



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

KLÍKOVÝ MECHANISMUS ČTYŘVÁLCOVÉHO ŘADOVÉHO ZÁŽEHOVÉHO LETECKÉHO MOTORU

CRANK MECHANISM OF A FOUR-CYLINDER IN-LINE GASOLINE AIRCRAFT ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Doležal

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

BRNO 2024

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Jakub Doležal
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Akademický rok:	2023/24

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:

Klikový mechanismus čtyřválcového řadového zážehového leteckého motoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Analýza a výpočtová kontrola klikového mechanismu čtyřválcového řadového leteckého motoru pro ultralehké letouny.

Cíle diplomové práce:

Analýzovat uspořádání klikového mechanismu čtyřválcového řadového zážehového leteckého motoru.

Sestavit dynamický model klikového mechanismu a provést výpočty dynamického namáhání.

Provést pevnostní kontrolu klíčových částí mechanismu a navrhnout případné konstrukční modifikace.

Vypracovat výrobní dokumentaci vybraných komponent klikového mechanismu.

Seznam doporučené literatury:

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

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

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce je zaměřena na konstrukční návrh ocelové ojnice letadlového motoru Walter Mikron III C výrobce Parma-technik s.r.o., která by mohla být alternativou stávající ojnice z hliníkové slitiny. Před samotným řešením konstrukce je vypracována rešerše letadlových motorů a ojníc spolu s nastíněním problematiky výpočtu dynamického namáhání klikového mechanismu. V praktické části práce je analyzována konstrukce klikového mechanismu, na který navazuje výpočet jeho dynamického namáhání, a to jak analyticky, tak 1D simulací v prostředí software GT-Suite Cranktrain. Pevnostní kontrola stávající ojnice je provedena analytickým výpočtem, který je ověřen pevnostní MKP analýzou v software Ansys Workbench, přičemž oba přístupy vyhodnocují jak napjatost ojnice, tak únavovou bezpečnost. Podobným způsobem je navržena a vyhodnocena ocelová ojnice ve dvou provedeních, s dříkem ve tvaru I a H. Výstupem práce je výrobní dokumentace obou variant ojnice.

KLÍČOVÁ SLOVA

ojnice, dynamika klikového mechanismu, klikový mechanismus, pevnostní analýza, únavová bezpečnost, Ansys, GT-Suite Cranktrain

ABSTRACT

This thesis is focused on design of a steel connecting rod for the aircraft engine Walter Mikron III C produced by Parma-technik s.r.o., which could be an alternative to the existing aluminium alloy connecting rod. Research of aircraft engines and connecting rods is done before the design work itself, together with explanation of the calculation of dynamic stresses in the crank mechanism. In practical part, design of the crank mechanism is analysed, followed by the calculation of its dynamic stresses, analytically and by 1D simulation in the GT-Suite Cranktrain software. Connecting rod strength analysis is performed by analytical calculation, which is verified by FEM analysis in Ansys Mechanical software, both approaches evaluating connecting rod tension and fatigue safety. Similarly, the steel connecting rod is designed and evaluated in two designs, with an I and H shank. Drawing documentation of both designs of the connecting rod is output of this thesis.

KEYWORDS

connecting rod, dynamics of crank mechanism, crank mechanism, strength analysis, fatigue safety, Ansys, GT-Suite Cranktrain

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DOLEŽAL, Jakub. Klikový mechanismus čtyřválcového řadového zážehového leteckého motoru [online]. Brno, 2024. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/154175>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Václav Píštěk.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. května 2024

.....

Jakub Doležal

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc. za jeho pozitivní přístup, cenné rady a ochotu při tvorbě této diplomové práce. Velké poděkování patří mojí snoubence, rodičům a přátelům, kteří mě intenzivně podporovali během celého studia.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Letadlové pístové motory	12
1.1 Historický vývoj	12
1.2 Požadavky definující letadlové motory	14
1.2.1 Spolehlivost	14
1.2.2 Výkon	15
1.2.3 Výškovost motoru	15
1.2.4 Životnost.....	15
1.2.5 Hospodárnost.....	16
1.2.6 Vyvážení.....	16
1.2.7 Rozměry	16
1.3 Rozdělení letadlových motorů	16
1.3.1 Kapalínou chlazené motory	17
1.3.2 Vzduchem chlazené motory	18
1.4 Ojnice.....	18
1.4.1 Ojnice s tvarem dřívku I.....	20
1.4.2 Ojnice s tvarem dřívku H.....	21
1.5 Výpočet sil v klikovém mechanismu pístového motoru.....	21
1.5.1 Kinematika klikového mechanismu	22
1.5.2 Dynamika klikového mechanismu	23
1.6 Motor Walter Mikron III C	29
1.6.1 Historie Firmy Walter.....	29
1.6.2 Historie motoru.....	29
1.6.3 Parametry motoru Mikron III C	30
2 Cíle práce.....	32
3 Klikový mechanismus motoru Mikron III C	34
3.1 Analýza součástí	34
3.1.1 Píst	35
3.1.2 Ojnice	37
3.1.3 Klikový hřídel.....	38
4 Dynamický model klikového mechanismu	40
4.1 Vstupní parametry.....	40
4.2 Analytický výpočet dynamického namáhání	41
4.2.1 Síla od tlaku plynů ve válci	42
4.2.2 Setrvačná síla posuvných částí v ojničném oku	42
4.2.3 Celková síla v ojničném oku	43
4.3 1D matematický model	44
4.3.1 Příprava modelu.....	44
4.3.2 Výsledky simulace.....	45
5 Pevnostní kontrola stávající ojnice	47
5.1 Zatížení ojnice.....	47
5.2 Materiálové vlastnosti.....	47

5.3	Pevnostní kontrola analytickým výpočtem	48
5.3.1	Bezpečnost ojnice k MSP – analytický výpočet	48
5.3.2	Bezpečnost ojnice k MSÚ – analytický výpočet	49
5.4	Pevnostní analýza	49
5.4.1	Zjednodušení modelu	49
5.4.2	Okrajové podmínky	49
5.4.3	Citlivostní analýza na velikost prvku	50
5.4.4	Výpočtová síť	51
5.4.5	Bezpečnost ojnice k MSP – pevnostní analýza	52
5.4.6	Bezpečnost ojnice k MSÚ – pevnostní MKP analýza	54
5.4.7	Porovnání výsledků s analytickým výpočtem	55
6	Návrh ocelové I ojnice	56
6.1	Konstrukce I ojnice	56
6.2	Zatížení ojnice	58
6.3	Materiál ojnice	58
6.4	Pevnostní kontrola analytickým výpočtem	58
6.4.1	Bezpečnost ojnice k MSP – analytický výpočet	59
6.4.2	Bezpečnost ojnice k MSÚ – analytický výpočet	59
6.5	Pevnostní analýza	59
6.5.1	Zjednodušení modelu	60
6.5.2	Okrajové podmínky	60
6.5.3	Výpočtová síť	60
6.5.4	Bezpečnost ojnice k MSP – pevnostní analýza	61
6.5.5	Bezpečnost ojnice k MSÚ – pevnostní analýza	63
6.5.6	Porovnání výsledků s analytickým výpočtem	64
7	Návrh ocelové H ojnice	65
7.1	Konstrukce H ojnice	65
7.2	Zatížení ojnice	66
7.3	Materiál ojnice	67
7.4	Pevnostní kontrola analytickým výpočtem	67
7.4.1	Bezpečnost ojnice k MSP – analytický výpočet	67
7.4.2	Bezpečnost ojnice k MSÚ – analytický výpočet	68
7.5	Pevnostní analýza	68
7.5.1	Zjednodušení modelu	68
7.5.2	Okrajové podmínky	68
7.5.3	Výpočtová síť	69
7.5.4	Bezpečnost ojnice k MSP – pevnostní analýza	70
7.5.5	Bezpečnost ojnice k MSÚ – pevnostní analýza	72
7.5.6	Porovnání výsledků s analytickým výpočtem	73
Závěr	74	
Použité informační zdroje	75	
Seznam použitých zkratk a symbolů	78	
Seznam příloh	81	

ÚVOD

Tato práce se věnuje klikovému mechanismu a ojnici čtyřválcového řadového zážehového vzduchem chlazeného letadlového motoru Walter Mikron III C výrobce Parma-Technik s.r.o., který je využíván pro pohony replik historických letadel a malých sportovních letadel.

