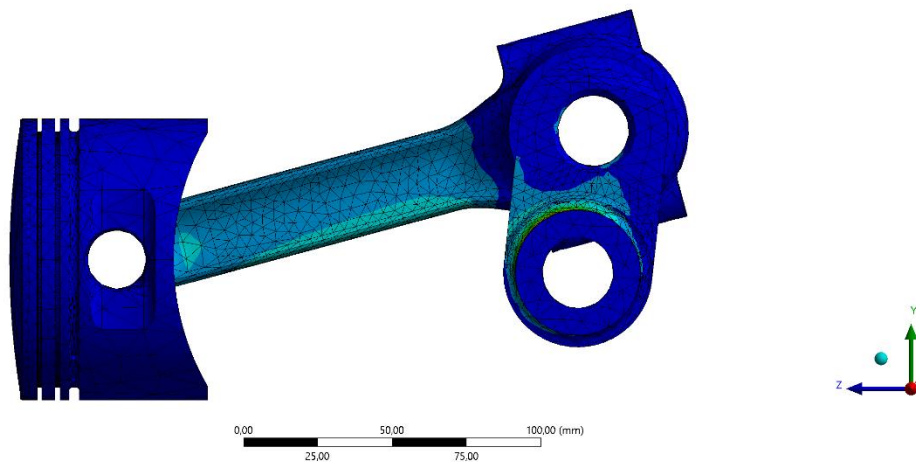
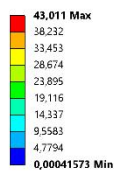
140° natočení KH

B: Transient Structural
 Equivalent Stress 3
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1,05e-002



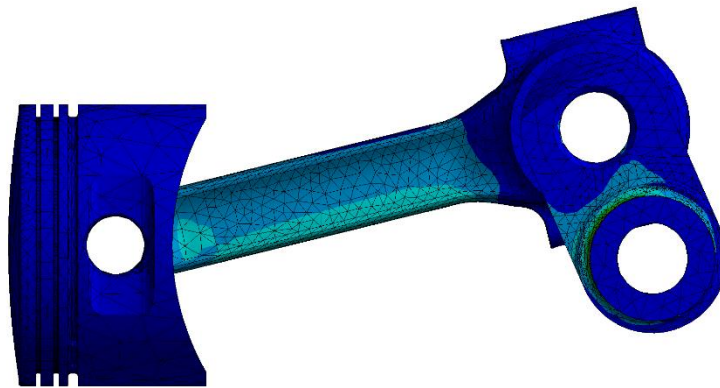
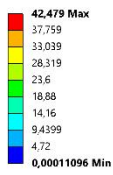
180° natočení KH

B: Transient Structural
 Equivalent Stress 3
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1,575e-002



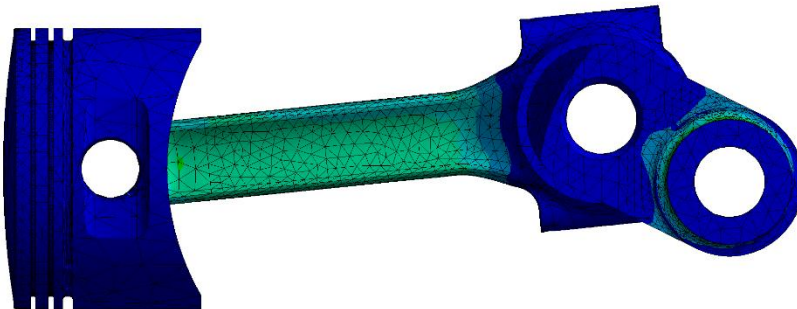
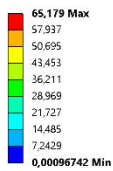
270° natočení KH

B: Transient Structural
Equivalent Stress 3
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1,75e-002



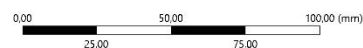
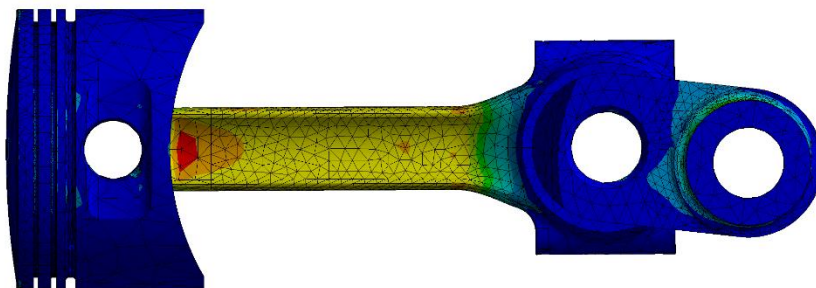
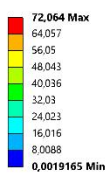
300° natočení KH

