



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

ČTYŘVÁLCOVÝ ŘADOVÝ ZÁŽEHOVÝ LETECKÝ MOTOR

FOUR-CYLINDER IN-LINE GASOLINE AIRCRAFT ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ondřej Kučera

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

BRNO 2021

Zadaní diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Ondřej Kučera
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Akademický rok:	2020/21

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:

Čtyřválcový řadový zážehový letecký motor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

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

Cíle diplomové práce:

- Navrhnout uspořádání hnacího ústrojí čtyřválcového řadového zážehového leteckého motoru.
- Sestavit dynamický model pohonného ústrojí a provést výpočty dynamického namáhání.
- Provést pevnostní kontrolu vybraných komponent mechanismu.
- Vypracovat výrobní dokumentaci vybraných komponent mechanismu.

Seznam doporučené literatury:

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 3rd edition. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. 641 s. ISBN 0768004950.

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

KÖHLER, Eduard. Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. 3. verb. Aufl. Braunschweig [u.a.]: Vieweg, 2002. 548 s. ISBN 3-528-23108-4.

HAFNER, Karl Ernst a MAASS, Harald. Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschinen. Wien, New York: Springer Verlag, 1995. 424 s. ISBN 978-3-7091-7-68-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem ocelové ojnice pro letadlový motor Walter Mikron III, který v současné době stále vyrábí a vyvíjí firma PARMA-TECHNIK, s.r.o. Navržená ojnice by tvořila náhradu za současnou duralovou ojnici. Práce dále obsahuje pevnostní analýzu navržené komponenty, ve které bylo cíleno k ověření namáhání ojnice, na základě kterého bylo provedeno vyhodnocení únavové bezpečnosti. Ta je klíčová u dynamicky namáhaných částí spalovacích motorů. Byl zkoumán i vliv změny ojnice na torzní kmitání klikového mechanismu. K tomuto účelu byl sestaven diskrétní torzní model. Výstupem celé práce je výkresová dokumentace nové ojnice, splňující požadavky pro aplikaci v letadlovém motoru.

KLÍČOVÁ SLOVA

Ojnice, klikový mechanismus, torzní kmitání, životnost, letadlový motor, Walter Mikron III, ANSYS, součinitel únavové bezpečnosti

ABSTRACT

The thesis deals with the structural design of a steel connecting rod for the aircraft engine Walter Mikron III, which is currently still manufactured and developed by company PARMA-TECHNIK, s.r.o. The proposed connecting rod would replace the current duralumin connecting rod. The work also contains a strength analysis of the designed component, in which it was aimed to verify the stress on the connecting rod, based on which the fatigue safety factor was performed. This is crucial for dynamically stressed parts of internal combustion engines. Furthermore, was investigated the effect of the change of the connecting rod on the torsional vibration of the crank mechanism. For this purpose, was built a discrete torsion model. The output of the whole work is the drawing documentation of the new connecting rod, meeting the requirements for application in an aircraft engine.

KEYWORDS

Connecting rod, crank mechanism, torsional vibration, service life, aircraft engine, Walter Mikron III, ANSYS, fatigue safety factor

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KUČERA, Ondřej. Čtyřválcový řadový zážehový letecký motor. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/131714>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 21. května 2021

.....

Ondřej Kučera

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu práce panu prof. Ing. Václavu Pištěkovi, DrSc. za jeho pozitivní přístup, cenné rady a připomínky, které mi poskytl při tvorbě diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině, která při mně stála po celou dobu mého studia na vysoké škole.

OBSAH

Úvod	11
1 Pístové letadlové motory	12
1.1 Historie.....	12
1.2 Pohonné jednotky letadel	13
1.3 Pístové spalovací motory	14
1.4 Základní parametry pístového spalovacího motoru.....	18
2 Klikový mechanismus.....	21
2.1 Pístní skupina	21
2.1.1 Píst	21
2.1.2 Pístní kroužky	24
2.1.3 Pístní čep	26
2.2 Ojnice.....	26
2.2.1 Typy ojnic.....	26
2.2.2 Základní konstrukční části ojnice.....	27
2.2.3 Ojnice dvoudobého motoru	28
2.2.4 Ojnice čtyřdobého motoru	28
2.2.5 Kluzná ložiska	34
2.2.6 Axiální vedení ojnice.....	38
2.2.7 Výroba a materiály ojnic	38
2.3 Klikový hřídel	39
2.3.1 Skládaný klikový hřídel.....	39
2.3.2 Monolitický klikový hřídel.....	40
2.3.3 Výroba a materiály klikových hřidelí	41
2.4 Setrvačnick	42
3 Letadlový motor Walter Mikron.....	43
3.1 Historie.....	43
3.2 Walter Mikron III.....	43
3.3 Výkonové parametry.....	45
4 Cíle práce.....	46
5 Konstrukční návrh ojnice	47
5.1 Volba materiálu.....	47
5.2 Návrh konstrukce.....	47
5.3 Tvorba modelů I ojnice.....	48
5.4 Tvorba modelů H ojnice	49
5.5 Analytický výpočet dimenzování	50
6 Pevnostní analýza I ojnice.....	52
6.1 Výpočet zatížení ojnice.....	52
6.1.1 Síly od tlaku plynů.....	52
6.1.2 Setrvačné síly.....	53
6.1.3 Výsledné zatížení ojnice.....	54
6.2 Příprava analýzy.....	55
6.2.1 Zatížení ojnice	55

6.2.2	Okrajové podmínky.....	56
6.2.3	Nastavení kontaktů.....	56
6.3	Tvorba výpočtové sítě.....	56
6.3.1	Úprava modelů.....	57
6.3.2	Analýza vlivu velikosti prvku na výsledky.....	57
6.4	Výsledná napjatost ojnice.....	60
6.4.1	Kontrola předpětí šroubů.....	60
6.4.2	Zátěžný stav a.....	63
6.4.3	Zátěžný stav B.....	63
6.5	Únavová bezpečnost ojnice.....	64
6.5.1	Kontrola dříku.....	65
6.5.2	Kontrola víka.....	68
6.5.3	Kontrola ojničních šroubů.....	69
7	Pevnostní analýza H ojnice.....	70
7.1	Příprava analýzy.....	70
7.2	Tvorba výpočtové sítě.....	70
7.3	Výsledná napjatost ojnice.....	71
7.3.1	Zátěžný stav A.....	71
7.3.2	Zátěžný stav B.....	72
7.4	Únavová bezpečnost ojnice.....	72
7.4.1	Kontrola dříku.....	72
7.4.2	Kontrola víka.....	73
8	Dynamický torzní model klikového mechanismu.....	74
8.1	Redukce hmot.....	75
8.2	Redukce délek.....	77
8.3	Výpočet torzních tuhostí.....	77
9	Vlastní frekvence a vlastní tvary kmitání.....	79
9.1	Výpočet vlastní frekvence.....	79
9.2	Určení vlastních tvarů.....	80
10	Vynucené torzní kmitání.....	81
10.1	Budící účinky.....	81
10.2	Rezonanční otáčky.....	81
10.3	Vydatnost rezonance.....	82
10.4	Vypočet torzních momentů.....	82
10.5	Výpočet torzní výchylky.....	85
	Závěr.....	86
	Použité informační zdroje.....	88
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	94
	Seznam příloh.....	98

ÚVOD

Pístové spalovací motory se v oblasti letectví uplatňují již někdy od konce 19. století, kdy vznikaly první motorová letadla. Od této doby se letadla a jejich pohonné jednotky stále zdokonalovaly a docházelo k neustálému zvyšování doletu a rychlosti letadel. Prudký vývoj byl zaznamenán zejména v období světových válek, kdy se během druhé světové války dostaly pístové letadlové motory a vrtulové letouny na vrchol svého vývoje. Jejich význam, coby hlavního typu pohonných jednotek letadel od této doby postupně klesal a pístové spalovací motory byly nahrazovány lopatkovými motory, které v dnešní době již téměř plně převzaly roli pístových motorů. Je ovšem nutné zdůraznit, že v oblasti malých letadel si své postavení pístové motory stále drží, zejména díky své hospodárnosti.

Diplomová práce je zaměřena na letadlový čtyřválcový čtyřdobý zážehový invertní motor Walter Mikron III, který je stále vyráběn a vyvíjen v několika verzích firmou PARMA-TECHNIK, s.r.o. se sídlem v Luhačovicích. Své využití nachází motor Mikron III zejména u pohonu nových malých letadel a díky své tradiční konstrukci i u pohonu replik historických letounů.

Ojnice je jedna z hlavních součástí klikového mechanismu. Zajišťuje spojení pístu s klikovou hřídelí a převádí posuvný vrátný pohyb pístu na rotační pohyb klikové hřídele. Jedná se o vysoce namáhanou součást spalovacího motoru, která musí odolávat silám od tlaku plynů a setrvačným silám. Ve výsledku je ojnice namáhána na tah i tlak, v souvislosti s tím musí vykazovat dobrou vzpěrnou stabilitu, zanedbat nelze ani namáhání ohybové.

Hlavním cílem diplomové práce je provést konstrukční návrh ocelové celoobráběné ojnice vhodné pro malosériovou výrobu jako možnou alternativu za stávající ojnici, která je duralová kovaná a podložit návrh pevnostními výpočty. Pro seznámení a hlubší proniknutí do problematiky konstrukce klikového mechanismu a jeho částí je v úvodní části zpracována rešerše, která zahrnuje současné technické poznatky v této oblasti.

1 PÍSTOVÉ LETADLOVÉ MOTORY

1.1 HISTORIE

Sny člověka o létání sahají až hluboko do starověku, kde jsou zachyceny v mytologiích mnoha civilizací. Snaha o naplnění těchto snů je nedílnou součástí dějin lidstva. Jen málo oborů lidské činnosti mapuje tak podrobně touhu člověka po poznání a uskutečnění svých cílů. Vývoj letectví vedl k propojení a spolupráci mnoha oborů lidské činnosti na cestě od pozorování a napodobování ptáků až po současný stav poznání a lety do vesmíru. [1; 2]

Za průkopníka myšlenky o létání je považován Leonardo da Vinci, který se zabýval ve svých studiích mimo jiné i létajícími zařízeními. Nakreslil přes 150 návrhů létajících strojů, ale většina z nich zůstala jen na papíře. První vážné pokusy o létání letadlem lehčím než vzduch se udály v 18. století v Evropě. Dne 21. listopadu 1783 uskutečnili bratři Montgolfierové první let člověka horkovzdušným balonem vlastní konstrukce. [1; 3; 4]

Letadla těžší než vzduch se začala objevovat až ve druhé polovině 19. století. K překonání zemské tíže využívala působení aerodynamických sil na nosné plochy letadla. Tomuto problému se věnoval v druhé polovině 19. století například George Cayley, který byl průkopníkem konstrukce letadel. Provedl rozklad aerodynamické síly na odporovou a vzlakovou složku a vysvětlil, že úspěšný létající stroj musí mít zdroj propulsní síly, která slouží k překonání odporu. Jako zdroj takové síly si představoval vrtuli poháněnou motorem. V období jeho působení však bylo možné použít jen parní stroj, který nebyl pro tento účel příliš vhodný, zejména kvůli vysoké hmotnosti. [1; 2]

Teprve až na konci 19. století došlo ke zdokonalení tepelných strojů a vynálezu pístových spalovacích motorů a jejich bouřlivému vývoji, čímž se otevřela cesta pro vznik motorových letadel. Průkopníky byli bratři Wrightové, kteří uskutečnili 17. prosince 1903 v USA první let letadla pojmenovaného „Flyer I“, který byl poháněn spalovacím zážehovým motorem o výkonu 8,8 kW. V roce 1909 se podařilo přeletět v letadle „typ XI“ vlastní konstrukce Francouzi Blériotovi kanál La Manche. [1; 3]

Další velký bouřlivý vývoj probíhal během první světové války, kdy evropští vůdci značně investovali do výzkumu a vývoje v letectví a v odvětví spalovacích motorů. Postupně dochází ke zvýšení rychlosti a doletu letadel. A tak například v roce 1927 překonává Atlantický oceán americký pilot Charles Lindbergh. [2] V období mezi světovými válkami se objevují nové konstrukční prvky, zavádějí se motory opatřené odstředivým kompresorem, kvůli zvyšování otáček motorů se zavádí reduktory, začínají se používat i stavitelné vrtule a motory překračují výkon 750 kW. [1]

Za druhé světové války i nadále rostou výkony motorů. Nejsilnější motory dosahují až 3000 kW a pístové motory se ocitají na vrcholu svého vývoje. Motory se vyznačují velkým počtem válců a složitou konstrukcí, například kvůli komplexnímu systému přeplňování. Jako příklad jsou zde uvedeny dva konkrétní motory. Prvním je 28 válcový čtyřhvězdicový vzduchem chlazený motor „Pratt & Whitney R-4360 Wasp Major“, který je zobrazen na obr. 1 se zdvihovým objemem 71,448 litru a maximálním výkonem 2610 kW. [5] Jako druhý je vybrán 24 válcový čtyřřadový kapalinou chlazený motor „Napier Sabre IIA“ zachycen na obr. 2 s uspořádáním válců do H, zdvihovým objemem 36,7 litru a maximálním výkonem 1641 kW. Zajímavostí motorů „Napier Sabre“ je použití šoupátkového rozvodu. [6] S použitím takto výkonných motorů překonávají vrtulová letadla rychlosti 700 km/h, čímž

dosahují hranice svých fyzikálních možností, protože vrtule při vyšších rychlostech ztrácí účinnost. To způsobilo rozvoj lopatkových motorů, které byly známé již před válkou, ale problémem bylo vytvoření dostatečně malého motoru vhodného pro pohon letadla. Lopatkové motory jsou konstrukčně jednodušší oproti pístovým motorům a vyznačují se i plynulejším chodem. Do roku 1950 se po bouřlivém vývoji dostaly na úroveň výkonů, které nebylo možné u pístových spalovacích motorů dosáhnout. V souvislosti s tím je důležité zmínit i první překonání rychlosti zvuku, které se podařilo v roce 1947 pilotovi Chuchu Yeagerovi v letadle ‚Bell X-1‘. [1; 2; 4]



Obr. 1 Pratt & Whitney R-4360 Wasp Major [55]



Obr. 2 Napier Sabre IIA [6]

1.2 POHONNÉ JEDNOTKY LETADEL

Pohonná jednotka letadla neboli letadlový motor se skládá ze zdroje mechanické energie a zařízení, které tuto energii přeměňuje na tahovou sílu. [1] Je možné rozlišit několik způsobů přeměny mechanické energie a generování tahu, podle kterých rozlišujeme pohon na [7]:

- vrtulový, turbovrtulový,
- proudový,
- raketový.

Všechny způsoby pohonu jsou založeny na principu třetího Newtonova zákona akce a reakce. Princip vzniku tahové síly a zrychlení letadla spočívá v urychlení tekutiny, kterou je u vrtulových a proudových pohonů okolní vzduch, nebo jiné látky v případě raketového pohonu. [1; 7]

V případě vrtulového a turbovrtulového pohonu pohání pístový spalovací motor nebo turbovrtulový motor vrtuli, která urychluje okolní vzduch a vytváří tahovou sílu. Při rotaci vrtule působí na každý úsek listu vrtule různá aerodynamická síla. Složka této síly, která má směr stejný, jako je směr letu, generuje tahovou sílu. Při rotaci se všechny části listu vrtule pohybují stejnou úhlovou rychlostí, avšak různou obvodovou rychlostí, proto bývá list zkroucen, aby generovaný tah byl po délce listu konstantní. Vrtule může mít různý počet listů, většinou se používají vrtule se dvěma až osmi listy, tradičně vyráběné ze dřeva, dnes nejčastěji z kompozitních materiálů nebo kovů s přestavitelnými listy. [1; 8]

U proudových motorů vzniká tahová síla urychlováním vzduchu, který protéká motorem. Na vstupu nasává kompresor okolní vzduch, který stlačuje a dodává do spalovací komory. Zde dochází ke spalování vstříkovaného paliva a v důsledku toho nárůstu teploty plynů, které proudí do turbíny a odevzdávají zde část energie na pohon kompresoru. Na výstupu z turbíny mají plyny stále dostatek využitelné energie, v důsledku vyššího tlaku než je tlak atmosférický, proto jsou vedeny přes hnací trysku, kde se generuje tah motoru. [1; 9]

Raketový pohon vytváří tah spalováním paliva a kyslíku ve spalovací komoře, vzniklé spaliny tvoří pracovní látku motoru. Spaliny následně prochází přes hnací trysku a generují tahovou sílu. Hlavní rozdíl raketového pohonu oproti proudovému je, že raketový pohon si s sebou nese jak palivo, tak i oxidovadlo, díky čemuž může pracovat i v prostoru, kde se nenachází kyslík, tedy například ve vesmíru. [10]

U všech těchto typů pohonů je zdrojem mechanické energie určitý druh motoru. V souvislosti s cílem práce je pozornost zaměřena především na pístové spalovací motory.

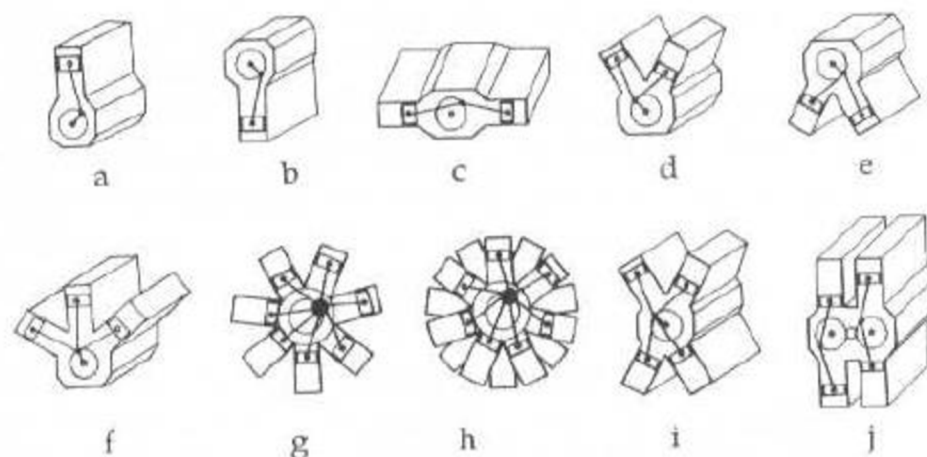
1.3 PÍSTOVÉ SPALOVACÍ MOTORY

Pístové letadlové motory svůj význam neztratily ani v dnešní době. Vývoj a výroba malých pístových motorů v současnosti stále pokračuje. Důkazem může být to, že v kategorii malých sportovních letadel je i nyní pohon pístovým spalovacím motorem nepostradatelný, zejména z důvodu své hospodárnosti. Pístové motory musí splňovat požadavky kladené na motory v letectví, jako je například dostatečný výkon, nízká hmotnost, malé rozměry, spolehlivost a dlouhá životnost, dobré vyvážení nebo jednoduchost výroby. K tomu přispívá zlepšení kvality a používání nových materiálů společně s vývojem konstrukce motorů díky moderním výpočetním metodám, což dohromady umožnilo zvýšení účinnosti a výkonu, snížení spotřeby paliva a emisí motorů. [1; 11]

Pístový spalovací motor je tepelný stroj s vratným pohybem pístu, který pracuje na principu přeměny chemické energie paliva na mechanickou práci, kterou je možné odebírat na výstupu klikové hřídele motoru. K přeměně energie dochází při spalování paliva ve spalovacím prostoru motoru, kde se nejprve mění chemická energie uložená v palivu na tepelnou energii. Tepelná energie se mění na tlakovou energii, která působí na píst motoru a pomocí klikového mechanismu je přetvářena na mechanickou práci, kterou je možné odebírat z klikové hřídele ve formě rotačního pohybu. [12] Pístové letadlové motory je možné rozdělit podle různých hledisek [1]:

1. způsob zapalování
 - a. motory zážehové
 - b. motory vznětové
2. pracovní oběh
 - a. čtyřdobý
 - b. dvoudobý
3. počet válců
 - a. motory jednoválcové
 - b. motory víceválcové
4. uspořádání válců viz obr. 3
 - a. motory řadové
 - i. jednořadové stojaté
 - ii. jednořadové invertní

- iii. dvouřadové stojaté (vidlicový)
- iv. dvouřadové invertní
- v. dvouřadový s protilehlými válci (boxer)
- vi. třířadové (vějířovitý)
- vii. čtyřřadové (motor H nebo X)
- viii. s protiběžnými písty
- b. motory hvězdicové
 - i. jednohvězdicové
 - ii. několikahvězdicové
- 5. způsob chlazení
 - a. motory chlazené vzduchem
 - b. motory chlazené kapalinou
- 6. způsob plnění
 - a. motory s přirozeným sáním
 - b. motory přeplňované
- 7. používané palivo
 - a. kapalné
 - b. plynné
 - c. dvojpalivové
- 8. změna výkonu s výškou
 - a. motory výškové
 - b. motory nevýškové
- 9. účel a výkon
 - a. motory malého výkonu
 - b. motory středního výkonu
 - c. motory velkého výkonu



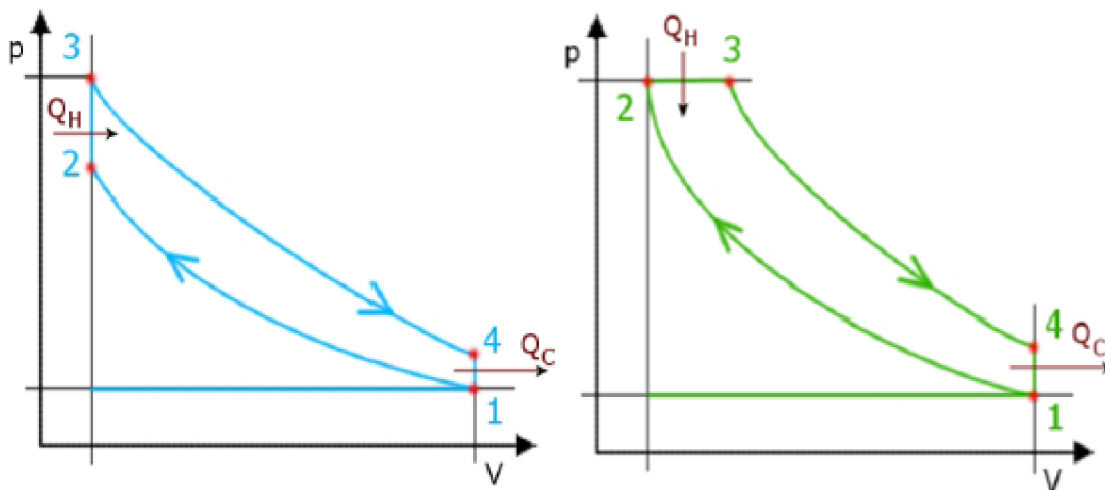
a – jednořadový stojatý
b – jednořadový invertní
c – dvouřadový s protilehlými válci
d – dvouřadový stojatý
e – dvouřadový invertní
f – třířadový (motor W)
g – jednohvězdicový
h – dvouhvězdicový
i – čtyřřadový (motor X)
j – čtyřřadový (motor H)

Obr. 3 Způsoby uspořádání válců motoru [1]

Letadlové pístové motory rozlišujeme podle způsobu zapalování směsi ve válci na dvě základní konstrukční provedení, jde o motory zážehové a vznětové. Zážehové letadlové motory jsou používány jako tradiční pohonné jednotky letadel již od počátku letectví a jsou používány dodnes. Jako letadlové pohonné jednotky se uplatňují i motory vznětové. Důvodem jejich použití je snaha o snížení provozních nákladů, zvýšení spolehlivosti a zjednodušení konstrukce motoru. Snížení provozních nákladů se nejvíce projevuje v používaném palivu. Vznětový motor umožňuje použití běžné motorové nafty, která je ve srovnání s leteckým benzinem používaným do zážehových motorů ekonomičtější. Hlavní rozdíl v činnosti obou typů motorů je odlišný průběh spalovacího procesu. [11]

Zážehový motor pracuje podle Ottova cyklu a k zážehu směsi využívá elektrickou jiskru. Aby bylo možné směs zážehnout, musí dojít k vytvoření zápalné směsi, tedy dobrému odpaření a promísení dostatečného množství paliva se vzduchem, a proto se pro zážehové motory používají snadno odpařitelná kapalná nebo plynná paliva. [13]

Vznětový motor pracuje na základě Dieslova cyklu. Do motoru je nasáván pouze vzduch, který je ve válci motoru oproti zážehovému motoru stlačován na vyšší teplotu a tlak, díky čemuž dochází k samovznícení vstříkovaného paliva. Není tedy možné, aby se palivo přivádělo společně se vzduchem, protože by se během kompresního zdvihu vznítilo, proto je palivo vstříkováno ve vhodný časový okamžik. K iniciaci hoření dojde i při nízkých koncentracích odpařeného paliva smíšeného se vzduchem, takže není nutné úplné odpaření veškerého paliva. Právě proto lze ve vznětových motorech spalovat těžko odpařitelná paliva. [13]

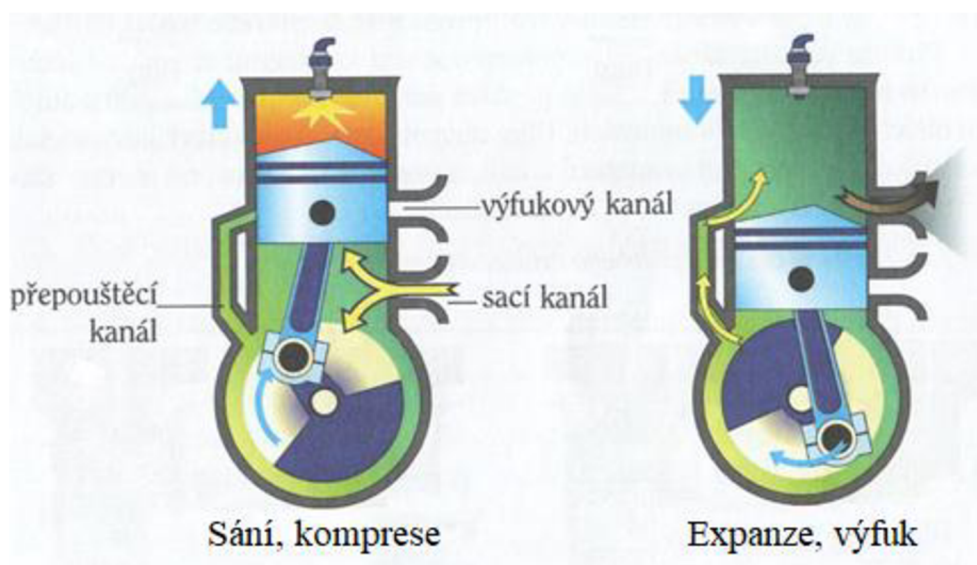


Obr. 4 Ideální Ottův cyklus (vlevo) a Dieslův cyklus (vpravo) čtyřdobého motoru [51]

U obou konstrukčních provedení je možné oběh neboli pracovní cyklus realizovat během jedné nebo dvou otáček klikové hřídele, tedy dvou nebo čtyř zdvihů pístu. Podle spalovacího cyklu označujeme motory jako dvoudobé nebo čtyřdobé. Princip činnosti obou druhů je popsán na činnosti zážehového motoru. [14]

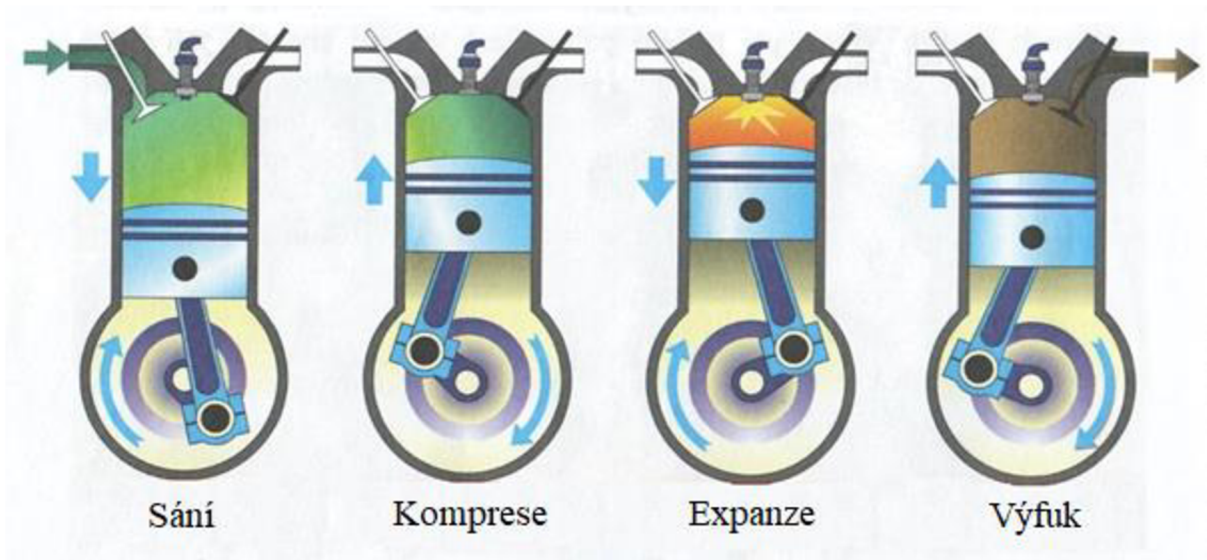
U dvoudobého motoru se pracovní oběh skládá ze dvou fází, které je možné vidět na obr. 5. První fází tvoří sání a komprese. Píst se pohybuje z dolní úvratě směrem k horní úvratě,

vzniká tak v klikové skříni podtlak, kterým je nasávána sacím kanálem čerstvá směs do klikové skříně. Současně se během pohybu pístu směrem nahoru uzavírá přepouštěcí a výfukový kanál a nastává komprese, při které se stlačuje směs v prostoru nad pístem. V druhé fázi dochází k expanzi a výfuku. Před dosažením pístu do horní úvratě dojde k zapálení stlačené směsi elektrickou jiskrou a následné expanzi, která působí na píst a posouvá jej směrem do dolní úvratě. Při tomto pohybu uzavírá spodní hrana pístu sací kanál a dochází ke stlačování nasáté směsi v klikové skříni. Dalším pohybem pístu dojde k otevření výfukového kanálu horní stranou pístu a výfuku. Krátce poté otevírá horní hrana pístu i přepouštěcí kanál a směs stlačená v klikové skříni je přepouštěna do prostoru nad píst, kde vytlačuje zbytky výfukových zplodin. [13; 15; 16]



Obr. 5 Princip činnosti dvoudobého zážehového motoru [52]

Jeden pracovní oběh čtyřdobého motoru se skládá ze čtyř fází, které jsou zobrazeny na obr. 6. a to sání, komprese, expanze a výfuku. V průběhu první fáze, kdy dochází k sání, se píst pohybuje směrem do dolní úvratě a přes sací ventil je nasávána čerstvá směs do válce. V druhé fázi se píst pohybuje směrem do horní úvratě, sací i výfukový ventil je uzavřen a nastává stlačování nasáté směsi a zapálení elektrickou jiskrou v okamžiku, kdy píst dosáhne téměř horní úvratě. Třetí fází je expanze, při které jsou oba ventily stále uzavřené a dochází k hoření zapálené směsi. Zapálená směs se prudce rozpíná a působí na píst, který je tlačěn do dolní úvratě. Poslední čtvrtou fází je výfuk. Dochází k otevření výfukového ventilu, sací zůstává stále uzavřen a píst při pohybu směrem do horní úvratě vytlačuje výfukové zplodiny z válce. [13; 15; 16]



Obr. 6 Princip činnosti čtyřdobého zážehového motoru [53]

1.4 ZÁKLADNÍ PARAMETRY PÍSTOVÉHO SPALOVACÍHO MOTORU

Základní rozměrové parametry spalovacího motoru jsou voleny během návrhu s ohledem na požadovaný jmenovitý výkon a oblast použití motoru. Hlavními rozměry každého spalovacího motoru jsou vrtání, zdvih a počet válců. Vrtáním se rozumí průměr válce značený písmenem D . Jako zdvih Z se označuje vzdálenost, kterou urazí píst při svém pohybu mezi horní a dolní úvratí. [17]

Nyní je možné z obou základních rozměrů vyjádřit zdvihový poměr, jako podíl Z/D . Na základě hodnoty zdvihového poměru dělíme motory na podčtvercové $Z < D$, čtvercové $Z = D$ a nadčtvercové $Z > D$. Větší zdvih nadčtvercového motoru s sebou přináší výhodu snížení tepelných ztrát, kterého je dosaženo zmenšením teplosměnné plochy spalovacího prostoru použitím menšího vrtání. Ovšem s prodlužujícím se zdvihem je spojená podstatná nevýhoda zvětšení pístové rychlosti a tím pádem nárůst třecích ztrát. [18]

Další charakteristikou veličinou spalovacího motoru je zdvihový objem válce, označuje se V_z a jedná se o změnu objemu spalovacího prostoru vlivem pohybu pístu mezi horní a dolní úvratí [17]:

$$V_z = \frac{\pi D^2}{4} Z \quad (1)$$

Celkový zdvihový objem motoru se získá, pokud se vynásobí zdvihový objem válce příslušným počtem válců motoru i . S pohybem pístu souvisí i minimální a maximální objem spalovacího prostoru. Minimálního objemu se dosahuje, když se píst nachází v horní úvratí, označuje se jako kompresní objem V_k . Opakem toho, pokud se píst nachází v dolní úvratí, je objem spalovacího prostoru maximální, který lze označit jako celkový objem V_c a je roven součtu zdvihového a kompresního objemu. S využitím znalosti objemů motoru je možné definovat kompresní poměr ε , který udává měřítko komprese [14]:

$$\varepsilon = \frac{V_c}{V_k} = \frac{V_z + V_k}{V_k} \quad (2)$$

U zážehových motorů se pohybuje běžně v rozmezí 8 až 13, u vznětových motorů bývá vyšší a dosahuje hodnot 12 až 23. Dalším parametrem je klikový poměr λ , který je vyjádřen jako podíl poloměru klikové hřídele r a délky ojnice l [14]:

$$\lambda = \frac{r}{l}, \quad (3)$$

Z hlediska posouzení rychlosti běhu motoru je zavedena střední pístová rychlost c_s , která uvádí průměrnou dráhu pístu uraženou za jednotku času [14]:

$$c_s = \frac{2nZ}{60} = \frac{nZ}{30}, \quad (4)$$

kde n jsou otáčky motoru. Podle hodnoty střední pístové rychlosti lze motory rozdělit na pomaluběžné a rychloběžné. Pomaluběžné motory nepřesahují střední pístovou rychlost 7,5 m/s, motory s hodnotou vyšší jsou považovány za rychloběžné.

Významným parametrem motoru je jeho efektivní výkon, který lze odebírat na výstupu klikové hřídele. Efektivní výkon lze stanovit na základě znalosti aktuálního točivého momentu M_e a otáček [14]:

$$P_e = M_e \frac{2\pi n}{60} = M_e \frac{\pi n}{30} \quad (5)$$

Mezi další základní parametry patří střední efektivní tlak motoru p_e . Střední efektivní tlak je fiktivní veličina, která vyjadřuje konstantní tlak působící na píst, jenž na dráze jednoho zdvihu vykoná stejnou práci jako skutečný proměnlivý tlak na dráze čtyř zdvihů v případě čtyřdobého motoru. [19] Pomocí této hodnoty lze porovnávat energetické využití zdvihového objemu různých motorů.

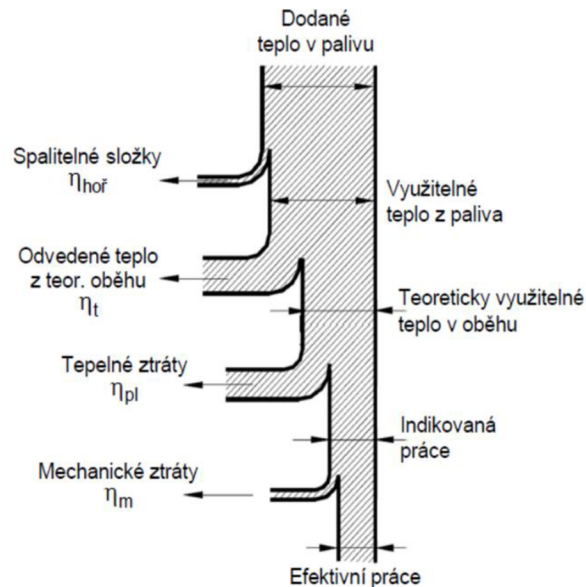
Posledním důležitým zde zmíněným parametrem motoru je celková účinnost η_c , která vyjadřuje, kolik energie z paliva bylo přeměněno na využitelnou mechanickou práci [20]:

$$\eta_c = \frac{P_e}{\dot{m}_p H_u}, \quad (6)$$

kde \dot{m}_p je hmotnostní tok paliva přivedeného do motoru a H_u výhřevnost paliva. Vyšší celkovou účinnost mají motory vznětové, ta se pohybuje v rozmezí 40-45 %. Zážehové motory dosahují oproti vznětovým motorům nižší celkové účinnosti, v důsledku menší tepelné účinnosti a to kolem 30-35 %. Pro grafické znázornění účinnosti spalovacího motoru je vhodné použít Sankeyův diagram. [21] Na obr. 7 je pomocí tohoto diagramu znázorněna energetická bilance spalovacího motoru. Přibližné hodnoty dílčích účinností se pohybují v následujících rozmezích [20]:

- účinnost hoření $\eta_{hoř}=0,97-0,99$;
- termická účinnost $\eta_t=0,57-0,70$;
- plnicí účinnost $\eta_{pl}=0,6-0,75$;

- mechanická účinnost $\eta_m=0,75-0,90$.



Obr. 7 Energetická bilance spalovacího motoru [19]

Z hlediska hospodárnosti motoru bývá častěji spotřeba vyjádřena jako měrná efektivní spotřeba m_{pe} [19]:

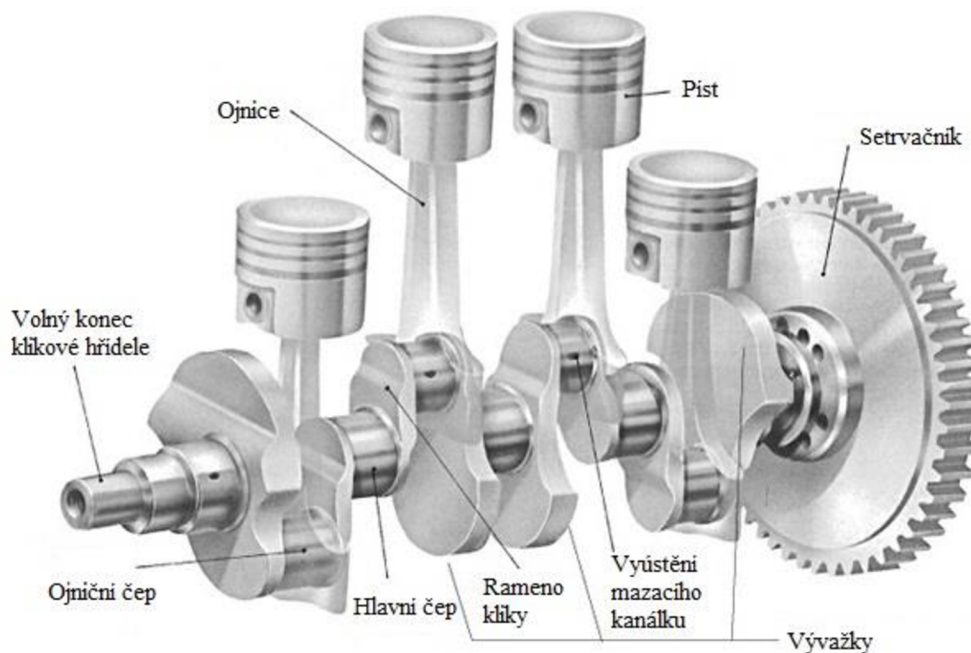
$$m_{pe} = \frac{\dot{m}_p}{P_e}, \quad (7)$$

která vyjadřuje hmotnost paliva v gramech spotřebovaného za jednu hodinu na jeden kilowatt výkonu. Navíc umožňuje srovnávat spotřebu různých typů motorů mezi sebou. Typické hodnoty měrné efektivní spotřeby se pohybují v následujících intervalech [19]:

- zážehové čtyřdobé motory 220-340 g/kWh,
- vznětové čtyřdobé motory 180-280 g/kWh,
- dvoudobé motory 400-700 g/kWh.

2 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikový mechanismus tvoří srdce každého pístového spalovacího motoru. Jeho hlavní úlohou je přeměna přímočarého vratného pohybu pístu na rotační pohyb klikové hřídele. [22] Klikový mechanismus pístových spalovacích motorů se skládá z pevných a pohyblivých částí. Mezi pohyblivé části patří pístní skupina, ojnice a klikový hřídel se setrvačником a řemenicí. Do pevných částí jsou zařazeny například válce, blok motoru s hlavními ložisky, olejovou vanou a kryty. [16] Pro ukázkou jsou na obr. 8 zobrazeny pohyblivé části klikového mechanismu čtyřválcového řadového motoru.