Jedním z nejdůležitějších parametrů letounu je jeho hmotnost. Ta je ovlivňována hmotností jednotlivých komponent, proto je snahou snižovat jejich hmotnost, včetně všech dílů letadlových motorů. Například klikový hřídel motoru Mikron III C nedisponuje vývažky na druhé straně ramen a zvýšené namáhání i vibrace, přenášející se do celého letounu, jsou daní za ušetřenou hmotnost.

Motor disponuje ojnici vyrobenou z hliníkové slitiny, která se může zdát být vhodná pro aplikaci v letadlovém motoru kvůli její nízké hmotnosti. Nicméně s narůstajícím počtem zatěžujících cyklů u hliníkové slitiny stále klesá mez únavy materiálu, proto je obtížné ji určit. Tento fakt značně komplikuje odhad únavové bezpečnosti ojnice, která ovlivňuje délku doby mezi generálními opravami motoru, při kterých jsou ojnice preventivně měněny.

Tyto skutečnosti vedou k myšlence použití ocelové ojnice, u které je možné určit její únavovou bezpečnost díky zaručené mezi únavy materiálu. Použití ocelové ojnice by znamenalo zvýšení hmotnosti ojnice, kterou lze ale vhodnou optimalizací snižovat co nejbližší hmotnosti ojnice původní. Proto je hlavním cílem práce návrh konstrukce ocelové ojnice pro daný motor, přičemž dynamické parametry jeho klikového mechanismu jsou vypočteny jak pomocí analytického výpočtu, tak i 1D matematického modelu v prostředí GT-Suite Cranktrain. Samotnému návrhu ocelové ojnice předchází analýza stávající ojnice a její pevnostní kontrola analytickým výpočtem i pevnostní MKP analýzou v software Ansys Workbench. Analogickým způsobem je provedena pevnostní kontrola u navržené ojnice, aby bylo možné vzájemně porovnat jejich parametry.

1 LETADLOVÉ PÍSTOVÉ MOTORY

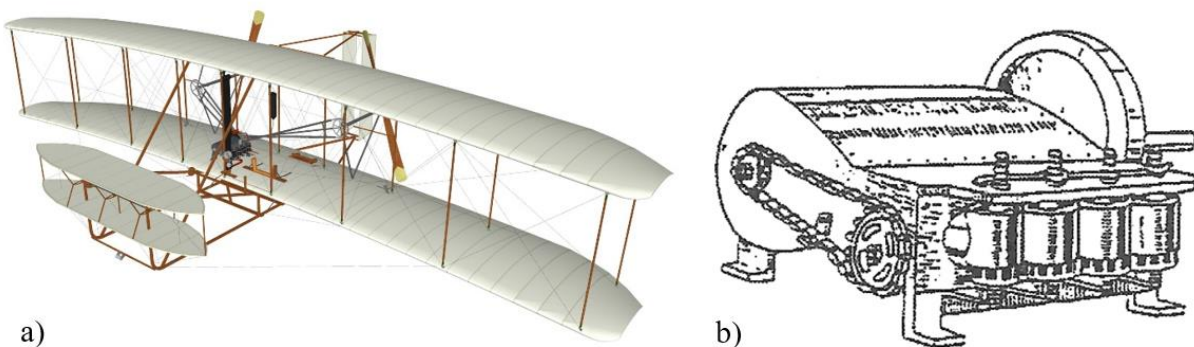
Letadlové pístové motory hrály významnou roli v historii letectví. Byly dominantním pohonem pro letadla od počátků letectví až do poloviny 20. století, kdy je postupně začaly v komerčním a vojenském letectví nahrazovat proudové a turbovrtulové motory. Nadále však zůstaly výhodné v menších aplikacích, jako je sportovní a rekreační letectví nebo ve výcvikových letadlech. Jejich hlavními výhodami je jednoduchost, nižší pořizovací i provozní náklady a jednodušší servis v porovnání s ostatními typy pohonu.

1.1 HISTORICKÝ VÝVOJ

V roce 1852 uskutečnil francouzský konstruktér Henri Giffard historicky první řízený let. Jeho vzducholod' byla poháněna parním stojem o výkonu 2,2 kW a hmotnosti 150 kg [1]. Parní stroj v té době představoval moderní zdroj energie, proto se v následujících desetiletích pokusilo více průkopníků víceméně neúspěšně sestrojít letadlo těžší, než vzduch, poháněné parním strojem [2]. Nejznámějším byl letoun Avion III sestrojený v roce 1890 francouzským konstruktérem Clementem Aderem. Měl rozpětí křídel 16 m a pro jeho pohon byl použit parní stroj o výkonu 14,7 kW. [1] Letoun se údajně vznesl ze země, ale vzápětí skončil pokus havárií [3]. Tímto dosáhlo použití parního stroje v letectví svého vrcholu a s dalším vývojem spalovacích motorů přestal být parní stroj perspektivním pohonem.

Prvním úspěšným použitím pístového spalovacího motoru v letectví bylo v roce 1872 Paulem Haenleinem, který sestrojil první říditelný balon. Ten byl poháněn čtyřválcovým motorem Lenoir na svítoplýn a měl výkon 3,7 kW [2].

Velkým milníkem v letectví se stal slavný let bratří Wrightů v roce 1903 s prvním letadlem těžším, než vzduch. Jejich letadlo Wright Flyer I (*obr. 1a*) poháněl čtyřválcový spalovací motor o objemu 3,3 l výkonu 8,8 kW a hmotnosti kolem 100 kg [1] (*obr. 1b*).



Obr. 1a) Wright Flyer I [27]; *b)* motor letadla Flyer I [1]

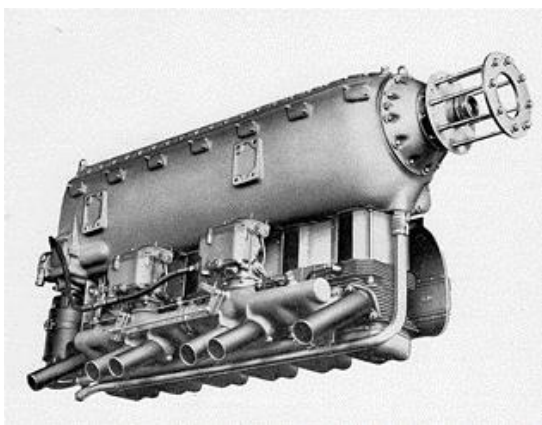
Motor neměl karburátor ani škrťací klapku, palivo kapalo do sacích kanálů, kde se odpařovalo a jeho chod byl řízen pouze pomocí předstihu zážehu [4]. Další zajímavostí bylo použití na tu dobu moderního duralového bloku motoru.

V období před první světovou válkou došlo k prudkému vývoji pístových spalovacích motorů v letectví, který se rozdělil na dvě vývojové cesty. Jednou byla koncepce vzduchem

chlazených motorů, které měly výrazně nižší hmotnost – například motor Anzani, se kterým francouzský konstruktér Blériot v roce 1909 přeletěl Lamanšský kanál [1]; druhou cestou byly motory chlazené kapalinou s vyšší hmotností, ale menší čelní plochou, která měla pozitivní vliv na lepší obtékání draku letounu vzduchem.

Během první světové války vzniklo několik zajímavých koncepcí, jako je například rotační hvězdicový vzduchem chlazený motor, který měl pevnou klikovou hřídel a skříň motoru, spojená s vrtulí, se točila. Výhodou bylo dobré chlazení válců, ale velký gyroskopický a reakční moment poté způsobily, že se od této koncepce upustilo [1]. S převratnou novinkou přišel v roce 1917 Mercedes, který sestrojil vodou chlazený řadový šestiválec s duralovou klikovou skříňí a dělenými ocelovými válci. Tato koncepce byla základem pro další vývoj vodou chlazených motorů které na konci první světové války dosáhly výkonu až 320 kW [4].

V meziválečném období došlo k dalšímu rozdělení směrů vývoje motorů. Hvězdicové, vzduchem chlazené motory umožnily rapidní rozvoj civilní letecké dopravy díky zvyšování jejich spolehlivosti a výkonu a současnému snižování hmotnosti. Vodou chlazené řadové motory se staly výsadou vojenských letadel, jako byl například motor Hispano Suiza 8Ab, který byl licenčně vyráběn i v Československu. Nově přichozí kategorií byly v první polovině 30. let invertní řadové vzduchem chlazené motory určené pro lehká a malá letadla [2]. Vývojem těchto motorů se zabývala i Československá firma Walter, která přišla s vlastním řešením motorů Junior, Major, Mikron a Minor [1] (na obr. 2).