B: Transient Structural
Equivalent Stress 3
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1,9833e-002



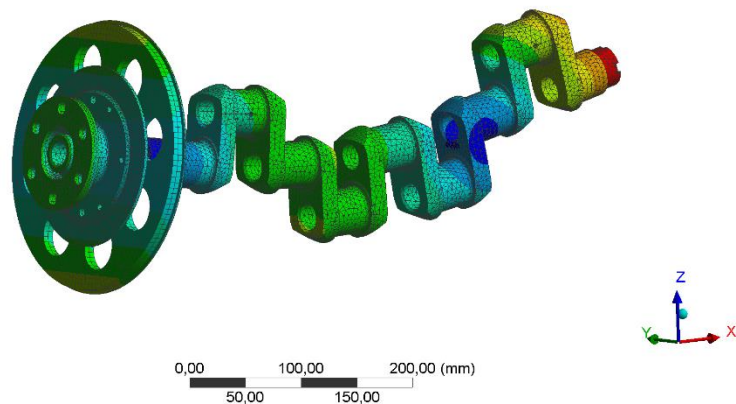
340° natočení KH

B: Transient Structural
Equivalent Stress 3
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2,1e-002

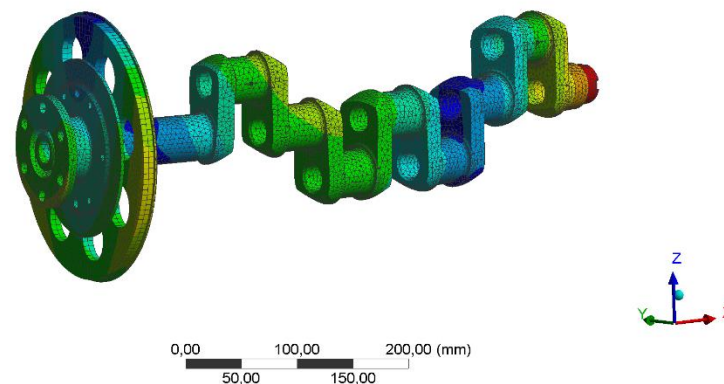


360° natočení KH

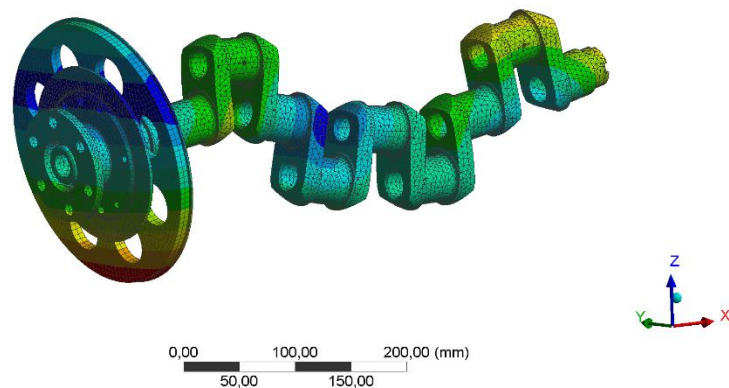
P2 VLASTNÍ TVARY SESTAVY VOLNÉ MODÁLNÍ ANALÝZY