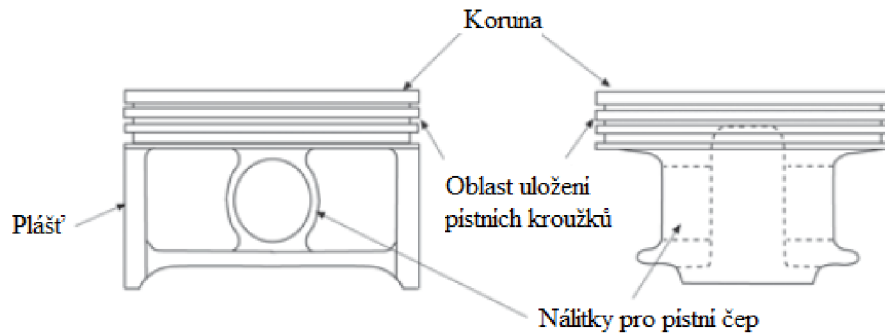
Obr. 8 Klikový mechanismus čtyřválcového řadového motoru [56]

2.1 PÍSTNÍ SKUPINA

Pístní skupinu tvoří píst, pístní čep, pístní kroužky a pojistky zajišťující pístní čep proti axiálnímu pohybu.

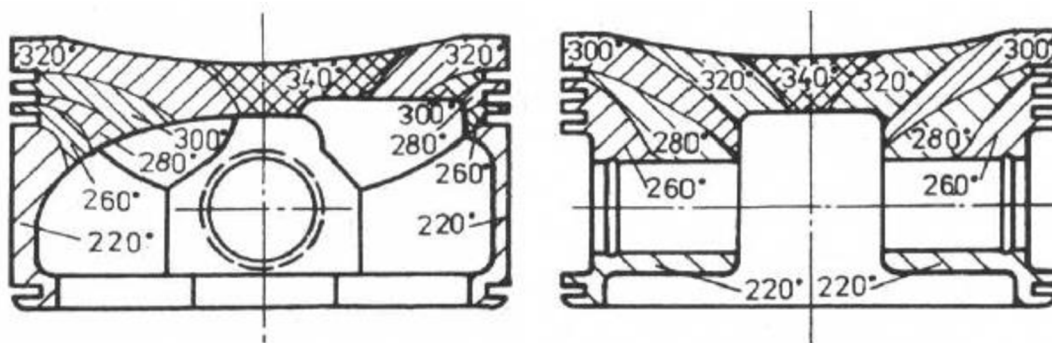
2.1.1 PÍST

Píst se skládá ze čtyř základních částí a to koruny, oblasti uložení pístních kroužků, nálitků pro pístní čep a pláště, které je možné vidět na obr. 9.



Obr. 9 Základní části pístu [22]

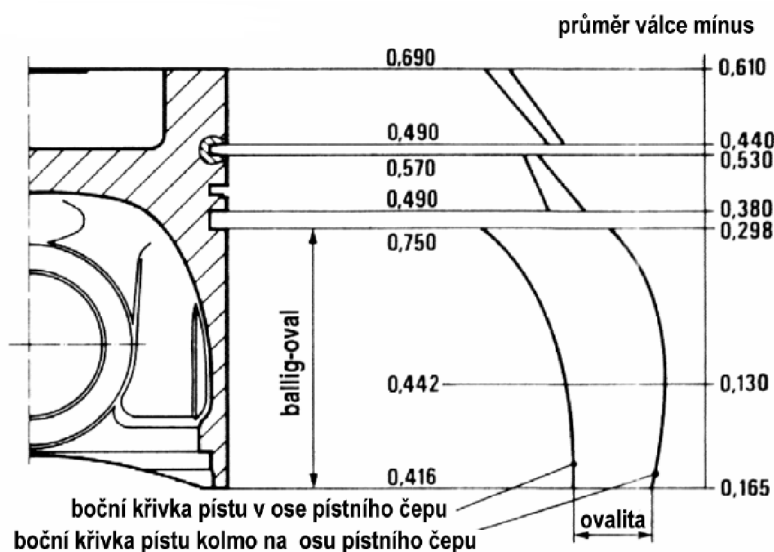
Hlavní funkcí pístu je přenos sil od tlaku plynů na ojnici a další části klikového mechanismu. Píst je zatěžován kromě sil od tlaku plynů i setrvačnými silami, které jsou vyvolané pohybem klikového mechanismu. V souvislosti s pohybem mechanismu působí na píst i boční síly, které musí píst zachycovat a přenášet je na stěnu válce. Mezi další funkce pístu patří utěsnění spalovacího prostoru a s tím spojené zamezení profuku plynů do klikové skříně a naopak vnikání oleje do spalovacího prostoru. Tyto funkce zabezpečují především pístní kroužky. Kvůli přímému kontaktu pístu se spalinami musí píst zajišťovat i dobrý odvod tepla do chlazených stěn válce prostřednictvím pláště pístu a pístních kroužků. Tepelné zatížení pístu je značně nerovnoměrné. Rozložení teplot na pístu je zobrazeno na obr. 10. Kromě toho je píst zatěžován i teplem, vnikajícím v důsledku tření pístu a pístních kroužků o stěnu válce. Nejvíce je teplotně zatěžována koruna pístu, která je v přímém kontaktu s horkými spalinami. Dalším výrazně teplotně namáhaným místem je drážka pro první pístní kroužek. Zde nesmí dojít k překročení teploty karbonizace oleje, která se u syntetických olejů pohybuje kolem 240 °C. [1; 23]



Obr. 10 Rozložení teplot na pístu z hliníkové slitiny [1]

V důsledku nerovnoměrného rozložení materiálu a rozdílných teplot na pístu dochází při zahřívání ke změně tvaru pístu. Oblast koruny pístu je teplotně nejvíce zatěžována a v důsledku toho se oproti spodní části pístu více roztahuje. Totéž platí i pro nálitky pístního čepu, kde je soustředěno velké množství hmoty pístu a dochází k roztahování pístu více ve směru osy pístního čepu než kolmo na něj. [14] Po dosažení provozní teploty motoru je požadováno, aby měl píst ideálně kruhový tvar s minimální vůlí ve válci. Z výše zmíněného

plyne, že je nutné, aby píst měl ve studeném stavu určitou boční křivku a ovalitu, jak je možné vidět na obr. 11. [23; 24]



Obr. 11 Boční křivka a ovalita pístu [21]

VÝROBA A MATERIÁLY PÍSTŮ

Většina pístů je v současnosti vyráběna ze slitin hliníku a to odléváním nebo kováním, pokud je požadována vyšší pevnost. Hliníkové slitiny jsou vhodné díky své nízké hmotnosti, dobrým mechanickým vlastnostem a výborné tepelné vodivosti. U silně zatěžených motorů, kde jsou kladeny vyšší požadavky na materiál, zejména na výdrž vyšších spalovacích tlaků a větší teplotní odolnost, se používají písty skládané s ocelovými nebo litinovými částmi nebo písty celooceľové. Výhodou skládaných pístů je kombinace vysoce teplotně a mechanicky odolné koruny vyrobené například z oceli a pláště z hliníkové slitiny, který snižuje celkovou hmotnost pístu. Obě části mohou být spojeny přes pístní čep nebo šroubovým spojem. Příkladem použití celooceľových pístů jsou vysoce zatěžené vznětové motory, například velké lodní motory nebo motory nákladních automobilů. Možné provedení ocelového pístu s eloxovaným povrchem je vidět na obr. 12. Se skládanými písty je možné se taktéž setkat v motorech některých nákladních automobilů. [22; 25]

Vhodné je provést porovnání vlastností jednotlivých materiálů pístů. Písty z hliníkových slitin mají jednoznačnou výhodu v nízké hmotnosti, ovšem kvůli nižší pevnosti v porovnání například s ocelí je nutné, aby jejich konstrukce byla mohutnější. Ocelové písty bývají většinou zhruba o třetinu těžší i přesto, že je možné ztenčit stěny pístu, a tím pádem zvyšují setrvačné účinky a více zatěžují ostatní části klikového mechanismu. Kvůli větší tepelné roztažnosti musí být konstruovány větší provozní vůle pístů z hliníkových slitin ve studeném stavu motoru, což může mít za následek vyšší hlučnost motoru. Vylepšení lze provést zalitím kroužku kovu o nízké tepelné roztažnosti do pístu. Oproti tomu písty z oceli mohou díky své nízké tepelné roztažnosti mít ve studeném stavu tvar blízký ideálnímu kruhovému, a proto je možné zmenšit provozní vůli mezi pístem a válcem, čímž se navíc sníží profuk a spotřeba oleje. Mezi výhody pístů z hliníkových slitin však patří výborná tepelná vodivost, která umožňuje dobrým odvodem tepla snížení provozní teploty pístu až o 200 °C ve srovnání

s písty ocelovými. Pro zvýšení tepelné odolnosti se do hliníkových slitin přidává křemík v množství 12 až 18 % objemu, který navíc zlepšuje odolnost proti opotřebení. Teplota pístů z hliníkových slitin by neměla překročit 320 °C u legovaných vysokopevnostních hliníkových slitin až 350 °C. Poté dochází k výraznému poklesu pevnosti materiálu. Při stejných teplotách mají ocelové písty až 16 krát vyšší pevnost a mohou odolávat maximálním teplotám až 400 °C. [22; 25; 26]

Finální úpravou povrchu pláště pístu je jemné soustružení pro vytvoření jemného drážkování, které v sobě zadržuje mazací olej. Na povrch pístů lze aplikovat různé druhy povlaků, které zlepšují výsledné vlastnosti. Dosahuje se například snížení koeficientu tření, zlepšení kluzných vlastností, lepší zadržování oleje na plášti pístu nebo odrážení tepla a snížení teploty pístu. Použitím povlaků je možné zmenšit provozní vůle pístu ve válci, což se projevuje kladně na hlučnosti motoru, zejména při studeném startu. [22; 23] Nejčastěji se provádí povlakování kluzných ploch pláště pístu kvůli snížení nebezpečí zadření pístu, zlepšení záběhu a zvýšení životnosti. Příklad je uveden na obr. 12, kde je píst z hliníkové slitiny s keramickým povlakem koruny, který odráží teplo a snižuje zahřívání pístu a grafitovým povlakem pláště pístu, zlepšujícím kluzné vlastnosti a životnost. [27; 28]



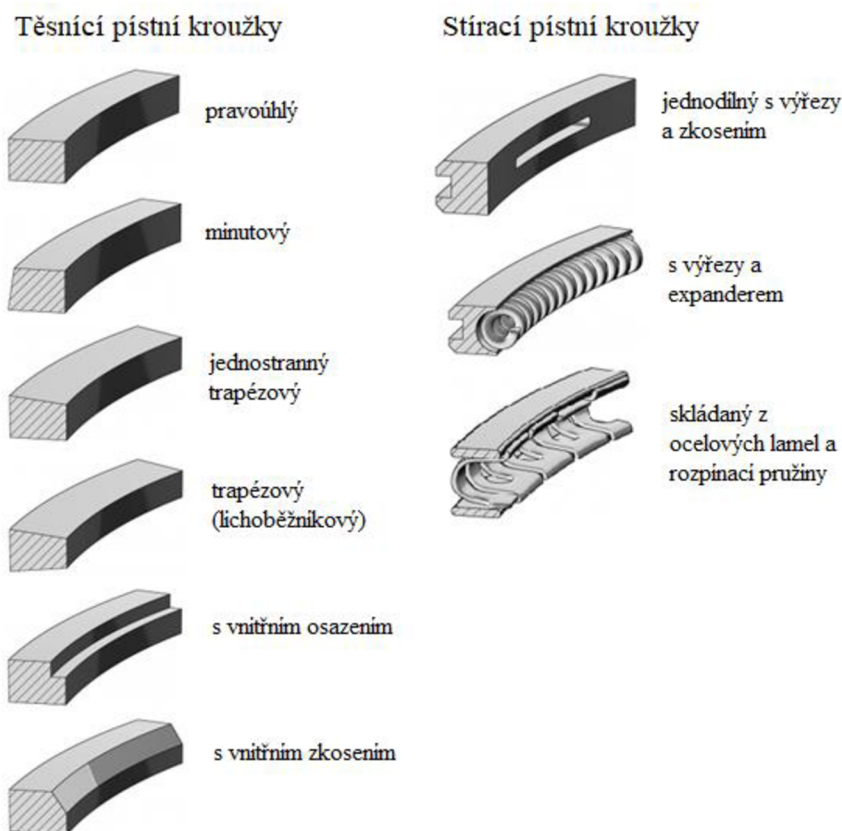
Obr. 12 Píst z hliníkové slitiny (vlevo) [28] a ocelový píst [60]

2.1.2 PÍSTNÍ KROUŽKY

Hlavní funkcí pístních kroužků je utěsnění spalovacího prostoru, odvod tepla z pístu do stěn válce a zamezení vnikání oleje do spalovacího prostoru. Těsnost zabezpečují těsnící pístní kroužky, ty se výrazně podílejí i na odvodu tepla z pístu, čímž je zabezpečeno jeho chlazení. Průniku oleje do spalovacího prostoru brání stírací pístní kroužky, které navíc zajišťují vytvoření ideální tloušťky mazací vrstvy oleje mezi pístem a válcem. [23]

Pístní kroužky jsou namáhány setrvačnými silami, silami od tlaku plynů a třecími silami. Dále jsou namáhány vysokými teplotami a velkým tepelným tokem ze strany pístu. Namáhání je časově proměnné, což klade vysoké požadavky na konstrukci pístních kroužků, která musí zajistit jejich funkčnost při všech provozních stavech motoru. Pístní kroužky musí být v jednom místě rozdělené, aby je bylo možné namontovat do drážky pístu. Místo, ve kterém je pístní kroužek rozdělen se označuje jako zámek pístního kroužku. Dále je zámek pístního kroužku velice důležitý z důvodu vyrovnání změny rozměrů pístu a válce vlivem tepelné roztažnosti. Vůle v zámku pístního kroužku musí být navržena tak, aby ani při maximálním ohřevu nedošlo k jejímu vymezení, což by mělo za následek lom kroužku. U většiny

čtyřdobých motorů je běžně používán kolmý zámek kroužku, pouze v případě velkých lodních nebo drážních motorů se provádí tvarované zámkové například šikmé, aby se snížil profuk plynů. Speciální provedení zámkové se vyskytuje u dvoudobých motorů, kde zámeček musí zajistit i polohu pístního kroužku na pístu, aby nedošlo k pootočení zámkové do místa kanálů, což by mohlo způsobit lom kroužku. Používá se kolíček nalisovaný v drážce pístního kroužku a jemu odpovídající tvar zámkové kroužku. Existuje celá řada provedení pístních kroužků v závislosti na provedení zámkové a příčného průřezu kroužku. [22; 23] Základní varianty průřezů těsnících a stíracích pístních kroužků jsou uvedeny na obr. 13.



Obr. 13 Těsnící a stírací pístní kroužky [59]

U běžných motorů se v současnosti používají dva kroužky těsnící a jeden stírací. Běžně se pístní kroužky vyrábí z litiny nebo oceli a se opatřují různými druhy povlaků pro zlepšení výsledných vlastností. Tato vrstva vzniká například fosfátováním, ferooxidací, pocínováním, nitridací nebo chromováním. Hlavním cílem povlakování kroužků je snížení třecích ztrát, zadržování oleje na povrchu kroužku a zlepšení záběhu, zvýšení životnosti nebo odolnosti vůči korozi. [23; 29] V této oblasti je stále snaha o hledání nových druhů povlaků a možné zlepšení vlastností pístních kroužků, zejména snížení tření, které by vedlo ke snížení spotřeby a emisí. Tato problematika je rozvinuta například v následujících publikacích [30; 31], kde se autoři věnují vývoji nových typů povlaků, které jsou založené na bázi uhlíku a dosahují lepších výsledků v oblasti třecích ztrát než povlaky na bázi chromu.

2.1.3 PÍSTNÍ ČEP

Pístní čep spojuje píst s ojnicí a přenáší silové účinky mezi oběma součástmi. Zatížení pístního čepu je proměnné v čase, z toho vyplývá, že je spoj namáhán únavově. Z důvodu malého výkyvu ojnice a pohybu v uložení pístního čepu v pístu je snaha maximalizovat stykovou plochu. Pístní čep může být uložený v malém oku ojnice pevně nebo plovoucím způsobem. Oba typy uložení budou popsány v podkapitole Oko ojnice. V případě druhé varianty uložení je nutné zajištění čepu proti axiálnímu pohybu, používají se proto pojistné kroužky do díry nebo drátěné pojistky. [22]

2.2 OJNICE

Ojnice je značně namáhanou součástí klikového mechanismu, která spojuje píst s klikovou hřídelí. Přenáší všechny síly, které působí na píst a převádí přímočarý vratný pohyb pístu na rotační pohyb klikové hřídele. Koná při tom obecný rovinný pohyb. Musí odolávat velkým proměnlivým zatížením vyvolaným silou od tlaku plynů a setrvačným silám, které vznikají při pohybu klikového mechanismu. Je namáhána časově proměnlivými silovými účinky, které jsou závislé na úhlu natočení klikové hřídele a typu zdvihu v případě čtyřdobého motoru. Z toho vyplývá, že je namáhána únavově. U čtyřdobých motorů je namáhána střídavě na tlak a tah, kdežto u motorů dvoudobých pouze na tlak. Pro snížení setrvačných sil je snaha snížit hmotnost ojnice. Je však nutné, aby byla zachována tuhost celé součásti, a proto se používá například tvarovaný dřík s průřezem ve tvaru písmene I nebo H, čímž je zajištěna vysoká mechanická pevnost při zachování nízké hmotnosti. [1; 23]

Ojnice použité v jednom motoru musí mít stejnou hmotnost posuvných a rotačních částí, aby se zabránilo kmitání. Toho se dříve dosahovalo ubrušováním přebytečného materiálu podle potřeby v místě hlavy nebo oka tak, aby se nesnížila pevnost ojnice. Dnes se ojnice při výrobě třídí do hmotnostních tříd podle hmotnosti posuvných a rotačních částí a při montáži do motoru se používají ojnice stejné třídy. [16]

2.2.1 TYPY OJNIC

Konstrukční provedení ojnice závisí na celkové koncepci motoru a uspořádání válců. Podle toho je možné ojnice rozlišit na tři typy konstrukce a to [1; 22]:

- prostou ojnicí,
- rozvidlenou ojnicí,
- hlavní a vedlejší ojnicí,

kde všechny tyto provedení jsou vyobrazeny na obr. 14.

Prostá ojnice se uplatňuje zejména u řadových motorů s jednou řadou válců nebo u motorů dvouřadových s protilehlými řadami válců. Prostou ojnicí je možné použít i u dvouřadových vidlicových motorů, které mají ojnice dvou odpovídajících si válců z první a druhé řady umístěny na jednom společném ojničném čepu vedle sebe. Zmíněné řešení s sebou ovšem přináší nežádoucí prodloužení délky motoru, protože válce jednotlivých řad musí být posunuty o šířku hlavy ojnice a také zvětšení ohybového momentu, který více zatěžuje ložiska klikové hřídele. Je však nutné zmínit, že toto provedení je oproti následujícím výrobně nejméně náročné. Zvětšení délky vidlicových motorů se řeší použitím rozvidlené ojnice nebo ojnice hlavní a vedlejší. [32; 33]

U konstrukce rozvidlené ojnice je ojnice první řady v místě hlavy rozvidlená, čímž vzniká prostor pro připojení prosté ojnice se zúženou hlavou druhé řady válců. Ložisko v hlavě rozvidlené ojnice může být pro každou ojnici samostatné nebo je pro obě ojnice společné. Pokud je ložisko společné pro obě ojnice a tím pádem přes celou šířku hlavy ojnice obdobně jako u prosté ojnice, tak zde vzniká požadavek na vytvoření kluzného povrchu ložiska i na vnější straně v místě připojení druhé ojnice, což s sebou navíc přináší problémy s tvorbou hydrodynamické mazací vrstvy. Použitá ložiska mohou být valivá i kluzná. [34]

Posledním konstrukčním řešením je použití ojnice hlavní a vedlejší, Tento způsob se uplatňuje u vidlicových a zejména hvězdicových motorů. Hlavní ojnice spojuje jeden píst s ojnicím čepem a zároveň vytváří v místě hlavy uchycení pro ostatní vedlejší ojnice. Výhodou této konstrukce je vysoká tuhost hlavy hlavní ojnice. U hvězdicových motorů s jednou nebo dvěma řadami válců bývá hlava hlavní ojnice nedělená, protože je u těchto motorů zpravidla použit skládaný klikový hřídel, v ostatních případech bývá dělená. Vedlejší ojnice mají oko i hlavu ojnice konstrukčně shodnou se zalisovanými bronzovými kluznými pouzdry a k hlavní ojnici se uchycují přes čepy lisované po obvodu hlavy hlavní ojnice. To vede k posunutí středu otáčení od ojnicního čepu, což má za následek změnu kinematických parametrů vedlejší ojnice a k ní příslušného pístu. [1; 33]



Obr. 14 Typy ojníc, zleva: prostá ojnice [33], rozvidlená ojnice [57], ojnice hlavní a vedlejší [58]

2.2.2 ZÁKLADNÍ KONSTRUKČNÍ ČÁSTI OJNICE

Při popisu jednotlivých dílčích oblastí je možné ojnici rozdělit na tři základní části:

- oko ojnice,
- dřík,
- hlava ojnice,

kteří je možné vidět na obr. 15 ojnice dvoudobého nebo na obr. 16 ojnice čtyřdobého motoru.

Konkrétní konstrukční provedení částí ojnice je závislé zejména na typu motoru, ve kterém daná ojnice pracuje. Hlavní rozdíly v konstrukci jednotlivých částí ojnice je možné pozorovat zejména u motorů dvoudobých a čtyřdobých. Nejprve je nutné popsat zmíněné odlišnosti, aby bylo možné se následně podrobně věnovat jednotlivým částem ojnice. V souvislosti

s řešeným motorem Walter Mikron III, je podrobný popis proveden na ojnici čtyřdobého motoru, kterým je i zmíněný motor Mikron III.

2.2.3 OJNICE DVOUDOBÉHO MOTORU

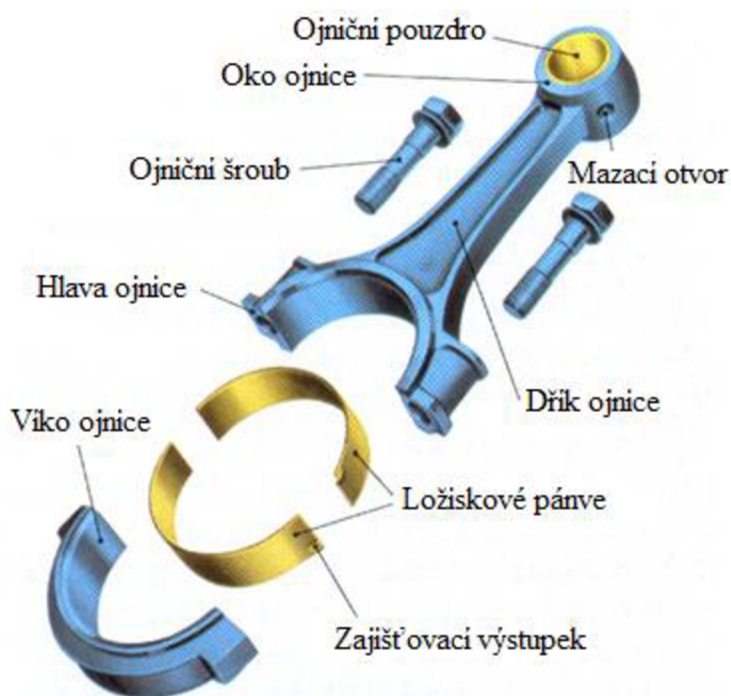
Ojnice dvoudobého motoru bývají převážně vyrobeny jako jeden pevný celek s nedělenou hlavou ojnice. Montáž ojnice na klikový hřídel je umožněna použitím skládané klikové hřídele, kde se hlava ojnice nasadí na ojniční čep ještě před slisováním nebo sešroubováním klikové hřídele. Vzhledem k charakteru mazání dvoudobých motorů se nejčastěji používají valivá jehličková ložiska pro uložení ojnice na ojniční čep. Ložisko pístního čepu je provedeno obdobně použitím jehličkového ložiska, jen v případě motorů s nízkým zatížením je použito bronzové pouzdro. Vnitřní povrch hlavy a oka tvoří ve většině případů vnější kroužek valivého ložiska, proto bývá kalen a broušen, aby se zajistilo povrchu odpovídajícího ložiskovému kroužku. Vnitřní kroužek ložiska ve všech případech tvoří povrch ojničního a pístního čepu. [23]



Obr. 15 Ojnice dvoudobého motoru [66]

2.2.4 OJNICE ČTYŘDOBÉHO MOTORU

Ojnice čtyřdobého motoru je nejčastěji dělená v místě hlavy ojnice, aby ji bylo možné namontovat na klikový hřídel. Ten bývá u čtyřdobého motoru převážně nedělený, vyráběn jako výkovek nebo odlitek. Příklad takové ojnice a popis jednotlivých částí je uveden na obr. 16.



Obr. 16 Schéma ojnice čtyřdobého motoru [16]

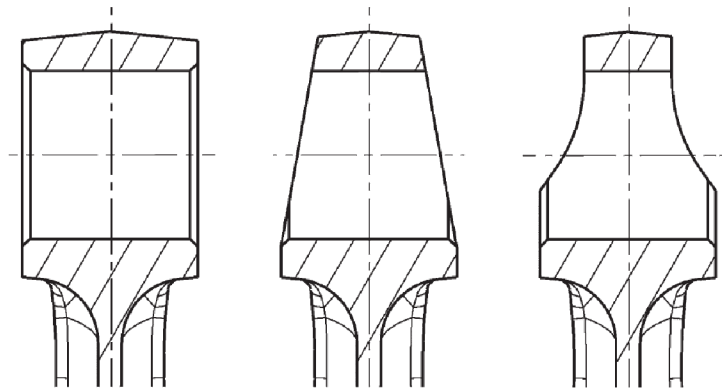
OKO OJNICE

Oko ojnice spojuje ojnici s pístem prostřednictvím pístního čepu a vytváří bod, kolem kterého se ojnice otáčí. Není zde potřeba vytvářet žádnou dělicí rovinu, což znamená, že oko bývá nedělené. Je možné se setkat se dvěma druhy uložení pístního čepu v oku ojnice a to plovoucím nebo pevným uložením. V současné době je u spalovacích motorů více používaným způsobem plovoucí uložení pístního čepu, zejména kvůli nižší montážní náročnosti. [22]

V případě použití plovoucího pístního čepu bývá v oku ojnice zalisováno bronzové pouzdro nebo tenkostěnná ocelová pánev s výstelkou z ložiskového kovu, například olověného bronzu. Při studeném motoru je z důvodu snížení hlučnosti čep v pístu uložen nehybně. Po dosažení provozní teploty pístu v oblasti nálitků pístního čepu asi 110 °C se pístní čep uvolní a volně otáčí v nálitcích. U tohoto způsobu je nutné pístní čep zajistit proti axiálnímu posuvu. Pístní čep může být mazán olejem rozstříkovaným na dno pístu, který stéká na oko ojnice a dostává se do ložiska přes mazací drážky či otvory. Pokud je mazání tímto způsobem nedostatečné, je použito mazání tlakovým olejem z hlavy ojnice, který je přiváděný otvorem vrtaným v dříku ojnice. [23]

Pevně uložený pístní čep je po ohřátí ojnice na 400 °C nalisován do přesně vystruženého oka ojnice. Odpadá tak použití ložisek a pojištění čepu proti posunutí. Nevýhodou pevného uložení je obtížná montáž a demontáž pístního čepu a nutnost použití delšího čepu, kvůli nižší únosnosti ložiska. To je způsobeno zmenšením únosné plochy o plochu ložiska v oku ojnice. [23]

Základním používaným tvarem je obdélníkový průřez oka ojnice, který je výhodný díky levné a nenáročné výrobě. Obdélníkový tvar však není optimální z hlediska rozložení kontaktního tlaku mezi okem a pístním čepem. Zatížení silami od tlaku plynů totiž bývá vyšší než zatížení setrvačnými silami, proto se využívá oko ojnice s trapézovým nebo stupňovitým průřezem. Jednotlivé tvary jsou znázorněny na obr. 17. Díky nesymetrické šířce trapézového a stupňovitého průřezu je výhodné, že silám od tlaku plynů odpovídá větší styková plocha na spodní straně oka a setrvačným silám naopak styková plocha menší na straně horní. To je vhodné i pro vyrovnání tloušťky mazací vrstvy mezi pístním čepem a pouzdem. V souvislosti s tím musí být obdobně tvarovány i nálitky pístního čepu na pístu. [23; 35]



Obr. 17 Tvary průřezů oka ojnice [35]: zleva: obdélníkový, trapézový a stupňovitý

DŘÍK OJNICE

Spojuje oko ojnice s hlavou ojnice. Dřík je namáhán střídavě na tah a tlak, musí vykazovat dobrou odolnost na vzpěr, proto se používá tvarovaný dřík nejčastěji s průřezem ve tvaru písmene I nebo H. Výhodné je u tvarovaného dříku rozložení materiálu, kdy se nejvíce materiálu nachází v místě největšího ohybového namáhání dříku. V současné době se u běžných spalovacích motorů nejčastěji používá dřík s průřezem ve tvaru písmene I. Výhodou tvaru I je i možnost snadného umístění dělicí roviny, čehož se účelně využívá při sériové výrobě ojnice odléváním nebo kováním. Dalším možným řešením je průřez ve tvaru písmene H. Toto řešení se používá zejména u závodních motorů. Dosahuje větší pevnosti než dřík I, ale za cenu náročnější výroby. U některých závodních motorů se objevuje například i dřík s výztužným žebrem nebo složitě tvarovaný dřík podobný příhradovému nosníku, který byl použitý u motorů Formule 1. Z důvodu dobré únavové pevnosti je velice důležité, aby byly přechody dříku do hlavy a oka ojnice co nejplynulejší. V souvislosti s tím je nutné provést zaoblení všech hran dříku. [22; 23; 35] Srovnání základních variant průřezu dříku, tedy I a H je provedeno na ojnicích ze stejného motoru, které jsou zobrazeny na obr. 18.



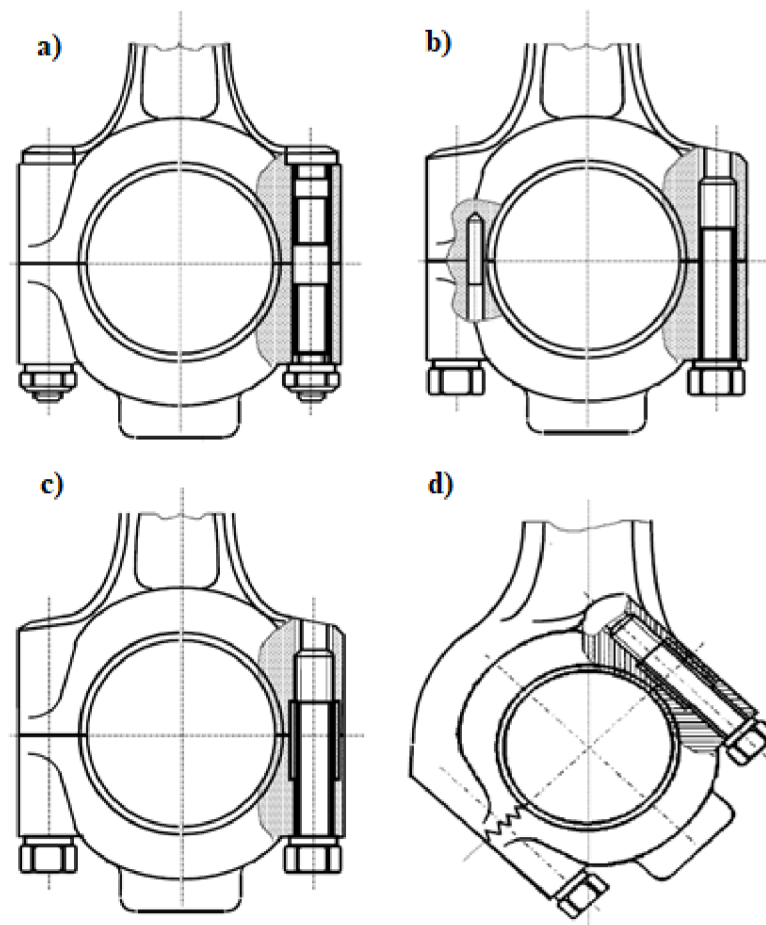
Obr. 18 Dvě možné varianty ojnice motoru Ford Coyote 5.0 l, vlevo s dřikem tvaru H, vpravo s dřikem tvaru I [61]

HLAVA OJNICE

Jak již bylo zmíněno, je u většiny čtyřdobých motorů hlava ojnice dělená, a proto je důležité zajistit přesné polohování obou částí vůči sobě. Plocha pro uložení ložiska bývá obrobena až po ustavení obou dílů, aby byla zajištěna správná funkce a životnost ložiska. Obě části musí být pečlivě označeny, aby nemohlo dojít k záměně nebo otočení víka při montáži. Dělicí rovina bývá u běžných motorů kolmá na osu ojnice. U větších vznětových motorů bývá dělicí rovina šikmo k ose ojnice z důvodu možnosti demontáže ojnice vývrtem válce například při zadření jednoho z válců bez demontáže klikové hřídele. Používá se dělení pod úhlem 30° , 45° nebo 60° . Možné způsoby polohování víka hlavy [22; 23]:

- válcovou plochou na dřiku šroubu v místě dělicí roviny,
- dvojicí válcových broušených kolíků umístěným vedle šroubů,
- dvojicí válcových broušených vložek soustředných se šrouby,
- tvarováním v místě dělicí roviny,
- vytvořením řízeného lomu.

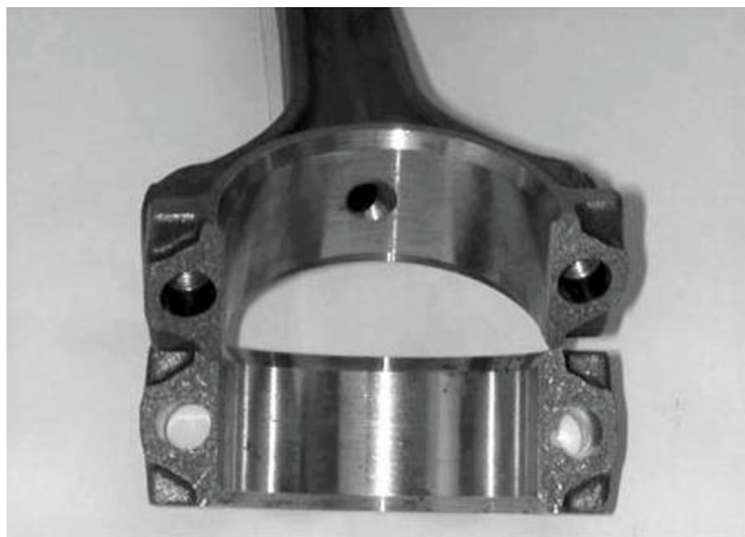
První čtyři varianty jsou znázorněny na obr. 19. Poslední uvedené možnosti polohování víka hlavy ojnice řízeným lomem, která je specifická, je věnován obr. 20.



Obr. 19 Polohování víka ojnice [23]: a) válcovou plochou na dřívku šroubu, b) dvojicí válcových kolíků, c) dvojicí válcových vložek, d) tvarováním dělicí roviny

Každá metoda má své určité výhody i nevýhody, které je zde vhodné shrnout. Polohování víka válcovou plochou na ojničním šroubu je kompaktní a na výrobu nenáročné řešení, nicméně vzniká kromě tahového i ohybové namáhání šroubu. Všechny ostatní možnosti polohování víka namáhají šroub pouze na tah. Použití broušených vložek je taktéž výrobně nenáročné a podobné předchozímu řešení, ale osa šroubu je v tomto případě oddálena od středu ložiska, což snižuje tuhost hlavy ojnice a zvětšuje velikost ojnice. Středění víka dvojicí válcových kolíků je obdobně předchozím variantám a opět může způsobit zvětšení rozměrů ojnice, kvůli potřebě dostatku materiálu pro umístění kolíku vedle šroubů. Další možností je použít tvarování obou ploch například vyfrézováním ozubení. Tento způsob je nákladnější na výrobu kvůli dodržení přísných tolerancí při obrábění, za to ale přináší výhodu v zachycení všech sil působících v dělicí rovině hlavy. Používá se u ojnice větších motorů, kde je dělicí rovina hlavy šikmo k ose ojnice, pro zachycení nově vzniklých sil oproti dělicí rovině kolmé. Poslední a v současné době zejména u velkosériové výroby nejpoužívanější řešení je vytvoření dělicí roviny hlavy ojnice řízeným lomem. Po obrobení všech ploch je ojnice podchlazena a v místě vrubu pomocí klínu přeražena. Vzniklý lom musí být křehký bez plastické deformace, aby nedošlo k narušení tvaru hlavy. Tento způsob je výrobně nenáročný. Zajišťuje velice dobrou tuhost a vyrovnání hlavy ojnice, navíc nemůže dojít k posunutí víka. Velikou výhodou je, že nelze víko ojnice otočit či zaměnit s jiným, protože každý lom je

unikátní. [22; 23; 25] Podmínky řízeného lomu hlavy ojnice a zejména specifické požadavky kladené na materiál, aby bylo možné lom uskutečnit, jsou podrobněji popsány v publikaci [36] Z. Gu. a kolektivu.