Obr. 2 Československý motor Walter Minor 6-III [5]

Před druhou světovou válkou se začaly objevovat nové konstrukční prvky, jako jsou stavitelné vrtule a reduktory, které bylo nutné použít z důvodu zvyšování otáček motoru, nebo odstředivé kompresory, které zajistily dostatečný výkon motoru ve větších nadmořských výškách. Výkony motorů dosahovaly v této době přes 750 kW [1].

S příchodem druhé světové války odstartovala zlatá léta vývoje letadlových pístových motorů. Zdokonalovány byly jak vodou, tak vzduchem chlazené motory, které dosáhly na sklonku války svého technologického i výkonového vrcholu. Nejsilnější motory v té době disponovaly výkonem až 3000 kW [1]. Letouny s těmito motory dosahovaly maximální rychlosti přes 740 km/h [6]. S poměrně rychlým nástupem letadlových lopatkových motorů přestal být o výkonné pístové letadlové motory zájem, nicméně motory menších výkonů jsou dodnes stále vyvíjeny a vyráběny pro jejich hospodárnost a jednoduchost [1]. Z důvodu jejich výborné měrné hmotnosti jsou nepostradatelnou součástí pohonu malých a lehkých letadel.

1.2 POŽADAVKY DEFINUJÍCÍ LETADLOVÉ MOTORY

Letadlové motory jsou specifickou skupinou pístových spalovacích motorů v porovnání například s motory používanými v silniční dopravě. Nejdůležitějším požadavkem pro letadlový motor je spolehlivost, která je zásadní pro přežití posádky letounu. Když vypoví službu motor v osobním automobilu, většinou nedojde ke krizové situaci a automobil je možné odstavit na okraji vozovky. To stejné nelze říct o letadlovém motoru. Pokud vypoví službu při vzletu nebo během letu, je tím přímo ohrožen život posádky, která je donucena provést s letounem nouzové přistání.

Obecně můžeme definovat požadavky následujícím způsobem [1; 4] (upraveno ze zdroje):

- a) spolehlivost
- b) výkon
- c) výškovost
- d) životnost
- e) hospodárnost
- f) vyvážení
- g) rozměry

V následujících podkapitolách jsou rozvedeny jednotlivé požadavky.

1.2.1 SPOLEHLIVOST

Spolehlivost je nejdůležitějším požadavkem na letadlový motor, jak bylo popsáno výše. Pro dosažení vysoké spolehlivosti motoru musí všechny součásti dobře fungovat za všech provozních podmínek. To vyžaduje náročný vývoj spojený s dlouhodobým testováním jednotlivých komponent [4]. Díky technologiím na vysoké úrovni je možné dnes navrhnout motor bez závažných chyb, čímž se urychlí jeho vývoj spolu se snížením nákladů na testování [7].

První letadlové motory byly náchylné k mechanickým poruchám. S tehdejší technologií nebyli konstruktéři schopni dosáhnout dostatečných výkonů z malých motorů [4]. Jedinou možností, jak dosáhnout dobrého poměru hmotnosti a výkonu při zachování spolehlivosti, bylo postavení většího letounu s větším a výkonnějším motorem.

S postupujícím zdokonalováním se snižovala četnost závad hlavních mechanických částí motorů. Limitujícím prvkem spolehlivosti začalo být příslušenství motorů. Jedním z problémů bylo například správné zapálení směsi, proto některé motory disponovaly dvojitým zapalováním, aby se předcházelo vynechání zapalování. Karburátory byly další součástí, která měla negativní vliv na spolehlivost motoru pro jejich mechanickou složitost, což vedlo k vývoji vstřikování paliva v letadlových motorech již na počátku druhé světové války (mnohem dříve, než u motorů používaných v silniční dopravě). Dalším zdrojem problémů se spolehlivostí byl chladicí okruh kapalinou chlazených motorů, přičemž často docházelo k únikům kapaliny a tím k přehřátí motoru [4]. Evropským výrobcům motorů se podařilo problémy s netěsností vyřešit, avšak v USA v podstatě vzdali řešení těchto problémů v meziválečném období a téměř úplně se začali soustředit pouze na výrobu vzduchem chlazených motorů.

1.2.2 VÝKON

Výkon letadlového motoru je zásadním parametrem pro vytvoření tahu, který pohání letoun. Je tedy žádoucí, aby motor disponoval dostatečným výkonem podle velikosti a typu letounu. Jedním z hlavních parametrů letounu je poměr výkonu motoru k hmotnosti letounu. Tento poměr můžeme zvýšit snížením hmotnosti letounu nebo navýšením výkonu jeho motoru [7].

Ke zvyšování výkonu letadlových pístových motorů je přistupováno dvěma cestami. První cesta je zachování rozměrů a jeho objemu, ale zvýšení výkonu díky úpravě komponent nebo dílů motoru. Příkladem může být zvýšení kompresního poměru, upravení přípravy směsi paliva, vylepšení zapalování nebo zvýšení maximální otáček motoru. Další možností je použití přeplňování pro zachování výkonu ve větších výškách. [4] Všechny tyto úpravy s sebou nesou větší zatížení motoru a tím pádem možné snížení spolehlivosti.

Dalším přístupem ke zvýšení výkonu je použití většího počtu válců nebo jejich zvětšení. To s sebou přináší problémy, jakým je například chlazení motorů (výhradně u vzduchem chlazených motorů). Když je válec zvětšen, výkon a vyprodukované teplo se zvýší s třetí mocninou, avšak plocha válce, přes kterou můžeme teplo odvádět a tím chladit motor se zvýší pouze s druhou mocninou. [4] Méně předvídatelnou komplikací je disproporční nárůst vibrací.

Zvyšování výkonu u letadlových motorů s sebou přináší mnohé komplikace. Zvýšení otáček motoru vyžaduje použití reduktoru, vyšší střední efektivní tlak může zapříčinit opotřebení ložisek a může vést k podpalování ventilů. [4] Obecně bývá pravidlem, že zvýšení výkonu s sebou často přináší dlouhé testování, během kterého je potřeba odhalit všechna místa, která by mohla mít dopad na spolehlivost motoru.

1.2.3 VÝŠKOVOST MOTORU

Výškovost je schopnost motoru podávat vysoké výkony ve vyšších nadmořských výškách. To s sebou přináší nutnost přeplňování motoru. [4] Jsou dva způsoby, jak jsou letadlové pístové motory přeplňovány a v principu funkce se neliší od přeplňování motorů ve vozidlových motorech – kompresor může být hnán od klikové hřídele nebo výfukovými plyny.

1.2.4 ŽIVOTNOST

Snaha o vyšší spolehlivost motoru se pojí zároveň s delší životností motoru. Ta je měřitelná a je udávána dobou provozu motoru (nejčastěji v hodinách) mezi generálními opravami a bývá zpravidla určována výrobcem motoru. [7] Se zlepšující se přesností výroby, pokročilejší metalurgií a technologií, došlo k násobnému prodloužení životnosti motorů. [4] Moderní pístové letadlové motory dosahují životnosti přes 2500 hodin [2] provozu mezi generálními opravami.

1.2.5 HOSPODÁRNOST

Hlavním parametrem hospodárnosti motoru je spotřeba paliva. Její snížení je možné díky použití elektronického vstřikování místo karburátoru nebo použití kvalitnějšího paliva, odolnějšího proti detonačnímu hoření.

1.2.6 VYVÁŽENÍ

Vyvážení motoru a s tím související vibrace mají u letadlových motorů dva vlivy. Jedním jsou externí vibrace, které jsou přenášeny do draku letounu a mají zásadní vliv na komfort posádky. Druhým vlivem jsou interní vibrace, které ovlivňují únavové namáhání komponent motoru a tím jejich životnost [2]. Z důvodů redukce hmotnosti motoru často nemůže být kliková hřídel opatřena vývažky nebo hmotnějším setrvačником, proto jsou vibrace motoru i jeho namáhání vibracemi větší. U letadlových motorů jsou tyto jevy tolerovány jako daň za nízkou hmotnost.