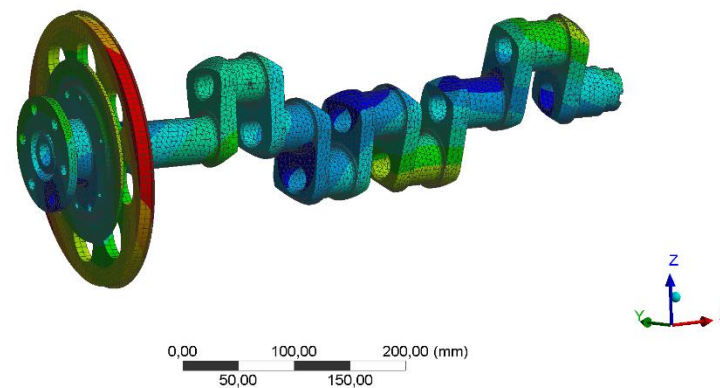
1. tvar



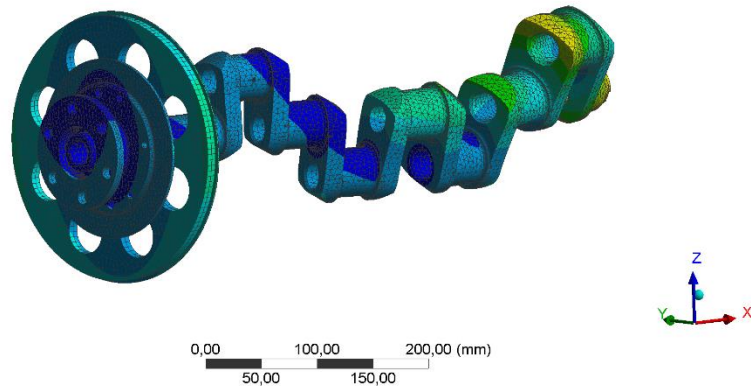
2. tvar



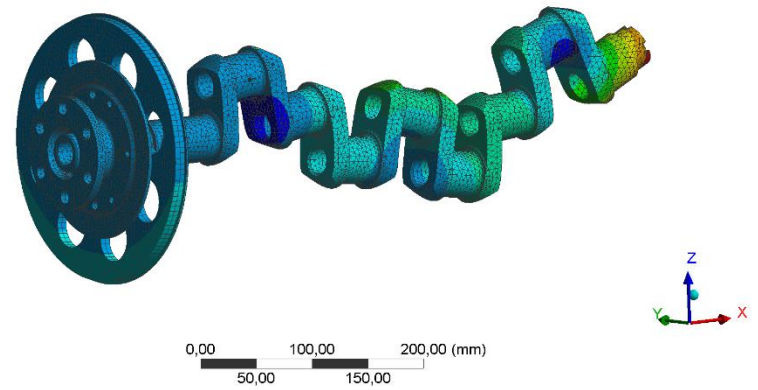
3. tvar



4. tvar

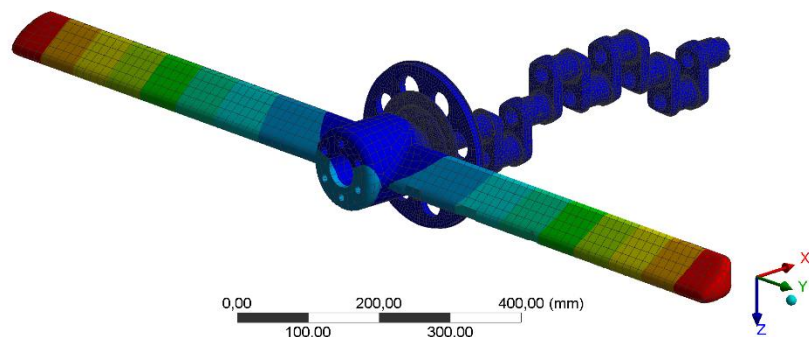


5. tvar

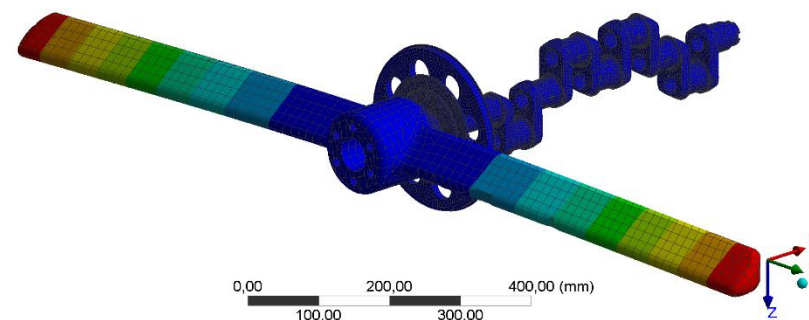


6. tvar

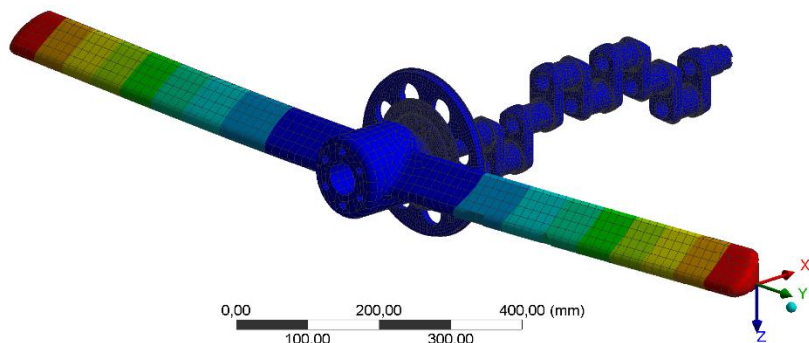