Obr. 20 Polohování víka ojnice řízeným lomem [36]

OJNIČNÍ ŠROUBY

Spojení víka ojnice s ojnici je typickým příkladem šroubového spoje, který je namáhán proměnným dynamickým zatížením. Přenáší se zde setrvačné síly posuvných hmot pístní skupiny a ojnice a rotačních hmot ojnice na ojniční čep klikové hřídele. Další namáhání šroubu vzniká v uložení ložiskových pánví v hlavě ojnice, které jsou zde uloženy s mírným přesahem. Ojniční šrouby jsou namáhány především na tah, ale v určitých případech i na ohyb. Přídavné ohybové namáhání vzniká v případě nedodržení kolmosti dosedacích ploch víka a hlavy na osu šroubu, také při nedodržení kolmosti dosedací plochy hlavy šroubu k jeho ose nebo při nízké tuhosti hlavy ojnice, kdy dochází k její deformaci vlivem zatížení. Kvůli spolehlivému zachycení tahového namáhání se šrouby montují s vysokým předpětím. V některých případech je předpětí šroubu blízké mezi kluzu materiálu a šrouby nelze po demontáži používat opakovaně. To klade vysoké požadavky na materiál a tvar ojničních šroubů, používá se vysoce legovaná zušlechťovaná ocel s mezí pevnosti 800-1600 MPa. Dřík šroubu by měl mít menší průměr než vnitřní průměr závitu. Délka zúžené části šroubu by měla být co největší, protože dlouhý pružný dřík lépe odolává ohybovému namáhání, snižuje se tak i amplituda napětí a šroub lépe odolává únavovému namáhání. Závít šroubů bývá metrický s použitím jemného stoupání a s upraveným profilem pro snížení koncentrace napětí v závitu. Ojniční šrouby mohou být závrtné nebo průchozí, to se odvíjí od způsobu polohování víka ojnice. [23; 35]



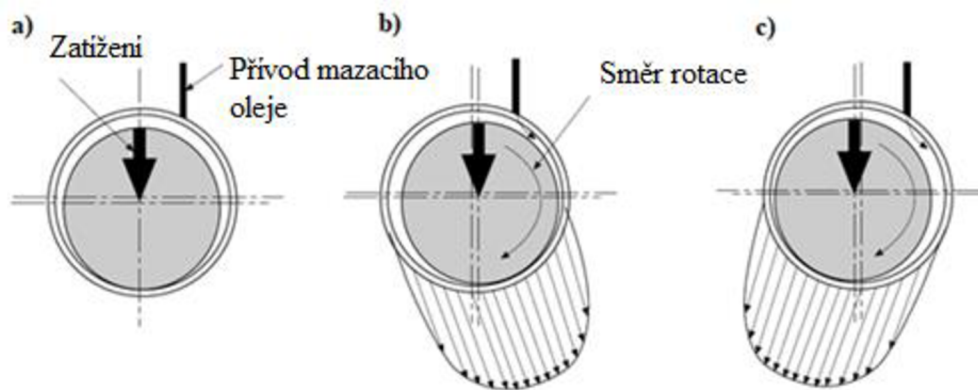
Obr. 21 Ojniční šrouby, zleva: závrtný celozávrtový šroub [62], závrtný šroub se středící válcovou plochou [63], průchozí šroub se středící válcovou plochou [64]

2.2.5 KLUZNÁ LOŽISKA

U většiny čtyřdobých motorů s tlakovým oběhovým mazáním je použito kluzných ložisek pro uložení klikové hřídele a ojnic na ojnicím čepu klikové hřídele. Kluzná ložiska se používají i pro uložení pístního čepu, vačkové hřídele, ozubených kol rozvodů a vahadel ventilů. Tlakové oběhové mazání vytváří v ložiscích souvislou hydrodynamickou mazací vrstvu oleje, která zabezpečuje nízké opotřebení a vysokou životnost ložiska. Důležitý je fakt, že souvislá olejová vrstva přenáší veškeré zatížení způsobené silami od tlaku plynů a setrvačnými silami mezi ložiskovými pánvemi a čepem. Rozložení tlaku v mazací vrstvě po šířce ložiska má přibližně parabolický tvar s vrcholem uprostřed ložiska. Obdobný tvar rozložení tlaku má i rozložení tlaku po obvodu ložiska. Mezi další výhody kluzných ložisek patří například schopnost omezit přenos vibrací na blok motoru, čímž lze snížit úroveň hluku vyzařovanou motorem. [23]

PRINCIP HYDRODYNAMICKÉHO MAZÁNÍ

Režim hydrodynamické mazání vzniká v ložisku v několika fázích, které jsou znázorněny na obr. 22. Pokud je motor v klidu, čep spočívá na ložiskové pánvi. Při startu motoru, kdy začíná být do ložiska přiváděn tlakový olej, dochází vlivem otáčení čepu k unášení oleje do mezery vzniklé mezi čepem a ložiskovou pánví. Při tomto režimu není ještě olejová vrstva dostatečně silná a dochází ke kontaktu nerovností obou povrchů, proto se jedná o smíšené mazání. Při dosažení provozního stavu a zvýšení otáček motoru dochází k nárůstu dodávky tlakového oleje do ložiska a úplnému oddělení kontaktních ploch čepu a ložiska, které je označováno jako hydrodynamické mazání, kde dochází pouze ke kapalinnému tření. K největšímu opotřebení kluzného ložiska dochází tedy při startu a doběhu motoru. [22; 23]

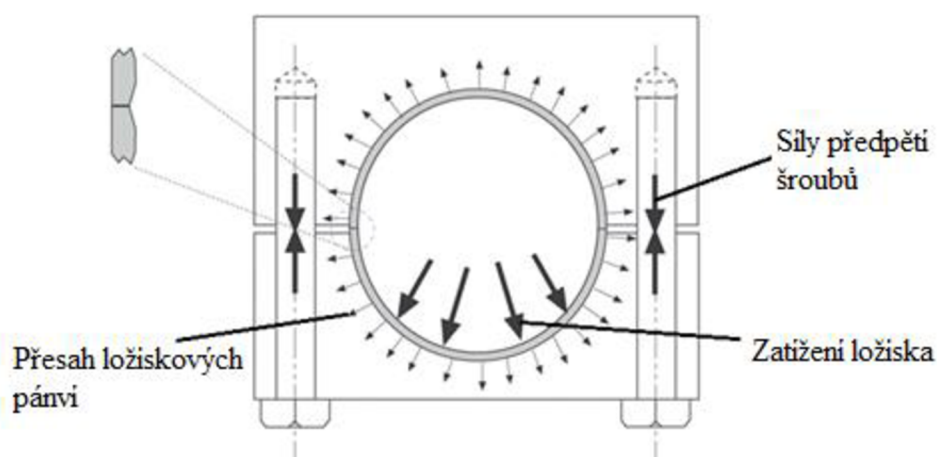


Obr. 22 Tvorba hydrodynamického mazání [22] : a) motor v klidu, b) smíšené mazání při startu motoru, c) provozní stav motoru a úplné hydrodynamické mazání

KONSTRUKCE LOŽISEK

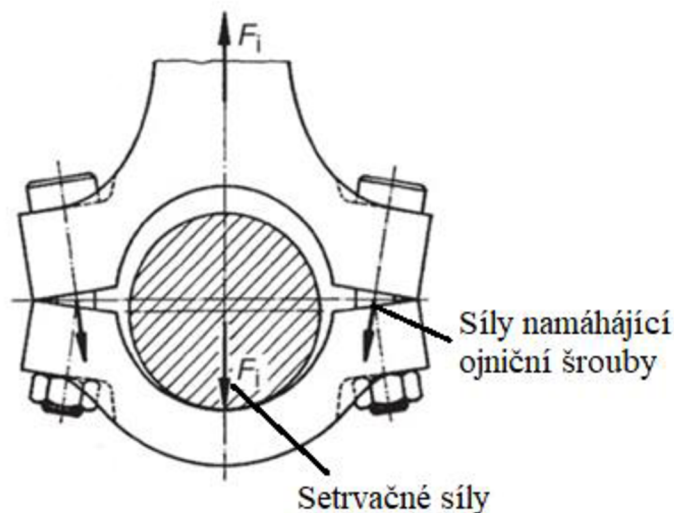
Popis konstrukce je zaměřen především na hlavní a ojnicí ložiska, která používají tenkostěnné ložiskové pánve a ložisko pístního čepu.

Ložiskový uzel kluzného ložiska je tvořen vývrtem ložiska a ložiskovými pánvemi nebo pouzdrem. Aby bylo možné namontovat ojnicí nebo hlavní ložiska na klikový hřídel víceválcových čtyřdobých motorů, je nezbytné použití dělených ložisek. Používá se stejná dělicí rovina, která je použita pro rozdělení tělesa ložiska v případě hlavních ložisek nebo hlavy ojnice u ojnicích ložisek. Poloha tenkostěnných ocelových pánví je při montáži zajištěna prolisovanými jazýčky, které zapadají do vyfrézovaných drážek ve vývrtní ložiska. Ve volném stavu mají ložiskové pánve nepatrně větší průměr než je vývrt ložiska. Vzniká tak přesah jak je možné vidět na obr. 23, díky kterému dojde při utažení víka ložiska k sevření a zajištění ložiskové pánve proti pootočení. Zajištění je nezbytné zejména při startu a doběhu motoru, kdy dochází ke kontaktu čepu a ložiskové pánve. [22]



Obr. 23 Síly působící v ložiskovém uzlu hlavy ojnice [22]

Velikost předpětí je velice důležitý parametr při návrhu ložiska. Pokud je předpětí příliš malé, může dojít k protočení pánví a opotřebení vývrtu ložiska. Časem může dojít i ke ztrátě únosnosti ložiska vlivem oslabení podpůrného materiálu pánve. Příliš velké sevření způsobí deformaci ložiskových pánví během montáže. To spolu se setrvačnými silami může přispívat k deformaci hlavy ojnice. Vývrt ložiska se stává oválným ve směru osy ojnice, což způsobuje i značné namáhání ojnicích šroubů, které jsou ohýbány směrem ven. Ilustrace deformace hlavy ojnice vlivem setrvačných sil je uvedena na obr. 24. Pokud jsou setrvačné síly společně s předpětím od ložiska dostatečné velké, může docházet až k pohybu víka a opotřebování plochy v dělicí rovině, což může mít za následek zmenšení ložiskové vůle a zadření ložiska. K deformaci hlavy ojnice dochází i vlivem sil od tlaku plynů. Nejkritičtější je namáhání při maximálním spalovacím tlaku, kdy je dřík tlačěn na ojnicí čep. To způsobuje deformaci vývrtu ložiska ve směru dělicí roviny a ohýbání ojnicích šroubů směrem dovnitř. Nejvíce namáhaným místem se při tomto stavu, kromě ojnicích šroubů, stávají i přechody dříku do hlavy ojnice. [22; 35]



Obr. 24 Deformace hlavy ojnice v důsledku setrvačných sil [35]

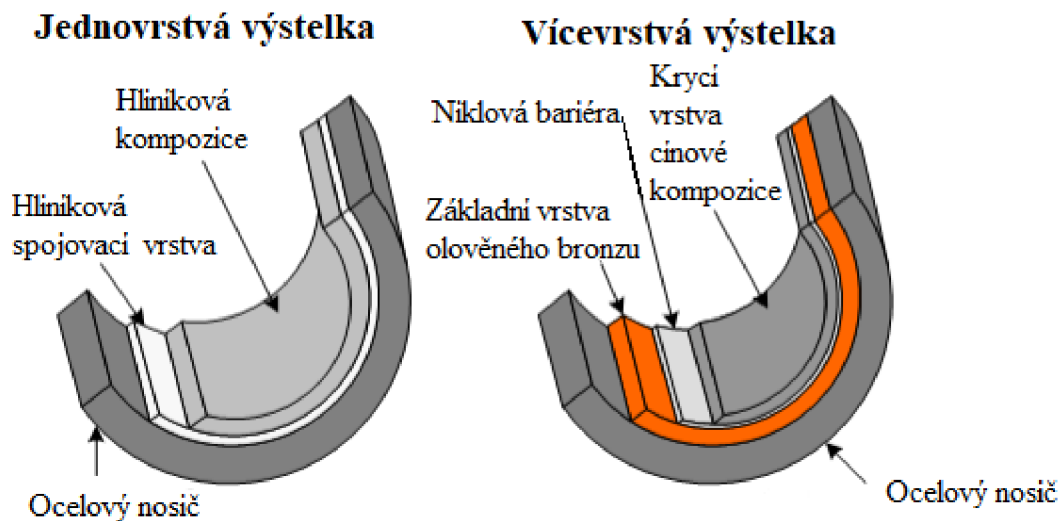
U ložisek, kde není trvale zabezpečeno hydrodynamické mazání, například uložení pístního čepu, se jako ložiskový materiál nejčastěji používají slitiny bronzu. Tyto slitiny mají dobré kluzné a samomazné vlastnosti, což napomáhá snižovat celkové opotřebení ložiska. Kontaktní plocha ložiska bývá zpravidla větší a je volena tak, aby míra opotřebení byla srovnatelná s technickým životem motoru. [23]

MATERIÁLY LOŽISKOVÝCH PÁNVÍ

Požadavky na materiál ložiskových pánví vyplývají ze zatížení a několika dalších faktorů, jako je odolnost vůči opotřebení, odírání a korozi. Povrch pánve musí být schopný pohlcovat tvrdé částice, které se dostávají do oleje a musí vykazovat dobrou únavovou životnost. Většina opotřebení ložiskových pánví vzniká při startu a doběhu motoru, kdy není zajištěno hydrodynamické mazání a dochází ke kontaktu ploch kov na kov. Problém, který je spojený s opotřebem pánve je zvětšení vůle v ložisku a tím způsobené rychlejší vytékání oleje z ložiska a ztráta tlaku, což vede k dalšímu zrychlení opotřebení. Při studeném startu motoru

je navíc vlivem velké viskozity oleje prodloužena doba, než je olej dopraven do ložisek. To může vést ke zvýšení tření a nárůstu teploty v ložisku a výsledkem může být odírání pánve, kdy dochází k připékání materiálu pánve na čep a následnému odtržení vzniklého spoje. Při provozu motoru dochází ke znečišťování oleje palivem a zplodinami hoření, které pronikají ze spalovacího prostoru do klikové skříně. Nebezpečné jsou sloučeniny oxidů dusíku, které se usazují v oleji a společně se vzdušnou vlhkostí a vodou vzniklou při spalování, vytváří kyseliny. Materiál pánve musí být odolný proti vzniku koroze způsobené jak kyselým, tak i vlhkým prostředím. Olej může být také znečišťován tvrdými částicemi. Všechny částice by měl sice zachytit olejový filtr, ale přesto může dojít k proniknutí částic až do ložiska, kde by zejména tvrdé částice rychle způsobily vyždření povrchu čepu i pánve. Tento problém je řešen použitím měkkého materiálu pánve, který je schopen pohltit tvrdé částice a zabránit tak poškození ložiska. Mechanismy opotřebení ložiska jsou tedy silně závislé na volbě materiálu pánve. [22; 25]

V současné době se nejvíce používají vícevrstvá tenkostěnná ložiska. Jedná se o tenkostěnný ocelový nosič o síle 1,5 až 2 mm, na který je nanesena jedna nebo více vrstev ložiskového kovu odlitím, naválcováním nebo sintrováním, což vytváří výstelku ložiska. Podle počtu vrstev výstelky existují dva druhy ložiskových pánví a to jednovrstvé nebo vícevrstvé. Jednovrstvá výstelka může být tvořena vrstvou cínové kompozice tzv. bílého kovu nebo hliníkovou kompozicí. Cínová kompozice je vhodná pro aplikace s menším zatížením, kvůli nízké únavové pevnosti a únosnosti, která dovoluje aplikaci kontaktních tlaků pouze okolo 10 MPa. Z toho důvodu musí mít tyto ložiska větší průměr, aby došlo ke snížení kontaktních tlaků. Cínová kompozice se však vyznačuje dobrou odolností proti odírání a korozi. Lepšími vlastnostmi se vyznačuje výstelka z hliníkové kompozice, která nabízí vyšší únavovou pevnost i únosnost, při zachování odolnosti proti odírání a korozi. Oba typy jednovrstvé výstelky se hodí pro ložiska pomaluběžných čtyřdobých motorů. V současné době jsou nejvíce používána ložiska s vícevrstvou výstelkou. Základní vrstvu tvoří vrstva olověného bronzu, která zajišťuje vysokou únavovou pevnost a únosnost kontaktních tlaků až 100 MPa, má ale poměrně vysokou tvrdost a špatnou přizpůsobivost povrchu, proto se na ni nanáší vrstva měkké olověné nebo cínové kompozice, která zajišťuje odolnost proti odírání a potřebnou přizpůsobivost ložiska navíc usnadňuje záběh a pohlcuje tvrdé částice. Vzhledem k nízké teplotě tání cínové kompozice je nutné oddělit jednotlivé vrstvy tenkou vrstvou niklu. Ta se aplikuje také kvůli zajištění dobré přídržnosti vrchní vrstvy a zabránění difuze cínu z kompozice, která je urychlena teplem vzniklým třením v ložisku. Obecně lze říci, že ložiska s výstelkou tvořenou měkkými kovy mají výbornou přizpůsobivost povrchu a dobré kluzné vlastnosti díky zadržení oleje na povrchu ložiska, ovšem jejich velkou nevýhodou je rychlé opotřebení. Z toho důvodu se používají různé slitiny, které kombinují zmíněné vlastnosti s vyšší únosností, jako například slitiny Cu-Pb nebo Al-Pb. Dnes je však snaha nahrazovat je bezolovnatými slitinami, jako jsou například slitiny Cu-Sn-Ag, Al-Cu-Sn popřípadě Al-Sn-Si. [22; 23; 25] Struktura tenkostěnných ložiskových pánví s jednovrstvou a vícevrstvou výstelkou je naznačena na obr. 25.



Obr. 25 Struktura jednovrstvých a vícevrstvých ložiskových pánví [65]

2.2.6 AXIÁLNÍ VEDENÍ OJNICE

Ojnice je nejčastěji axiálně vedená bočními plochami hlavy ojnice, které jsou v kontaktu s klikovou hřídelí. Takové řešení se označuje jako spodní vedení ojnice. Dosedací plochy musí být broušené a v případě dvoudobých motorů je nutné zabezpečit intenzivní mazání. Toho je docíleno bočními drážkami po obou stranách hlavy ojnice nebo v některých případech bronzovými podložkami, které jsou vkládané mezi hlavu a rameno kliky. Při spodním vedení musí být navíc zajištěna vůle mezi okem ojnice a nálitky pro pístní čep, aby byla umožněna změna délky klikové hřídele vlivem tepelné roztažnosti. [23; 35]

V některých případech je axiální vedení zajištěno okem ojnice, které je ve válci vedené pístem. V takovém případě se jedná o horní vedení. Výhodou je snížení velikosti vodících ploch a ve výsledku zmenšení třecích ztrát. Ovšem horní vedení zhoršuje mazání pístního čepu kvůli zmenšení mazací mezery mezi okem ojnice a nálitky pístního čepu. Navíc jsou přenášeny vibrace z klikové hřídele přímo do pístu. [21; 35]

2.2.7 VÝROBA A MATERIÁLY OJNIC

Ojnice se vyrábí kováním nebo odléváním, v případě malosériové výroby i obráběním z hutního polotovaru. [23]

Odlévané ojnice jsou zhotoveny z tvárné litiny, použití nachází u méně zatěžovaných motorů. Na výrobu kovaných ojnice jsou používány zušlechtitelné oceli třídy 11-16. Specifickou skupinu tvoří oceli na výrobu ojníc s řízeným lomem hlavy, kde je požadováno, aby vznikl křehký krystalický lom. Proto se v současné době používají legované a mikrolegované oceli, také kvůli stále se zvyšujícímu namáhání ojníc a požadavkům, které jsou kladeny na materiály technologiemi výroby. Mezi takové materiály patří feriticko-perlitické oceli, například oceli 46MnVS6, které vytvrzují na vzduchu hned po kování. Tím se eliminuje nutnost dalšího tepelného zpracování a s tím spojené možné změny rozměrů nebo zkroucení. Mezi další výhody těchto materiálů patří dobrá obrobiteľnosť. Srovnání materiálových vlastností a pevnostních zkoušek několika vybraných mikrolegovaných ocelí se věnují C. Cremer a K.

Müller-Babic. [37] Alternativou kované ocelové ojnice je výroba ojnic ze spékanych kovových prášků, které se stávají v současné době velice populární a to i v oblasti automobilového průmyslu. Důvodem toho je, že umožňují až o třetinu snížit hmotnost vyráběné součásti při zachování pevnosti, což je zejména u součásti jako je ojnice velice žádané. Dalšími materiály na výrobu ojnic jsou hliníkové a titanové slitiny. Ty se vyznačují nízkou hmotností, ovšem ve srovnání s ocelí nedisponují takovou pevností, což znamená, že tyto ojnice bývají mohutnější konstrukce. Ojnice z hliníkových slitin jsou vhodné zejména pro méně zatěžované motory, titanové naleznou uplatnění zejména u závodních motorů. [25; 35] Zajímavé je i konkrétní porovnání některých vybraných vlastností ojnic z výše zmíněných materiálů v publikaci: [38].

2.3 KLIKOVÝ HŘÍDEL

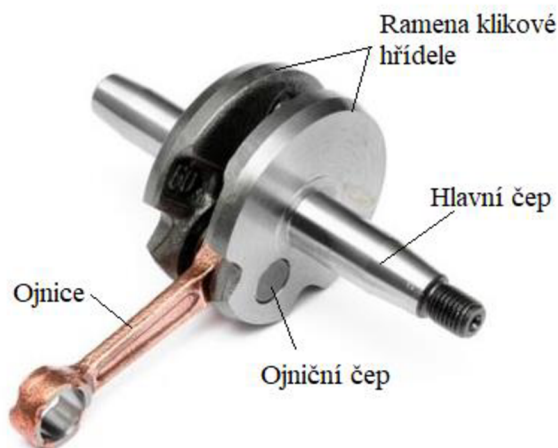
Klikový hřídel se skládá z hlavních čepů, ojnicních čepů, ramen, předního a zadního konce. Ze zadního konce je odebrán výkon pro pohon stroje. Hlavní funkcí klikové hřídele je spolu s ostatními částmi klikového mechanismu převod přímočarého vrátného pohybu na rotační pohyb a transformace získané energie z paliva na mechanickou práci. Část energie se spotřebovává pro pohon rozvodového mechanismu a příslušenství motoru jako je například olejové čerpadlo, vodní pumpa nebo alternátor. Příslušenství motoru je poháněné od předního konce klikové hřídele. Klikový hřídel se podílí i na vyvážení chodu motoru díky protizávažím na ramenech, které při pohybu klikové hřídele částečně nebo úplně vyrovnávají setrvačné účinky klikového mechanismu. Existují dva základní typy klikových hřídelí, monolitické nebo skládané, které jsou popsány v následujících samostatných kapitolách. [22]

Na klikový hřídel působí časově proměnné síly od tlaku plynů a setrvačné síly, které vyvolávají zatížení klikového hřídele soustavou tangenciálních a normálových sil, z čehož plyne, že klikový hřídel je namáhaný na ohyb, krut a tah i tlak. Konstrukce klikové hřídele musí být dostatečně tuhá, aby odolávala všem těmto zatížením a vykazovala vysokou únavovou pevnost. Vlivem proměnlivosti kroutícího momentu v čase dochází ke vzniku torzního kmitání klikové hřídele. Dalším druhem kmitání klikové hřídele je ohybové kmitání, které je způsobeno časovou proměnlivostí sil působících kolmo na osu klikové hřídele a podélné kmitání, které je vázané na ohybové kmitání. Pokud se budící frekvence nějakého typu kmitání shoduje s některou vlastní frekvencí klikové hřídele, dochází k rezonanci, kdy několikanásobně vzroste amplituda kmitů. Tomuto jevu je nutné u všech součástí spalovacího motoru předejít. Zejména nebezpečné je u klikové hřídele torzní kmitání, které může způsobit až lom hřídele, k potlačení těchto kmitů, převážně u víceválcových motorů, se využívají tlumiče torzních kmitů různých konstrukcí. [1; 22; 23]

2.3.1 SKLÁDANÝ KLIKOVÝ HŘÍDEL

Skládaný klikový hřídel se sestává z několika částí, které jsou vyrobeny samostatně. Výroba je oproti monolitické klikové hřídele jednodušší a ekonomičtější, protože jsou vyráběny většinou pouze rotační součásti. Výjimku mohou tvořit ramena nebo v některých případech hlavní čepy. Následně jsou všechny části slisovány, sešroubovány nebo svařeny v jeden celek. Klíčové je přesné ustavení a vyrovnání dílčích částí při montáži, aby bylo dosaženo souososti ložisek na hlavních čepích a eliminovalo se házení hřídele. Vyrovnání a vyvážení klikové hřídele v praxi vyžaduje aplikaci poměrně velkých sil. S tím souvisí i nejčastější způsob poruchy skládané klikové hřídele, kdy dojde k relativnímu pohybu součástí vůči sobě a porušení vyrovnání, které vede k poškození ložisek. K poruše může v některých případech dojít i během provozu vlivem točivého momentu motoru. Tento typ klikové hřídele se nejčastěji používá u malých jednoválcových nebo dvouválcových motorů. V oblasti

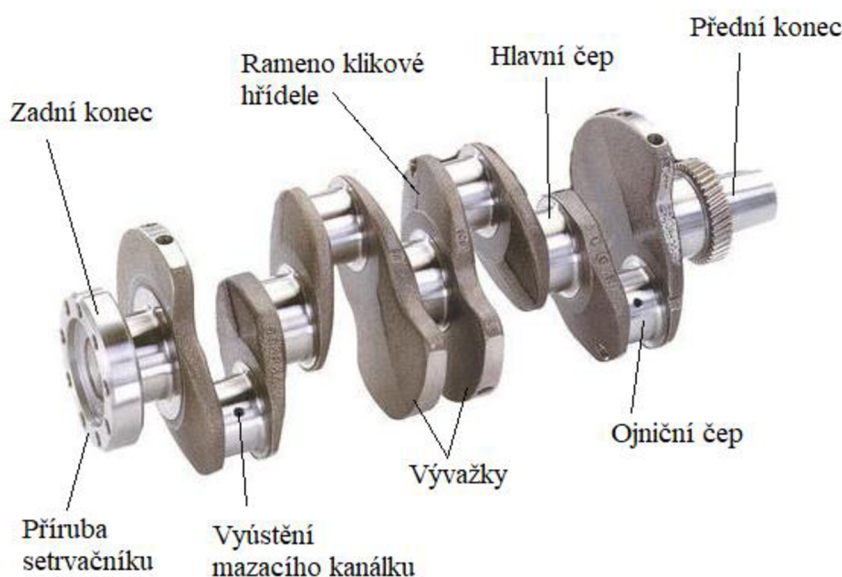
letadlových motorů se uplatňuje zejména v hvězdicových motorech s jednou nebo dvěma řadami válců. Charakteristické je použití u většiny dvoudobých motorů, příklad takové klikové hřídele je na obr. 26. Výhodné je zejména to, že umožňuje použití valivých ložisek, které jsou schopné pracovat i za zhoršených mazacích podmínkách dvoudobých motorů. [22]



Obr. 26 Skládání klikové hřídele jednoválcového motoru [67]

2.3.2 MONOLITICKÝ KLIKOVÝ HŘÍDEL

Monolitický nedělený klikový hřídel se nejčastěji používá u víceválcových motorů, převážně čtyřdobých. Příklad klikové hřídele čtyřválcového řadového motoru je uveden na obr. 27. Jednotlivé zalomení mohou ležet v jedné nebo více rovinách. To jak jsou uspořádány a tvarovány se odvíjí od celkového uspořádání válců motoru, pořadí zapalování a požadavků na vyvážení setrvačných účinků. Hlavní ložiska jsou většinou umístěna za každým zalomením, kvůli zvýšení tuhosti uložení. To se kladně projevuje i na nízkých vibracích a hluku motoru. Velice důležité jsou zaoblené přechody čepů do ramen, protože toto místo je významným koncentrátorem napětí. Použitím nákrůžků je možné rozdělit zaoblení na dvě samostatné části, což ještě více přispívá ke snížení koncentrace napětí. Nákrůžky je navíc možné využít k axiálnímu vedení ojnice. Protože tento typ klikové hřídele je montován převážně ve čtyřdobých motorech, je nutné zajistit přívod mazacího oleje do kluzných ložisek. To je provedeno soustavou mazacích kanálků, které se většinou zhotovují vývrtem uvnitř čepů a ramen hřídele. Vyústění mazacích kanálků způsobuje značnou koncentraci napětí, proto je důležité, aby vyústění kanálku bylo zaoblené nebo mělo sražené hrany a směřovalo do místa čepu s nejnižším kontaktním tlakem. [22; 23; 25]



Obr. 27 Monolitický klikový hřídel čtyřválcového motoru [68]

2.3.3 VÝROBA A MATERIÁLY KLIKOVÝCH HŘÍDELÍ

Způsob výroby a použité materiály se liší v závislosti na typu klikové hřídele. Pozornost zde bude věnována převážně výrobě monolitické klikové hřídele.

Většina monolitických klikových hřídelí je odlévána nebo kována a následně obráběna do konečného tvaru. V ojedinělých případech, zejména u kusové výroby, může být klikový hřídel i kompletně obráběn z hutního polotovaru. Kvůli složitému tvaru klikových hřídelí, je výroba zatížena velkým množstvím obrábění, než je dosaženo finálního tvaru a to i v případech, kdy jsou klikové hřídele vyráběné odléváním nebo kováním. Proto je důležité, aby byl zvolený materiál dobře obrobitelný. [22; 25]

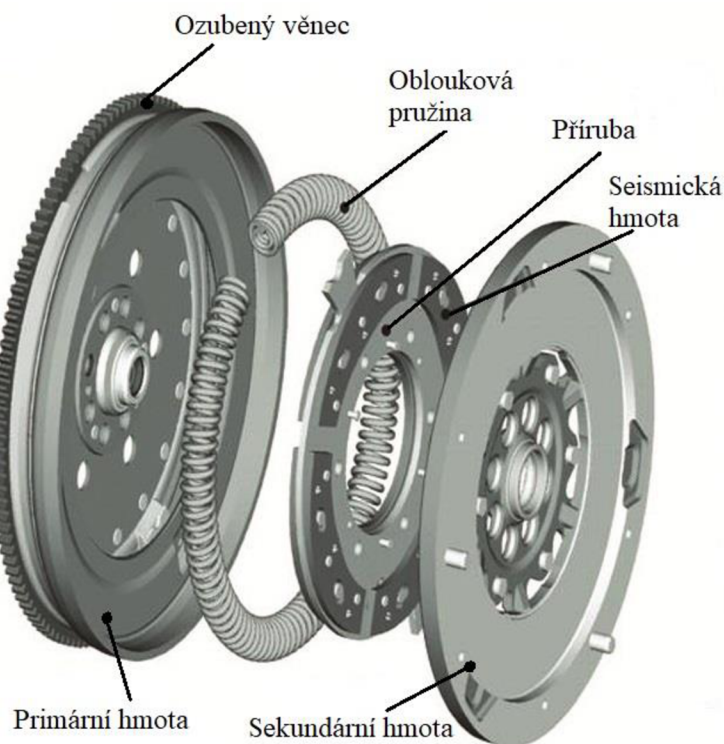
Na výrobu odlévaných klikových hřídelí se používá litina s kuličkovým grafitem nebo ocelolitina, kvůli dobré pevnosti. Výhodné u litých klikových hřídelí jsou malé přídavky materiálu na obrábění a větší ohybová tuhost. Další kladná vlastnost litiny je schopnost tlumit přenášené vibrace. Pokud je požadována vyšší pevnost, přechází se ke kováním klikovým hřídelím. Nejčastěji se používají uhlíkové oceli, které se dále zušlechťují. Pro více namáhané klikové hřídele se používají chrom-molybdenové nebo manganové oceli, možné je také použití mikrolegovaných ocelí. Ty jsou v poslední době velice oblíbené, protože dochází k jejich kalení na vzduchu po kování, což vede ke zlevnění výroby. Aby bylo možné oceli snadno obrábět, přidává se kolem 0,1 % objemu síry nebo olova. Výsledná obrobitelnost je pak podobná automatové oceli. Na závěr výroby jsou čepy klikové hřídele, pokud doposud nebyly, tak kaleny a následně broušeny. V některých případech jsou čepy i vyleštěny. Při kalení čepů je velice důležité, aby nedošlo k prokalení přechodového zaoblení čepu do ramena. [23; 25]

Klikové hřídele se staticky a dynamicky vyvažují, většinou i s namontovaným setrvačником a řemenicí. Při statickém vyvažování je klikový hřídel uložen v prismách a zjišťuje se, zda těžiště leží na ose rotace hřídele. Eliminují se tak silové zatěžující účinky. Dynamické vyvážení se provádí na vyvažovacích strojích a cílem je, aby osa rotace byla zároveň hlavní

osou setrvačnosti hřídele a tím se eliminovali přídavně momentové zatěžující účinky. Vyvážení se provádí odvrtáním materiálu z ramen klikové hřídele a setrvačníku. [1; 23]

2.4 SETRVAČNÍK

Hlavní funkcí setrvačníku je akumulace pohybové energie během pracovních zdvihů motoru, která slouží k překonání úvratí motoru a v případě čtyřdobých motorů i k překonání nepracovních zdvihů. U motorů s malým počtem válců slouží k vyrovnání kolísání úhlové rychlosti. S rostoucím počtem válců motoru se pracovní zdvihy více překrývají a snižuje se potřebná hmotnost setrvačníku. Od šesti a více válců není setrvačnick teoreticky potřeba, ale používá se z důvodu snazších startů a rozjezdů stroje. Na obvodu setrvačníku bývá nalisován ozubený věnec, který slouží ke spouštění motoru startérem. Na setrvačníku se u vozidlových motorů nachází většinou i třecí plocha spojky. Proto se vzhledem k dobrým třecím vlastnostem vyrábí z šedé litiny nebo ocelolitiny. Na povrchu setrvačníku se mohou nacházet i značky, které určují horní úvrat' a základní nastavení předstihu zážehu nebo počátku dodávky paliva prvního válce motoru. Klasický setrvačnick bývá jednodílný, označovaný jako jednohmotový, ovšem kvůli snížení hluku, vibrací a torzních kmitů přenášených na převodové ústrojí se používají častěji dvouhmotové setrvačnicky. Na obr. 28 jsou znázorněny jednotlivé části takového setrvačnicku. [16; 23]



Obr. 28 Schéma dvouhmotového setrvačnicku [69]

3 LETADLOVÝ MOTOR WALTER MIKRON

3.1 HISTORIE

První verze motoru Walter vznikla již ve 30. letech 20. století, kdy byl v roce 1934 uveden motor pod označením Mikron I. Jednalo se o malý čtyřválcový motor o jmenovitém výkonu 37 kW při 2250 min⁻¹. Mikronu I bylo vyrobeno 16 kusů. Později v roce 1936 byl motor inovován zvětšením vrtání a kompresního poměru na verzi Mikron II se zvýšeným výkonem 44kW při 2600 min⁻¹. Jednalo se o nejslabší typy motorů, které byly vyrobené v jinonické továrně Walter. Zároveň však šlo o velice lehké a spolehlivé motory používané v malých sportovních letadlech. Výroba motoru Walter II probíhala až do druhé světové války, bylo vyrobeno celkem 421 kusů. Během druhé světové války byla výroba motorů Mikron pozastavena a obnovení se dočkala až v roce 1946, kdy po dalších úpravách a modernizaci vznikl model Mikron III s výkonem 48 kW. V roce 1950 byla výroba motoru ukončena, protože nenašel další uplatnění. I přesto se jednalo o jeden z mála předválečných motorů, který se po druhé světové válce začal po určitých modernizacích znovu produkovat. Celkem se vyrobilo asi 100 kusů motorů verze Mikron III. V roce 1978 však motor znovu ožil, kdy byl v Aerotechniku Kunovice použit pro pohon celokovového kluzáku. Nejprve se používaly původní motory, na kterých se prováděly generální opravy. Od roku 1985 však byla po 35 letech zahájena výroba nových motorů Walter s označením Mikron IIIS a IIIA v Aerotechniku Kunovice. V roce 1999 byl výrobní program motorů Mikron odkoupen společností PARMA-TECHNIK, s.r.o. Luhačovice, která tyto úspěšné motory vyvíjí a vyrábí dodnes pod označením Mikron IIIA UL, IIIB UL a IIIC UL. [39]



Obr. 29 Současně vyráběná verze motoru Walter IIIC UL společnosti PARMA-TECHNIK, s.r.o. [40]

3.2 WALTER MIKRON III

Walter Mikron III je letadlový zážehový čtyřdobý motor určený k pohonu malých jednomístných a dvoumístných sportovních letadel. Díky své konstrukci, jež nevyžaduje reduktor k pohonu vrtule, je tento motor možné použít také pro pohon replik historických letadel. Motor se vyznačuje klidným a rovnoměrným chodem. Díky svým malým rozměrům

a minimální čelní ploše motoru, která dovoluje výhodné tvarování krytů motoru, je minimalizován čelní odpor letounu. [39]

Motor používá klasické řadové invertní uspořádání válců, které jsou chlazené vzduchem. Kliková skříň je dvoudílná, dělená v horizontální rovině, vyráběná jako odlitek z hořčíkové slitiny. Ve spodním dílu je namontován klikový a vačkový hřídel, dále jsou zde připevněny válce a upevňovací patky pro montáž do motorového lože letadla. Klikový hřídel je kovaný s navrtanými mazacími kanálky pro rozvod mazacího oleje uložen v pěti kluzných a jednom valivém axiálním kuličkovém ložisku. Toto axiální ložisko zachycuje osové síly od vrtule v obou směrech, což umožňuje použití tažné i tlačné vrtule. Ojnice jsou kované z hliníkové slitiny duralu, stejně tak písty, které jsou obráběné z výkovku z hliníkové slitiny. Verze IIIA a IIIB mají válce ocelové s nitrídanými pracovními plochami, model IIIC používá válce z hliníkové slitiny s povrchovou úpravou funkčních ploch nikasilem. Hlavy válců jsou oddělené vyráběné odléváním z hliníkové slitiny metodou vytavitelného modelu. Rozvodový mechanismus je použit OHV se dvěma ventily na válec. Plnění motoru zajišťuje spádový karburátor s přívodem paliva dvojitým membránovým čerpadlem. Zapalovací soustava je tvořena dvěma nezávislými zapalovacími magnety, z nichž každé obsluhuje jednu ze dvou řad zapalovacích svíček. Mazání motoru je zajištěno tlakovým oběžným mazacím systémem se suchou klikovou skříní a samostatnou olejovou nádrží mimo motor. Mezi elektrickou výbavu motoru patří alternátor a startér. [40]



Obr. 30 Část klikového mechanismu Walter Mikron III s původní duralovou ojnicí [54]

3.3 VÝKONOVÉ PARAMETRY

Mezi základní parametry každého spalovacího motoru patří jeho vrtání a zdvih. Tyto rozměry zásadně ovlivňují charakter motoru a jeho výkonové parametry. Standartní vrtání motoru Mikron III je rovno 90 mm, pouze u nejsilnější varianty IIIC je vrtání větší a to 95 mm. Zdvih je u všech verzí neměnný a to 96 mm. Ze zdvihového poměru plyne, že se jedná o motory nadčtvercové. Pouze u verze IIIC lze říci, že se téměř blíží čtvercové konstrukci. Od základních parametrů se odvíjí i celkový zdvihový objem motoru, který je u verzí IIIA a IIIB 2,44 dm³ a u verze IIIC 2,72 dm³. Maximální možný výkon motoru Mikron III je roven 60 kW a dosahuje ho pouze verze IIIC, díky většímu zdvihovému objemu a vyššímu kompresnímu poměru, jež je roven 8:1. Všechny zmíněné parametry jednotlivých verzí motoru Mikron III jsou pro přehlednost uspořádány do následující tab. 1. [40]

Tab. 1 Parametry jednotlivých verzí motorů Walter Mikron III [40]

	Mikron IIIA UL	Mikron IIIB UL	Mikron IIIC UL
Vrtání	90 mm		95 mm
Zdvih	96 mm		
Zdvihový objem	2,44 dm ³		2,72 dm ³
Kompresní poměr	6:1	7,2:1	8:1
Vzletový výkon	-	55 kW při 2760 min ⁻¹	60 kW při 2800 min ⁻¹
Maximální trvalý výkon	48 kW při 2600 min ⁻¹	51 kW při 2600 min ⁻¹	55 kW při 2700 min ⁻¹
Cestovní výkon	35 kW při 2350 min ⁻¹	37 kW při 2350 min ⁻¹	44 kW při 2500 min ⁻¹
Hmotnost	64-70 kg dle konfigurace motoru		

4 CÍLE PRÁCE

Hlavním cílem diplomové práce je vyhotovit návrh ocelové celobráběné ojnice pro motor Walter Mikron III, která by tvořila možnou alternativu stávající duralové kované ojnice. Pro vytvoření konstrukčního návrhu součásti spalovacího motoru je nutné nejprve získat určité znalosti v oblasti konstrukce a funkce klikového mechanismu a spalovacího motoru. Proto byla v první části zpracována podrobná rešerše se zaměřením na zmíněnou problematiku.

Mezi další cíle práce patří vyhotovení modelu návrhu ojnice, který po sestavení výpočtové sítě tvoří základ všech výpočtových simulací. Cílem je provést pevnostní analýzu a ověřit zda navržená ojnice odolá namáhání, kterému je vystavena při své funkci ve spalovacím motoru. Výstupem z pevnostní analýzy by měli být součinitelé únavové bezpečnosti ojnice. Mezi další cíle práce patří i sestavení dynamického torzního modelu klikového mechanismu se stávající i novou ojnici. Zde je cílem zjistit vliv změny ojnice na torzní kmitání klikového mechanismu. Na základě výsledků analýz je cílem podložit vhodnost ojnice k výrobě a sestavit její výkresovou dokumentaci, podle které by byla vyráběna. Výkresová dokumentace by zároveň tvořila hlavní výstup diplomové práce.

Mezi vedlejší cíle práce patří osvojení a prohloubení znalostí v ovládání programů, které jsou nezbytné pro výše zmíněné simulace. Jedná se o tvorbu modelu v programu PTC Creo Parametric, sestavení výpočtové sítě a vyhotovení pevnostní analýzy za pomoci softwaru ANSYS.

5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH OJNICE

5.1 VOLBA MATERIÁLU

Motory Walter Mikron III jsou vyráběny v malých sériích, proto bylo nutné na tuto skutečnost brát během celého návrhu ohled. S tím souvisí i způsob výroby, navrhovaná ojnice bude vyráběna obráběním z hutního polotovaru. Jako materiál na výrobu byla zvolena chrom-molybdenová ocel 42CrMo4. Jedná se o nízkolegovanou konstrukční ocel, jenž se řadí mezi nejpoužívanější oceli, které jsou vhodné k zušlechťování a povrchovému kalení. Vyznačuje se lepší prokalitelností než uhlíkové oceli a menší náchylností k popouštění křehkosti. V zušlechťeném stavu vykazuje tato ocel vysokou pevnost a houževnatost. Tvrdost v kaleném stavu dosahuje 58 HRC a dobře odolává opotřebení. Zvolená ocel je vhodná zejména pro více namáhané strojní součásti, kde jsou kladeny požadavky na vysokou pevnost a houževnatost, jako klikové hřídele, hnací hřídele, ojnice, ozubená kola apod. Základní přehled mechanických vlastností, které byly použity pro výpočty, je uveden v následující tab. 2, úplný materiálový list je přiložen v příloze P1. [41; 42]

Tab. 2 Přehled materiálových vlastností oceli 42CrMo4 [43]

Materiálových vlastností oceli 42CrMo4 pro rozměr 16-40 mm		
Veličina	Značka [jednotka]	Hodnota
Mez kluzu	R_e [MPa]	765
Mez pevnosti	R_m [MPa]	1100
Mez únavy vzorku v ohybu	σ_{cohyb} [MPa]	500
Mez únavy vzorku v tahu/tlaku	$\sigma_{ctah/tlak}$ [MPa]	410
Průměr zkušebního vzorku	d [mm]	7,5

5.2 NÁVRH KONSTRUKCE

Základním pramenem, který musel být respektován při návrhu nové ojnice, byla výkresová dokumentace stávající duralové ojnice. Bylo nezbytné zachovat důležité rozměry ojnice, jako je například osová vzdálenost oka a hlavy ojnice nebo jejich šířka. Zachování přesné šířky hlavy ojnice je nezbytné pro zajištění vedení ojnice, která je vedená nákržky na ojnicích čepech klikové hřídele. Na základě provedené rešerše v oblasti konstrukce částí klikového mechanismu byla navržena celková koncepce ojnice. Bylo zvoleno použití závrtných ocelových šroubů a to z důvodu, aby se využila pevnost materiálu, jenž umožňuje bezproblémové vytvoření závitu v těle ojnice. Toto řešení vede i ke snížení celkové hmotnosti ojnice o matici s podložkou a zkrácenou část šroubu. Polohování víka ojnice bylo navrženo pomocí dvojice broušených válcových kolíků.