1.2.7 ROZMĚRY

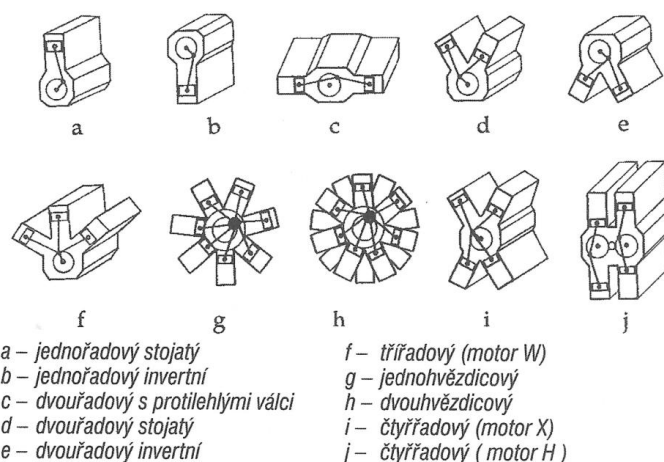
Pro efektivní obtékání vzduchu a dobré vyvážení letadla, musí být velikost a tvar motoru kompaktní [7]. Důležitým parametrem je čelní plocha motoru, která ovlivňuje aerodynamický odpor a navíc větší motor jednomotorových letounů ovlivňuje výhled pilota.

1.3 ROZDĚLENÍ LETADLOVÝCH MOTORŮ

Letadlové pístové motory je možné rozdělit do kategorií [1] podle různých hledisek (upraveno ze zdroje):

- 1) druh paliva
 - a) motory zážehové
 - b) motory vznětové
- 2) pracovní oběh
 - a) motory čtyřdobé
 - b) motory dvoudobé
- 3) uspořádání válců (znázorněno na *obr. 3*)
 - a) motory řadové
 - jednořadové stojaté
 - jednořadové invertní
 - dvouřadové s protilehlými válci
 - dvouřadové stojaté
 - dvouřadové invertní
 - třířadové (motory W)
 - čtyřřadové (motory X)
 - čtyřřadové (motory H)
 - b) motory hvězdicové
 - jednohvězdicové
 - dvouhvězdicové

- 4) počet válců
- 5) způsob chlazení
 - a) motory chlazené kapalinou
 - b) motory chlazené vzduchem
- 6) změna výkonu s výškou
 - a) motory výškové
 - b) motory nevýškové
- 7) účel a výkon
 - a) motory malého výkonu
 - b) motory středního výkonu
 - c) motory velkého výkonu



Obr. 3 Uspořádání válců letadlových pístových motorů [1]

Tématem této diplomové práce je konstrukce ojnice vzduchem chlazeného řadového motoru Walter Mikron III C. Z toho důvodu bude chlazení motorů detailněji popsáno v následujících podkapitolách.

1.3.1 KAPALINOU CHLAZENÉ MOTORY

U kapalinou chlazeného motoru je teplo odváděno z motoru proudící kapalinou, která je potrubím dopravena do chladiče umístěného v proudu vzduchu, kde je ochlazená a poté proudí zpět do motoru. Toto řešení umožňuje precizní regulaci teploty motoru, bez rizika přehřátí a poškození komponent nebo snížení jejich životnosti [7]. Měrný výkon bývá zpravidla u kapalinou chlazených motorů vyšší z důvodů lepšího odvádění tepla, což umožňuje použít vyšší plnicí tlaky bez rizika detonací [8]. Kapalinou chlazené motory jsou téměř výhradně řadové.

Velkou výhodou této koncepce je menší čelní plocha motoru, který může být zastaven v aerodynamickém trupu letounu, čímž může jako celek dosahovat lepších výkonových parametrů. Spolu s tím je spojena i výhoda lepšího výhledu pilota, zvláště při pojíždění na letišti. Pokud se navíc jedná o invertní motor, vrtule je umístěna poměrně vysoko v trupu letounu a je možné použít kratší podvozkové nohy [7].

Nevýhodou je složitost celého systému a zvýšená hmotnost o chladič, vedení chladicí kapaliny a chladicí kapalinu samotnou.

1.3.2 VZDUCEM CHLAZENÉ MOTORY

Vzduchem chlazený motor využívá proudění okolního vzduchu k přímému chlazení motoru. Z toho důvodu jsou válce a hlavy válců opatřeny množstvím tenkých žebër, které zvětšují teplosměnnou plochu odvádějící teplo [7].

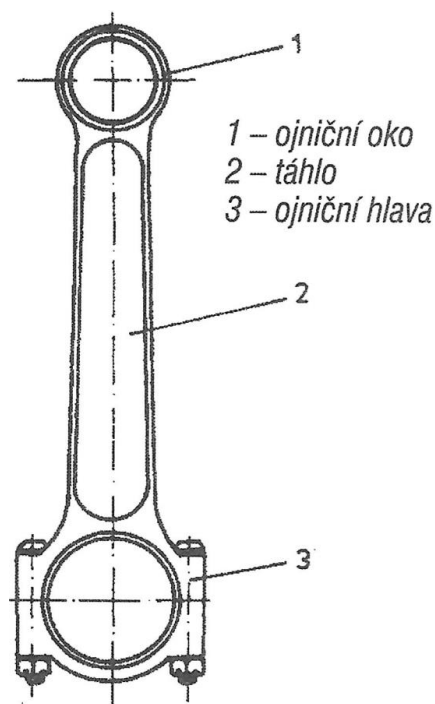
Výhodou vzduchem chlazených motorů je jejich jednoduchost a nenáročnost servisu. Vzduchem chlazené motory mohou být provedeny jako řadové nebo hvězdicové. U hvězdicových motorů je účinné chlazení všech válců vykoupené velkou čelní plochou motoru, u řadových je čelní plocha motoru malá, ale náročnější chlazení zadních válců.

Nevýhodou vzduchem chlazených motorů je jejich teplené namáhání. Při vysoké zátěži a nižších rychlostech letounu neodvádí proudící vzduch teplo dostatečně a může dojít k přehřátí motoru [8]. To je spojené s detonacemi, snížením životnosti komponent nebo jejich poškozením.

Za zmínku stojí výhoda vzduchem chlazených motorů při použití v leteckých soubojích. Vzduchem chlazený motor dokázal běžet i při několika průstřelech a doletět bezpečně na základnu. To samé se nedá říct o kapalinou chlazených motorech, kde jediné poškození chladicího okruhu způsobilo únik chladicí kapaliny a následné přehřátí a zadření motoru.

1.4 OJNICE

Ojnice spojuje píst s klikovým hřídelem, přenáší na něj veškeré síly působící na píst, přičemž je namáhána střídavě tlakovou a tahovou silou. Skládá se ze tří hlavních částí, jimiž jsou: ojniční oko, spojující ojnicí s pístním čepem, ojniční hlava, která spojuje ojnicí s klikovým hřídelem a dřík (táhlo) [1], které spojuje hlavu ojnice s ojničním okem.



Obr. 4 Ojnice jednořadového spalovacího motoru [1]

Ojnice jsou u většiny výkonnějších motorů vyrobeny oceli, u motorů menších výkonů mohou být vyrobeny ze slitiny hliníku pro dosažení nižší hmotnosti [9]. Další alternativou pro snížení hmotnosti může být použití titanových ojnic. Příliš těžká ojnice by vytvářela velký moment setrvačnosti, proto je nutné tvar ojnice optimalizovat pro dosažení co nejnižší hmotnosti [7].

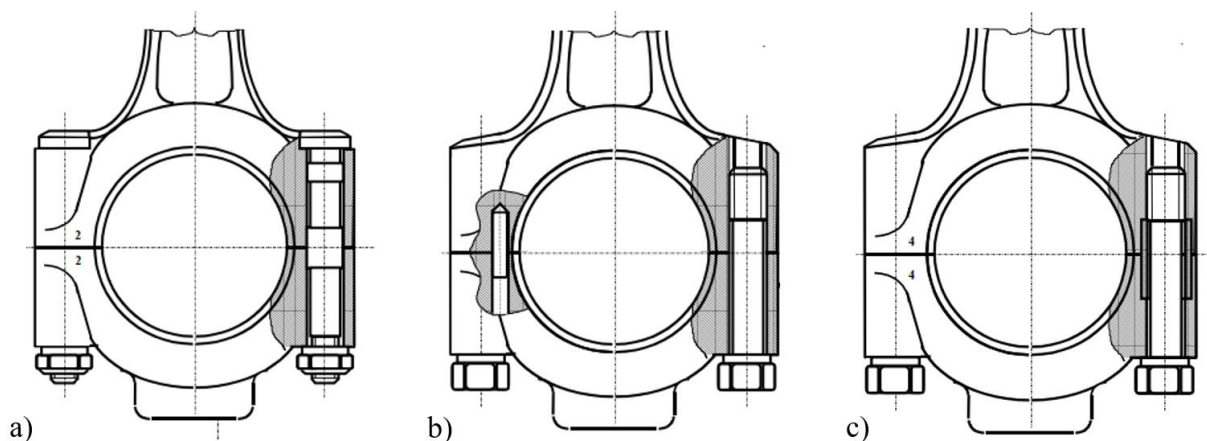
Ojnice můžeme dělit do čtyř hlavních skupin [7]:

- jednoduché ojnice (viz *obr. 4*)
- dvě ojnice na jednom čepu (jedna ojnice rozvidlená)
- ojnice hlavní s vedlejšími ojnicemi (hvězdicové motory)
- dělená hlavní ojnice s vedlejšími ojnicemi

Vzhledem k tomu, že motor Walter Mikron III C je řadový motor, budou dále rozebírány pouze jednoduché ojnice.