P3 VLASTNÍ TVARY SESTAVY VÁZANÉ MODÁLNÍ ANALÝZY



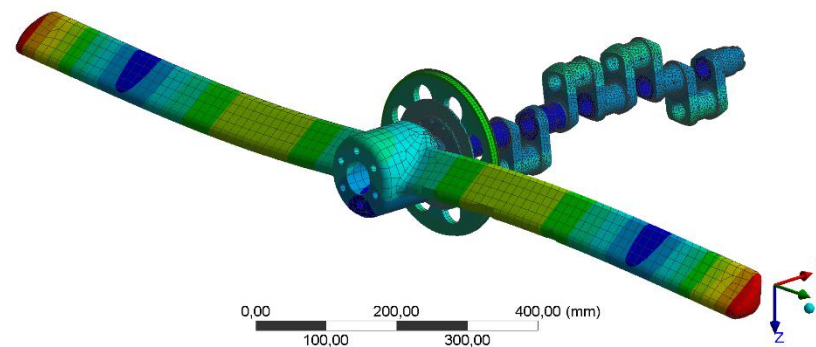
1. tvar



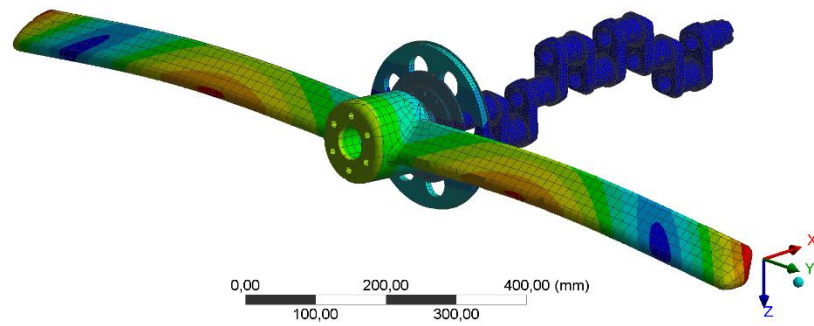
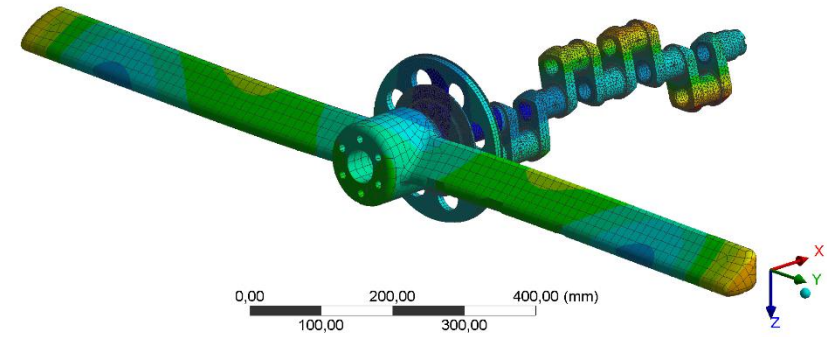
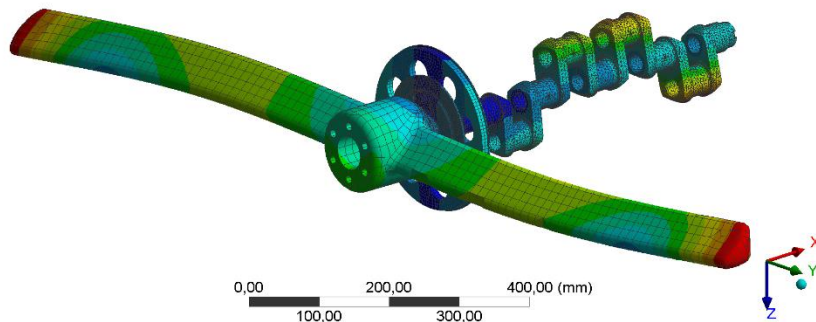
2. tvar



3. tvar



4. tvar

*5. tvar**6. tvar**7. tvar*