Při návrhu nové ojnice byl rovněž zadán požadavek i na návrh nových tenkostěnných ložiskových pánví. Při návrhu bylo nutné vycházet z šířky původní ložiskové pánve a průměru ojnicního čepu. Po konzultaci s výrobcem motorů nebyla zamítnuta ani varianta vlastní výroby pánve u dodavatele současných ložiskových pánví. Jako alternativní řešení bylo navrženo použít pánve z jiného sériově vyráběného motoru. To s sebou přineslo jisté problémy, protože původní ojnice používá poměrně širokou tlustostěnnou pánve z cínové

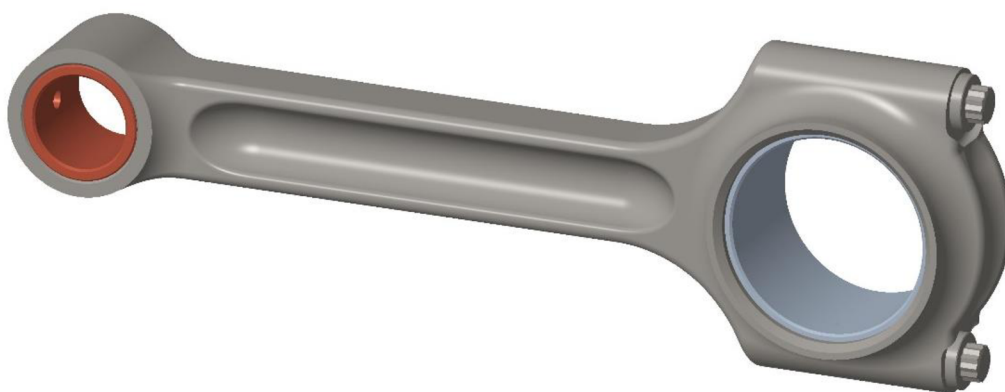
kompozice, což způsobilo neúspěch při hledání stejně široké ložiskové pánve. Důvodem je to, že soudobé motory díky použití modernějších ložiskových materiálům, které dovolují zatížení vyššími kontaktními tlaky, používají pánve užší. Při porovnání takových pánví s původní tlustostěnnou pánví jsou zhruba poloviční, někdy dokonce i třetinové šířky. Po konzultaci s výrobcem motorů bylo přistoupeno k variantě použití dvou sériově vyráběných pánví po šířce ložiska, které se v součtu šířek vyrovnají původní pánvi. Z navrženého řešení vyplývá, že bude nutné použít dvě sady ložiskových pánví na jeden motor, což nepatrně zvýší výrobní náklady. Zde již záleží na výrobcu motorů, pro které řešení se z pohledu ekonomické stránky rozhodne. Obě řešení jsou technicky srovnatelná a plně provozuschopná.

Po navržení koncepce se přistoupeno k vyhledání normalizovaných dílů, které nebudou vyráběny, jako například ojnicní šrouby, ložiskové pánve nebo bronzové pouzdro v oku ojnice a další. Při volbě těchto dílů byl kladen důraz na jejich dostupnost v České republice a také, aby byly díly dostupné i v budoucnu a nevznikl tak problém s hledáním jejich náhrady. Z tohoto pohledu se jeví jako nejlepší použít díly například z motorů zdejší automobilky, zejména ojnicní šrouby a ložiskové pánve, nejlépe z nových současně prodávaných modelů. Zde je totiž zaručena dostupnost dílů i v budoucnu, protože výrobce má povinnost po určitou dobu zajistit dostatek náhradních dílů na vyráběné modely vozidel. Ostatní normalizované díly jsou běžně dostupné, protože se uplatňují nejen ve spalovacích motorech, ale i v různých dalších strojních odvětvích.

Na základě koncepce ojnice byly vytvořeny dva konstrukční návrhy. První je návrh ojnice s průřezem dřívku ve tvaru písmene I a druhý s dřívkem ve tvaru písmene H. Dřík s tvarem písmene H je v sériové výrobě nákladnější na výrobu z důvodu většího počtu obráběcích operací, ovšem to zde nezpůsobuje problém, protože obě varianty jsou kompletně obráběny.

5.3 TVORBA MODELŮ I OJNICE

Modely byly vytvářeny v prostředí softwaru PTC Creo Parametric na základě navržené konstrukce. Nejprve bylo nutné vymodelovat jednotlivé navržené i normalizované součásti ojnice, které bylo následně možné složit do sestavy ojnice. Při návrhu bylo cíleno na zachování jednoduchosti tvaru ojnic, aby byla zaručena bezproblémová výroba na obráběcích strojích za použití běžných nástrojů.



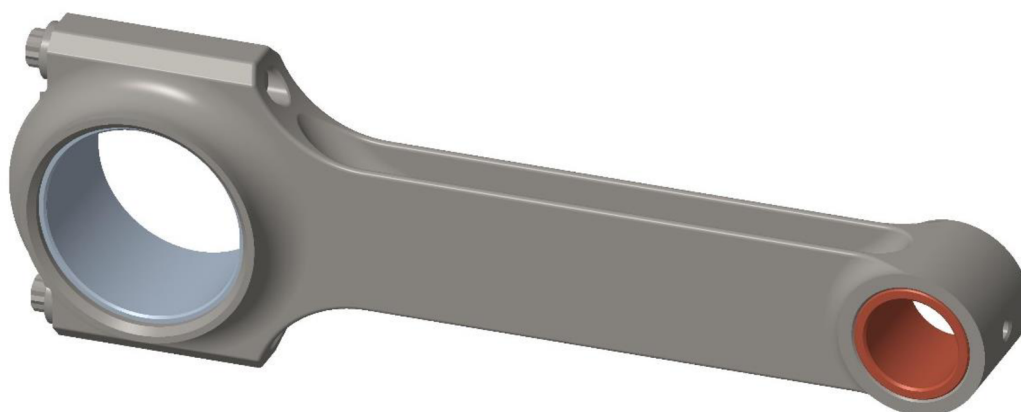
Obr. 31 Model sestavy I ojnice



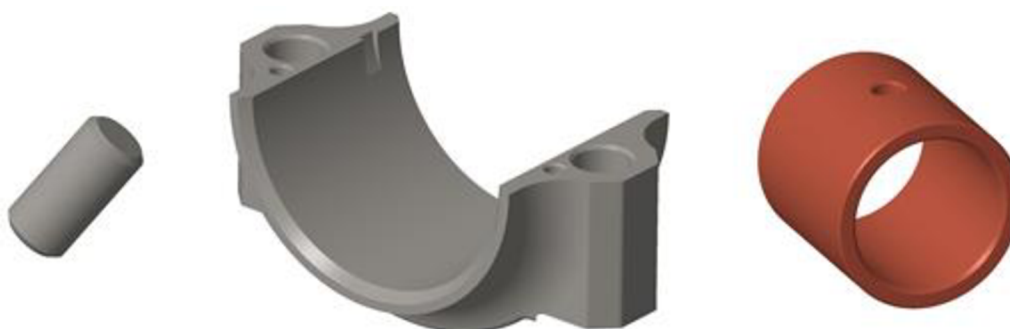
Obr. 32 Detail modelů vika I ojnice, ojničního šroubu a ložiskové pánve

5.4 TVORBA MODELŮ H OJNICE

Zde bylo postupováno stejným způsobem jako u předcházejícího návrhu. Při skládání modelů do sestavy byly použity už vytvořené modely ložiskových pánví, ojničních šroubů, středících kolíků a bronzového pouzdra, protože jsou tyto části pro obě ojnice shodné.



Obr. 34 Model sestavy H ojnice

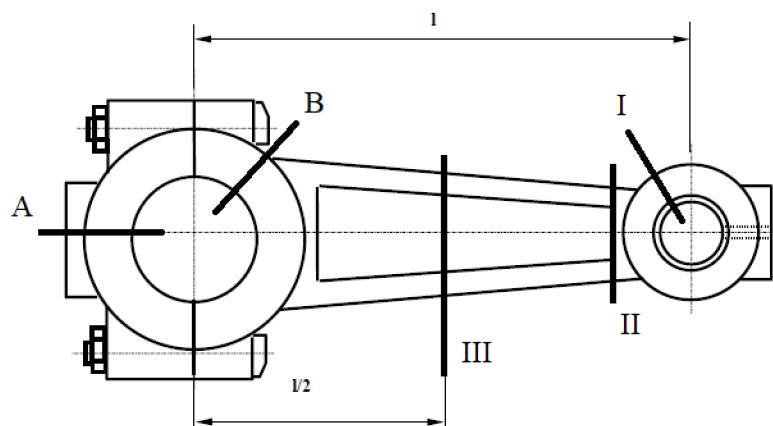


Obr. 33 Detail modelů středícího kolíku, vika H ojnice a bronzového pouzdra

Do výsledné podoby vyobrazených modelů sestavy obou ojníc bylo dospěno po provedení několika iterací analytických výpočtů, které jsou popsány dále. Tyto modely lze tak považovat za vhodné pro další fázi při návrhu ojnice, kterou je pevnostní analýza v programu ANSYS.

5.5 ANALYTICKÝ VÝPOČET DIMENZOVÁNÍ

Po vytvoření prvních modelů ojníc bylo přistoupeno k základnímu ověření dimenzování průřezů ojníc za použití analytických výpočtů. Ty byly převzaty ze skript Semestrální projekt. [17] K provedení těchto výpočtů bylo přistoupeno z důvodu jejich rychlé a nenáročné realizace za pomoci programu PTC Mathcad. Výpočty jsou zaměřeny pouze na vybraná nebezpečná místa ojnice, jak je možné vidět na obr. 35. I přes tuto skutečnost, že výpočty řeší pouze několik průřezů z celé součásti, však poskytují možnost získat rychle hrubý přehled o navržené konstrukci.



Obr. 35 Vybraná místa řešení analytického výpočtu [17]

Konečné výsledky výpočtů jsou zaznamenány v tab. 3. Při porovnání s doporučenými hodnotami je vidět, že výsledné hodnoty většiny řešených míst obou konstrukčních návrhů ojníc se pohybují na horní hranici doporučeného intervalu. Pouze výsledek v místě hlavy ojnice, konkrétně průřezu A na víku ojnice značně převyšuje doporučený interval hodnot. To je způsobeno tím, že v průřezu A je kontrolováno víko pouze na namáhání setrvačnými silami. Jejich velikost je silně závislá na maximálních otáčkách motoru, protože ve výpočtu se vyskytuje jejich druhá mocnina. U motoru Mikron III jsou maximální otáčky 2800 min^{-1} poměrně nízké. Z toho plyne, že i výsledné namáhání je nízké a hodnota bezpečnosti naopak vysoká. Poměrně vysoké hodnoty bezpečnosti dosahují i ojnicí šrouby. Zde je výsledek ovlivněn nezahrnutím vlivu vrubu závitu šroubu, který by směřoval výsledky k použití většího průměru šroubu. Ovšem z porovnání motoru Mikron III a podstatně více zatěžovaných motorů, ve kterých je zvolený šroub M8 použit, lze usoudit, že je dimenzován správně.

Tab. 3 Výsledky analytických výpočtů

Řešené místo ojnice	Vypočtené hodnoty I ojnice	Vypočtené hodnoty H ojnice	Doporučené hodnoty
Kontakt oka ojnice a pouzdra – napětí ve vnitřním vlákne oka ojnice	107,8 MPa	107,8 MPa	100-150 MPa
Kontakt oka ojnice a pouzdra – napětí ve vnějším vlákne oka ojnice	142,2 MPa	142,2 MPa	100-150 MPa
Pevnostní kontrola oka ojnice – bezpečnost průřezu I	5,429	2,335	2,5-5
Pevnostní kontrola dříku ojnice – bezpečnost průřezu II	4,155	4,28	2,5-5
Pevnostní kontrola dříku ojnice – bezpečnost průřezu III	2,419	2,391	1,8-3
Pevnostní kontrola víka ojnice – bezpečnost průřezu A	18,639	18,04	2,5-5
Pevnostní kontrola hlavy ojnice – bezpečnost průřezu B	4,845	7,236	2,5-5
Pevnostní kontrola ojničních šroubů – bezpečnost v jádru závitu	6,308	6,694	>2
Pevnostní kontrola ojničních šroubů – bezpečnost minimálního průřezu dříku	7,798	8,274	>2

6 PEVNOSTNÍ ANALÝZA I OJNICE

Výpočet probíhal ve výpočtovém programu ANSYS metodou konečných prvků, dále jen MKP. Cílem analýzy bylo stanovit únavovou bezpečnost ojníc, které budou ojnice dosahovat při maximálním provozním zatížení motoru.

6.1 VÝPOČET ZATÍŽENÍ OJNICE

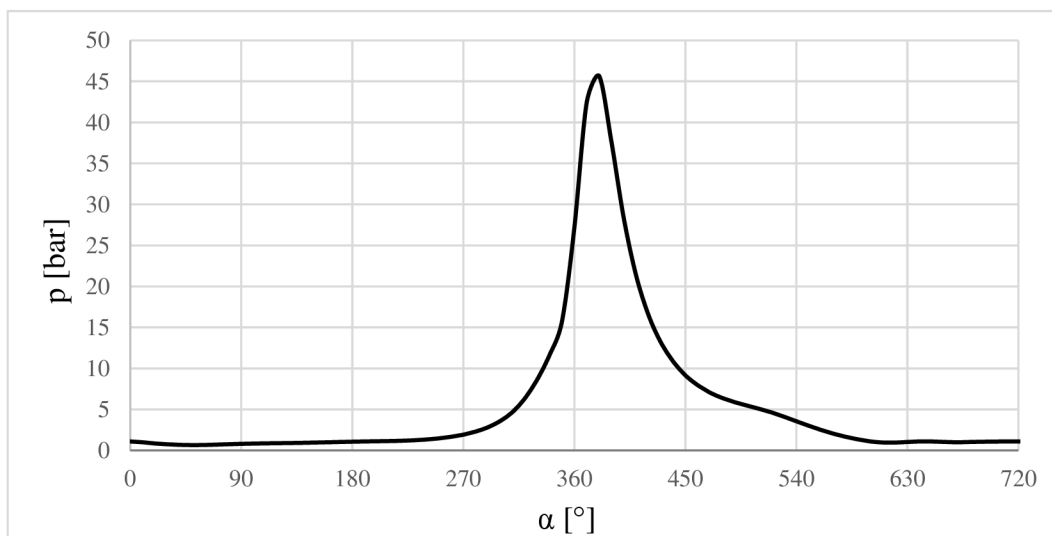
V klikovém mechanismu působí několik druhů sil, jedná se o [44]:

- síly od tlaku plynů,
- setrvačné síly
- třecí síly,
- síly způsobené kmitáním částí klikového mechanismu.

Síly od tlaku plynů a setrvačné síly, někdy označované jako vnitřní a vnější síly byly zahrnuty do výpočtu zatížení ojnice. Zbylé druhy sil byly kvůli zjednodušení zanedbány.

6.1.1 SÍLY OD TLAKU PLYNŮ

Při výpočtu vstupních hodnot zatížení silami od tlaku plynů bylo vycházeno z indikátorového diagramu motoru, který mi poskytl vedoucí diplomové práce. Diagram udává závislost tlaku ve válci motoru na úhlu natočení klikové hřídele. Pro získání hodnot zatížení ojnice byl použit indikátorový diagram na obr. 36, který byl naměřen pro maximální otáčky motoru 2800 min^{-1} .



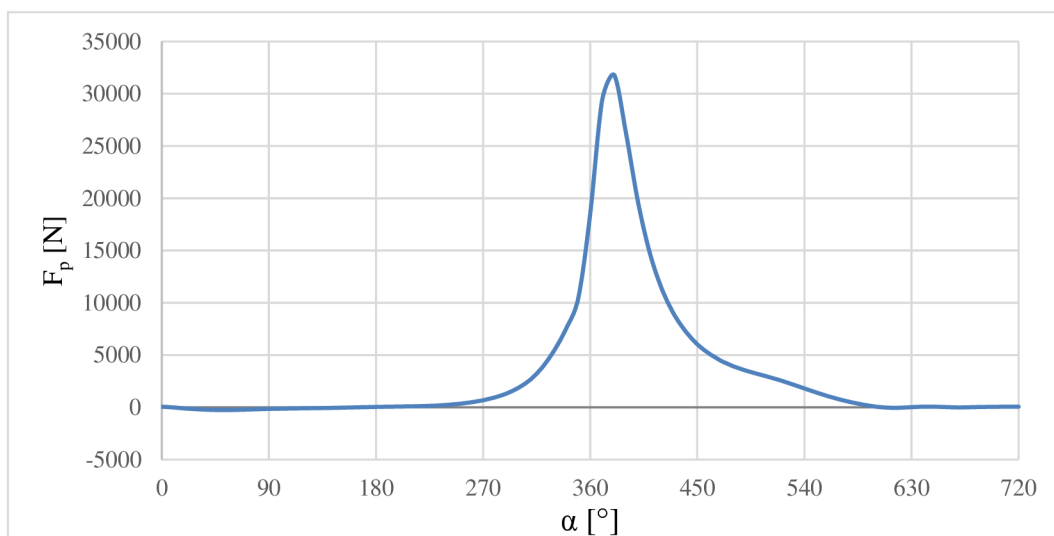
Obr. 36 Indikátorový diagram motoru Walter Mikron III pro maximální otáčky 2800 min^{-1}

Maximální hodnota tlaku ve spalovacím prostoru se podle indikátorového diagramu nachází při úhlu natočení klikové hřídele $\alpha=19^\circ$ za horní úvratí, v tomto i dalších grafech je pozice horní úvratě v místě 360° natočení kliky, a dosahuje hodnoty 46,5 baru. Pro získání zátěžné síly bylo nutné z hodnot tlaku nejprve provést přepočty zatížení přes píst na oko ojnice. K tomu byly využity následující výpočtové vztahy. Tím se získalo výsledné zatížení ojnice, které je způsobeno silou od tlaku plynů.

Síla od tlaku plynů, který působí na kruhové dno pístu je dána vztahem [44]:

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4} (p - p_0), \quad (8)$$

kde p je hodnota tlaku vzata z indikátorového diagramu a p_0 je referenční tlak. Ten je nutné odečíst od hodnoty tlaku ve válci, protože při indikaci motoru není měřen absolutní tlak. Jako referenční tlak byl použit atmosferický tlak, který působí na píst ze strany klikové skříně. Působíště síly je pak již možné přenést po nositelce ve směru osy válce na oko ojnice a vykreslit její průběh, který je zobrazen na obr. 37.



Obr. 37 Síla od tlaku plynů působící na oko ojnice

6.1.2 SETRVAČNÉ SÍLY

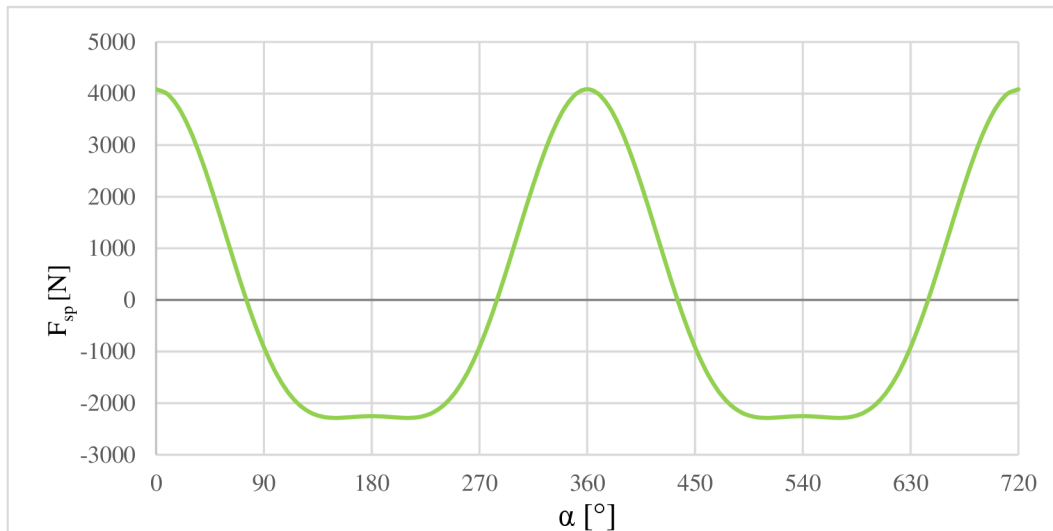
Setrvačné síly vznikají vlivem změny pohybu jednotlivých částí klikového mechanismu. Ojnice je zatěžována především setrvačnými silami od posuvných hmot pístní skupiny. K největšímu namáhání těmito silami dochází při nepracovním cyklu motoru mezi výfukovým a sacím zdvihem jak je možné vidět na průběhu síly na obr. 38. Z průběhu je patrné stejné maximum i při proběhu pístu horní úvratí při pracovním zdvihu. Ovšem ve stejném místě působí v opačném směru několikanásobně větší síla od tlaku plynů. Velikost setrvačné síly se určí na základě vztahu [44]:

$$F_{sp} = -m_p a, \quad (9)$$

kde se za m_p dosazuje hmotnost pístní skupiny, a vyjadřuje zrychlení pístu a znaménko mínus značí působení těchto sil proti směru pohybu. Dosazením za zrychlení pístu lze rovnici přepsat do následující podoby, kde je již jasně patrná závislost na úhlu natočení klikové hřídele [44]:

$$F_{sp} = -m_p r \omega^2 (\cos(\alpha) + \lambda \cos(2\alpha)), \quad (10)$$

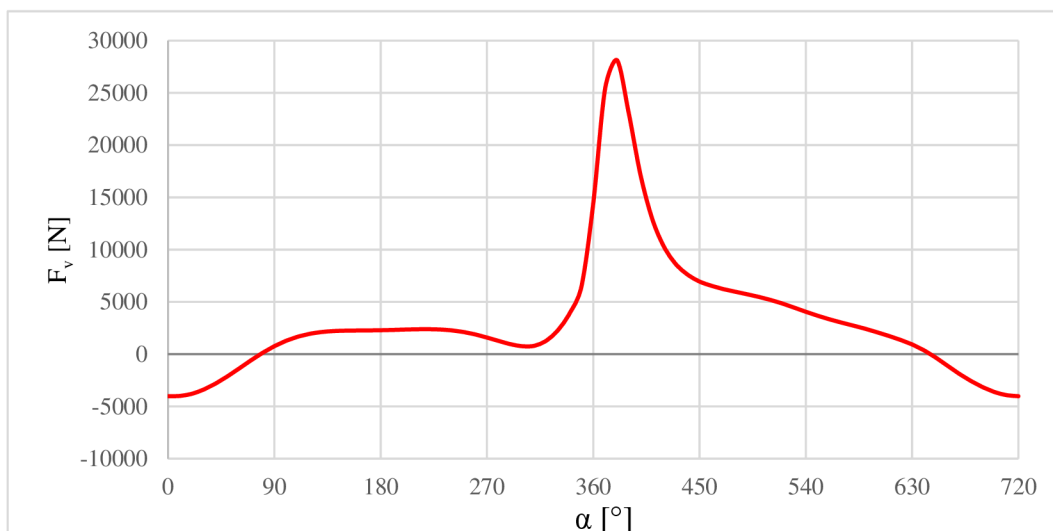
kde ω značí úhlovou rychlost klikové hřídele.



Obr. 38 Setrvačná síla posuvných částí pístní skupiny působící na oko ojnice

6.1.3 VÝSLEDNÉ ZATÍŽENÍ OJNICE

Výsledné silové působení na ojnici je již snadno určitelné pomocí součtů dílčích zatížení. Z průběhu výsledné síly, který je na obr. 39 je jasně patrné špičkové zatížení v oblasti maximálního spalovacího tlaku. Druhý extrém zatížení se nachází v oblasti mezi sacím a výfukovým zdvihem, kdy má dominantní vliv setrvačná síla. Na základě toho byly pro výpočet vybrány dva zátěžné stavy odpovídající těmto bodům, kterými bude ojnice zatěžována. Avšak v případě zátěžného stavu A nebude působící síla od tlaku plynů záměrně zmenšena o setrvačnou sílu, z důvodu dosažení konzervativních výsledků.



Obr. 39 Výsledná síla působící na ojnici v místě oka

6.2 PŘÍPRAVA ANALÝZY

Do pevnostní analýzy bylo zahrnuto tělo ojnice s víkem a ojnicními šrouby. Dále byly jako pomocné části zahrnuty i pístní a ojnicní čep, prostřednictvím kterých bylo provedeno uchycení a zatížení ojnice.

6.2.1 ZATÍŽENÍ OJNICE

Zatížení ojnice bylo provedeno dvěma zátěžnými stavy, které byly vypočteny v předchozí kapitole. Zátěžnému stavu A odpovídá maximální síla od tlaku plynů, stavu B pak zatížení maximální setrvačnou silou. Nominální hodnoty zátěžných sil jsou uvedeny v tab. 4.

Tab. 4 Zátěžné stavy ojnice

Zátěžný stav	Působící síla [N]
A	31819
B	4084

Zatížení je na ojnici aplikováno přes pístní čep. Na pístním čepu byl vytvořen řídicí uzel ležící na jeho ose ve středu čepu, do kterého byla síla zadána využitím příkazu ‚Remote Force‘ a definováním jejích složek. Použití čepu zaručuje správný přenos zátěžné síly na ojnici. Pokud by byla síla aplikována přímo na řídicí uzel ve středu oka ojnice, mohlo by dojít k jeho vyztužení nebo ovlivnění výsledné napjatosti.

Byl simulován i vliv předpětí ojnicních šroubů. To bylo vypočteno z ideálního utahovacího momentu pro šroub M8 s pevnostní třídou 10.9. Předepsaný utahovací moment 35,9 Nm vyvozuje ve šroubu osovou sílu 22 398 N. [45] Předpětí šroubu bylo aplikováno pomocí příkazu ‚Bolt Pretension‘. Ten umožňuje zadání předpětí buďto osovou silou nebo zadáním natažení šroubu. Po konzultaci s vedoucím práce byla zvolena druhá možnost, protože zajišťuje stabilnější konvergenci řešení. Přepočítání osové síly na natažení šroubu byl proveden podle vztahů tahového namáhání [46]:

$$\sigma = \frac{F_o}{S}, \quad (11)$$

kde F_o je osová síla šroubu, S je průřez šroubu a σ je výsledné tahové napětí. Nyní se vypočítá přetvoření šroubu, ke kterému dojde vlivem působícího tahového napětí:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}, \quad (12)$$

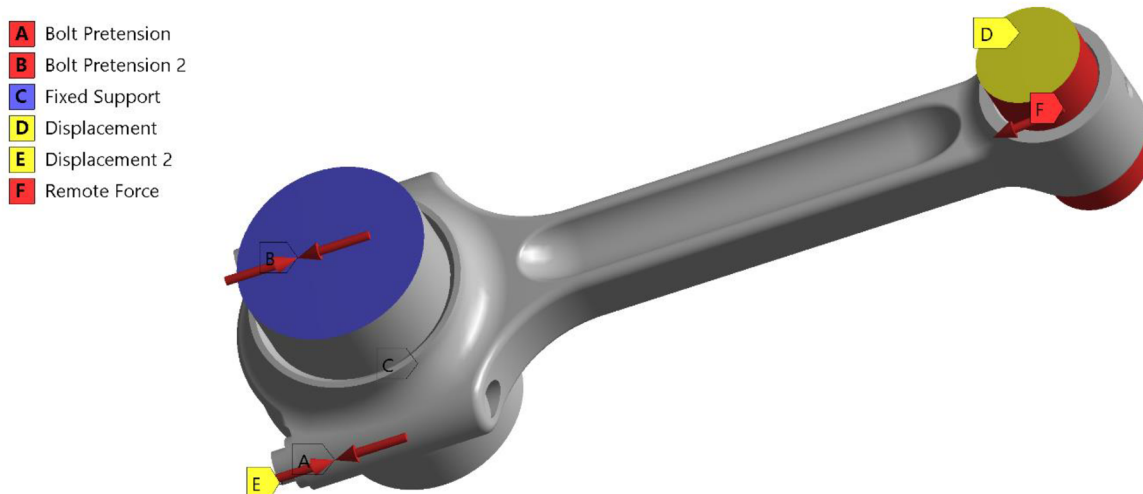
kde E je modul pružnosti oceli v tahu 210 000 MPa. V posledním kroku už zbývá jen určit výsledné natažení šroubu, které je zadáno do příkazu ‚Bolt Pretension‘:

$$\Delta l = \varepsilon l_0, \quad (13)$$

kde l_0 je výchozí délka šroubu. Protože není uvažován závit šroubu, je za výchozí délku volena vzdálenost mezi dosedací plochou hlavy šroubu a dělicí rovinou hlavy, která je 23 mm. Změna délky šroubu, která bude zadána do příkazu ‚Bolt Pretension‘ vychází po dosazení **0,049** mm.

6.2.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Ojnice byla uchycena přes pístní a ojniční čep. Na čela ojničního čepu byla zadána vazba ‚Fixed Support‘, která eliminuje posuvy ve všech směrech. Pístní čep měl umožněn posuv ve směru osy ojnice vazbou ‚Displacement‘. Dále byl uchycen ještě bod na hlavě šroubu opět vazbou ‚Displacement‘ tak, aby nemohlo dojít k sesunutí ojnice z čepů vlivem například nesymetričnosti zatížení. Přípravený model k pevnostní analýze je zobrazen na obr. 40.



Obr. 40 Model I ojnice připravený k pevnostní analýze

Zvolený způsob uchycení a zatížení ojnice v sobě ovšem skrývá určité zjednodušení, kterým je zanedbání parabolického průběhu kontaktního tlaku v olejové vrstvě kluzných ložisek. Pro účely vyhodnocení únavové bezpečnosti toto zanedbání nehraje zásadní vliv, ale pokud by bylo cílem zjišťovat únosnost ložisek nebo vyhodnocovat kontaktní tlak, tak by bylo nutné zohlednit v simulaci i tuto skutečnost.

6.2.3 NASTAVENÍ KONTAKTŮ

Protože se model skládá z více těles, bylo nutné správně definovat všechny jejich kontakty. Většina kontaktů byla volena jako ‚Frictional‘. Výjimkou je kontakt ojničních šroubů a těla ojnice, který nahrazuje závitový spoj. Zde byl volen kontakt typu ‚Bonded‘. U prvního typu kontaktů bylo nutné zadat hodnotu součinitele tření. Ten u kontaktů materiálu ocel-ocel odpovídá hodnotě přibližně 0,1. V místě kontaktů, které simulují kluzná ložiska, byla volena hodnota nižší odpovídající kontaktu ocel-bronz a to 0,05.

6.3 TVORBA VÝPOČTOVÉ SÍTĚ

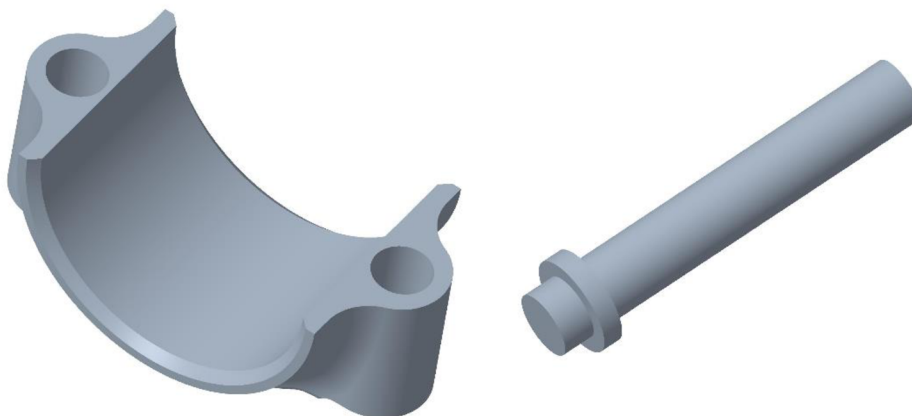
Vytváření výpočtové sítě je další významný bod při pevnostních výpočtech. Správné vytvoření sítě je klíčové pro dosažení věrohodných výsledků.

Modely pro pevnostní analýzu v programu ANSYS byly síťovány v tomtéž programu za použití vestavěného nástroje pro tvorbu sítě. U všech součástí bylo pro tvorbu sítě využito kvadratických prvků, které mají oproti lineárním prvkům navíc uzly i ve středu každé hrany. Vytváření sítě proběhlo v několika krocích, jak je popsáno v následujících podkapitolách.

6.3.1 ÚPRAVA MODELŮ

Před převedením modelů do výpočtového programu byla provedena mírná úprava geometrie. Zjednodušení modelů se provádí zejména z důvodu snížení množství dat vstupujících do výpočtu a ve výsledku má vést ke zkrácení výpočtového času. Při tomto kroku je nutné mít na paměti možné zkreslení výsledků, ke kterému může dojít odstraněním některých významných geometrických prvků, jako jsou například u ojnice zaoblení na dříku.

V případě poměrně jednoduché geometrie ojnice nebylo nutné provádět rozsáhlé zjednodušení modelu. Protože jsou očekávána největší napětí na dříku a oblastí přechodu dříku do oka a hlavy ojnice bylo možné provést úpravy v místě dělicí roviny hlavy a ojnicních šroubů. Konkrétně se jednalo o odstranění středících kolíků, zajišťovacích výstupků ložiskových pánví a závitů pro šrouby. Upravené víko a ojnicní šroub jsou na obr. 41. Při neuvažování závitů v těle ojnice opět dochází k jistému zjednodušení, protože závit zde vytváří značný koncentrátor napětí. Ovšem k řešení namáhání působícího v závitě by bylo nutné přesně vymodelovat závit na šroubu a v těle ojnice a následně jej vysítovat za použití velice jemných prvků. Takové řešení by bylo však velice náročné na výpočtový čas i techniku. Protože ojnicní šrouby jsou převzaté z více namáhaných motorů v porovnání s motorem Mikron III, tak lze předpokládat, že s pevností šroubů by neměly vzniknout problémy za podmínky dodržení stejného utahovacího momentu jako v původní aplikaci.



Obr. 41 Příklad úprav víka v místě dělicí roviny hlavy a ojnicního šroubu

6.3.2 ANALÝZA VLIVU VELIKOSTI PRVKU NA VÝSLEDKY

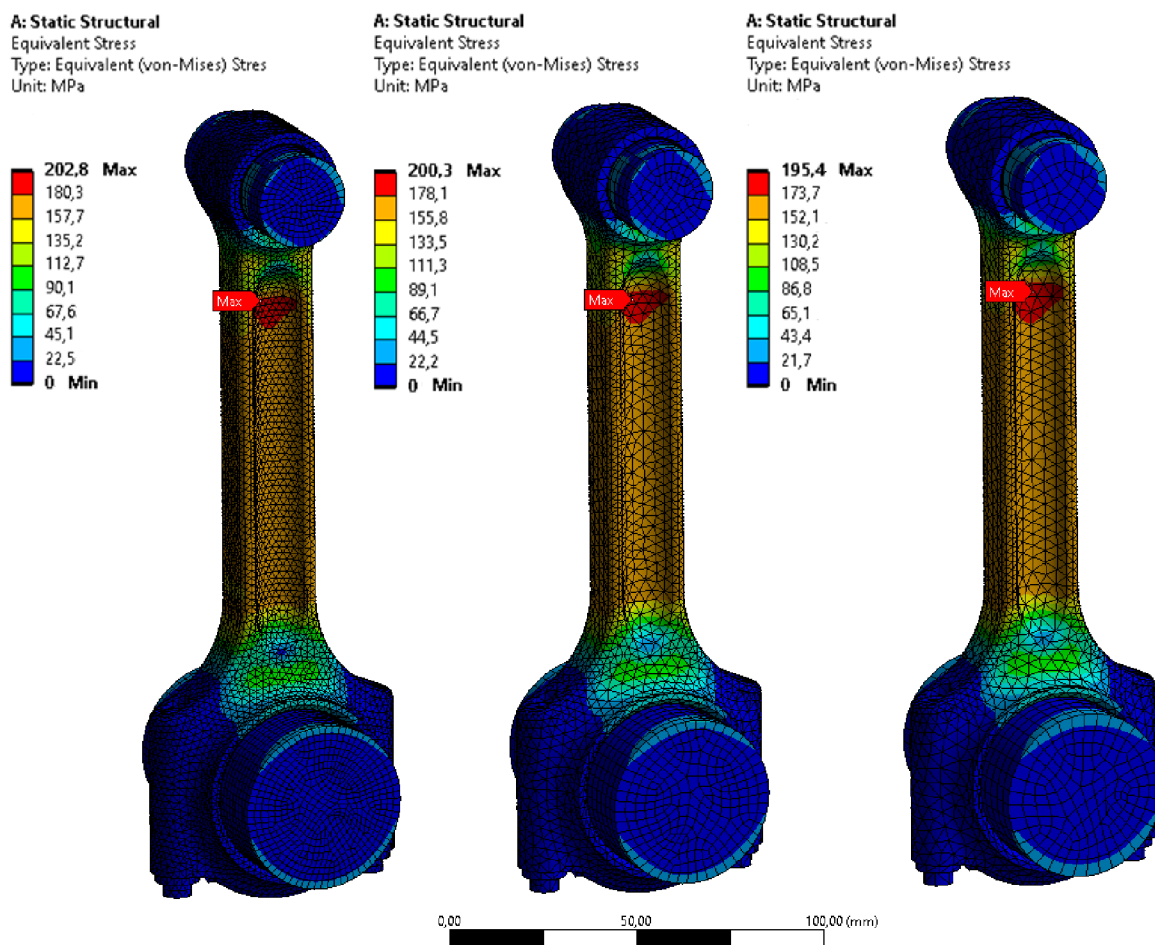
Před zahájením samotných výpočtů bylo nejprve přistoupeno k analýze zabývající se vlivem velikosti prvku na kvalitu výsledků. Opět zde platí, že čím menší velikost prvku je zvolena, tím vyšší objem dat vstupuje do výpočtu a prodlužuje se výpočtový čas. Snahou je proto vždy najít vhodnou velikost prvku, tak aby nedošlo ke zkreslení výsledků, ale zároveň byl výpočtový čas pokud možno co nejkratší.

Pro tento účel byla použita analýza ojnice s jedním zátěžným krokem silou od maximálního spalovacího tlaku. Při úvodní volbě velikosti prvku bylo vycházeno z počtu uzlů, které podporuje dostupná licence výpočtového programu ANSYS. Tímto limitem je 250 tisíc uzlů. Dále bylo voleno pevné nastavení velikosti prvku 1,5 mm na zaobleních dříku a víka, které mají poloměr v rozmezí 1,5 až 2,5 mm a prvky s větší velikostí by je síťovaly nevhodně.

Nevzniklo by dostatek prvků po tloušťce zaoblené hrany. Následně byly vytvořeny tři varianty výpočtové sítě s dvoumilimetrovými, třímilimetrovými a čtyřmilimetrovými prvky, které je možné spolu s výsledky vidět na obrázku obr. 42. Pro přehlednost byly výsledky zapsány i do tab. 5.