V ojničním oku je obvykle zalísováno bronzové pouzdro. Pístní čep je mazaný buď tlakovým olejem vedeným z hlavy ojnice kanálkem vyvrtaným v dříku nebo rozstříkem olejem, který se dostává mezi třecí plochy mazacím otvorem v ojničním oku [1]. Kvůli montáži ojnice na klikový hřídel, který bývá převážně nedělený, musí být hlava ojnice dělená. Víko ojnice je obvykle připevňováno k hlavě ojnice pomocí závrtných nebo průchozích šroubů, přičemž jeho poloha vůči hlavě ojnice musí být přesně daná [10]. Možnosti polohování víka ojnice jsou následující:

- válcovou plochou na dříku ojničního šroubu (*obr. 5a*)
- dvojicí válcových kolíků (*obr. 5b*)
- broušenou vložkou (*obr. 5c*)



Obr. 5 Polohování víka ojnice: a) válcovou plochou na dříku ojničního šroubu; b) dvojicí válcových kolíků; c) broušenou vložkou [10]

Přesné polohování víka ojnice vůči hlavě ojnice zabezpečuje, že po obrobení otvoru pro uložení ložiskových pánví, který je vyráběn ve smontovaném stavu, bude při montáži na klikový hřídel zachována potřebná kruhovitost a válcovitost ložiskové pánve. Všechny tyto problémy řeší vytvoření dělicí roviny hlavy a víka ojnice řízeným lomem (viz *obr. 6*) a proto není možno zaměnit mezi sebou víka ojnice nebo je otočit vzhledem k ojniční hlavě. Je zřejmé, že vzniklý lom musí být absolutně křehký, bez sebemenší plastické deformace [10]. Pro malosériovou výrobu je vytváření dělicí roviny křehkým lomem příliš drahé, proto se s ním setkáváme u hromadné výroby.



Obr. 6 Dělicí rovina ojničního oka vytvořená řízeným lomem [11]

K vymezení axiálního pohybu ojnice bývá přistupováno dvěma cestami. Ojnice může být axiálně vedena bočními plochami hlavy ojnice (nejběžnější) nebo ojničním okem, které je přesně vedeno pístem (méně používané). Kluzná ložiska v hlavě ojnice se skládají ze dvou identických částí a jsou zajištěna proti otáčení kolíkem nebo polohovacím výstupkem [10]. Tlakový olej pro mazání ložiska je dopraven do kontaktu třecích ploch mazacím kanálkem v klikovém hřídeli.

Ojnice mohou mít různý tvar dříku, nejzákladnějšími jsou ojnice s dříkem ve tvaru písmene I nebo s dříkem ve tvaru písmene H. Všechny přechody do hlavy i ojničního oka musí být plynulé, aby se zamezilo koncentraci napětí. Pro zvýšení únavové pevnosti se ojnice leští, aby se zabránilo vzniku trhlinek.

1.4.1 OJNICE S TVAREM DŘÍKU I

Pro běžné motory je nejčastějším příkladem ojnice s dříkem ve tvaru písmene I [10]. Její výhodou je dobrý poměr mezi pevností a hmotností společně s jednodušší a levnější výrobou. Dřík ojnice neposkytuje takovou vzpěrnou pevnost jako ojnice H, ale obvykle má větší příčný průřez. Jsou tedy vhodnější pro vysokootáčkové motory [12], u nichž jsou ojnice více namáhány setrvačnými silami, než silou od tlaku plynů.



Obr. 7 Ojnice s tvarem dříku I [13]

1.4.2 OJNICE S TVAREM DŘÍKU H

Dřík ojnice ve tvaru písmene H má zcela jiný tvar, který je tvořen dvěma velkými plochami, které jsou kolmé na osu klikového hřídele a jsou uprostřed spojené pouze tenkým žebrem. Díky tomu má ojnice menší příčný průřez než I ojnice, je lehčí, ale má větší vzpěrnou tuhost. Je tedy vhodná pro motory s vysokými pracovními tlaky a nižšími otáčkami [12]. Nevýhodou jsou vyšší náklady na složitější výrobu. Proto se H ojnice vyskytují převážně v upravovaných motorech.

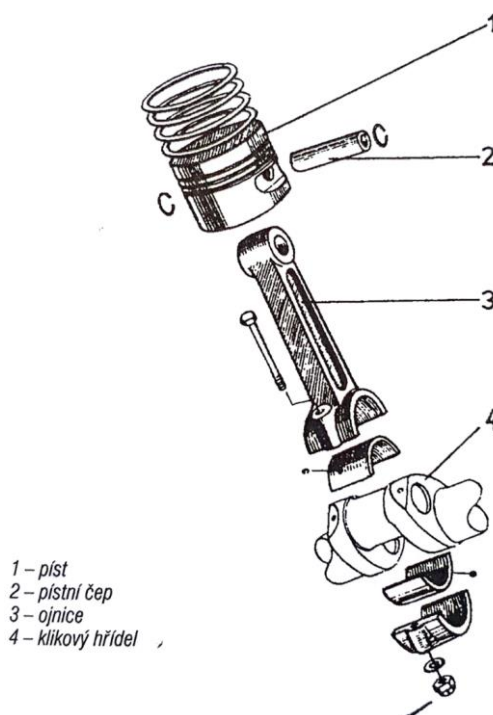


Obr. 8 Ojnice s tvarem dříku H [13]

1.5 VÝPOČET SIL V KLIKOVÉM MECHANISMU PÍSTOVÉHO MOTORU

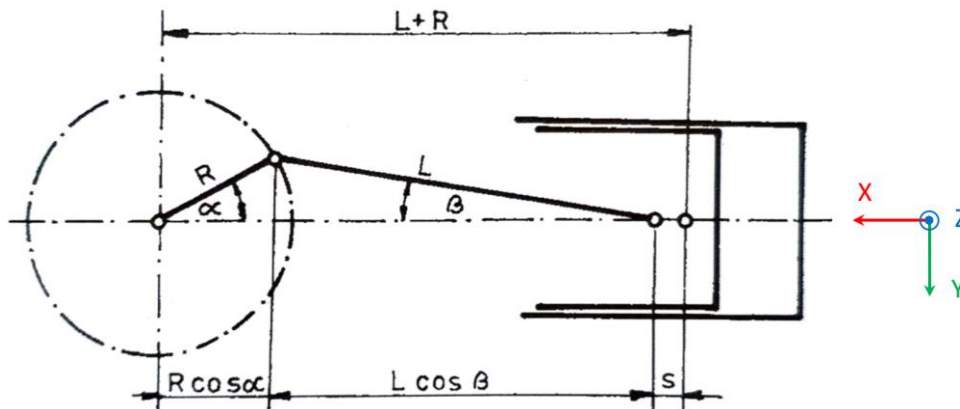
Pro hlubší pochopení problematiky dynamiky klikového mechanismu je v následující kapitole probrán výpočet sil v klikovém mechanismu, který je převzatý ze zdroje [1] a upravený pro názornější vysvětlení.

Klikový mechanismus se skládá z pístu, pístního čepu, ojnice a klikového hřídele.