Tab. 5 Porovnání vlivu velikosti prvku na výsledky

Velikost prvku	Počet uzlů	Hodnota napětí	Výpočtový čas
2 mm	243 000	202,8 MPa	20 minut
3 mm	86 000	200,3 MPa	4 minuty
4 mm	50 000	195,4 MPa	1,5 minuty



Obr. 42 Porovnání vlivu velikosti prvku na výsledky

Po vyhodnocení výsledků napjatosti je možné vidět, že nejvíce namáhané místo se u všech výpočtových sítí nachází ve shodné oblasti. Také je možné vidět, že i u nejhrubší sítě se maximální napětí rozprostírá přes několik prvků, z toho lze usoudit, že výsledek je možné považovat za věrohodný. Při porovnání konkrétních číselných hodnot napětí vychází rozdíl vůči nejmenší síti u použití třímilimetrového prvku 1,2 % a u čtyřmilimetrového prvku

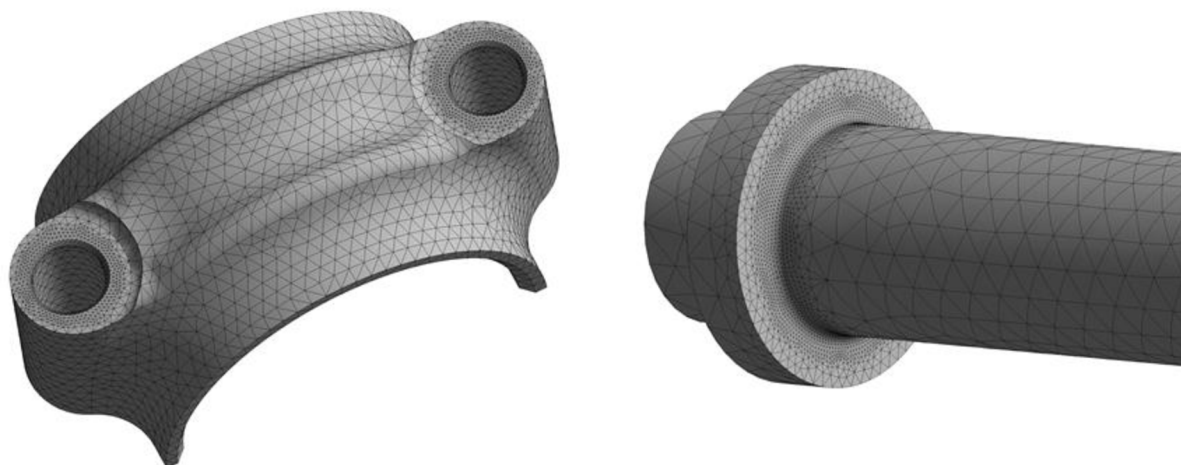
3,6 %. Tyto rozdíly jsou malé a je možné je považovat za nevýznamné. Větší rozdíly byly však zaznamenány ve výpočtovém času, který byl 20 minut u nejjemnější sítě.

Vzhledem k tomu, že jsou realizovány pouze dva výpočtové kroky, tak bylo přistoupeno k použití jemnější sítě s velikostí prvku 2 mm. Velikost prvku na čepech byla zvolena 4 mm, tím vznikl prostor pro další zjemnění sítě v problémových místech. Ovšem v případě, kdy by analýza obsahovala více kroků, tak se jako výhodnější jeví použít hrubší síť a například ji účelně zjemnit jen v oblastech, kde se očekává největší namáhání.

Po provedení několika výpočtů bylo zjištěno, že je nutné síť v několika místech dodatečně zjemnit v závislosti na zátěžném stavu. Konkrétně se jednalo o nejvíce namáhané místo na dřívku a kontakt hlavy šroubů s víkem ojnice. Protože se počet uzlů sítě pohyboval na horní hranici 250 tisíc, nebylo možné zjemnění aplikovat současně. Z toho důvodu bylo použito několik modifikací výpočtové sítě, které jsou i s detaily zjemněných částí zobrazeny obr. 43 a obr. 44.



Obr. 43 Výpočtová síť pro zátěžný stav A se zjemněním v místě dřívku

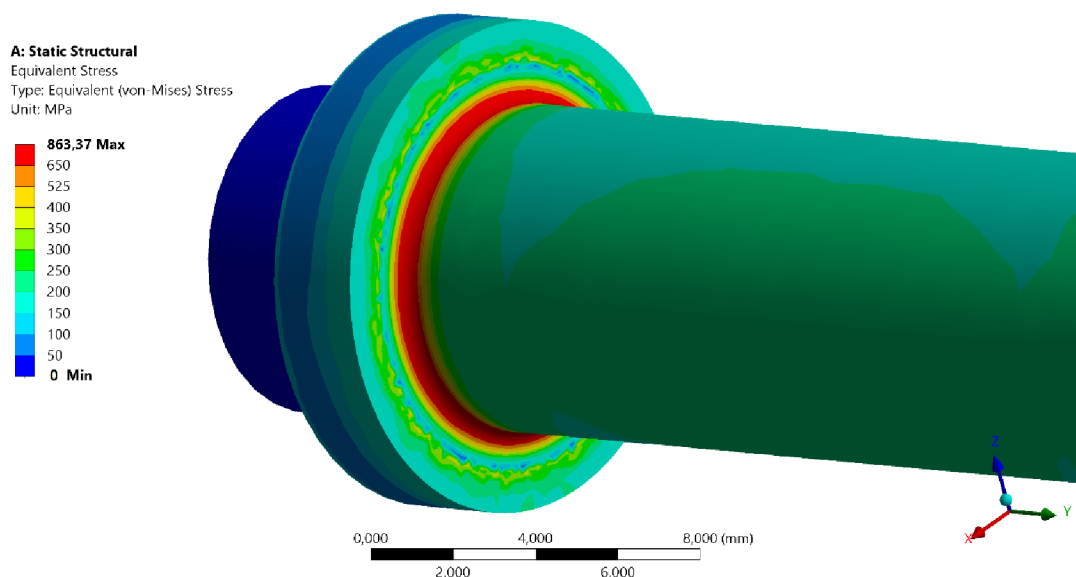


Obr. 44 Zjemnění sítě v místě kontaktu šroubu a víka pro zátěžný stav B a kontrolu předpětí šroubů

6.4 VÝSLEDNÁ NAPJATOST OJNICE

6.4.1 KONTROLA PŘEDPĚTÍ ŠROUBŮ

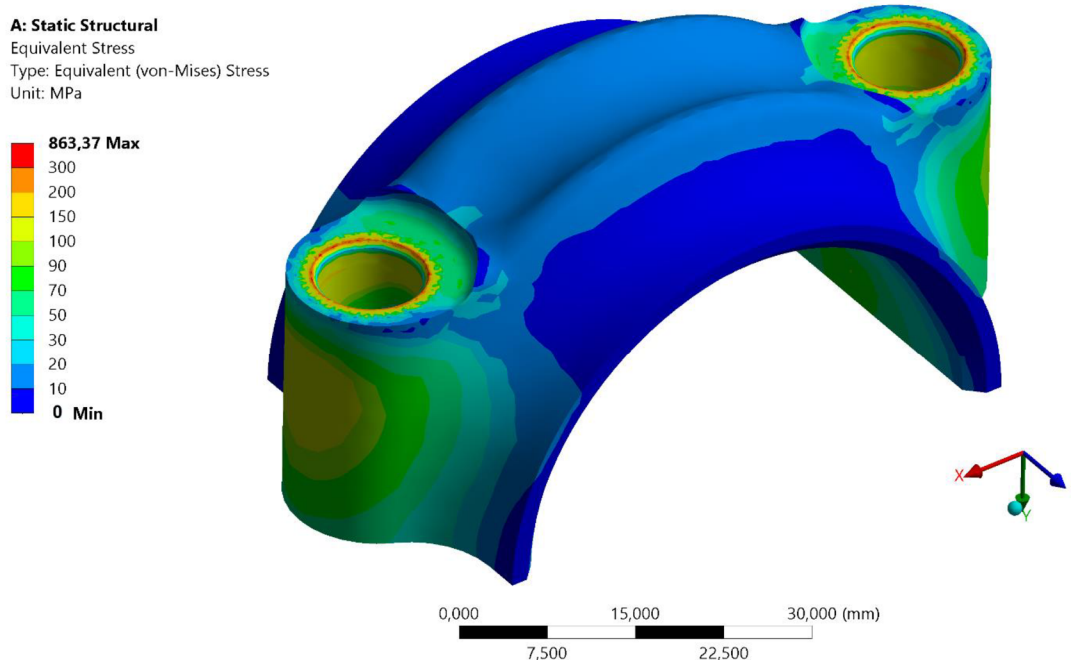
Předpětí ojnicních šroubů se běžně provádí téměř na hodnotu meze kluzu materiálu. Pro šroub s pevnostní třídou 10.9 je minimální mez kluzu rovna 940 MPa. [47] Zde, jak je vidět na obr. 45 je kritickou částí přechod dříku do hlavy šroubu. Maximální hodnota redukovaného napětí HMM zde dosahuje 863 MPa. Maximální hodnota se však objevovala pouze v několika uzlech. Průměrná hodnota napětí v zaoblení se pohybovala okolo 800 MPa. Velmi významný vliv na velikost napětí má i poloměr zaoblení v kritickém místě, který byl volen 0,5 mm. Je však možné, že na skutečném šroubu je přechodový rádius větší, ovšem tato skutečnost se nedala ověřit, protože se nepodařilo dohledat podrobnější informace použitého šroubu. Po utažení šroubového spoje a vyvození předpětí, šroub i na základě této analýzy pevnostně vyhovuje, ovšem rozhodující bude, jaká napětí se budou na kritickém místě šroubu objevovat, při zatížení spoje setrvačnou silou v zátěžném stavu B.



Obr. 45 Detail rozložení napětí na kritickém místě ojnicního šroubu

Při kontaktu šroubu a víka dochází i k namáhání dosedací plochy na víku, jak je vidět na obr. 46. Zde se největší redukované napětí HMM 456 MPa objevuje také jen na několika uzlech zkosené hrany na díře pro ojnicní šroub. Směrem od těchto uzlů hodnota napětí rychle klesá k nižším hodnotám, která se v ostatních částech zkosené hrany pohybuje v rozmezí 270 až 300 MPa. Lze tedy říci, že se jedná o lokální extrém, který se vyskytuje pouze na několika uzlech ostré hrany a ve skutečnosti zde bude napětí jiné. Je patrné, že hodnota napětí v kontaktní ploše šroubu a víka osciluje, konkrétně v rozsahu asi 50-220 MPa.

Důvodem těchto proměnlivých a špičkových napětí vyskytujících se v několika uzlech, jak na šroubu tak převážně víku ojnice, může být stále nedostatečně zjemněná výpočtová síť v místě jejich kontaktu nebo použití méně vhodné metody síťování. To má ve výsledku za následek i nevhodné chování kontaktu.

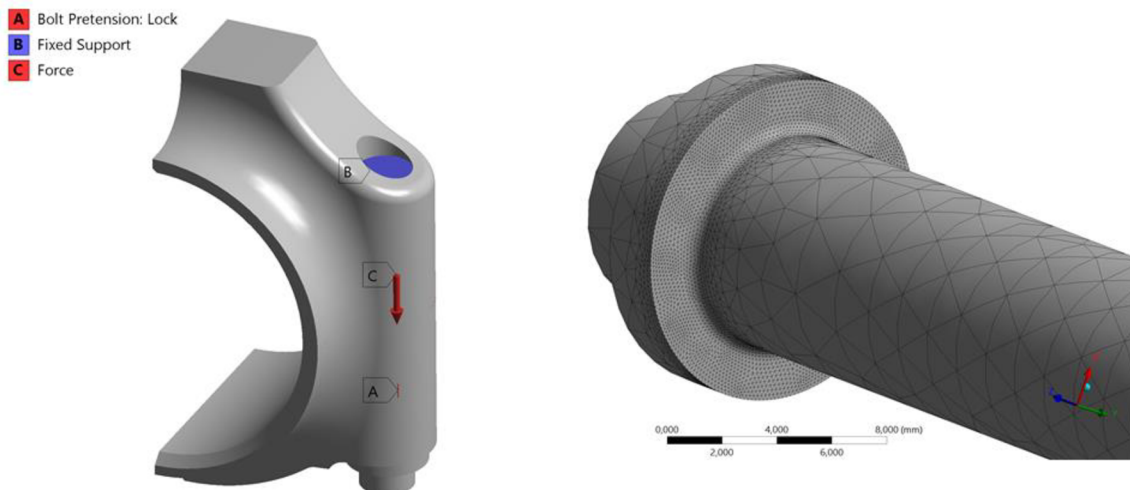


Obr. 46 Rozložení napětí na víku ojnice při zatížení předpětím šroubů

Ovšem při dalším zjemňování sítě rapidně narůstal počet uzlů, který dosahoval až k hodnotě jednoho milionu. Bohužel s tím souvisí i vysoká náročnost výpočtu, které nešlo na osobním počítači dosáhnout a provést výpočet s takto jemnou sítí. Proto byla provedena ještě dílčí analýza, do které byla zahrnuta pouze část ojnice okolo ojnicního šroubu. Vznikl tak prostor pro větší zjemnění sítě k přesnějšímu ověření namáhání šroubu.

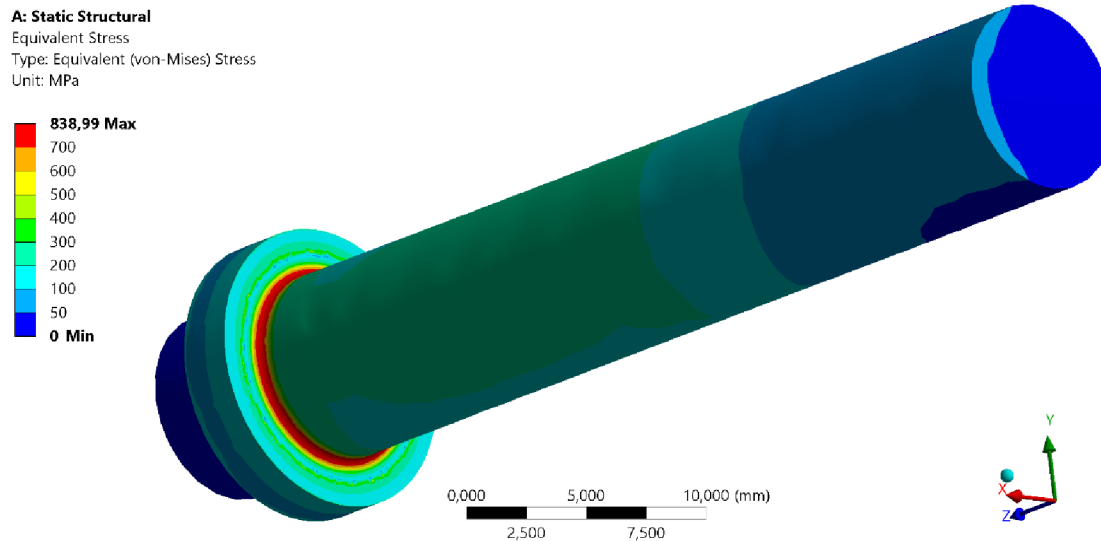
Cílem dílčí analýzy bylo přesněji stanovit napětí v kritické části šroubu. Nastavení dílčí analýzy bylo provedeno pomocí vazby „Fixed Support“ definované na konec ojnicního šroubu, kde nemůže dojít k ovlivnění napjatosti. Dále aplikováním předpětí šroubu a síly na dělicí rovinu víka ojnice. Ta zde simuluje zátěžný stav B, tedy vliv setrvačných sil při nepracovním cyklu motoru. Připravená dílčí analýza šroubu je zachycena na obr. 47. Při síťování byla volena základní velikost prvku 2 mm, ovšem bylo provedeno výrazné zjemnění a vyhlazení sítě v místě kontaktu a na zaoblení ojnicního šroubu, což je také možné vidět na obr. 47. Zaoblení mezi dřikem a hlavou šroubu bylo konkrétně překlenuto počtem šesti prvků po šířce.

Nejprve bylo provedeno vyhodnocení napjatosti, která vznikne pouze předpětím šroubu, tedy bez aplikování zátěžné síly. Zde se podařilo potvrdit a upřesnit předchozí výsledek. Nicméně i po použití takto jemné sítě se nepodařilo extrémy napětí na několika uzlech eliminovat. Avšak podařilo se tyto extrémy snížit na přijatelnou mez. Maximální redukované napětí HMMH v zaoblení šroubu bylo zjištěno 825 MPa. Průměrná hodnota se pohybovala v rozmezí 770 až 800 MPa.



Obr. 47 Příprava dílčí analýzy a detail zjemnění sítě v místě kontaktu šroubu a víka

Následně bylo přistoupeno k vyhodnocení napjatosti na ojničním šroubu, ke které dochází, při maximálním namáhání zátěžným stavem B. Zde dosahovala maximální hodnota napětí k 839 MPa jak je patrné z obr. 48. Platí zde stejná skutečnost, jak již bylo zmíněno, že se nepodařilo odstranit lokální extrémní napětí, avšak došlo k potlačení jejich vlivu. Průměrná hodnota napětí v zaoblení šroubu se nacházela v intervalu 790-815 MPa.

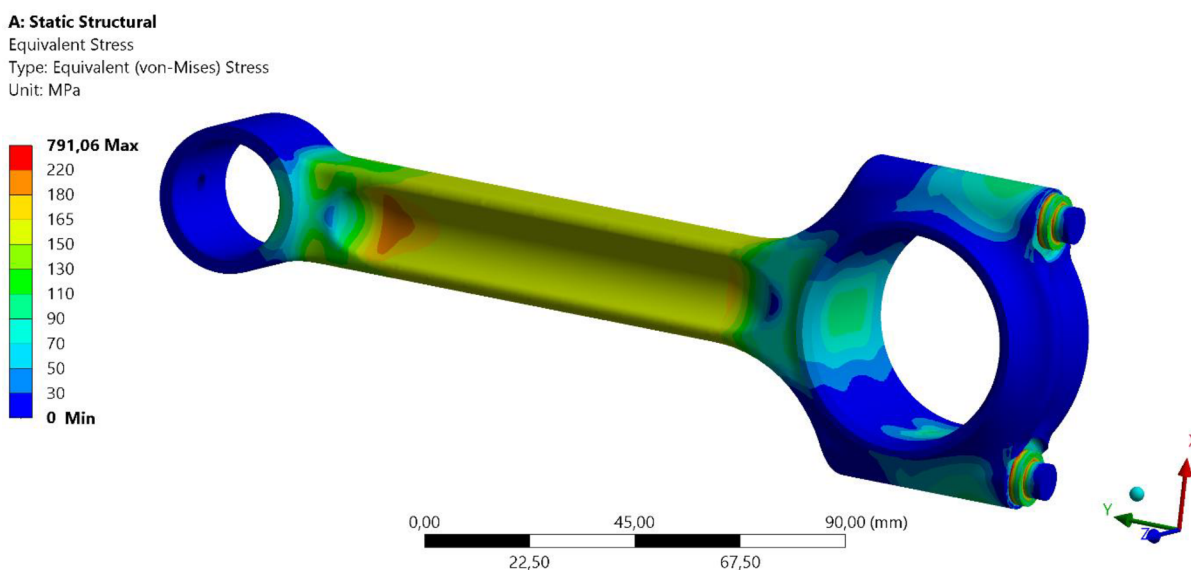


Obr. 48 Rozložení napětí na ojničním šroubu při předpětí a zatížení stavem B

Závěrem lze konstatovat, že získané redukované napětí HMH v zaoblení šroubu odpovídá přibližně i skutečnému napětí a dalším zjemněním sítě by se stanovila jeho přesná hodnota. Stejně se ovšem nedá říct o víku ojnice, kde se maximální napětí nachází jen na ostré hraně zkosení díry ojničního šroubu, což znamená, že se nepodařilo chování kontaktu zjemněním sítě zlepšit. Ve skutečnosti zde tedy bude rozložení napětí rozdílné.

6.4.2 ZÁTĚŽNÝ STAV A

Výsledky pevnostní analýzy na obr. 49 při zatížení silou od tlaku plynů ukazují, že k největšímu namáhání dochází v horní části dříku poblíž přechodu do oka ojnice. Maximální hodnota redukované napětí HMH na dříku ojnice dosahuje 202 MPa. Výsledek byl ověřen i bez uvažování předpětí šroubů. Vzhledem k tomu, že se napětí rozprostírá přes více elementů, lze uznat výsledek za věrohodný. V ostatních částech dříku se napětí pohybovalo okolo 160 MPa. Je možné si všimnout nižšího maximálního napětí oproti předchozímu výsledku z kontroly předpětí ojničních šroubů. To je zde způsobeno použitím hrubší sítě v místě kontaktu šroubů a víka, jak již bylo zmíněno při vytváření sítě.



Obr. 49 Rozložení napětí na ojnici během zátěžného stavu A a předpětí šroubů

6.4.3 ZÁTĚŽNÝ STAV B

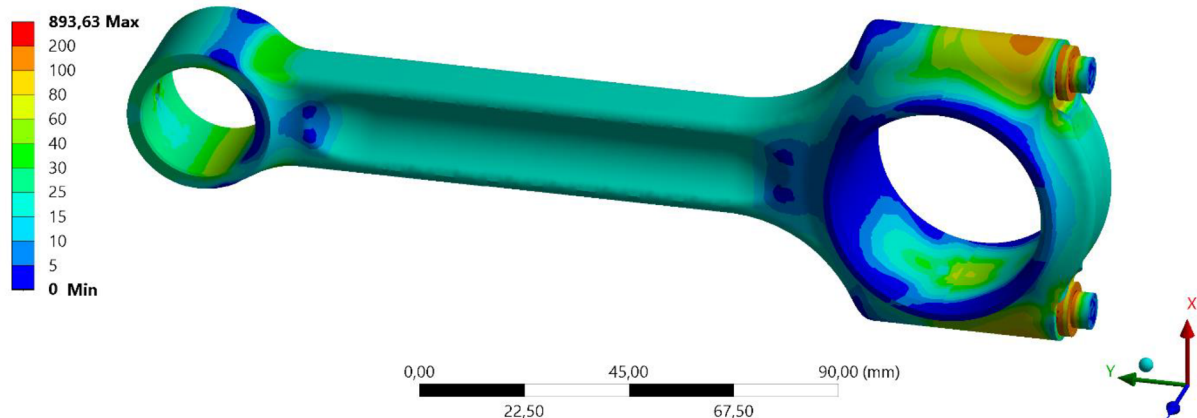
Při zatížení ojnice setrvačnou silou od posuvných částí pístní skupiny dochází k největšímu namáhání zejména oka ojnice a ojničních šroubů. To potvrzují i výsledky na obr. 50 a obr. 51. Maximální redukované napětí HMH se na oku ojnice vyskytuje na vnitřní i vnější straně v oblastech, kde oko přechází do dříku ojnice. Hodnota napětí zde dosahovala kolem 40 MPa na vnější straně a 55 MPa na straně vnitřní. Koncentrace napětí se projevila i v místě mazacího otvoru, zde se napětí pohybovalo v rozmezí 55 až 60 MPa.

A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa



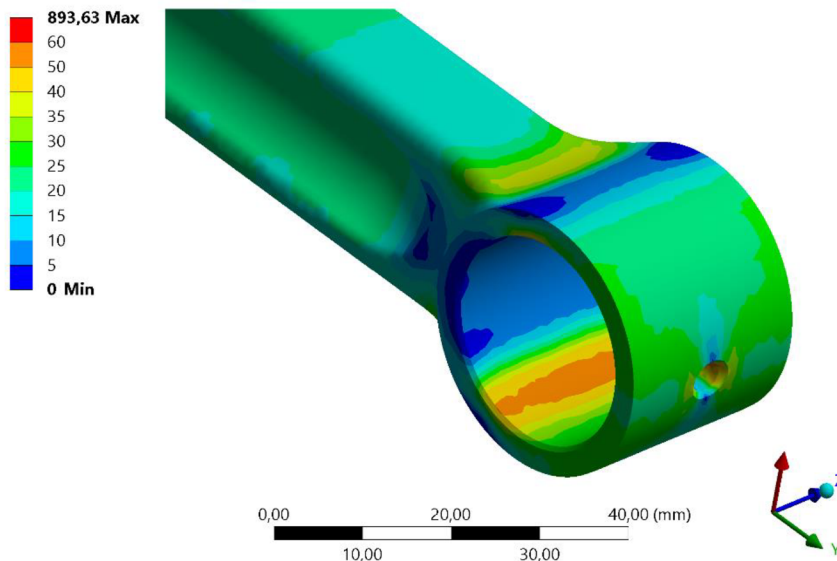
Obr. 51 Rozložení napětí na ojnici při zátěžném stavu B a předpětí šroubů

A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa



Obr. 50 Detail Rozložení napětí na oku ojnice při zátěžném stavu B

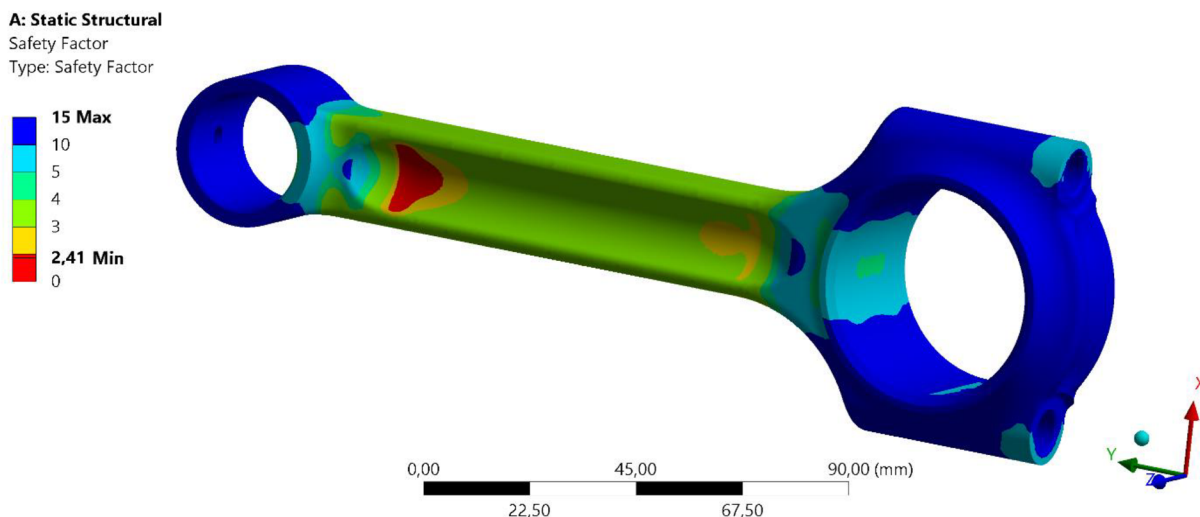
6.5 ÚNAVOVÁ BEZPEČNOST OJNICE

Kontrola únavové bezpečnosti byla prováděna na všech nejvíce namáhaných místech ojnice. Prvním místem je oblast přechodu díku do oka ojnice, kde se vyskytuje nejvyšší namáhání od zátěžného stavu A. Jako druhé bylo kontrolováno místo na víku ojnice, kde dosedají na víko ojniční šrouby. Toto místo je značně zatížené od vysokého předpětí šroubů a časově proměnným zátěžným stavem B. V souvislosti s tím byla provedena i kontrola ojničních šroubů.

6.5.1 KONTROLA DŘÍKU

VYHODNOCENÍ POMOCÍ MKP

Prvním přístupem, který zde byl zvolen k vyhodnocení únavy, bylo použití nástroje ‚Fatigue Tool‘ na vyhodnocení bezpečnosti přímo v programu ANSYS. Výpočet je založen na jednom zátěžném kroku, který způsobuje maximální namáhání, zde byl zvolen zátěžný krok A. Bohužel se nepodařilo zahrnout do vyhodnocení bezpečnosti i přesný vliv předpětí šroubů, protože šrouby jsou vyrobeny z jiného materiálu a program zde neumožňuje definovat pomocí nástroje ‚Fatigue Tool‘ únavovou bezpečnost pro více součástí s různými vlastnostmi. Proto bylo vyhodnocení únavové bezpečnosti šroubů provedeno zvlášť a předpětí šroubů zde nahrazeno dvojicí sil působících mezi dosedací plochou šroubu a víka. Tím bylo simulováno předpětí ojnicních šroubů namísto funkce ‚Bolt Pretension‘. Velikost sil byla zadána tak, aby jejich součet byl roven hodnotě osové síly šroubu. Dalším důvodem proč bylo nutné řešit únavovou bezpečnost bez ojnicních šroubů je skutečnost problematického chování kontaktu hlavy šroubu a víka. Klíčové je i nastavení vhodného typu zátěžného cyklu. Protože je ojnice namáhána střídavě na tah a tlak, byl zvolen obecný střídavý cyklus. S tím souvisí i správná volba koeficientů, kterými bude násobeno zatížení ze zmíněného zátěžného kroku, čímž se definovalo maximální a minimální napětí zátěžného cyklu. Jako poslední je nutné nastavit kritérium, podle kterého bude vyhodnocováno střední napětí, zde bylo zvoleno Goodmanovo kritérium. Program poté na základě S-N křivky oceli 42CrMo4 a Palmgren-Minerova pravidla vyhodnotí výslednou únavovou bezpečnost. Nejmenší hodnota vychází v oblasti výskytu maximálního redukovaného napětí blízko přechodu dříku do oka ojnice, jak je vidět z výsledků na obr. 52. Minimální hodnota únavové bezpečnosti zde dosahuje **2,41**. Druhým nebezpečným místem, kde hodnota bezpečnosti vychází rovna **3**, je přechod dříku do hlavy ojnice.



Obr. 52 Výsledky únavové bezpečnosti dříku ojnice

ANALYTICKÝ VÝPOČET

Pro ověření výsledku byl zvolen ještě druhý přístup řešení a to analytický výpočet, který využívá skutečná napětí stanovená pomocí metody konečných prvků v předchozí kapitole.

Výpočet byl prováděn podle vztahů z výukové prezentace: Aplikované metody řešení únavového poškození I. [48]

K výpočtu únavové bezpečnosti bylo použito Goodmanovo kritérium, které má následující tvar:

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_{a,nom}}{\sigma_c^*} + \frac{\sigma_m}{R_m}}, \quad (14)$$

kde $\sigma_{a,nom}$ je amplituda napětí, σ_m pak střední napětí a σ_c^* udává korigovanou mez únavy. Tu je možné určit na základě vztahu:

$$\sigma_c^* = \frac{\sigma_c \eta_\sigma v_\sigma f_G}{\beta}, \quad (15)$$

kde σ_c je mez únavy zkušební vzorku, η_σ zahrnuje vliv velikosti, v_σ vliv pravděpodobnosti přežití a β odpovídá vrubovému součiniteli, poslední nezmiňovaná veličina f_G udává korekční součinitel. Pravděpodobnost přežití byla volena 99,99 %, které odpovídá hodnota součinitele 0,702. Vliv velikosti, pokud je rozměr D větší než 8 mm, se určí na základě:

$$\eta_\sigma = 1,189D^{-0,097}, \quad (16)$$

V opačném případě je vliv velikost roven 1. Obdobně je možné určit korekční součinitel:

$$f_G = 1 + \left(\frac{\frac{\sigma_{cohyb}}{\sigma_{ctah/tlak}} - 1}{\frac{2}{d_{vzorek}}} \right) \chi_R, \quad (17)$$

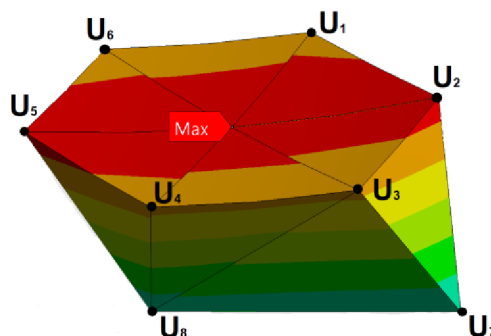
kde σ_{cohyb} a $\sigma_{ctah/tlak}$ jsou materiálové charakteristiky značící mez únavy při ohybu nebo tahu/tlaku převzaté z materiálového listu v příloze P1, d_{vzorek} je průměr zkušební vzorku, na kterém byly předchozí hodnoty stanoveny a χ_R je relativní gradient. Ten se vyskytuje i v následujícím Hennelově vztahu, díky kterému můžeme určit poměr α/β , protože tyto hodnoty, když je použito skutečné napětí z MKP, nejsou známy:

$$\sigma_{a,MKP} = \alpha \sigma_{a,nom}, \quad (18)$$

kde $\sigma_{a,MKP}$ je skutečné napětí, které se určí pomocí MKP, ovšem do Goodmanova kritéria je nutné dosadit nominální napětí $\sigma_{a,nom}$, které společně s vrubovým součinitelem α není známé, proto se využije Hennelova vztahu, jak bylo zmíněno výše:

$$\frac{\alpha}{\beta} = 1 + \sqrt{\chi_R} \cdot 10^{-\left(0,35 + \frac{R_e}{810}\right)}, \quad (19)$$

Nyní je nutné určit už zmíněný relativní gradient napětí. K jeho výpočtu je potřeba lokalizovat v MKP nejvíce namáhaný uzel, ve kterém je počítána bezpečnost, a všechny k němu přiléhající uzly jak je na obr. 53. Protože byly použity kvadratické prvky, vyskytují se sousední uzly ve středu každé přiléhající hrany, ovšem pro dosažení přesnějšího výsledku je lepší použít uzly, které přísluší vrcholům elementů.



Obr. 53 Nejvíce namáhaný uzel a k němu přiléhající uzly při zátěžném stavu A

Následně se určí v těchto uzlech hodnoty redukováného napětí HMH a prvního hlavního napětí při největším a nejnižším namáhání. V tomto případě v zátěžném stavu A a B. Dále zbývá určit jednotlivé souřadnice všech uzlů, aby bylo možné určit vzdálenost přiléhajících uzlů od nejvíce namáhaného. Relativní gradient je pak dán vztahem:

$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_{max}} \left(\frac{d\sigma}{dx} \right) \cong \frac{1}{\sigma_{maxA}} \left(\frac{\sigma_{maxA} - \sigma_{jA}}{|U_{max}U_j|} \right), \quad (20)$$

kde σ_{maxA} je nejvyšší redukované napětí v nejvíce namáhaném uzlu během zátěžného stavu A, σ_{jA} je redukované napětí v j-tém uzlu během zátěžného stavu A a $U_{max}U_j$ je vzdálenost uzlu s maximálním napětím a j-tého uzlu. Obdobně se určí maximální napětí i pro zátěžný stav B, avšak je velice důležité odečítat napětí na stejných uzlech jak v zátěžném stavu A. V posledním kroku už zbývá jen určit ekvivalentní amplitudu a střední napětí. To se určí na základě následujících vztahů za podmínky, přiřazení znaménka prvního hlavního napětí k redukovánému napětí HMH, uvedené níže:

$$\sigma_e = \text{sign}(\sigma_1) \sigma_{MKP}^{HMH}, \quad (21)$$

První hlavní napětí byla v obou zatíženích kladná. Výpočet ekvivalentní amplitudy σ_{ea} a středního napětí σ_{em} :

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{e,max} - \sigma_{e,min}}{2}, \quad (22)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{e,max} + \sigma_{e,min}}{2}, \quad (23)$$

Po určení ekvivalentní amplitudy a středního napětí již zbývá jen dosadit všechny výše vypočtené parametry do Goodmanova kritéria a vyčíslit bezpečnost.

$$k = \frac{1}{\frac{\beta}{\alpha} \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_c \eta_c \nu_c f_G} + \frac{\sigma_{em}}{R_m}}, \quad (24)$$

Ovšem vzhledem k tomu, že relativní gradient a korekční součinitel byly určovány pro více okolních uzlů, je zde vypočteno několik bezpečností. Jako výslednou únavovou bezpečnost je

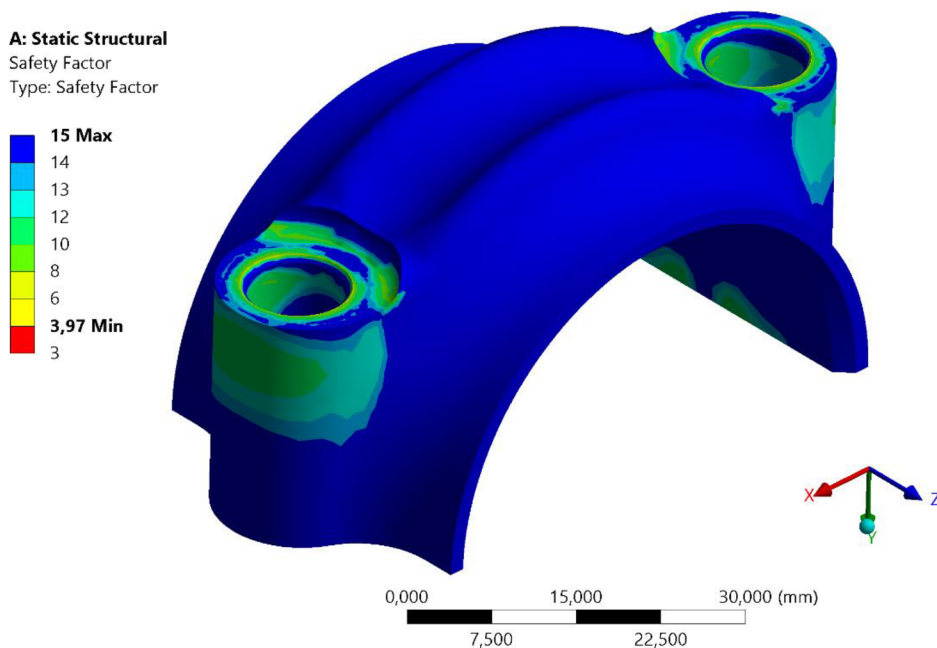
nutné brát nejnížší z vypočtených hodnot, která je společně se všemi potřebnými veličinami pro její výpočet odečtenými v MKP uvedená v tab. 6.

Tab. 6 Hodnoty pro výpočet minimální únavové bezpečnosti dříku

Parametr	Značka [jednotka]	Hodnota
Napětí na uzlu U_{\max} při zatížení A	$\sigma_{\max A}$ [MPa]	201,8
Napětí na uzlu U_{\max} při zatížení B	$\sigma_{\max B}$ [MPa]	22,2
Vzdálenost uzlů U_{\max} a U	$U_{\max}U_1$ [mm]	1,002
Napětí na uzlu U při stavu A	σ_{1A} [MPa]	201,2
Výsledná minimální bezpečnost	k_{\min} [-]	2,81

6.5.2 KONTROLA VÍKA

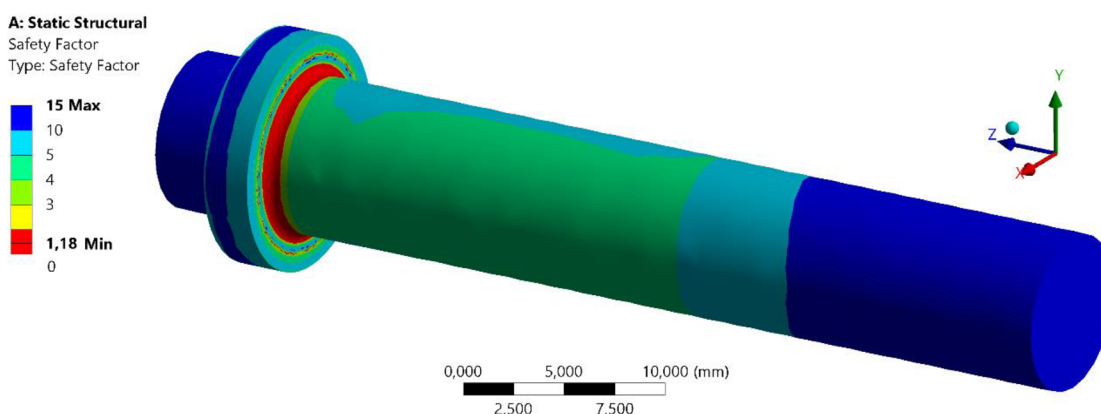
Zde byla bezpečnost určena stejně jako na dříku ojnice pomocí MKP a analytického výpočtu s využitím skutečného napětí z MKP. Podle obr. 54 s výsledky únavové bezpečnosti z MKP je vidět, že nejnížší bezpečnost se nachází v oblasti ovlivněné předpětím ojničních šroubů, konkrétně v okolí díry pro ojniční šrouby. Pro dosažení relevantních výsledků bylo nutné opět nahradit předpětí šroubů dvojnásobnou silou, protože jak již bylo zmíněno u napjatosti víka, tak se zde vyskytovaly lokální extrémní napětí na ostré hraně díry pro šroub kvůli nevhodnému chování kontaktu šroubu a víka. Ovšem tento kontakt zde nešel úplně odstranit, protože se jím zde přenáší zatížení od setrvačných sil. Napjatosti víka ojnice, která je nejvyšší v těchto místech odpovídá i minimální hodnota únavové bezpečnosti je zde rovna **3,97**. Pro stejné místo, tedy nejvíce namáhanou oblast okolo díry ojničního šroubu byl prováděn i analytický výpočet únavové bezpečnosti. Postup výpočtu byl analogický s výpočtem únavové bezpečnosti dříku ojnice. Výsledná vypočtená bezpečnost zde dosahuje hodnoty **4,24**.



Obr. 54 Výsledky únavové bezpečnosti víka ojnice

6.5.3 KONTROLA OJNIČNÍCH ŠROUBŮ

Únavová bezpečnost ojničních šroubů byla stanovena samostatně na základě dílčí pevnostní analýzy ojničních šroubů. Opět pomocí předchozích postupů pro nejvíce namáhané místo, což je zaoblení na přechodu dříku šroubu do hlavy. Minimální bezpečnost v tomto místě určená pomocí MKP, dosahuje hodnoty **1,18** jak je vidět na obr. 55. Nicméně se nepodařilo dohledat S-N křivku pro materiál ojničního šroubu, tudíž byla použita stejná křivka jako pro ostatní součásti. Ovšem materiálové vlastnosti šrouby by měly být lepší, než které byly použity pro výpočet, na základě čehož by získaná hodnota součinitele bezpečnosti měla poskytovat konzervativní odhad. Pro ověření byla výsledná hodnota únavové bezpečnosti stanovená i analytickým výpočtem a vychází zde rovna **1,22**.



Obr. 55 Výsledky únavové bezpečnosti ojničních šroubů

Ojniční šrouby stejně jako zbylé části ojnice taktéž vyhovují podmínce trvalé únavové pevnosti. Ovšem nedisponují tak velkou rezervou jako ostatní části ojnice, proto by vzhledem k aplikaci ojnice v letadlovém motoru bylo vhodné zvážit použití šroubů s vyšší pevnostní třídou 12.9 nebo snížit předpětí šroubu, které má na jejich namáhání zásadní vliv, protože způsobuje značně vysoké střední napětí zátěžného cyklu. Pro dosažení maximální bezpečnosti je možné provést obě úpravy současně. Selhání motoru letadla totiž znamená nutnost nouzového přistání, což vystavuje pilota letadla možnému nebezpečí. Obvykle letadlo přelétává nad zastavěnými plochami, což jen zvyšuje míru nebezpečí při nouzovém přistání.

7 PEVNOSTNÍ ANALÝZA H OJNICE

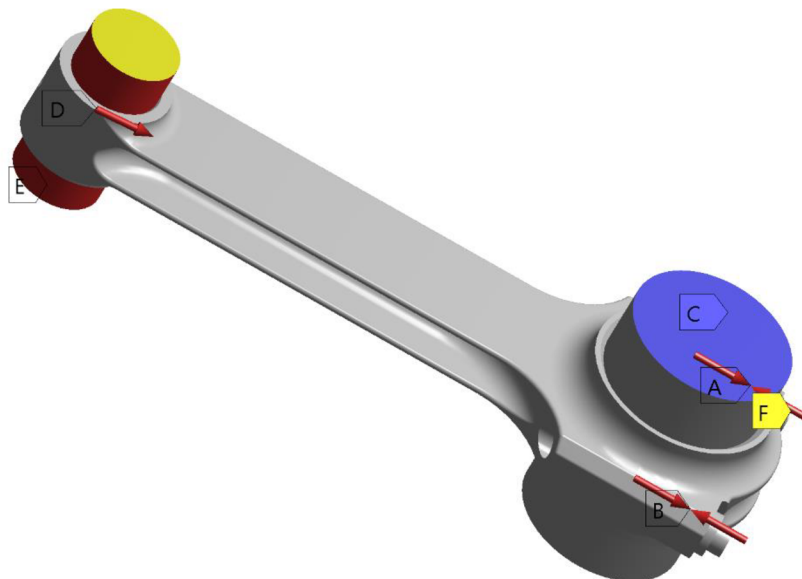
Při pevnostní analýze druhého návrhu ojnice s dříkem ve tvaru písmene H bylo postupováno analogicky jako v předchozí kapitole analýzy I ojnice. Z toho důvodu zde budou uvedeny převážně jen výsledky, případně odlišnosti analýzy nebo jejích dílčích částí.

7.1 PŘÍPRAVA ANALÝZY

Zatížení ojnice bylo provedeno za pomoci stejných dvou zátěžných stavů, tedy A reprezentující zatížení silami od tlaku plynů při maximálním spalovacím tlaku a B nejvyššími setrvačnými silami. Do výpočtu bylo také zahrnuto předpětí ojničních šroubů.

Okrajové podmínky a nastavení kontaktů bylo použito totožně s ojnicí I jak je vidět na obr. 56. Stejně tak byly provedeny úpravy na modelu H ojnice, jednalo se opět o úpravy v dělicí rovině hlavy.

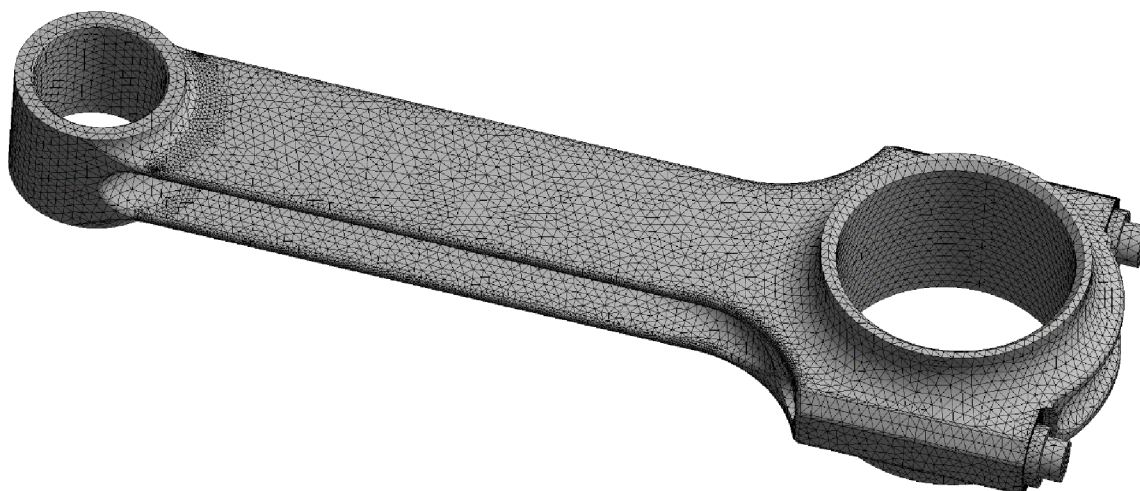
- A Bolt Pretension
- B Bolt Pretension 2
- C Fixed Support
- D Remote Force
- E Displacement
- F Displacement 2



Obr. 56 Model H ojnice připravený k pevnostní analýze

7.2 TVORBA VÝPOČTOVÉ SÍTĚ

Při tvorbě sítě bylo vycházeno z vlivu velikosti prvku na výsledky předchozí analýzy. Znovu byla volena základní velikost prvku 2 mm a na čepech 4 mm. Ovšem vzhledem k jiné geometrii bylo nutné provést specifické úpravy. Jednalo se o zjemnění sítě na zaobleních hran dříku, které zde mají poloměr 1 mm. Pro správné síťování zde musela být zjemněna síť až na velikost prvku 0,5 mm. Tím se spotřebovala velká část z dostupného množství 250 tisíc uzlů. Zbyl tedy prostor jen na drobné zjemnění, v případě zátěžného stavu A, dříku ojnice a dosedací plochy šroubů na víku ojnice ve stavu B. Stejně jako v předchozím případě nebylo možné zjemnění aplikovat současně, proto bylo používáno několik variant výpočtové sítě. Výpočtová síť použitá pro určení napjatosti v zátěžném stavu A je vyobrazena na obr. 57, na kterém je patrné zjemnění sítě v nejvíce namáhaném místě dříku. Zjemnění v místě kontaktu a hlavy ojničních šroubů bylo provedeno stejně jako u I ojnice, proto zde není detail sítě vyobrazen.



Obr. 57 Výpočtová síť pro zátěžný stav A se zjemněním v nejvíce namáhaném místě

7.3 VÝSLEDNÁ NAPJATOST OJNICE

7.3.1 ZÁTĚŽNÝ STAV A

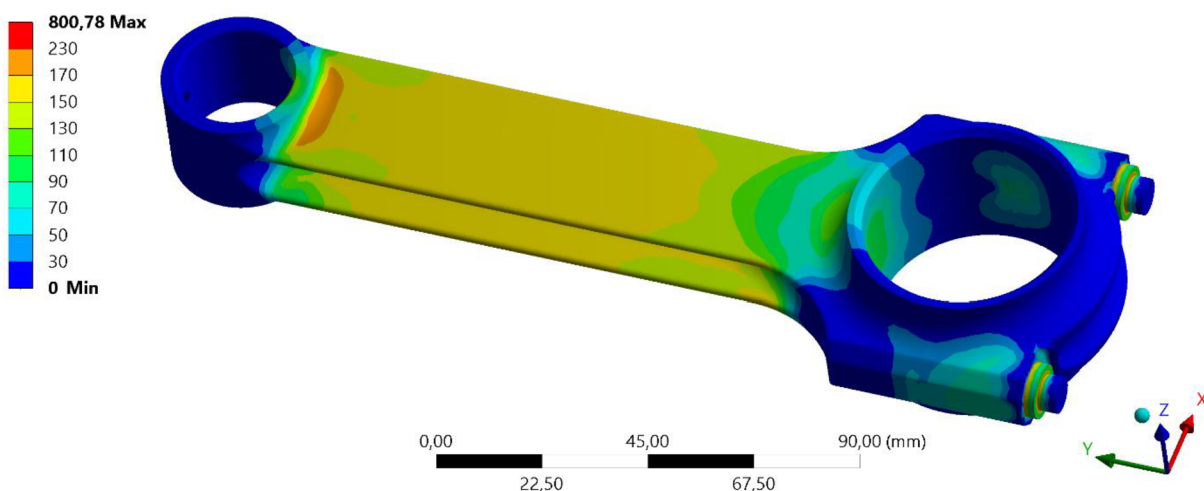
Výsledky napjatosti ojnice jsou zobrazeny na obr. 58. Opět je zde vidět, že maximální redukované napětí HMM se objevuje na přechodu dřívku do oka ojnice a jeho hodnota zde dosahuje 230 MPa. Ta se rozprostírá přes více elementů, z toho lze usoudit, že se jedná o skutečné napětí v tomto místě. Ve zbytku dřívku bylo napětí přibližně konstantní pohybující se okolo 150 MPa. Dále je možné si zde všimnout maximální hodnoty na škále napětí 801 MPa, ta se nachází na ojničních šroubech. Ovšem ojniční šrouby nebudou v případě H ojnice vyhodnocovány samostatně, protože jsou zde vystaveny téměř shodným zátěžným podmínkám jako u předchozí analýzy a tím pádem by výsledky byly duplicitní.

A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa



Obr. 58 Rozložení napětí na ojnici během zátěžného stavu A a předpětí šroubů

7.3.2 ZÁTĚŽNÝ STAV B

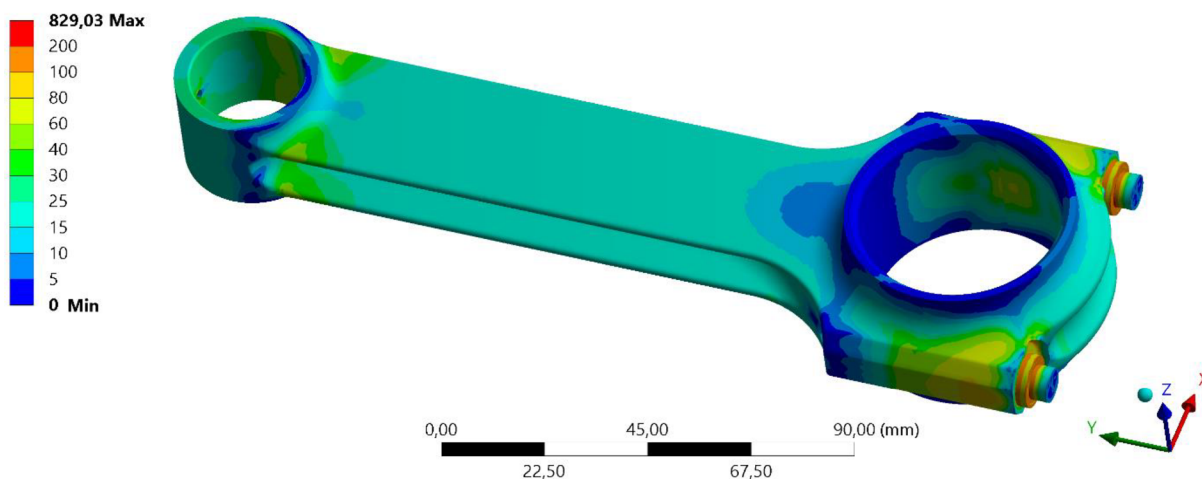
Při tomto zátěžném stavu dochází k největšímu namáhání v oblasti oka ojnice a v místě přechodu oka do dříku ojnice. Zde dosahuje redukované napětí HMMH hodnoty 47 MPa. Na oku ojnice je namáhána nejvíce jeho vnitřní strana, kde se nejvyšší hodnota napětí rovná 50 MPa. Znovu se zde projevil i koncentrátor napětí v místě mazacího otvoru pístitního čepu. Maximální hodnota napětí se zde pohybuje kolem 60 až 65 MPa. Druhou oblastí, kde dochází k výraznému namáhání, je oblast ojničních šroubů. Zatížení setrvačnou silou zde způsobilo nárůst napětí na zaoblení ojničního šroubu o přibližně 30 MPa jak je vidět z maximální hodnoty na stupnici výsledků na obr. 59. Napětí v dosedací ploše šroubu zde opět osciluje v rozmezí 60 až 200 MPa. Na hraně díry pro ojniční šrouby se zde znovu objevuje lokální extrémy, obdobně jako u analýzy I ojnice.

A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa



Obr. 59 Rozložení napětí na ojnici během zátěžného stavu B a předpětí šroubů

7.4 ÚNAVOVÁ BEZPEČNOST OJNICE

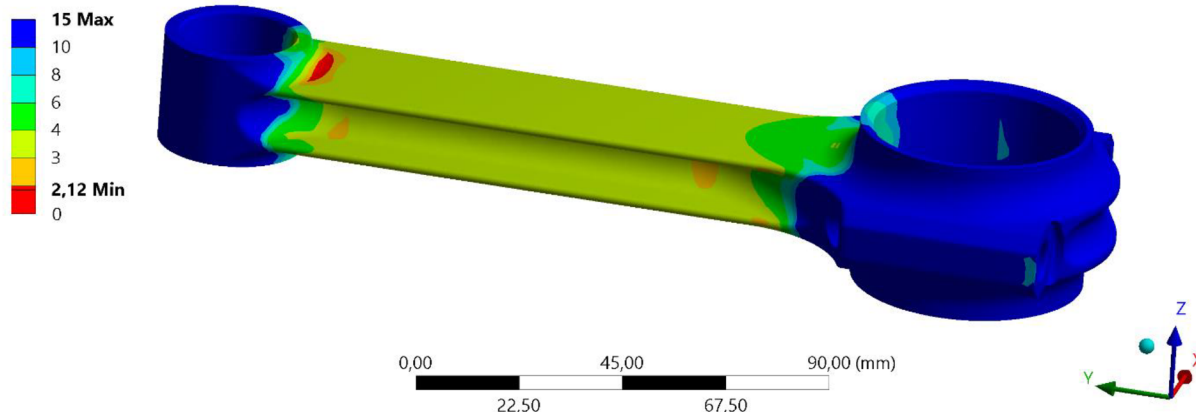
7.4.1 KONTROLA DŘÍKU

Únavová bezpečnost dříku ojnice určená pomocí MKP vychází nejnižší v místě s nejvyšším namáháním a to v přechodu zaoblení oka ojnice do dříku viz obr. 60. Konkrétní hodnota únavové bezpečnosti je zde rovna **2,12**. V oblasti dříku byl proveden i výpočet únavy analytickým způsobem na nejvíce namáhaném uzlu. Vypočtená hodnota je poměrně blízka prvně určené bezpečnosti a je rovna **2,40**.

A: Static Structural

Safety Factor

Type: Safety Factor



Obr. 60 Výsledky únavové bezpečnosti dřívku ojnice

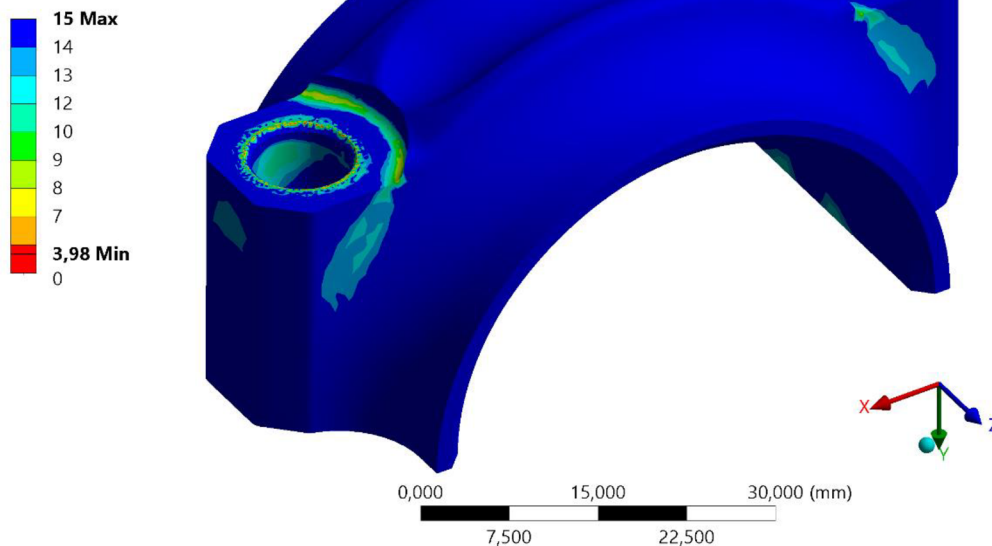
7.4.2 KONTROLA VÍKA

Kontrolou únavové bezpečnosti víka pomocí MKP byla zjištěna minimální únavová bezpečnost **3,98**, jak je zobrazeno na obr. 61. Analytický výpočet pak dával hodnotu bezpečnosti pro uzel v oblasti dosedací plochy šroubu na hraně zkosení díry pro šroub **4,37**.

A: Static Structural

Safety Factor

Type: Safety Factor



Obr. 61 Výsledky únavové bezpečnosti víka ojnice

Z výsledků vyplývá, že i H ojnice splňuje podmínku trvalé únavové pevnosti. Hodnoty součinitelů bezpečnosti jsou zde nepatrně nižší ve srovnání s I ojnici.

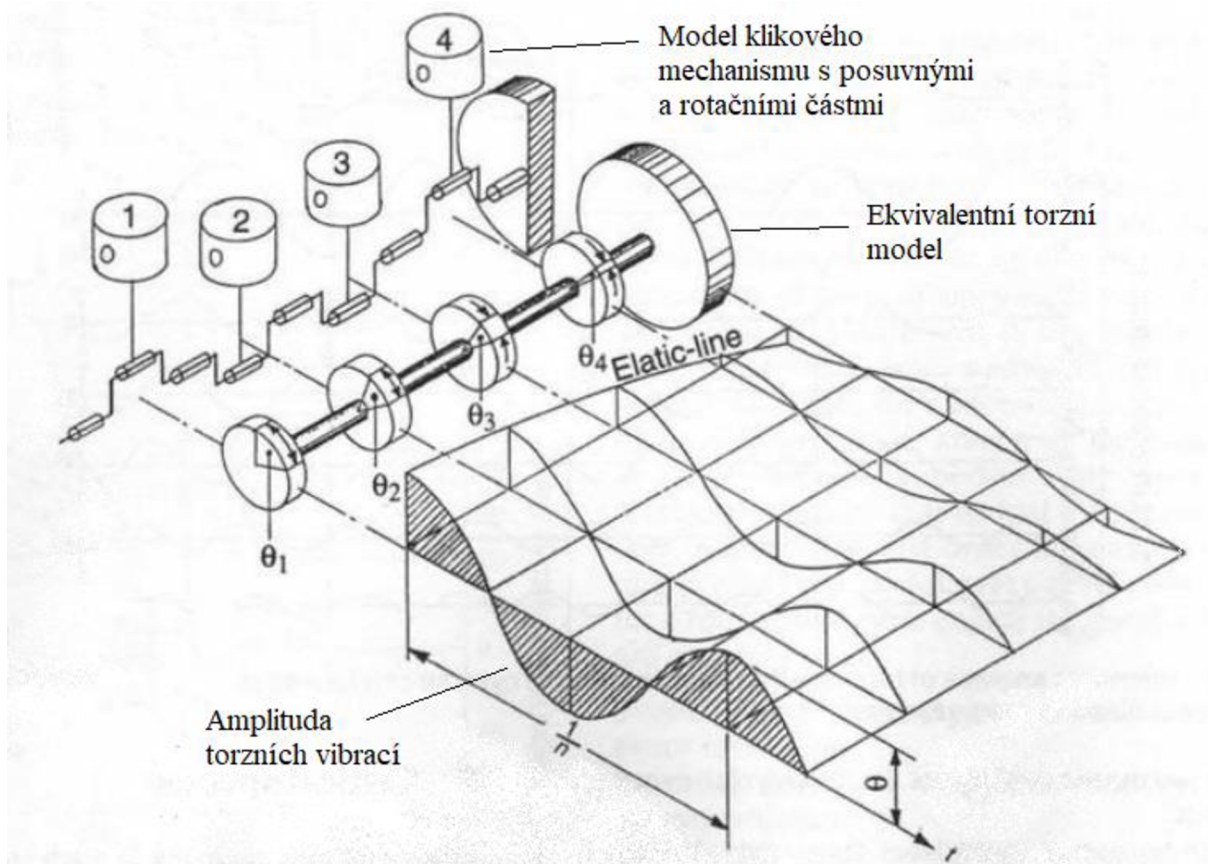
8 DYNAMICKÝ TORZNÍ MODEL KLIKOVÉHO MECHANISMU

V popisu konstrukce klikového mechanismu bylo zmíněno, že dochází ke kmitání klikové hřídele. Rozeznáváme tři druhy kmitání klikové hřídele [49]:

- ohybové,
- torzní,
- podélné.

Z těchto tří druhů je nejnebezpečnější torzní kmitání, které je způsobeno časovou proměnlivostí kroučícího moment. Spolu s klikovým hřídelem kmitá celé klikové ústrojí i veškeré další hmoty, které jsou k němu připojeny. V tomto případě se jedná o vrtuli letadla, jejíž vliv musí být do modelu také zahrnut. [49]

Aby bylo možné porovnat vliv záměny duralové ojnice za ocelovou na torzní kmitání klikového mechanismu, byly sestaveny dva dynamické torzní modely. Ty převádí klikové ústrojí na jednodušší náhradní soustavu, která se skládá z hmotných kotoučů spojených nehmotnou hřídelí, jak je zachyceno na obr. 62. Takový model umožňuje analyzovat, zda není provoz motoru ohrožen torzními vibracemi klikového mechanismu nebo jestli je nutné provést konstrukční úpravu či použít k utlumení nějaký druh tlumiče torzních kmitů. [49]



Obr. 62 Model klikového mechanismu a jeho ekvivalentní torzní model [70]

Převod klikového ústrojí na náhradní soustavu a výpočet torzního kmitání je proveden za předpokladu následujících zjednodušení [49]:

- hmoty jsou konstantní,
- délky jsou konstantní,
- hmoty jsou redukovány do os válců,
- hřídel je nehmotný.

V tomto konkrétním případě bude mít model pět členů. První čtyři členy jsou tvořeny jedním zalomením klikové hřídele a jsou shodné. Pátý poslední člen tvoří vrtule a jí přílehlá část.

8.1 REDUKCE HMOT

Hmota jednoho zalomení a k němu příslušné ojnice s pístem je v případě torzního modelu redukována do jednoho kotouče s konstantním momentem setrvačnosti. Aby bylo možné jeho velikost určit, je nutné splnit podmínku shodné kinetické energie modelu s reálným klikovým mechanismem. Při redukci jsou momenty setrvačnosti vztahovány na osu klikové hřídele a hmoty redukovány na poloměr klikové hřídele. [49]

U rotujících částí, kam se řadí zalomení klikové hřídele a rotační podíl ojnice, je podmínka splněna pokud původní a náhradní hmota má stejný moment setrvačnosti vůči ose otáčení. [49]

Při redukci posuvných částí, tedy pístní skupiny a posuvného podílu ojnice, je nutné myslet na změnu hmot v závislosti na otáčení klikové hřídele. Ta se mění s druhou mocninou pístové rychlosti. Maximální hodnoty nabývá v polovině zdvihu a v úvratích nabývá nulových hodnot. U víceválcových motorů je obecně možné zanedbávat proměnlivost redukováných posuvných hmot, protože maximálních hodnot se nedosahuje v jeden okamžik. Pak je možné redukované posuvné hmoty přibližně vyjádřit pomocí střední hodnoty. [49] Řešený motor splňuje podmínku víceválcového motoru, proto bylo počítáno se střední hodnotou hmot posuvných částí.

Ke stanovení redukováného momentu setrvačnosti bylo zapotřebí zjistit momenty setrvačnosti jednotlivých částí klikového mechanismu. Ty byly stanoveny na základě 3D modelů vytvořených v softwaru PTC Creo Parametric a jsou zapsány v tab. 7.

Tab. 7 Momenty setrvačnosti jednotlivých částí

Moment setrvačnosti [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]	Velikost
Vrtule	$J_{\text{vrt}}=0,2847$
Jedno zalomení kliky	$J_{\text{zal}}=2,062\cdot 10^{-3}$
Hnací konec klikové hřídele	$J_{\text{kon}}=2,949\cdot 10^{-4}$
Kotouč a věnec startéru	$J_{\text{start}}=9,339\cdot 10^{-3}$
Unašeč vrtule	$J_{\text{un}}=2,394\cdot 10^{-3}$

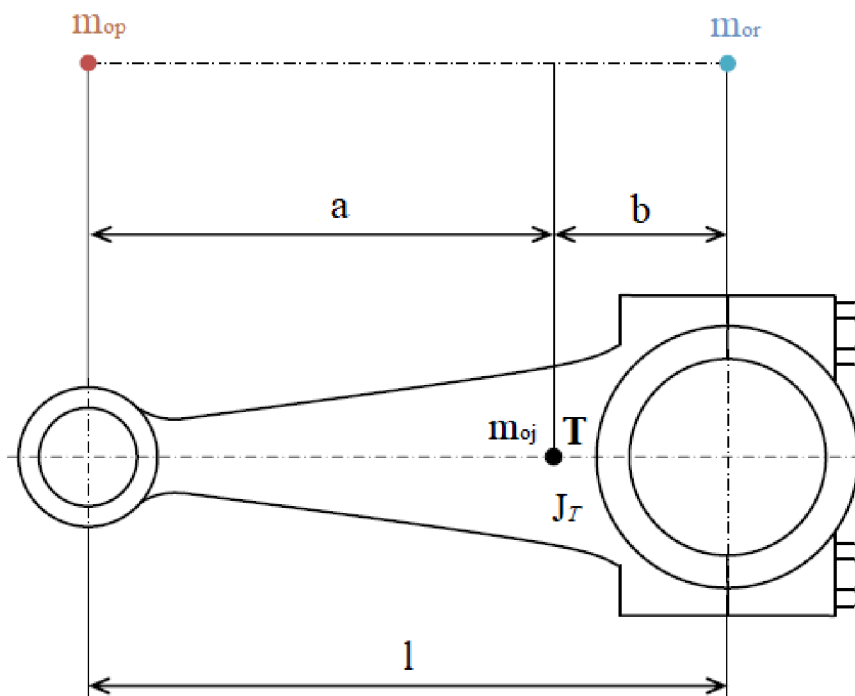
Mezi další hodnoty, které bylo potřeba zjistit, se řadí podíl rotujících a posuvných částí ojnice. Ty byly určeny za použití dvoubodové redukce ojnice do hmotných bodů, která je znázorněna na obr. 63 a používá následujících vztahů [44]:

$$m_{oj} = m_{op} + m_{or} \quad (25)$$

$$m_{op} = m_{oj} \frac{b}{l} \quad (26)$$

$$m_{or} = m_{oj} \frac{a}{l}, \quad (27)$$

kde m_{oj} je celková hmotnost ojnice, m_{op} vyjadřuje posuvný podíl, m_{or} rotační podíl ojnice a hodnoty a, b určují polohu těžiště ojnice, nakonec l je celková délka ojnice.



Obr. 63 Redukce ojnice do dvou hmotných bodů [44]

Výsledky z dvoubodové redukce ojníc jsou zaznamenány v tab. 8. Hmotnosti ojníc a poloha těžiště byla opět stanovena z 3D modelů v programu Creo Parametric.

Tab. 8 Výsledky redukce ojníc do dvou hmotných bodů

	Ocelová I ojnice	Duralová ojnice
Celková hmotnost [g]	737,1	447,8
Poloha těžiště vůči hlavě ojnice [mm]	51,1	32,2
Posuvný podíl [g]	226,8	86,9
Rotační podíl [g]	510,3	360,9

Nyní už nebránilo nic určení redukovaného momentu setrvačnosti jednoho klikového mechanismu pomocí následujícího vztahu [49]:

$$J_{red} = J_{zal} + m_{or}r^2 + m_p\left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8}\right)r^2, \quad (28)$$

kde J_{zal} je moment setrvačnosti jednoho zalomení klikové hřídele s poloviční délkou hlavních čepů, hmotnost m_p vyjadřuje součet posuvného podílu ojnice a hmotnosti pístní skupiny, která činí 541 g. Protože jsou všechny zalomení klikové hřídele shodné, tak zbývá určit už pouze moment setrvačnosti poslední části u vrtule. Zde stačí pouze sečíst momenty setrvačnosti dílčích částí, tedy vrtule, unašeče vrtule, konce klikové hřídele a kotouče s věncem startéru, které jsou uvedeny v tabulce tab. 7.

8.2 REDUKCE DÉLEK

Při nahrazení klikové hřídele válcovou hřídelí je nutné, aby byla zachována stejná pružnost původní i náhradní hřídele a při zatížení stejným krouticím momentem došlo k totožnému natočení obou hřídelí. Rozměry náhradní hřídele jsou definovány redukovaným průměrem D_{red} , ten je v tomto případě roven průměru hlavního čepu klikové hřídele a určitou redukovanou délkou. V dalším kroku výpočtu je cílem tuto délku určit.

Výpočet redukované délky se bude skládat z výpočtu redukované délky jednoho zalomení a redukované délky části hřídele, kde je nasazená vrtule a její přiléhající části.

K výpočtu redukované délky jednoho zalomení byl použit postup dle následujícího Ker Wilsonova vztahu [50]:

$$L_{zalomení} = D_c^4 \left[\frac{L_j + 0,4D_j}{D_j^4 - d_j^4} + \frac{L_c + 0,4D_c}{D_c^4 - d_c^4} + \frac{R_0 - 0,2(D_j + D_c)}{L_w B^3} \right], \quad (29)$$

kde D_c a d_c jsou vnější a vnitřní průměry ojnicního čepu, analogicky D_j a d_j průměry hlavního čepu, L_c a L_j délky ojnicního a hlavního čepu, dále R_0 je rovno poloměru klikové hřídele a konečně B a L_w značí šířku a tloušťku ramena klikový hřídele.

Redukovaná délka konce klikové hřídele byla vypočtena podle vzorce pro dutý válcový čep s drážkou pro pero [49]:

$$L_{konce} = l \frac{D_{red}^4}{d_2^4} k, \quad (30)$$

kde l je délka konce hřídele, d_2 vnější průměr čepu a hodnota k , která je volena na základě podílu zaoblení v drážce pro pero vůči vnějšímu průměru čepu.

8.3 VÝPOČET TORZNÍCH TUHOSTÍ

Posledním krokem přípravy torzního modelu je výpočet tuhostí jednotlivých částí nehmotné hřídele, která spojuje kotouče modelu. Ta se určí na základě dříve vypočtených redukovaným délek pomocí vztahu [49]:

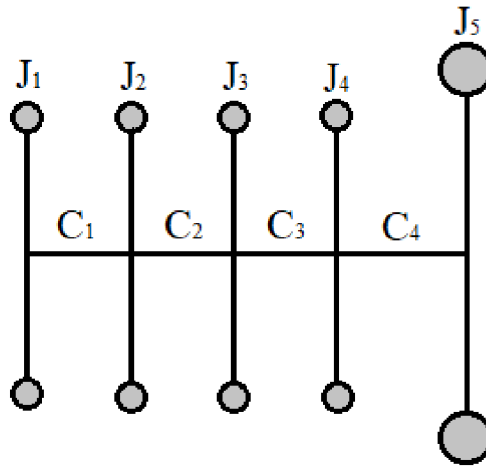
$$c = \frac{GI_p}{L_{red}}, \quad (31)$$

kde G je modul pružnosti ve smyku, ten je pro ocel roven asi 81 GPa, L_{red} jsou příslušné výše určené redukované délky a I_p je polární moment setrvačnosti nehmotné hřídele, který je pro těleso válcového tvaru vyjádřen jako [49]:

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

kde se za D dosazuje příslušný průměr D_{red} na který je hřídel redukována.

Všechny parametry potřebné pro torzní model jsou nyní definované. Protože cílem dynamického torzního modelu je porovnat vliv změny ojnice, byly sestaveny dva torzní modely, které se liší pouze momentem setrvačnosti jednoho klikového mechanismu. Parametry modelů jsou zapsány v následující tab. 9. Číslování modelu je provedeno směrem od volného konce klikové hřídele k vrtuli.



Obr. 64 Schéma torzního modelu

Tab. 9 Parametry torzních modelů pro mechanismus s ocelovou a duralovou ojnici

Člen modelu	Moment setrvačnosti [kg·m ²]		Torzní tuhost [Nm/rad]	
	Ocelová ojnice	Duralová ojnice		
J ₁	4,196·10 ⁻³	3,632·10 ⁻³	C ₁	146733,1
J ₂	4,196·10 ⁻³	3,632·10 ⁻³	C ₂	146733,1
J ₃	4,196·10 ⁻³	3,632·10 ⁻³	C ₃	146733,1
J ₄	4,196·10 ⁻³	3,632·10 ⁻³	C ₄	120053,4
J ₅	0,2967		-	

Parametry torzního modelu byly počítány na základě ocelové I ojnice. Ovšem obě navržené ojnice mají téměř shodnou hmotnost, konkrétně H ojnice je o 5 g těžší. Velice blízké jsou si i hodnoty polohy těžiště vůči hlavě ojnice, které je u H ojnice o 1,7 mm blíže hlavy. Z tohoto důvodu lze očekávat pro obě ojnice velice podobné výsledky a tvorba a řešení dvou modelů by byla zbytečná.

9 VLASTNÍ FREKVENCE A VLASTNÍ TVARY KMITÁNÍ

Za vlastní nebo volné kmitání je bráno kmitání soustavy, tedy harmonický pohyb, který je vyvolán počátečním impulsem a udržuje se v soustavě bez působení vnějších sil a odporů. Takové kmitání si lze u klikové hřídele představit tak, že by byla hřídel na obou koncích uchopena a konce vůči sobě natočeny. Po uvolnění by došlo ke vzniku kmitavého pohybu kolem osy klikové hřídele. V místě, kde je soustředěno velké množství hmoty, nejčastěji setrvačnicku, je možné pozorovat jen malý pohyb, který se směrem k volnému konci hřídele postupně zvětšuje. Také platí, že úhlová výchylka setrvačnicku má opačný směr než výchylky ostatních částí. Tento harmonický pohyb je určen frekvencí, se kterou se opakuje, která se nazývá vlastní frekvence kmitání. [49]

9.1 VÝPOČET VLASTNÍ FREKVENCE

K výpočtu vlastních frekvencí byla použita Holzerova iterační metoda. Ta je vhodná pro řešení nevětveného diskrétního torzního systému. Nejprve se sestaví pohybové rovnice systému ve tvaru volného netlumeného kmitání [50]:

$$M\ddot{q} + Cq = 0, \quad (33)$$

kde M je matice hmotností a C matice tuhostí a q je vektor řešení rovnice. Další postup výpočtu spočívá ve zvolení vlastní frekvence Ω a první poměrné amplitudy a_1 , která se volí většinou rovna jedné. Sečtením prvních i rovnic a následnou úpravou je získán vztah [50]:

$$a_{i+1} = a_i - \frac{1}{c_i} \sum_{j=1}^i \Omega^2 J_j a_j, \quad (34)$$

kde c je torzní tuhost, ze kterého je možné vypočítat zbylé poměrné amplitudy. Poté sečtením všech n rovnic soustavy je získán vztah [50]:

$$\sum_{j=1}^n \Omega^2 J_j a_j = 0. \quad (35)$$

Pokud suma vyjde rovna nule, tak zvolená hodnota Ω je některou vlastní frekvencí. Jestliže suma nabývá nenulové hodnoty, tak pak je nutné vhodnou numerickou metodou, například metodou půlení intervalů, dohledat kořeny rovnice. [50]

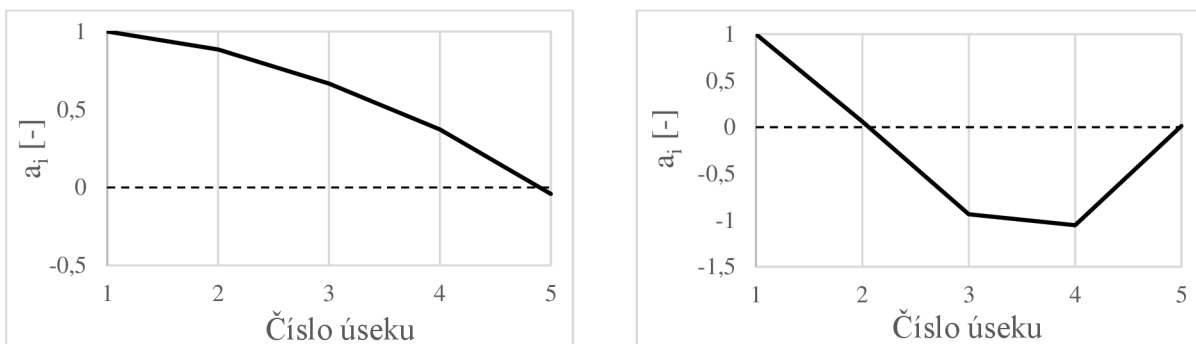
První dvě vlastní frekvence kmitání jsou uvedeny v tab. 10. Je vidět, že použití hmotnější ocelové ojnice vede k mírnému snížení vlastních frekvencí, což ale nezpůsobí přesun rezonančních otáček harmonických složek nižších řádů do provozního rozsahu otáček motoru.

Tab. 10 První a druhá vlastní frekvence kmitání

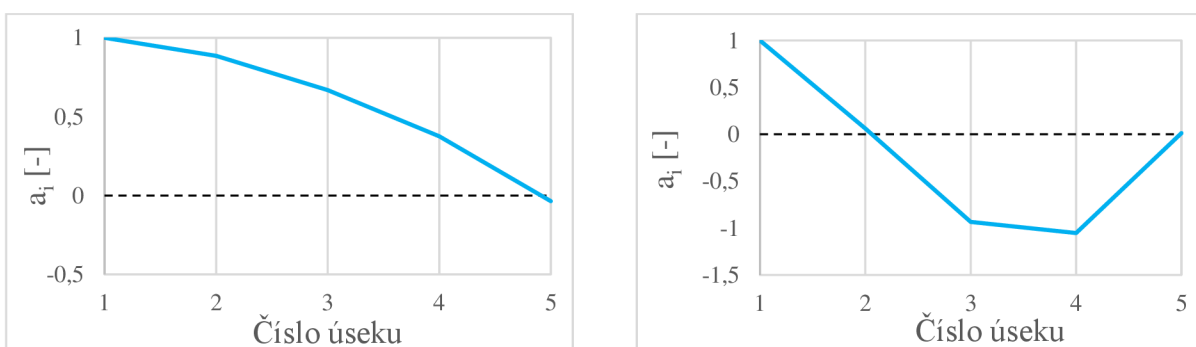
Vlastní frekvence [Hz]	S ocelovou ojnicí	S duralovou ojnicí
1.	320,02	342,86
2.	912,31	980,35

9.2 URČENÍ VLASTNÍCH TVARŮ

Další veličina, kterou je kmitavý pohyb určen, je jeho amplituda. Na počátku harmonického pohybu, těsně po uvolnění konců hřídele, mají všechny úseky kladnou amplitudu úhlové výchylky. Poté dosahují zároveň rovnovážné polohy, od které se úhlová výchylka měří. Až nakonec dosahují opět zároveň amplitudu úhlové výchylky v záporném smyslu. Při kmitání se na klikové hřídeli nachází jedno místo, které nekmitá. Jedná se o uzel kmitání, který se u vozidlových motorů nachází poblíž setrvačníku, v případě řešeného letadlového motoru poblíž vrtule. Protože maximální hodnota výchylky je závislá na počátečním natočení, tak významnější roli hrají poměrné hodnoty amplitud. Ty jsou vztaženy většinou k amplitudě první hmoty, která se značí jedničkou. K první hmotě jsou vztaženy i oba vypočtené vlastní tvary. Zakreslením všech poměrných amplitud vznikne křivka, která charakterizuje vlastní tvar kmitání. Na obr. 65 a obr. 66 jsou zakresleny dvě takové křivky, které ilustrují první a druhý tvar kmitání mechanismu s ocelovou a duralovou ojnicí. Vlastní tvary mechanismu s duralovou ojnicí mají prakticky totožný průběh s velice malým rozdílem hodnot poměrných amplitud. Podle počtu uzlů se někdy označují jako jednouzlové a dvouuzlové vlastní kmitání. Obdobně je provedeno značení dalších vlastních tvarů soustavy s tím, že soustava může mít $(n-1)$ tvarů kmitání, kde n značí počet stupňů volnosti soustavy. [49] Vzhledem k hodnotám vlastních frekvencí, ale nemá praktický význam další vlastní tvary pro řešený model uvádět.