Obr. 9 Klikový mechanismus pístového spalovacího motoru [1]

1.5.1 KINEMATIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU



Obr. 10 Dráha pístu „s“ v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele [1]

DRÁHA PÍSTU

Dráha pístu s v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele vyplývá z obr. 10. Označíme-li R délkou ramene kliky a L délkou ojnice, platí pro dráhu pístu výraz:

$$s = L + R - (L \cdot \cos \beta + R \cdot \cos \alpha), \quad (1)$$

kde α je úhel natočení klikového hřídele a β úhel odklonu ojnice. Další úpravou tohoto výrazu dostaneme:

$$s = R \cdot \left(1 - \cos \alpha + \frac{1}{2} \cdot \frac{R}{L} \cdot \sin^2 \alpha \right). \quad (2)$$

RYCHLOST PÍSTU

Rychlost pístu c je časová změna dráhy a vypočte se ze vztahu:

$$c = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \alpha + \frac{1}{2} \cdot \frac{R}{L} \cdot \sin 2\alpha \right), \quad (3)$$

kde ω je úhlová rychlost otáčení klikového hřídele. Střední pístová rychlost c_s při zdvihu pístu z je dána vztahem:

$$c_s = \frac{z \cdot n}{30}. \quad (4)$$

ZRYCHLENÍ PÍSTU

Zrychlení pístu a je změna rychlosti v čase a vypočte se pomocí rovnice:

$$a = R \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos \alpha + \frac{R}{L} \cdot \cos 2\alpha \right). \quad (5)$$

1.5.2 DYNAMIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

V klikovém mechanismu při chodu motoru působí dva druhy sil:

- setrvačné síly pohybujících se částí mechanismu
- síly způsobené tlakem plynů na píst

SETRVAČNÉ SÍLY

Setrvačné síly vzniklé zrychlením částí klikového mechanismu se dělí na dvě skupiny:

- setrvačné síly hmotností pohybujících se přímočaře. Takto se pohybuje píst, pístní čep a část ojnice. Výsledná setrvačná síla je:

$$F'_{sp} = -m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos \alpha + \frac{R}{L} \cdot \cos 2\alpha \right), \quad (6)$$

kde m_p je celková hmotnost posuvných částí klikového mechanismu. Skládá se z hmotnosti pístní skupiny m_{psk} , a hmotnosti posuvných částí ojnice m_{op} , kterou získáme pomocí redukce ojnice do dvou hmotných bodů. Opačné znaménko značí směr setrvačných sil, podle souřadnicového systému, který je uveden na *obr. 10*.

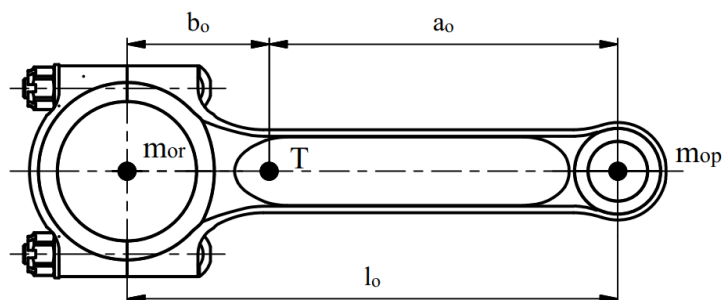
- setrvačné síly hmotností rotujících spolu s klikou. Takto se pohybuje klika a část ojnice. Výsledná setrvačná síla rotujících hmotností se určí z rovnice:

$$F'_{sr} = -m_r \cdot R \cdot \omega^2, \quad (7)$$

kde m_r je celková hmotnost rotujících částí klikového mechanismu. Ta se skládá z redukované hmotnosti zalomení klikového hřídele m_{r_zal} a hmotnosti rotačních částí ojnice m_{or} .

REDUKCE OJNICE DO DVOU HMO TNÝCH BODŮ

Celá hmota ojnice m_o je nahrazena dvěma hmotnými body. Jeden je umístěn do osy ojniční hlavy a představuje hmotnost posuvných částí ojnice m_{op} . Druhý hmotný bod je umístěn do osy ojničního oka a představuje hmotnost rotačních částí ojnice m_{or} .



Obr. 11 Redukce ojnice do dvou hmotných bodů. Upraveno z [14]

Hmotnost ojnice i poloha těžiště musí zůstat zachovány, proto platí statická ekvivalence [14]:

$$m_o = m_{op} + m_{or}, \quad (8)$$

$$m_{op} \cdot a_o = m_{or} \cdot b_o, \quad (9)$$

kde a_o je vzdálenost těžiště od osy ojnicního oka a b_o vzdálenost těžiště od osy hlavy ojnice. Po úpravě dostaneme následující rovnice:

$$m_{op} = m_o \cdot \frac{b_o}{l_o}, \quad (10)$$

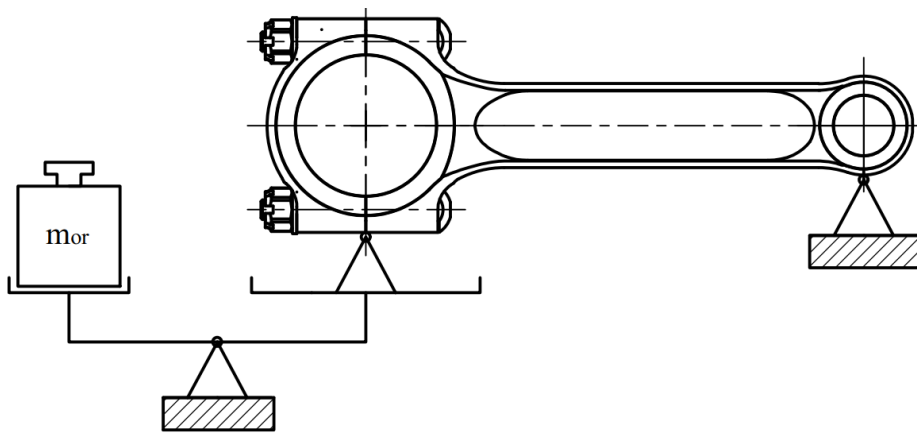
$$m_{or} = m_o \cdot \frac{a_o}{l_o}, \quad (11)$$

kde l_o je délka ojnice. Pokud neznáme polohu těžiště, můžeme rovnice upravit a dostaneme tvar:

$$b_o = \frac{m_{op} \cdot l_o}{m_o}, \quad (12)$$

$$a_o = \frac{m_{or} \cdot l_o}{m_o}. \quad (13)$$

Hmotnost jednotlivých částí ojnice můžeme získat pomocí vážení ojnice, které je znázorněno na *obr. 12*. Jedná se o méně přesnou, avšak jednoduchou metodu, jak změřit hmotnost rotačních a posuvných částí ojnice nebo polohu těžiště ojnice.



Obr. 12 Vážení rotačních částí ojnice. Upraveno z [14]

SÍLA VYVOLANÁ TLAKEM PLYNŮ NA PÍST

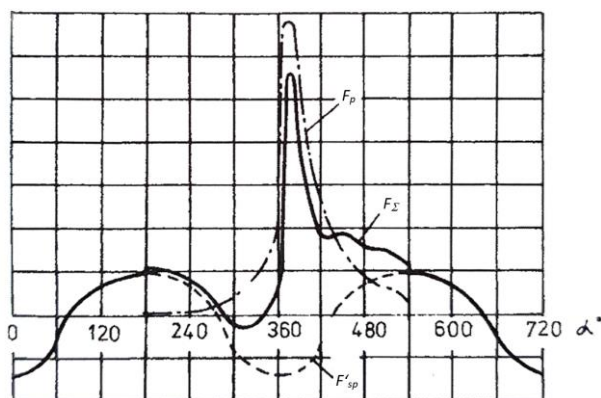
Síla vychází z rovnice:

$$F_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \cdot (p - p_o), \quad (14)$$

kde D_p je vrtání válce. Průběh absolutního tlaku p ve válci motoru v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele se získá z indikátorového diagramu. Tlak působící na vnitřní stranu dna pístu p_o bereme jako tlak vnějšího prostředí.

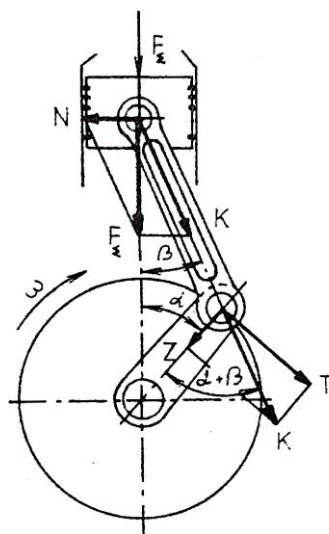
SÍLY PŮSOBÍCÍ V OSE VÁLCE

Ve směru osy válce působí setrvačná síla posuvně se pohybujících hmotností F'_{sp} a síla vyvolaná tlakem plynů na píst F_p . Obě tyto síly jsou periodicky proměnné s periodou dvou otáček klikového hřídele. Součtem obou sil dostaneme výslednou sílu $F_{\Sigma} = F'_{sp} + F_p$. Na obr. 13 je uveden průběh těchto sil v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele.