Obr. 65 První (vlevo) a druhý vlastní tvar pro mechanismus s ocelovou ojnicí



Obr. 66 První (vlevo) a druhý vlastní tvar pro mechanismus s duralovou ojnicí

10 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ

Vlastní torzní kmitání není příliš nebezpečné, protože po krátké době vlivem odporů vymizí. Více nebezpečné a přímo ohrožující pevnost klikové hřídele je vynucené torzní kmitání. To vzniká vlivem periodicky proměnného krouticího momentu, který působí na jednotlivá zalomení klikové hřídele. [49]

10.1 BUDICÍ ÚČINKY

Krouticí moment je periodicky proměnný v závislosti na úhlu otočení klikové hřídele. U čtyřdobého motoru jsou periodou dvě otáčky. U každého takového periodického děje je možné provést rozklad do Fourierovy řady. Podobně lze rozložit průběhu momentu na harmonické složky, což jsou jeho dílčí části sinusového průběhu. Počet period harmonické složky na jednu otáčku klikové hřídele určuje její řád κ . U čtyřdobého motoru se určí řád podle následujícího vztahu [49]:

$$\kappa = \frac{1}{2}x, x = 1, 2, 3, \dots \quad (36)$$

Důvod rozkladu momentu na harmonické složky je ten, že každá složka vybuzuje nezávisle na ostatních vynucené kmitání hřídele v závislosti na jeho otáčkách. [49]

10.2 REZONANČNÍ OTÁČKY

Jako rezonanční otáčky se označují otáčky klikové hřídele motoru, kdy se frekvence libovolné harmonické složky rovná některé vlastní frekvenci. Při chodu motoru v těchto otáčkách dochází k rezonanci a tím několikanásobnému zvětšení amplitudy kmitání. Výpočet prvních rezonančních otáček se provádí podle vztahu [49]:

$$n_{rez1} = \frac{N_1}{\kappa}, \quad (37)$$

kde N_1 je první vlastní frekvence vyjádřená v otáčkách min^{-1} , která se snadno získá přepočtem první vlastní frekvence vyjádřené v rad/s :

$$N_1 = \frac{60}{2\pi} \Omega_1, \quad (38)$$

Každé harmonické složce přísluší jedny rezonanční otáčky, z toho plyne, že motor má celou řadu takových otáček. [49] V případě řešeného modelu je třeba uvažovat pouze první vlastní frekvenci, jelikož budící amplitudy harmonických složek, u nichž vycházejí rezonanční otáčky v provozním rozsahu otáček motoru, jsou již zanedbatelné, což je zřejmé z hodnot v tab. 11.

Tab. 11 První a druhá vlastní frekvence kmitání vyjádřená v otáčkách min^{-1}

Vlastní frekvence [min^{-1}]	S ocelovou ojnicí	S duralovou ojnicí
1.	19201	20571
2.	54738	58820

10.3 VYDATNOST REZONANCE

Ze všech rezonančních otáček nezpůsobují všechny nebezpečné namáhání klikové hřídele. Výchylka v rezonanci je dána jednak velikostí amplitudy harmonické složky a také vydatností rezonance, která vyjadřuje fázové posuvy harmonických složek na jednotlivých zalomeních. Vydatnost rezonance harmonické složky ε_κ se určí jako velikost výslednice vektorového součtu poměrných amplitud, který je uveden v následujícím vztahu [49]:

$$\varepsilon_\kappa = \left| \sum_{i=1}^z a_i \right|, \quad (39)$$

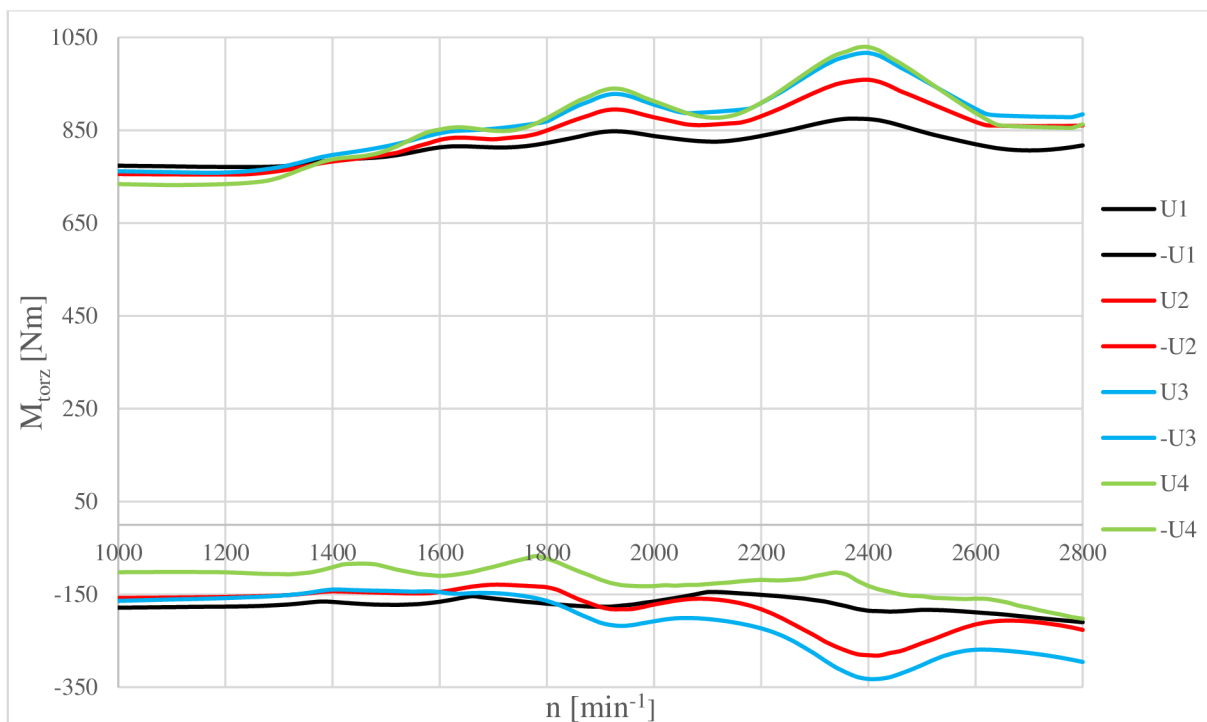
kde z značí počet válců motoru a a_i je poměrná amplituda i -tého zalomení klikové hřídele. Největší vydatnost rezonancí obvykle přísluší pro čtyřválcový motor řádům $\kappa=2,4,6$ a další. [49]

10.4 VYPOČET TORZNÍCH MOMENTŮ

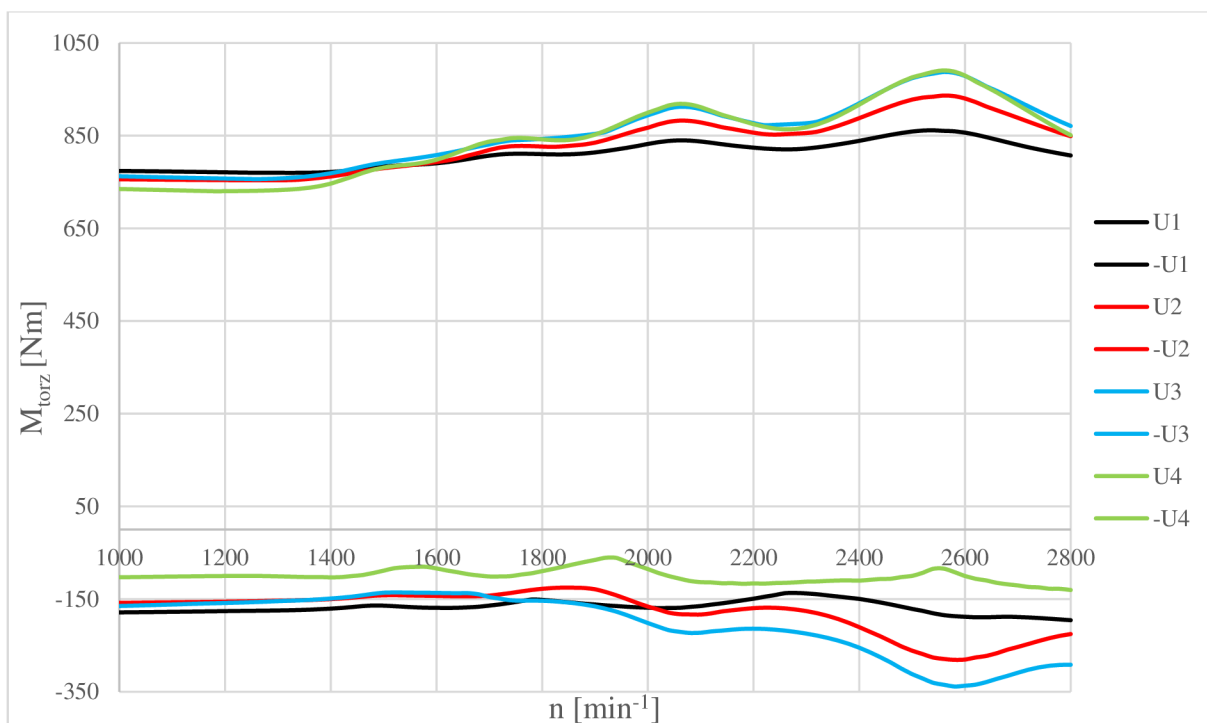
Během torzního kmitání dochází k namáhání klikové hřídele torzními momenty. Ty vznikají v důsledku úhlové výchylky jednotlivých úseků vůči sobě během kmitání. Pro posouzení vlivu změny ojnice bylo nutné získat průběhy těchto momentů v závislosti na otáčkách.

Vypočet vynuceného kmitání proběhl v programu, který mi poskytl vedoucí diplomové práce. Program provádí řešení ve frekvenční doméně metodou komplexních amplitud. Výpočet budících účinků byl proveden z indikátorového diagramu s velikostí kroku 1° natočení klikové hřídele a dále setrvačných účinků posuvných částí. Následně se provede rozklad průběhů budících účinků do harmonických složek. Tím se převede neharmonický průběh budících účinků na sinusový harmonický tvar. V případě řešeného torzního modelu bylo počítáno s řády harmonických složek $\kappa = 0,5-30$. Z nich se následně stanovily harmonickou syntézou periodické průběhy torzních momentů.

Vypočtené periodické průběhy torzních momentů byly vykresleny do grafů v závislosti na otáčkách klikové hřídele. Jako první je na obr. 67 uveden graf pro mechanismus s ocelovou ojnicí, graf mechanismu s duralovou ojnicí pak následuje na obr. 68. V grafech je vždy vykreslen průběh maxima momentu pro určitý úsek torzního modelu v kladné a záporné části. Z průběhu torzních momentů je patrné, že změna ojnice vedla k posunutí maxima momentu. To se přesunulo z otáček přibližně 2600 min^{-1} do oblasti kolem 2400 min^{-1} . Podobně je tomu i u druhé výraznější špičky v průběhu momentu. Zde došlo opět k posunutí z 2100 min^{-1} na 1900 min^{-1} . Dá se říct, že celý průběh torzního momentu se posunul směrem k nižším otáčkám o hodnotu asi 200 min^{-1} avšak podstatné je, že jeho tvar zůstal zachován. Dále je velice důležité, že zůstala zachována téměř totožná hodnota momentu v kladné i záporné části. Z toho lze usoudit, že ocelová ojnice nezpůsobuje vyšší torzní namáhání klikové hřídele.

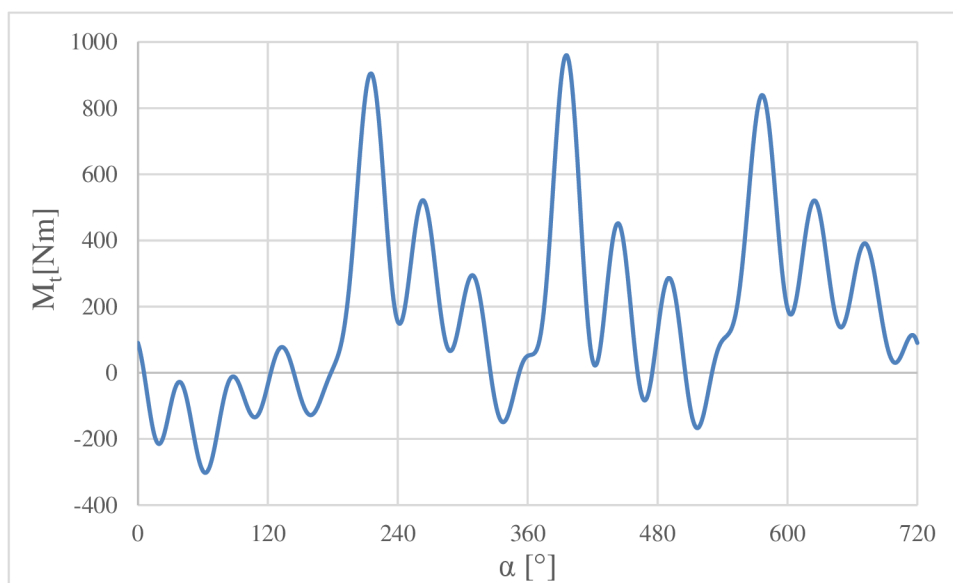


Obr. 67 Průběh maximálních hodnot periodického torzního momentu v závislosti na otáčkách pro mechanismus s ocelovou ojnící

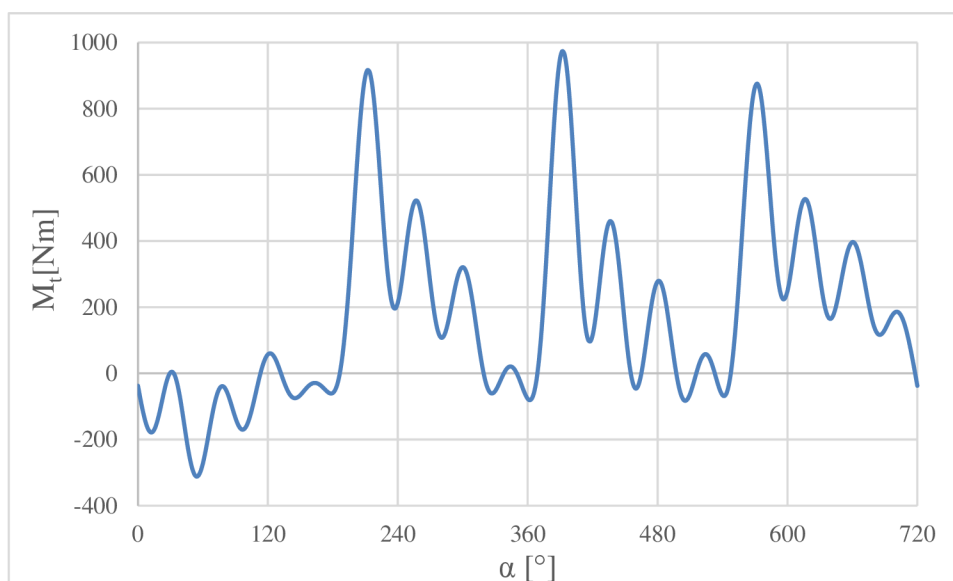


Obr. 68 Průběh maximálních hodnot periodického torzního momentu v závislosti na otáčkách pro mechanismus s duralovou ojnící

Mezi další výsledky, které byly porovnávány, patří průběhy momentů za jednotlivými úseky klikové hřídele pro tři běžné pracovní režimy motoru. Jedná se o cestovní režim při otáčkách 2500 min^{-1} , dále let při maximálním trvalém výkonu 2700 min^{-1} a jako poslední vzletový režim při maximálním výkonu motoru a otáčkách 2800 min^{-1} . Důvod volby těchto tří otáčkových režimů motoru je ten, že při každém startu letadla prochází motor přes všechny tři pásma. Vykresleny jsou zde pro porovnání na obr. 69 a obr. 70 průběhy momentů za nejvíce namáhaným třetím zalomením klikové hřídele pro cestovní režim otáček, ve kterých se motor pohybuje oproti ostatním nejdéle. Opět se průběhy momentů výrazně neliší pro oba mechanismy. To znovu potvrzuje, že změna ojnice nemá na namáhání klikové hřídele příliš velký vliv. Průběhy momentů za ostatními zalomeními jsou zobrazeny v příloze P4.



Obr. 69 Průběh momentu za třetím zalomením klikové hřídele s ocelovou ojnicí pro cestovní režim

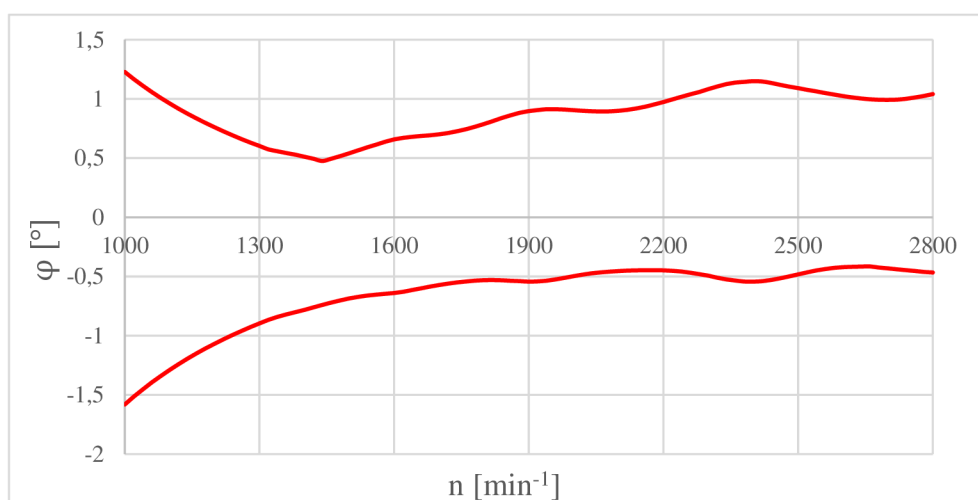


Obr. 70 Průběh momentu za třetím zalomením klikové hřídele s duralovou ojnicí pro cestovní režim

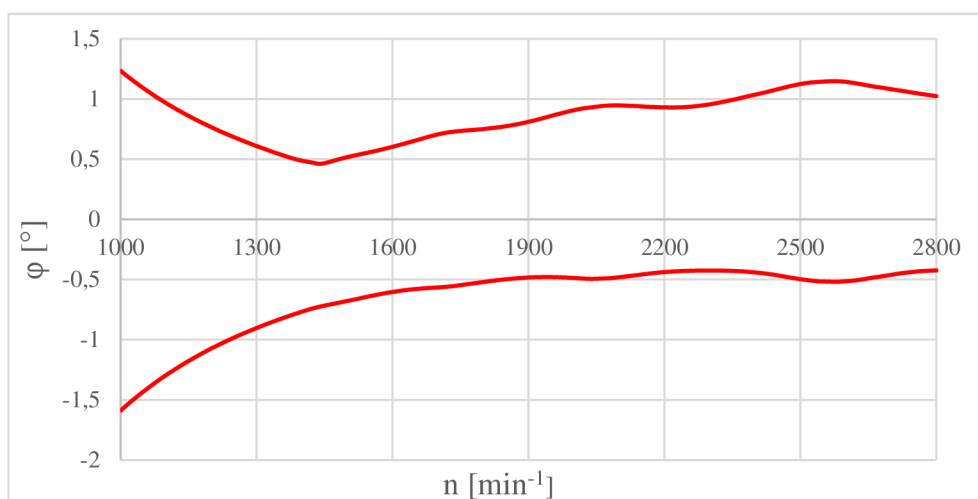
10.5 VÝPOČET TORZNÍ VÝCHYLKY

Velikost torzních výchylek, zejména v rezonanci, je závislá na velikosti tlumení, které bylo ve výpočtovém modelu zadáno jako vnější tlumení na členech odpovídajících jednotlivým klikovým mechanismům motoru. Podle klikových mechanismů s obdobnými hlavními rozměry byla uvažována hodnota tlumení 1 Nm/rad.

V poslední části byla ještě porovnána hodnota vypočtených úhlových výchylek volného konce hřídele pro oba mechanismy, ta je zobrazena na obr. 71 a obr. 72. Výsledky jsou podobné jako u průběhu momentů, tedy u mechanismu s ocelovou ojnicí dochází k posunutí špiček směrem k nižším otáčkám. Zůstávají však opět zachované stejné maximální úhlové výchylky klikové hřídele. To je velice důležité, protože od volného konce je poháněn ventilový rozvod motoru.



Obr. 71 Maximální úhlové výchylky volného konce klikové hřídele s duralovou ojnicí



Obr. 72 Maximální úhlové výchylky volného konce klikové hřídele s ocelovou ojnicí

ZÁVĚR

V diplomové práci byl proveden návrh ocelové ojnice pro čtyřválcový řadový invertní letadlový motor Walter Mikron III, která by tvořila možnou náhradu současné duralové ojnice. Motor Mikron III je stále vyráběn a vyvíjen firmou PARMA-TECHNIK, s.r.o. se sídlem v Luhačovicích i přesto, že první kusy byly uvedeny na trh již ve 30. letech 20. století. Jedná se o velice úspěšný motor, který je oblíbený zejména mezi piloty lehkých sportovních letadel a replik historických letounů.

Přínosem ocelové ojnice je pevná hodnota meze únavy, tedy pokud se amplituda periodicky se měnícího napětí nachází pod touto hodnotou, tak ojnice dosahuje trvalé únavové pevnosti a vydrží bez porušení nekonečný počet zátěžných cyklů. U hliníkových slitin, ze kterých je vyráběna i současně používaná ojnice, není mez únavy konstantní a s počtem zátěžných cyklů klesá. Únavová životnost se proto stanovuje smluvně pro smluvený počet zátěžných cyklů. Z toho vyplývá, že může u duralové ojnice docházet k občasným nepředvídatelným únavovým lomům, což je vzhledem k aplikaci v letadlovém motoru nebezpečné.

Návrh ojnice byl proveden v kapitole 5. na základě výkresové dokumentace současné ojnice, protože bylo klíčové dodržet všechny důležité rozměry tak, aby nebylo nutné provádět žádné další úpravy na ostatních částech klikového mechanismu motoru. Při návrhu bylo vycházeno z technologie výroby ojnice. Motory Mikron se vyrábí v malých sériích, takže jako nejekonomičtější se zde jeví výroba ojnice obráběním z hutního polotovaru. Jako materiál byla zvolena chrom-molybdenová ocel 42CrMo4, která se svými vlastnostmi, zejména vysokou pevností a zároveň houževnatostí, hodí na vysoce namáhané součásti. Poté už nic nebránilo navržení koncepce ojnice a vyhotovení dvou návrhů, které se liší provedením dříku ojnice. Jedná se o dřík ve tvaru písmene I a H. Dřík ve tvaru písmene H se obvykle u sériové výroby nepoužívá z důvodu většího množství obráběcích operací, ovšem to zde vzhledem k technologii výroby a počtu vyráběných kusů nezpůsobuje problém.

Následně byla v kapitolách 6. a 7. zpracována pevnostní analýza obou návrhů. Cílem analýzy bylo zjistit namáhání součástí a vyhodnotit únavovou bezpečnost ojnice. K tomu bylo použito několik metod řešení. Jako první byl použit tradiční přístup využívající analytických výpočtů. Zde se podařilo rychle získat představu o dimenzování jednotlivých návrhů. Dalším krokem pevnostní analýzy bylo provedení pokročilejší analýzy s využitím moderních výpočtových simulací v programu ANSYS, který provádí výpočty za pomoci metody konečných prvků. Simulace byly prováděny v modulu „Static Structural“, kde se podařilo vyhodnotit i únavovou bezpečnost. Ta byla navíc ověřena za pomoci analytického přístupu, který využívá skutečná napětí z metody konečných prvků. Nejvíce namáhané místo se u obou ojnic nachází v přechodu dříku do oka ojnice. Avšak únavová bezpečnost v tomto místě neklesá pod hodnotu 2. Tedy, řečeno jinými slovy, oba návrhy vykazují z hlediska únavy neomezenou životnost. Nejslabším místem celé konstrukce se jeví ojniční šrouby, které jsou značně namáhané předpětím a setrvačnými silami s hodnotou součinitele únavové bezpečnosti, která je rovna 1,18. Nicméně šrouby také splňují podmínku trvalé únavové pevnosti, avšak oproti ostatním částem nedisponují takovou pevnostní rezervou.

Posledním krokem při návrhu ojnice bylo zjištění vlivu změny ojnice na torzní kmitání klikového mechanismu. K tomuto účelu byl sestaven diskretní torzní model. Parametry pro torzní model byly získány z 3D modelů a za pomoci analytických výpočtů. Torzní modely s původní ojnicí a novou ocelovou ojnicí se lišily pouze v hodnotě momentu setrvačnosti jednoho klikového mechanismu. Na sestavených modelech byl proveden výpočet volného

i vynuceného torzního kmitání. U volného kmitání byly získány první dvě vlastní frekvence a jim odpovídající vlastní tvary. Vzhledem k vyšší hmotnosti ocelové ojnice klesla první vlastní frekvence mechanismu asi o 22 Hz oproti mechanismu s duralovou ojnicí na hodnotu 320 Hz. Význam má evidentně jen první vlastní frekvence, avšak při této frekvenci dochází k rezonanci až vyšších řádů harmonických složek, které mají již zanedbatelnou amplitudu. Při řešení vynuceného torzního kmitání byla provedena harmonická analýza krouticího momentu vypočteného z indikátorového diagramu a vypočteno namáhání klikové hřídele torzními momenty. Zde se podařilo zjistit, že změna ojnice nemá na velikost maximálních periodických torzních momentů vliv. Docházelo pouze k posunutí celého průběhu k nižším hodnotám, tedy maximum periodického torzního momentu se posunulo přibližně z 2600 min^{-1} do otáček 2400 min^{-1} . Obdobné výsledky byly zaznamenány i při analyzování torzních momentů na jednotlivých úsecích klikové hřídele. Nejvíce namáhaným úsekem je třetí zalomení klikové hřídele směrem k vrtuli. Posledním faktorem, který byl ověřován, byly úhlové výchylky volného konce klikové hřídele při torzním kmitání a to z důvodu pohonu rozvodového mechanismu od tohoto konce. Znovu zde byly potvrzeny výsledky z předchozích kroků, tedy že maximum průběhu úhlové výchylky zůstává zachováno a posouvá se celý průběh k nižším otáčkám. Po zvážení všech výsledků, lze konstatovat, že změna ojnice nepředstavuje riziko pro torzní kmitání klikové hřídele a je možné ji bez obav uskutečnit.

Závěrem, při finálním zhodnocení obou návrhů, je možné říci, že na základě výsledků únavové bezpečnosti oba návrhy vyhovují. Všechny části ojnic obou návrhů disponují s výjimkou ojničních šroubů dostatečnou pevnostní rezervou. Avšak i tuto problémovou část je možné hned několika způsoby řešit, tedy použitím šroubů s vyšší pevnostní třídou nebo úpravou předpětí šroubů, které má dominantní vliv na jejich namáhání. Dále je nutné říci, že oba návrhy bezpochyby skrývají možnosti k jejich odlehčení. Optimalizování tvaru ojnic zde bohužel není zpracováno a je tedy námětem k pokračování dalšího vývoje ojnic. Největšího odlehčení podle součinitelů bezpečnosti je možné nejpravděpodobněji dosáhnout v oblasti hlavy ojnice konkrétně víka ojnice, kde vzhledem ke konstrukci motoru a jeho maximálním otáčkám 2800 min^{-1} nedochází k extrémnímu namáhání setrvačnými silami.

K oběma návrhům ojnic byla vypracována výrobní dokumentace, kterou by bylo možné předložit výrobcí motorů pro konečný výběr technického řešení. Z provozního hlediska a tedy funkce ojnice v motoru lze říci, že oba návrhy jsou si téměř rovnocenné a jsou vhodné k reálnému testování.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KOCÁB, Jindřich a Josef ADAMEC. *Letadlové motory*. 1. Praha: Kant, 2000. ISBN 80-902914-0-6.
- [2] BOYNE, Walter James. History of flight. In: *Britannica* [online]. Washington, D.C [cit. 2021-02-20]. Dostupné z: <https://www.britannica.com/technology/history-of-flight>
- [3] BALEJ, Jan, Pavel SVITÁK a Petr PLOCEK. *Historie letectví: průkopníci světové aviatiky od antiky do r. 1914*. 1. Brno: CPress, 2012. ISBN 978-80-264-0041-7.
- [4] NICCOLI, Riccardo. *Historie letectví: Od létajícího stroje Leonarda da Vinci po dobytí vesmíru*. 1. Čestlice: Rebo Productions CZ, 2003. ISBN 80-7234-307-6.
- [5] Pratt & Whitney R-4360 Wasp Major. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2021-03-11]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Pratt_%26_Whitney_R-4360_Wasp_Major
- [6] Napier Sabre IIA Horizontally-Opposed 24 Engine. In: *Smithsonian National Air and Space Museum* [online]. Washington, D.C [cit. 2021-03-11]. Dostupné z: https://airandspace.si.edu/collection-objects/napier-sabre-ii-a-horizontally-opposed-24-engine/nasm_A19670111000
- [7] HALL, Nancy. Welcome to the Beginner's Guide to Propulsion. *National Aeronautics and Space Administration* [online]. [cit. 2021-02-28]. Dostupné z: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/bgp.html>
- [8] HALL, Nancy. Propeller Propulsion. *National Aeronautics and Space Administration* [online]. [cit. 2021-02-28]. Dostupné z: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/propeller.html>
- [9] HALL, Nancy. Gas Turbine Propulsion. *National Aeronautics and Space Administration* [online]. [cit. 2021-02-28]. Dostupné z: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/turbine.html>
- [10] HALL, Nancy. Rocket Propulsion. *National Aeronautics and Space Administration* [online]. [cit. 2021-02-28]. Dostupné z: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/rocket.html>
- [11] FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION. *Pilot's Handbook of Aeronautical Knowledge (Federal Aviation Administration)*. Skyhorse Publishing, 2017. ISBN 1510726063.
- [12] Internal Combustion Engine Basics. *Energy Government* [online]. [cit. 2021-03-01]. Dostupné z: <https://www.energy.gov/eere/vehicles/articles/internal-combustion-engine->

basics

- [13] BREEZE, Paul. Chapter 5 - Piston Engine–Based Power Plants. *Power Generation Technologies* [online]. 3. Elsevier Ltd., 2019, s. 99-119 [cit. 2021-03-01]. ISBN 978-0-08-102631-1. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-102631-1.00005-5>
- [14] PECHOUT, Martin. *Spalovací motory – základní přehled*. Praha, 2019. ISBN 978-80-213-2984-3.
- [15] CROMER, Orville a Charles PROCTOR. Gasoline engine. In: *Britannica* [online]. [cit. 2021-03-01]. Dostupné z: <https://www.britannica.com/technology/gasoline-engine>
- [16] PEKÁREK, Stanislav. *Technologie oprav 1*. Nový Jičín: Code Creator, s.r.o, 2016. ISBN 978-80-88058-23-6.
- [17] RAUSCHER, Jaroslav. *Semestrální Projekt* [online]. Brno: Studijní opory VUT, 2005 [cit. 2021-03-12].
- [18] Basic geometric parameters of the ICE's piston and cylinder. *X-engineer* [online]. [cit. 2021-03-12]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/automotive-engineering/internal-combustion-engines/ice-components-systems/basic-geometric-parameters-ice-piston-cylinder/>
- [19] ŠTĚTINA, Josef. *Teorie spalovacích motorů: Moment, výkon, účinnost* [online]. In: . [cit. 2021-03-12]. Dostupné z: https://moodle.vutbr.cz/pluginfile.php/90737/mod_label/intro/TSM-05-2019-MomentVykon.pdf
- [20] BEROUN, Stanislav. *Vozidlové motory* [online]. Liberec: Technická univerzita v Liberci, fakulta strojní, katedra strojů průmyslové dopravy [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: <http://old.kvm.tul.cz/studenti/texty/VOZMOT.pdf>
- [21] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory*. Brno: Studijní opory VUT, 2004.
- [22] HOAG, Kevin a Brian DONDLINGER. *Vehicular Engine Design* [online]. 2. Wien: Springer, 2016 [cit. 2021-02-20]. ISBN 978-3-7091-1859-7. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/978-3-7091-1859-7>
- [23] RAUCHER, Jaroslav Ing. CSc. *Vozidlové motory* [online]. VUT FSI Brno, 2004 [cit. 2020-2-20]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/ramik/files/Vozidlove%20motory.pdf>
- [24] Internal combustion engine pistons. In: *X-engineer* [online]. [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/automotive-engineering/internal-combustion-engines/ice-components-systems/internal-combustion-engine-piston/>
- [25] YAMAGATA, Hiroshi. *The Science and Technology of Materials in Automotive*

- Engines*. Woodhead Publishing, 2005. ISBN 978-1-85573-742-6.
- [26] JÄÄSKELÄINEN, Hannu. Piston Cooling. In: *DieselNet* [online]. [cit. 2021-03-20]. Dostupné z: https://dieseln.net/tech/combustion_piston-cool.php
- [27] MAGDA, Mike. How Modern Piston Coatings Improve Performance. In: *Wiseco* [online]. [cit. 2021-03-20]. Dostupné z: <http://blog.wiseco.com/piston-coatings>
- [28] Crowning Glory – Coatings Make Great Pistons Even Better. In: *Engine Builder* [online]. [cit. 2021-03-20]. Dostupné z: <https://www.enginebuildermag.com/2019/10/crowning-glory-coatings-make-great-pistons-even-better/>
- [29] Methods of Designing Piston and Ring Assemblies: Detail Design of the Rings. In: *Neale Consulting Engineers* [online]. 2021 [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <https://www.tribology.co.uk/piston-rings/methods-of-designing-piston-and-ring-assemblies/>
- [30] KENNEDY, Marcus, Steffen HOPPE a Johannes ESSER. Lower Friction Losses with New Piston Ring Coating. *Auto Tech Review* [online]. , 30-35 [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: [doi:10.1365/s40112-014-0760-1](https://doi.org/10.1365/s40112-014-0760-1)
- [31] KENNEDY, Marcus, Steffen HOPPE a Johannes ESSER. Piston Ring Coating Reduces Gasoline Engine Friction. *MTZ worldwide* [online]. , 40-43 [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: [doi:10.1007/s38313-012-0174-x](https://doi.org/10.1007/s38313-012-0174-x)
- [32] Connecting Rods. In: *Flight Mechanic* [online]. [cit. 2021-03-17]. Dostupné z: <https://www.flight-mechanic.com/connecting-rods/>
- [33] PATHIRANA, Yasantha. Piston Engine Connecting Rods. In: *Aircraft Maintenance Engineering-Mechanical* [online]. [cit. 2021-03-17]. Dostupné z: <https://aviamech.blogspot.com/2012/>
- [34] Connecting rod. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-2021 [cit. 2021-03-17]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Connecting_rod
- [35] MAHLE, GmbH. *Cylinder components: Connecting rod* [online]. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016 [cit. 2021-04-08]. ISBN 978-3-658-10034-6. Dostupné z: https://doi.org/10.1007/978-3-658-10034-6_4
- [36] GU, Z., S. YANG, S. KU, Y. ZHAO a X. DAI. *Fracture splitting technology of automobile engine connecting rod* [online]. Springer [cit. 2021-02-21]. Dostupné z: [doi:https://doi.org/10.1007/s00170-003-2022-2](https://doi.org/10.1007/s00170-003-2022-2)
- [37] KREMER, Claudius a Kai MÜLLER-BABIC. Connecting Rods Made of Microalloyed Forged Steel. *MTZ worldwide* [online]. , 52-55 [cit. 2021-02-21]. Dostupné z:

doi:<https://doi.org/10.1007/s38313-020-0205-y>

- [38] AGARWAL, Puneet, Ankit GUPTA a Vishal SAXENA. A Comparative Study of Different Materials of Connecting Rod: A Review. *MIT International Journal of Mechanical Engineering* [online]. 2015, , 54-57 [cit. 2021-04-08]. ISSN 2230-7680. Dostupné z: http://www.mitpublications.org/yellow_images/1428391261_logo_Mechanical%20Eng-Book.54-57.pdf
- [39] Walter Mikron. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2021-03-04]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Walter_Mikron
- [40] Nové motory Mikron III. *PARMA-TECHNIK, s.r.o.* [online]. Luhačovice: Procad, s.r.o., 2021 [cit. 2021-03-04]. Dostupné z: <https://www.parmatechnik.cz/nove-motory/>
- [41] Jakosti dle norem. In: *PRECIZ* [online]. [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: <https://www.preciz.cz/sluzby/jakosti-dle-norem/details/5/14-14>
- [42] *Konstrukční oceli podle norem EN* [online]. In: . [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: https://bolzano.cz/wp-content/uploads/2019/12/bolzano_web_listy_konstrukcni_oceli_rozdeleni_podle_skupin_2.pdf
- [43] *Materiálové vlastnosti oceli 42CrMo4* [online]. In: . [cit. 2021-05-01]. Dostupné z: <https://media1.obrabenikovo.cz/files/media1:57192ace6f326.pdf.upl/15142.pdf>
- [44] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. *Studijní opory předmětu Hnací ústrojí*. Brno, 2012.
- [45] Utahovací momenty šroubů. In: *Briol: Spojovací materiály* [online]. [cit. 2021-04-29]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovaci-momenty-sroubu>
- [46] *KONSTITUČNÍ VZTAHY: 1. Tahová zkouška* [online]. In: . [cit. 2021-05-04]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/76642170-Konstitucni-vztahy-1-tahova-zkouska.html>
- [47] *Mechanické vlastnosti šroubů: Základní údaje o mechanických vlastnostech šroubů dle normy ISO 898-1* [online]. In: . [cit. 2021-05-01]. Dostupné z: <https://www.killich.cz/stranky/technicke-info/ocelovy-spojovaci-material/mechanicke-vlastnosti-sroubu>
- [48] NOVOTNÝ, Pavel. *Aplikované metody řešení únavového poškození I: Výuková prezentace*. Brno. Fakulta strojního inženýrství Vysoké učení technické v Brně.
- [49] KOLEKTIV VÚNM A ČKD. *Naftové motory čtyřdobé*. 2. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962.

- [50] NESTORIDES, E. J. *A Handbook on Torsional Vibration*. 1. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 1958. ISBN 978-0-521-04326-7.
- [51] KLIMEŠ, Lubomír. *Pracovní cykly spalovacích motorů* [online]. In: . [cit. 2021-02-20]. Dostupné z: http://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/02_Silnicni-vozidla_4-6/4_IUT/017_Pracovni-cykly-spalovacich-motoru---P1.pdf
- [52] JUZEK, Dušan. *Dvoudobý zážehový motor* [online]. In: . [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: https://www.zsgvodnany.cz/zet/File/ucitele/DusanJuzek/Poznamky/F8/tepelne-motory_dvoudoby-zazehovy-motor.pdf
- [53] JUZEK, Dušan. *Čtyřdobý zážehový motor* [online]. In: . [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: https://www.zsgvodnany.cz/zet/File/ucitele/DusanJuzek/Poznamky/F8/tepelne-motory_ctyrdoby-zazehovy-motor.pdf
- [54] Avia BH-1 EXP. In: *AERO ATELIER a.s.* [online]. [cit. 2021-03-04]. Dostupné z: http://avia.vyrobce.cz/fotodnes/oprava%20laku%20letounu%20a%20motoru/Mikronoprava_004.jpg
- [55] 28 cylinder Pratt and Whitney Pratt & Whitney R-4360 Wasp Major. In: *Mechanical Engineering* [online]. [cit. 2021-03-11]. Dostupné z: <https://mechanical-engg.com/gallery/image/2342-28-cylinder-pratt-and-whitney-pratt-whitney-r-4360-wasp-majorjpg/>
- [56] Crankshaft from an inline four-cylinder engine with pistons, connecting rod and flywheel. In: *Quora* [online]. Eaglemoss publications/Car care magazine [cit. 2021-03-14]. Dostupné z: <https://www.quora.com/What-is-a-starter-flywheel>
- [57] Vintage & European Custom Made Connecting Rods. In: *CP-Carrillo* [online]. [cit. 2021-03-17]. Dostupné z: <https://www.cp-carrillo.com/gi-257596-custom.html>
- [58] Connecting rod: Haupt und Nebenpleuel BMW 132. In: *Fandom* [online]. [cit. 2021-03-17]. Dostupné z: https://tractors.fandom.com/wiki/Connecting_rod?file=Haupt_und_Nebenpleuel_BMW_132.jpg
- [59] Federal Mogul Piston Ring Types: Compression Rings, Oil Control Rings. In: *Tenneco* [online]. [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: http://korihandbook.tenneco.com/en/section_18.htm
- [60] STEEL PISTONS. In: *Yenmak engine parts* [online]. [cit. 2021-03-20]. Dostupné z: <https://www.yenmak.com.tr/en/products/steel-pistons-450>
- [61] REISS, Jason. Low Compression Coyote Engine: Build Part 1. In: *Engine Labs* [online]. [cit. 2021-03-21]. Dostupné z: <https://www.engine-labs.com/engine-tech/engine/low-compression-coyote-engine-build-part-1-the-short-block/>

- [62] Ecotec Connecting Rod Bolt. In: *Crate Engine* [online]. [cit. 2021-03-22]. Dostupné z: <http://www.crateenginedepot.com/Ecotec-Connecting-Rod-Bolt-11570825-P10809.aspx>
- [63] ET engineteam connecting rod bolt. In: *KMOTOR shop* [online]. [cit. 2021-03-22]. Dostupné z: <https://www.kmotorshop.com/en/article-detail/view/136574/connecting-rod-bolt-bs0019-et-engineteam-028105425c-028105425n-1100668>
- [64] Connection Rod Bolt - Moto Guzzi. In: *Moto Renzo* [online]. [cit. 2021-03-22]. Dostupné z: <https://moto-renzo.biz/Tecnic-Goods/Engine-Spare-Parts/Connecting-Rods-And-Accessories/moto-guzzi-connecting-rods/MG-Con-Rod-Bolt-30062260.html?language=en>
- [65] RAJU. Engine bearing structure. In: *Quora* [online]. [cit. 2021-03-22]. Dostupné z: <https://www.quora.com/What-is-the-material-of-engine-bearing-and-journal-bearings>
- [66] Connecting Rod Kit Fit for Yamaha. In: *Mad Hornets: Motorcycle Parts* [online]. [cit. 2021-03-22]. Dostupné z: <https://www.madhornets.com/connecting-rod-kit-fit-for-yamaha-outboard-2-stroke-25j-92-01/>
- [67] Crankshaft Assembly. In: *Fast Hobbies* [online]. [cit. 2021-03-29]. Dostupné z: <https://www.fasthobbies.eu/en/hpi-racing/12070-crankshaft-assembly.html>
- [68] Automobile Engine Crankshaft. In: *Indiamart* [online]. [cit. 2021-03-29]. Dostupné z: <https://www.indiamart.com/proddetail/automobile-engine-crankshaft-12933361055.html>
- [69] HIRSCHBERG, Erich. Single Mass Flywheel VS Dual Mass Flywheel. In: *European Auto Parts* [online]. [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: <https://www.eeuroparts.com/blog/single-mass-vs-dual-mass-flywheel-why-convert/>
- [70] HEISLER, Heinz. *Advanced Engine Technology*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. ISBN 978-0340568224.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Δl	[mm]	Změna délky šroubu
a	[m·s ⁻²]	Zrychlení pístu
a	[mm]	Vzdálenost těžiště od středu oka ojnice
a_i	[-]	Poměrná amplituda
b	[mm]	Vzdálenost těžiště od středu hlavy ojnice
B	[mm]	Šířka ramena klikové hřídele
c	[Nm·rad ⁻¹]	Torzni tuhost
C	[Nm·rad ⁻¹]	Matice tuhostí
c_s	[m·s ⁻¹]	Střední pístová rychlost
D	[mm]	Vrtání válce
D	[mm]	Rozměr součásti pro zahrnutí vlivu velikosti
D	[mm]	Průměr nehmotné hřídele
d_2	[mm]	Vnější průměr zadního konce klikové hřídele
D_c	[mm]	Vnější průměr ojnicního čepu
d_c	[mm]	Vnitřní průměr ojnicního čepu
D_j	[mm]	Vnější průměr hlavního čepu
d_j	[mm]	Vnitřní průměr hlavního čepu
D_{red}	[mm]	Redukovaný průměr
d_{vzorek}	[mm]	Průměr zkušební vzorku
$d\sigma/dx$	[MPa·mm ⁻¹]	Změna délky šroubu
E	[bar]	Modul pružnosti oceli v tahu
f_G	[-]	Korekční součinitel
F_p	[N]	Síla od tlaku plynů působící na píst
F_{sp}	[N]	Setrvačná síla posuvných částí pístní skupiny
F_v	[N]	Výsledná síla působící na ojnici
G	[MPa]	Modul pružnosti oceli ve smyku
H_u	[kJ·kg ⁻¹]	Výhřevnost paliva
i	[-]	Počet válců motoru
I_p	[mm ⁴]	Polární moment setrvačnosti
J	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti
J_{red}	[kg·m ²]	Redukovaný moment setrvačnosti jednoho klikového mechanismu
J_{zal}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti jednoho zalomení klikové hřídele

k	[-]	Součinitel únavové bezpečnosti podle Goodmanova kritéria
k	[-]	Součinitel vlivu zaoblení v drážce pro pero na torzní tuhost
l	[-]	Klikový poměr
l	[mm]	Délka zadního konce klikové hřídele
l_0	[mm]	Výchozí délka šroubu
L_{konce}	[mm]	Redukovaná délka zadního konce klikové hřídele
L_{red}	[mm]	Redukovaná délka jednoho zalomení klikové hřídele
L_w	[mm]	Tloušťka ramena klikové hřídele
M	[kg]	Matice hmotností
M_e	[Nm]	Efektivní točivý moment motoru
m_{oj}	[g]	Celková hmotnost ojnice
m_{op}	[g]	Posuvný podíl hmotnosti ojnice
m_{or}	[g]	Rotační podíl hmotnosti ojnice
m_p	[g]	Hmotnost pístní skupiny
m_p	[g]	Hmotnost posuvných částí pístní skupiny a posuvného podílu ojnice
\dot{m}_p	[g·h ⁻¹]	Hmotnostní tok paliva
m_{pe}	[g·kW ⁻¹ h ⁻¹]	Měrná efektivní spotřeba
n	[min ⁻¹]	Otáčky klikové hřídele
N_1	[min ⁻¹]	První vlastní frekvence
n_{rez1}	[min ⁻¹]	Rezonanční otáčky 1. tvaru kmitání
p	[bar]	Tlak ve válci motoru
p_0	[bar]	Referenční tlak
P_e	[kW]	Efektivní výkon motoru
p_e	[bar]	Střední efektivní tlak
q	[-]	Vektor řešení
r	[mm]	Poloměr klikové hřídele
R_0	[mm]	Poloměr klikové hřídele
Re	[kW]	Efektivní výkon motoru
Rm	[Nm]	Efektivní točivý moment motoru
S	[mm ²]	Průřez díku šroubu
$U_{max}U_j$	[mm]	Vzdálenost uzlu s maximálním redukovaným napětím a j-tého uzlu
V_c	[dm ³]	Celkový objem jednoho válce
V_k	[dm ³]	Kompresní objem jednoho válce

V_z	[dm ³]	Zdvihový objem jednoho válce
Z	[mm]	Zdvih
α	[°]	Úhel natočení klikové hřídele
α	[-]	Vrubový součinitel
β	[-]	Vrubový součinitel
ε	[-]	Kompresní poměr
ε	[-]	Přetvoření šroubu
ε_κ	[-]	Vydatnost rezonance
η_c	[-]	Celková účinnost motoru
$\eta_{hoř}$	[-]	Účinnost hoření
η_m	[-]	Mechanická účinnost
η_{pl}	[-]	Plnicí účinnost
η_t	[-]	Termická účinnost
η_σ	[-]	Vliv velikost
κ	[-]	Řád harmonické složky
λ	[-]	Klikový poměr
σ_I	[MPa]	První hlavní napětí určené pomocí MKP
$\sigma_{a,MKP}$	[MPa]	Skutečné napětí určené pomocí MKP
$\sigma_{a,nom}$	[MPa]	Nominální amplituda napětí
σ_c	[MPa]	Mez únavy zkušebního vzorku
σ_c^*	[MPa]	Korigovaná mez únavy
σ_{cohyb}	[bar]	Střední efektivní tlak
$\sigma_{ctah/tlak}$	[-]	Celková účinnost motoru
σ_e	[MPa]	Ekvivalentní napětí
$\sigma_{e,max}$	[MPa]	Maximální ekvivalentní napětí
$\sigma_{e,min}$	[MPa]	Minimální ekvivalentní napětí
σ_{ea}	[MPa]	Ekvivalentní amplituda napětí
σ_{em}	[MPa]	Ekvivalentní střední napětí
σ^{HMH}	[MPa]	Skutečné redukované napětí HMH určené pomocí MKP
σ_{iA}	[MPa]	Napětí na i-tém uzlu při zátěžném stavu A
σ_{iB}	[MPa]	Napětí na i-tém uzlu při zátěžném stavu B
σ_m	[MPa]	Střední napětí
σ_{max}	[MPa]	Maximální napětí

σ_{tah}	[MPa]	Tahové napětí ojničního šroubu
$\nu\sigma$	[m·s ⁻²]	Zrychlení pístu
χ_R	[mm ⁻¹]	Relativní gradient napětí
ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost klikové hřídele
Ω	[rad·s ⁻¹]	Vlastní frekvence
Ω_1	[rad·s ⁻¹]	První vlastní frekvence

SEZNAM PŘÍLOH

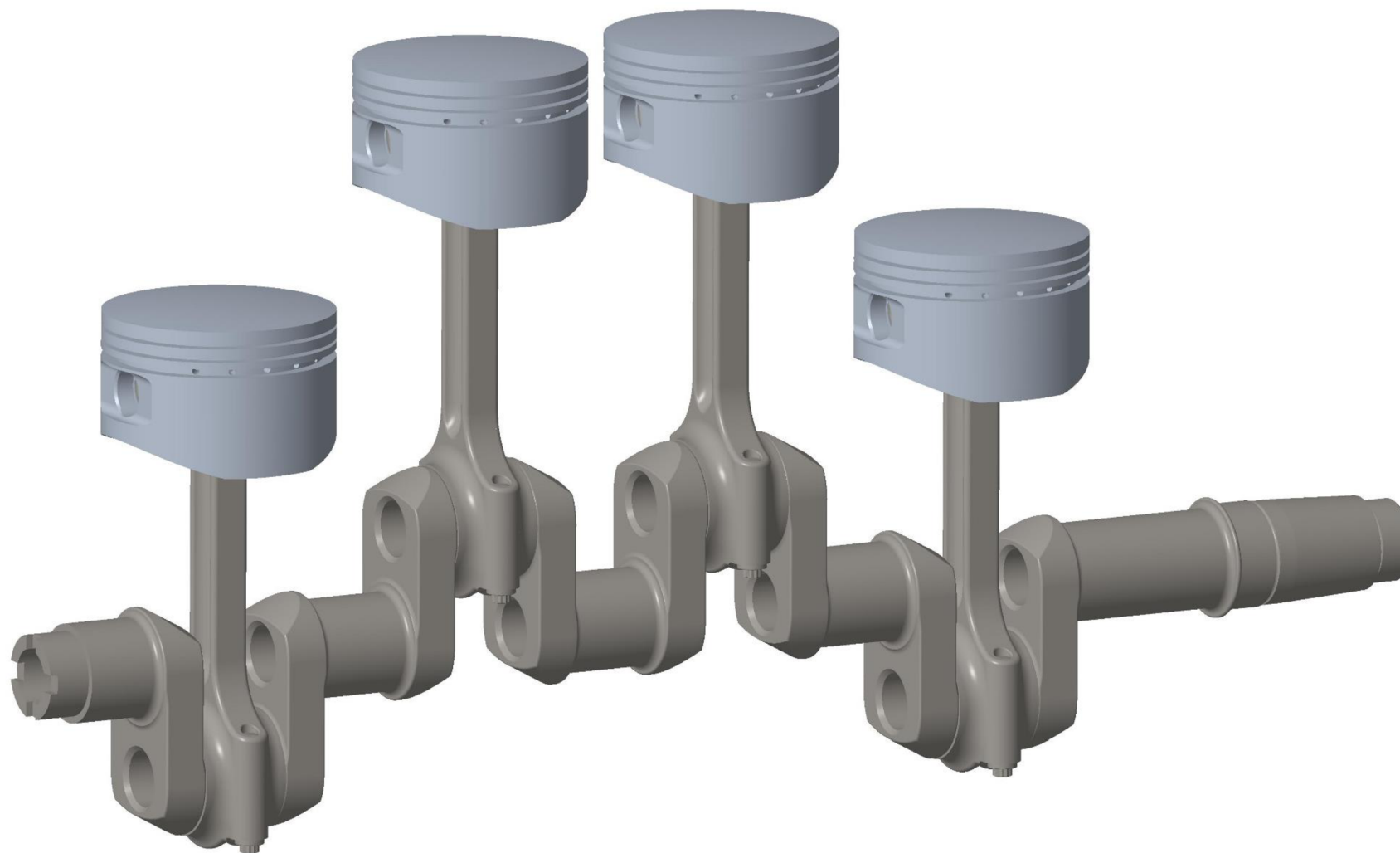
P1 MATERIÁLOVÝ LIST OCELI 42CrMo4	I
P2 VIZUALIZACE KLIKOVÉHO MECHANISMU MOTORU MIKRON S OCELOVOU I OJNICÍ	III
P3 VIZUALIZACE KLIKOVÉHO MECHANISMU MOTORU MIKRON S OCELOVOU H OJNICÍ	IV
P4 PRŮBĚHY TORZNÍCH MOMENTŮ NA JEDNOTLIVÝCH ÚSECÍCH KLIKOVÉ HŘÍDELE	V

P1 MATERIÁLOVÝ LIST OCELI 42CrMo4 [43]

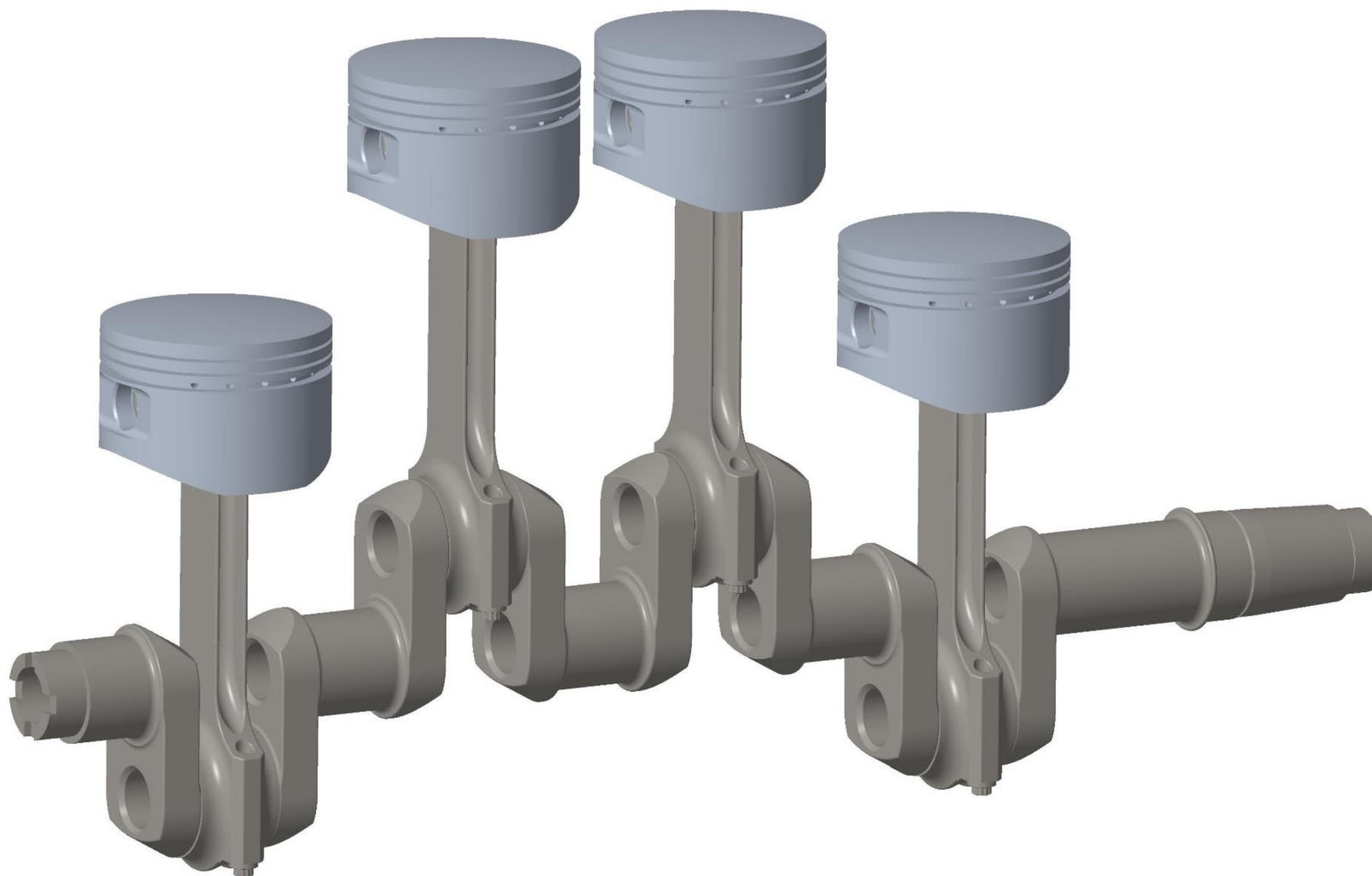
ČSN 41 5142		Cr–Mo ocel k zušlechťování					OCEL	
STN 41 5142		a povrchovému kalení					15 142	
Chemické složení [hm. %]								
C	Mn	Si	Cr	Ni	Mo	P	S	
0,38–0,45	0,50–0,80	0,17–0,37	0,90–1,20	max 0,50	0,15–0,30	max 0,035	max 0,035	
Polotovary								
[1] tyče válcované za tepla								
[2] výkovky								
Mechanické vlastnosti								
Polotovary	[1]							
Rozměr t, d [mm]	–	40 ¹⁾	≤ 16	16-40	40-100	100-160		
Stav	.3	.7						
Mez kluzu R _e nebo R _p 0,2 [MPa] min	–	765	883	765	637	559		
Mez pevnosti R _m [MPa]	–	981-1 177	1 079-1 275	981-1 177	883-1 079	785-932		
Tažnost A ₅ [%] min podél	–	11	10	11	12	13		
Kontrakce Z [%] min	–	45	40	45	50	55		
Vrubová houževnatost KCU 3 [J.cm ⁻²] min	–	49	–					
Tvrdość HB	max 217	300-359	–	–	–	–		
Modul pružnosti E [GPa]	216							
Modul pružnosti ve smyku G [GPa]	83							
Polotovary	[2]							
Rozměr t, d [mm]	≤ 250		250-500		≤ 250			
Stav	.6				.7			
Mez kluzu R _e nebo R _p 0,2 [MPa] min	539		490		569			
Mez pevnosti R _m [MPa] min	735		686		785			
Tažnost A ₅ [%] min	podél 14 tang. 11		podél 15 tang. 12		podél 13 tang. 11			
Vrubová houževnatost KCU 3 [J.cm ⁻²] min	podél 39,2 tang. 34,3		podél 39,2 tang. 29,4		podél 34,3 tang. 29,4			
Mez kluzu R _p 0,2 [MPa] min při 300 °C	431		392		441			
Mez kluzu R _p 0,2 [MPa] za zvýš. teplot	20 °C	100 °C	200 °C	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C	
	765	740	690	650	610	540	455	
	560	535	490	460	430	395	355	
Fyzikální vlastnosti								
Hustota ρ [kg . m ⁻³]	Měrná tepelná kapacita c _p [J . kg ⁻¹ . K ⁻¹]	Teplotní součinitel roztažnosti α [K ⁻¹]		Tepelná vodivost λ _t [W . m ⁻¹ . K ⁻¹]		Rezistivita ρ [Ω . m]		
7 850	–	11,1.10 ⁻⁶		42		190.10 ⁻⁹		

Odolnost proti degračním procesům										
ODOLNOST PROTI ÚNAVĚ										
Mez únavy [MPa]										
R _m [MPa]	při střídavém napětí			při míjivém napětí			v ohybu za rotace (zkuš. tyč)			
	v ohybu	tah-tlak	v krutu	v ohybu	v tahu	v krutu	hladká	vrub 2 mm	vrtání 2 mm	
1080	500	410	310	790	685	460	505	315	–	
880	420	335	250	640	560	380	410	230	260	
780	390	305	225	590	515	350	380	205	240	
Technologické údaje										
TEPELNÉ ZPRACOVÁNÍ										
normalizační žhání	870-890 °C			ochlazovat na vzduchu						
kalení	840-880 °C			ochlazovat v oleji						
popouštění	540-680 °C			ochlazovat na vzduchu						
žhání na měkko	700-740 °C									
teploty přeměn	A _{c1} ≈ 750 °C		A _{c3} ≈ 780 °C		M ₆ ≈ 330 °C					
tvrdost povrchově kalené vrstvy pro	Ø ≤ 40 mm		56 ± 2 HRC		41-100 mm		54 ± 2 HRC			
optimální průměr pro zušlechťení	120 mm (voda)				90 mm (olej)					
TVAŘITELNOST										
teploty tváření	1 100–800 °C									
OBROBITELNOST										
		soustružení			frézování			vrtání		
stav .3	HB ≤ 214	12b			12b			12b		
stav zušl.	HB ≤ 269	11b			11b			11b		
stav zušl.	HB ≤ 331	10b			10b			10b		
stav zušl.	HB ≤ 385	9b			8b			8b		
nejnižší doporučená teplota použití										
při dynamickém namáhání	R _m = 880-1 030 MPa	- 40 °C		(pro KCU 2 [J.cm ⁻²] min 44)						
	R _m = 780-930 MPa	- 60 °C		(pro KCU 2 [J.cm ⁻²] min 39)						
při statickém namáhání	R _m = 780-930 MPa	- 80 °C								
Použití										
Vhodná pro povrchové kalení. Užívá se na velmi namáhané strojní součásti a součásti silničních motorových vozidel, kde se požaduje při vysoké pevnosti i vyšší houževnatost, zejména hřídele a spojovací součásti.										
Ostatní vlastnosti										
Druh oceli podle způsobu výroby		Barevné značení podle ČSN 42 0010			Třída odpadu podle ČSN 42 0030					
martinská nebo elektroocel		bílá-hnědá-oranžová			048					

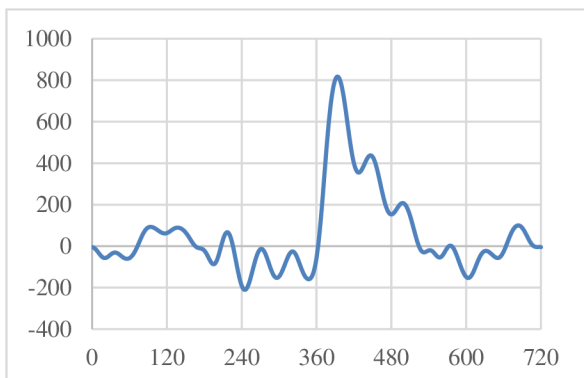
P2 VIZUALIZACE KLIKOVÉHO MECHANISMU MOTORU MIKRON III S OCELOVOU I OJNICÍ



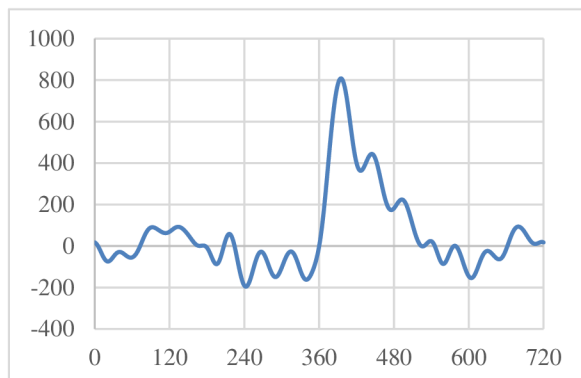
P3 VIZUALIZACE KLIKOVÉHO MECHANISMU MOTORU MIKRON III S OCELOVOU H OJNICÍ



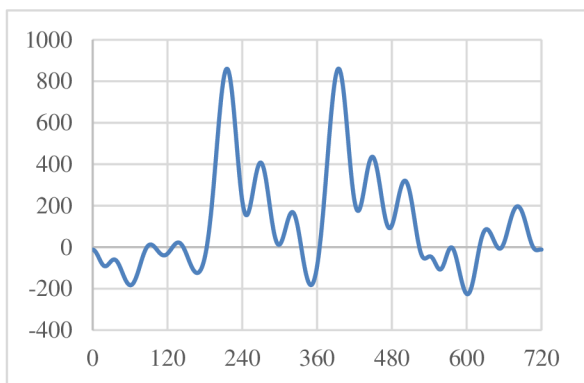
P4 PRŮBĚHY TORZNÍCH MOMENTŮ ZA JEDNOTLIVÝMI ÚSEKY KLIKOVÉ HŘÍDELE (OSA Y M_{TORZ} [Nm]; OSA X ÚHEL NATOČENÍ KLIKOVÉ HŘÍDELE [°])



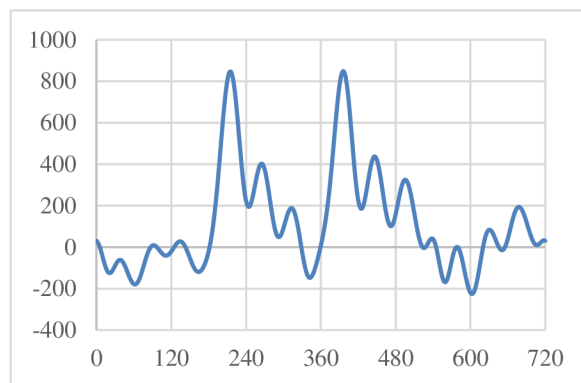
Úsek 1 při 2800 min⁻¹ ocelová ojnice



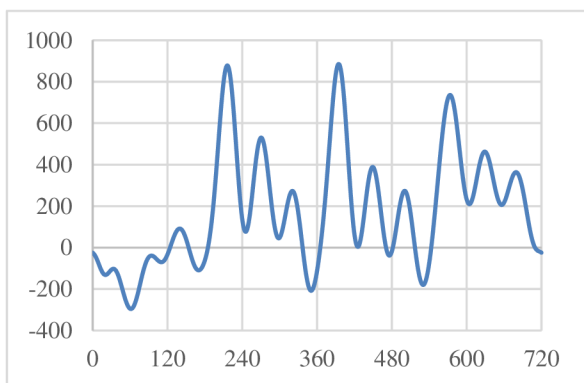
Úsek 1 při 2800 min⁻¹ duralová ojnice



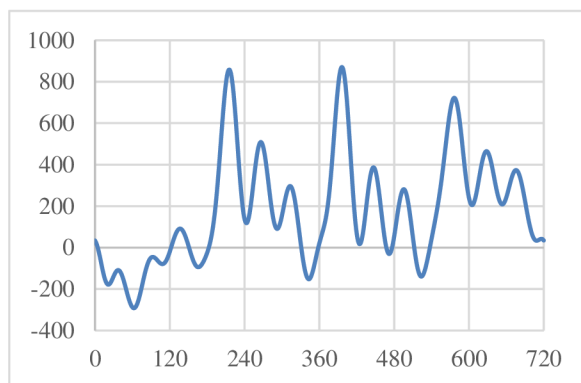
Úsek 2 při 2800 min⁻¹ ocelová ojnice



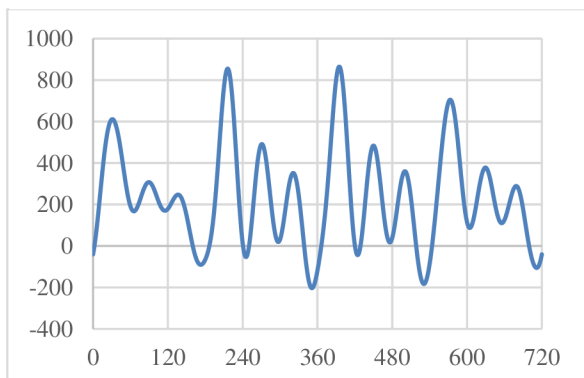
Úsek 2 při 2800 min⁻¹ duralová ojnice



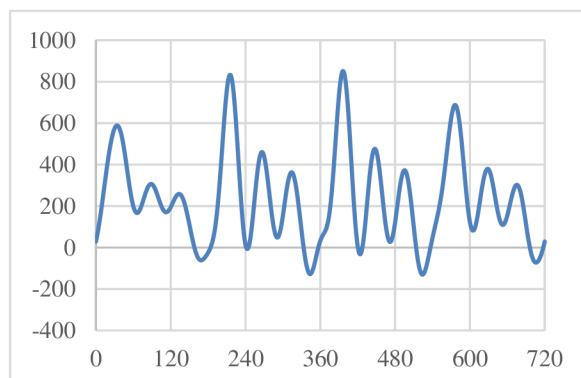
Úsek 3 při 2800 min⁻¹ ocelová ojnice



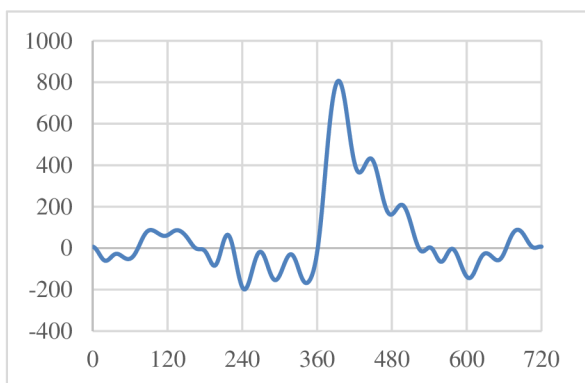
Úsek 3 při 2800 min⁻¹ duralová ojnice



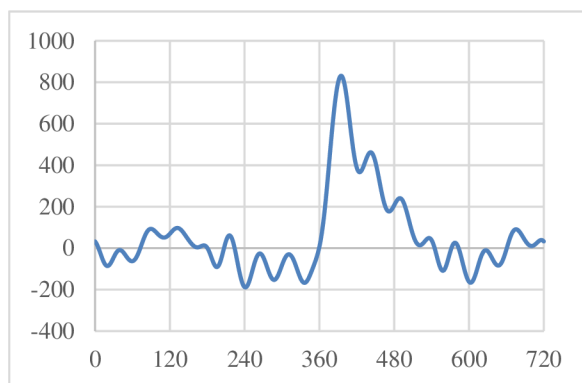
Úsek 4 při 2800 min⁻¹ ocelová ojnice



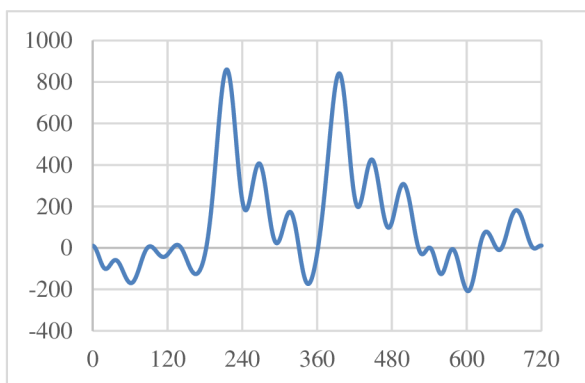
Úsek 4 při 2800 min⁻¹ duralová ojnice



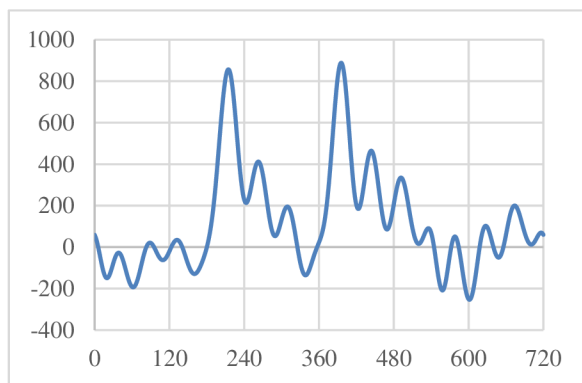
Úsek 1 při 2700 min⁻¹ ocelová ojnice



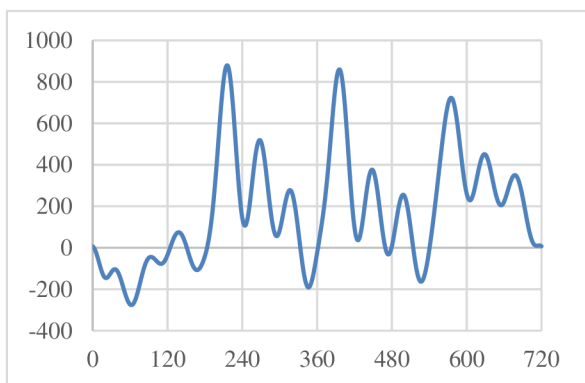
Úsek 1 při 2700 min⁻¹ duralová ojnice



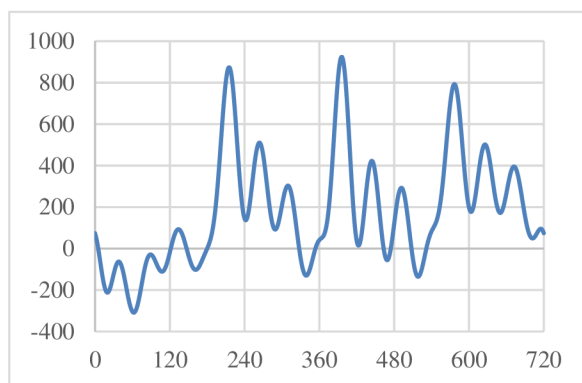
Úsek 2 při 2700 min⁻¹ ocelová ojnice



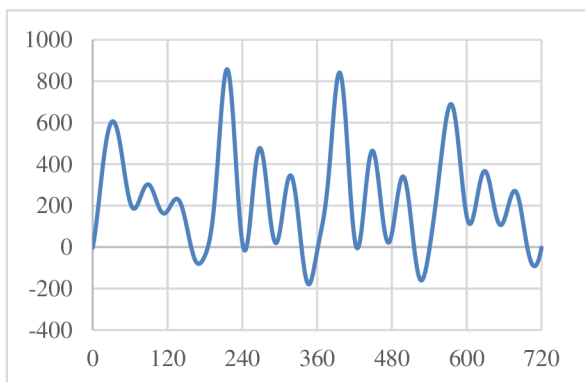
Úsek 2 při 2700 min⁻¹ duralová ojnice



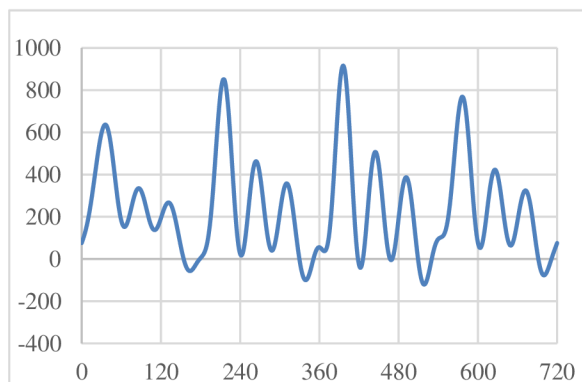
Úsek 3 při 2700 min⁻¹ ocelová ojnice



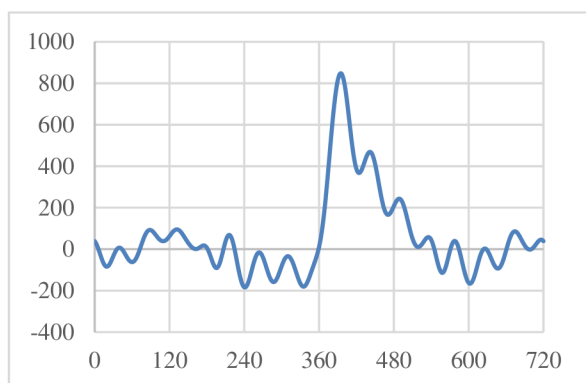
Úsek 3 při 2700 min⁻¹ duralová ojnice



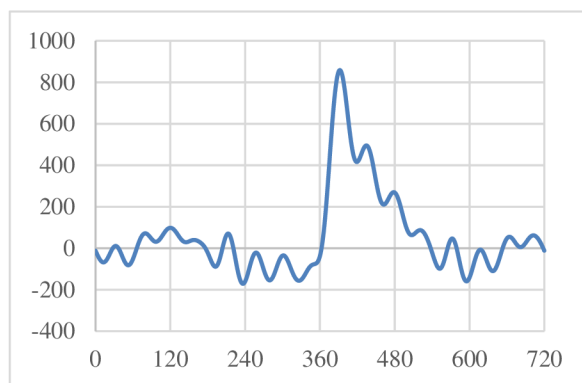
Úsek 4 při 2700 min⁻¹ ocelová ojnice



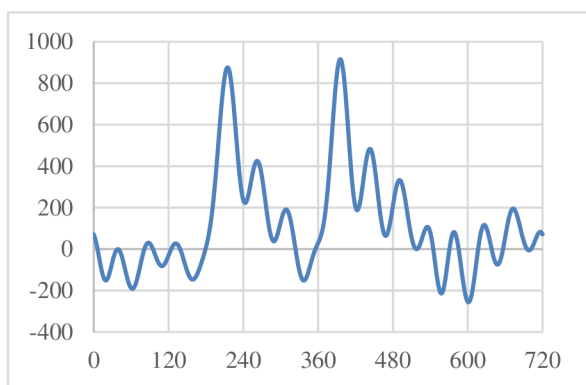
Úsek 4 při 2700 min⁻¹ duralová ojnice



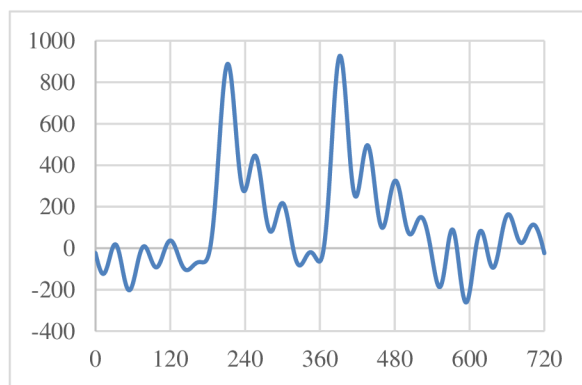
Úsek 1 při 2500 min⁻¹ ocelová ojnice



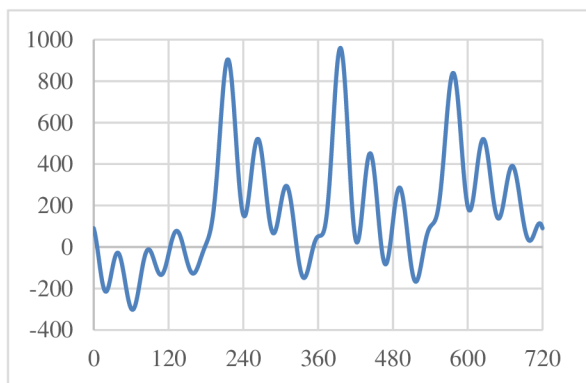
Úsek 1 při 2500 min⁻¹ duralová ojnice



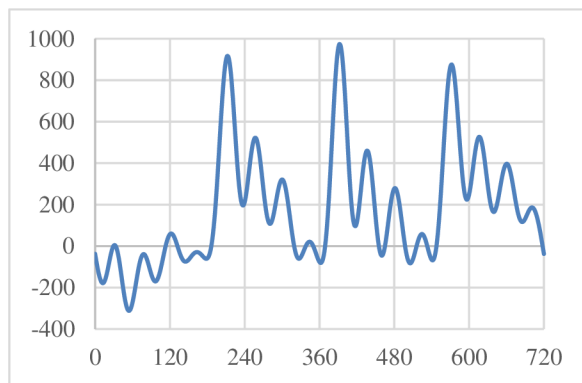
Úsek 2 při 2500 min⁻¹ ocelová ojnice



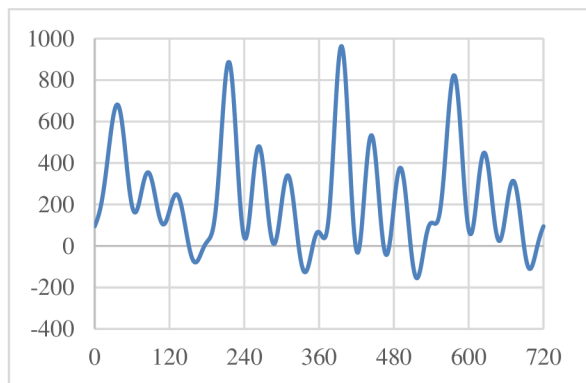
Úsek 2 při 2500 min⁻¹ duralová ojnice



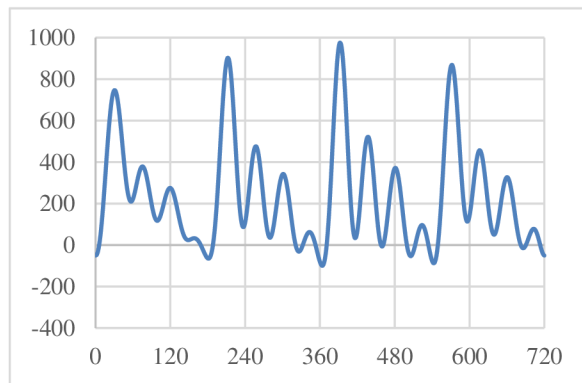
Úsek 3 při 2500 min⁻¹ ocelová ojnice



Úsek 3 při 2500 min⁻¹ duralová ojnice



Úsek 4 při 2500 min⁻¹ ocelová ojnice



Úsek 4 při 2500 min⁻¹ duralová ojnice