Obr. 13 Průběh sil působící v ose válce [1]

SÍLY PŮSOBÍCÍ V OSE OJNICE A NA STĚNU VÁLCE



Obr. 14 Rozklad sil působících v klikovém mechanismu [1]

Na obr. 14 je proveden rozklad síly F_{Σ} působící v ose válce na složku normálovou N :

$$N = F_{\Sigma} \cdot \tan \beta, \quad (15)$$

která vyvoluje tření mezi pístem a válcem, a složku:

$$K = \frac{F_{\Sigma}}{\cos \beta}, \quad (16)$$

přičemž síla K působí v ose ojnice a přenáší se na klikový čep.

SÍLY PŮSOBÍCÍ NA KLIKOVÝ ČEP

Síla K působící v ose ojnice se rozkládá na složku normálovou Z :

$$Z = K \cdot \cos(\alpha + \beta), \quad (17)$$

a tangenciální T :

$$T = K \cdot \sin(\alpha + \beta), \quad (18)$$

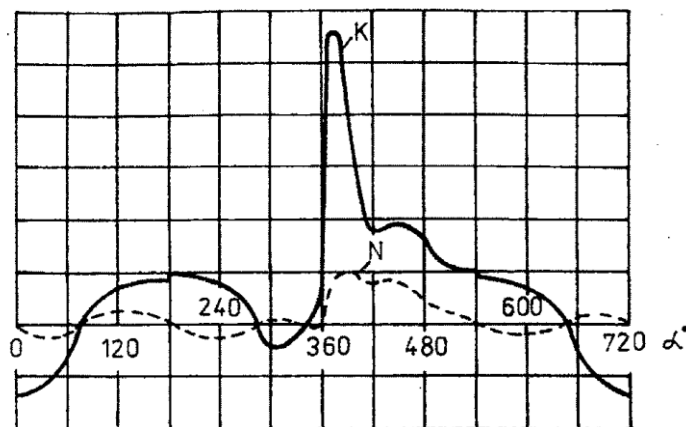
přičemž rozklad je znázorněn na *obr. 14*. Tangenciální síly vyvozuje krouticí moment M_k :

$$M_k = T \cdot R, \quad (19)$$

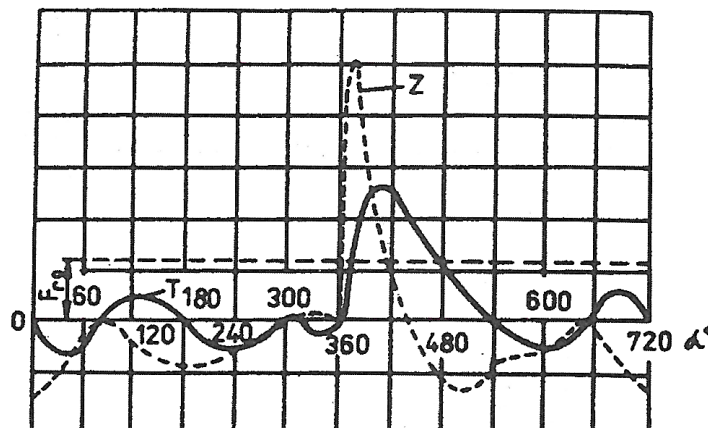
a zároveň v rameni kliky působí také odstředivá síla části hmotnosti ojnice, která rotuje s klikou F_{ro} . Celková síla v rameni Z' bude:

$$Z' = Z - F_{ro}. \quad (20)$$

Průběh jednotlivých sil v závislosti na otočení klikového hřídele je na *obr. 15* a *obr. 16*.



Obr. 15 Průběh síly K působící v ose ojnice a normálové síly N [1]



Obr. 16 Průběh tangenciální síly T a normálové síly Z [1]

POŘADÍ ZÁŽEHU VE VÁLCÍCH NĚKOLIKAVÁLCOVÉHO MOTORU

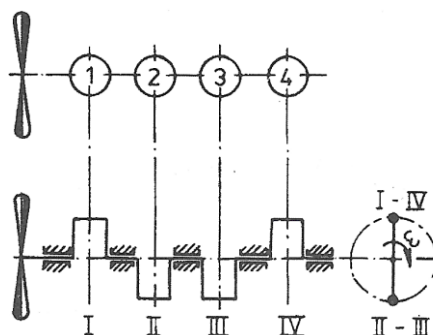
Dosud byl probírán klikový mechanismus jednoválcového motoru. Kinematické a dynamické poměry víceválcových motorů jsou složitější. Pro stanovení pořadí zážehu ve válcích platí tyto pravidla:

- a) za jednu pracovní periodu motoru (u čtyřdobých motorů 720° otočení klikového hřídele) proběhne zážeh ve všech válcích. Úhel mezi dvěma po sobě jdoucími zážehy ve válci motoru s počtem válců i je:

$$\gamma = \frac{720}{i}, \quad (21)$$

- b) zalomení klikového hřídele musí být uspořádána tak, aby byly vyváženy odstředivé síly a aby nevznikly nevyvážené dvojice sil
c) po sobě jdoucí zážehy mají proběhnout ve válcích od sebe vzdálených. Tím se zmenší nerovnoměrnost namáhání klikové skříně

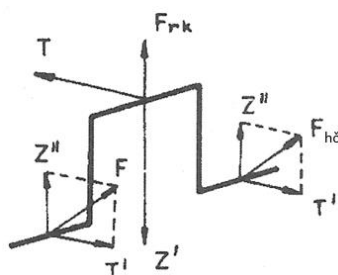
Schéma číslování válců a pořadí zapalování řadového čtyřválcce ukazuje *obr. 17*.



Obr. 17 Schéma číslování a pořadí zapalování řadového čtyřválcce [1]

SÍLY PŮSOBÍCÍ NA KLIKU HŘÍDELE NĚKOLIKAVÁLCOVÉHO MOTORU

Působí-li na jeden klikový čep síly z více válců, můžeme jejich tangenciální a normálové složky sčítat. Průběhy sil všech válců jsou shodné (*obr. 15* a *obr. 16*), pouze posunuté v souladu s pořadím zapalování. Pro každý okamžik daný úhlem otočení klikového hřídele sečteme okamžité hodnoty T všech válců a dostaneme výslednou tangenciální sílu T_Σ . Obdobně se získá výsledná normálová síla Z_Σ .



Obr. 18 Síly působící na hlavní čep [1]

SÍLY PŮSOBÍCÍ NA HLAVNÍ ČEP HŘÍDELE A NA HLAVNÍ LOŽISKO

Odvození síly působící na hlavní čep je znázorněno na *obr. 18*. Mimo síly tangenciální T a normálové Z' působící na kliku je nutno uvažovat odstředivou setrvačnou sílu otáčející se kliky F_{rk} . Všechny tyto síly vyvolávají reakce působící na hlavní čepy po stranách kliky. Při symetrické klice jsou oba čepy zatěžovány stejnými silami:

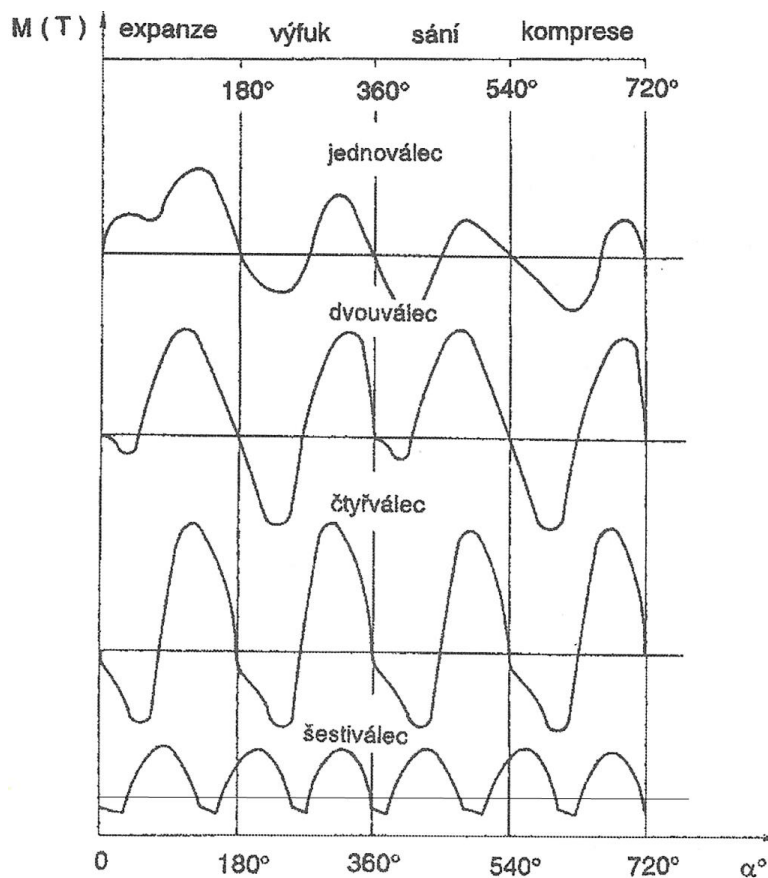
$$T'' = \frac{T}{2}, \quad (22)$$

$$Z'' = \frac{Z' - F_{rk}}{2}, \quad (23)$$

výsledná síla na hlavní čep je označena jako $F_{hč}$.

VÝSLEDNÉ TANGENCIÁLNÍ SÍLY A KROUTICÍ MOMENTY CELÉHO MOTORU

Výslednou tangenciální sílu celého motoru určíme součtem tangenciálních sil působících na jednotlivé zalomení kliky. Průběh celkové tangenciální síly (nebo točivého momentu) pro motory s různým počtem válců je na *obr. 19*, jednotlivé průběhy je od sebe liší pouze měřítkem, protože platí rovnice (19).



Obr. 19 Průběh momentů (tangenciálních sil) motorů s různým počtem válců [1]

1.6 MOTOR WALTER MIKRON III C

1.6.1 HISTORIE FIRMY WALTER

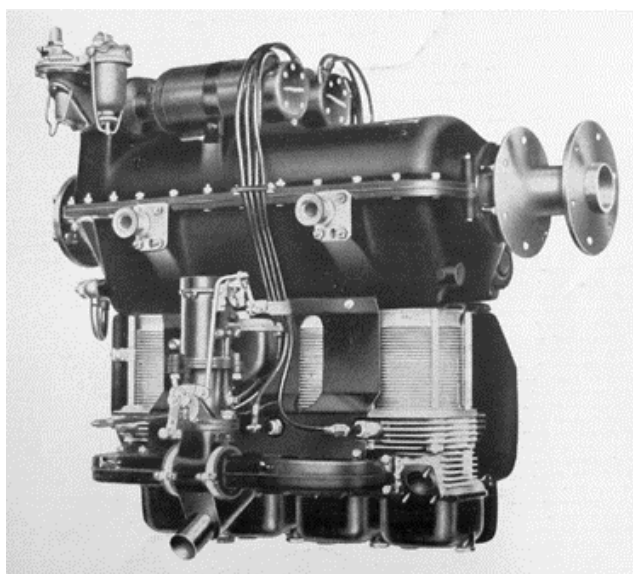
Po první světové válce a vzniku Československé republiky se vývojem a výrobou letadlových motorů zabývaly v zásadě tři firmy: Walter, ČKD a Avia [1]. Vzhledem k tématu diplomové práce bude dále zmíněna pouze firma Walter.

Československá firma Walter vyráběla licenční motory i motory vlastní konstrukce [1]. Prvním vlastním motorem byl hvězdicový pětiválec NZ-60, který v roce 1923 položil základy pro další řady hvězdicových vzduchem chlazených motorů Pollux, Regulus a Castor, které disponovaly výkonem 190–360 kW. Firma byla zároveň licenčním výrobcem motorů Bristol, které exportovala do mnoha zemí světa a v roce 1936 byla největší továrnou na letadlové motory nejen v Československu, ale v celé střední Evropě. V té době vznikl od konstruktérů letadel požadavek na zkonstruování invertních řadových vzduchem chlazených motorů, proto firma vyvinula několik výkonových a rozměrových řad těchto motorů – Junior, Major, Minor a nejmenší Mikron [15].

V období druhé světové války byl výrobní program plně podřízen potřebám německé armády. Po skončení války firma znovu pokračovala ve své původní činnosti, avšak v letech 1946 až 1995 nesla název Motorlet. V té době byly vyvinuty poslední pístové motory M332 a M337 a v roce 1964 se výroba pístových motorů přesunula do firmy Avia [15], spolu s tím vznikl v Motorletu větší prostor pro výrobu proudových a turbovrtulových motorů, která zde probíhala od roku 1956 [16].

1.6.2 HISTORIE MOTORU

V roce 1934 byl dokončen motor Mikron I, který disponoval výkonem 37 kW (*obr. 20*).



Obr. 20 Walter Mikron I (1934) [17]

Jednalo se o nejmenší z invertních vzduchem chlazených motorů firmy Walter. Motor byl postupně modernizován a před druhou světovou válkou byl dodáván již ve verzi Mikron II. V roce 1946 se dočkal další modernizace a pod označením Mikron III A s výkonem 48 kW byl vyráběn do roku 1964, kdy byla výroba přesunuta do firmy Avia [18] a zde následně utlumována.

Znovu se dostal ke slovu až v roce 1978, kdy jej v Aerotechniku Kunovice použili pro pohon motorizovaných kluzáků L-13 SW Vivat. Koncem roku 1985 získal Aerotechnik typové osvědčení k motoru Mikron III A, které jim umožnilo zahájit novou výrobu motoru. Během následujících let byl motor dále vyvíjen a byla představena verze III B s výkonem 55 kW. V roce 1999 přešla výroba a vývoj do firmy Parma – Technik s.r.o., se sídlem v Luhačovicích, která dodnes motory vyvíjí, vyrábí a opravuje. Nejnovější varianta motoru III C byla uvedena na trh v roce 2007, disponuje zvětšeným vrtáním válců z 90 mm na 95 mm a výkonem 60 kW [18]. Ve spolupráci s touto firmou byla provedena tato diplomová práce.

1.6.3 PARAMETRY MOTORU MIKRON III C

Letadlový motor Mikron III C je zážehový vzduchem chlazený invertní řadový čtyřválec s ventilovým rozvodem OHV a dvěma ventily na válec.



Obr. 21 Letadlový motor Mikron III C [19]

Kliková skříň je odlita z hořčíkové slitiny AZ91, která disponuje nízkou hmotností a zároveň výbornou pevností. Válce jsou odlity z hliníkové slitiny a opatřeny povlakem Nikasil. Hlavy válců jsou odlité metodou vytavitelného modelu z materiálu RR350, používaného pro vzduchem chlazené hlavy válců motorů Tatra. Píst je obráběn z výkovku hliníkové slitiny, podobně jako ojnice, která je po obrobení leštěna. Klikový hřídel je ocelový, bez vývažků, uložený v pěti hlavních ložiscích. Plnění motoru zajišťuje spádový karburátor, čerpadlo paliva je dvojitě membránové. Zapalovací soustavu tvoří dvě nezávislá magneta LUN 2225 se dvěma řadami zapalovacích svíček, přičemž pořadí zážehů probíhá v běžném pořadí 1–3–4–2. Mazání motoru je tlakové se suchou klikovou skříní a oddělenou olejovou nádrží. Startování motoru probíhá s pomocí startéru o výkonu 1 kW a zdrojem palubního napětí je alternátor o výkonu 200 W [19].

Vybrané technické parametry motoru jsou uvedeny v *tab. 1*.

Tab. 1 Vybrané technické parametry motoru Mikron III C [19]

Mikron III C	
Počet válců	4
Válce	Hliníkové s technologií Nikasil
Vrtání	95 mm
Zdvih	96 mm
Zdvihový objem	2,72 dm ³
Kompresní poměr	8:1
Palivo	Natural 95
Olej	SAE 15W-40
Vzletový výkon (max. 5 min.)	60 kW při 2800 min ⁻¹
Maximální trvalý výkon	55 kW při 2700 min ⁻¹
Cestovní výkon	44 kW při 2500 min ⁻¹
Hmotnost	70 kg

2 CÍLE PRÁCE

Hlavním cílem této práce je konstrukční návrh ocelové ojnice pro letadlový motor Walter Mikron III C, která by mohla tvořit alternativu k původní ojnici z hliníkové slitiny. Požadavky na ocelovou ojnici jsou následující:

- co nejnižší hmotnost ojnice
- přípojovací rozměry musí zůstat stejné
- vyrobitelnost obráběním na konvenčních obráběcích strojích
- použití dostupného materiálu

Základním kamenem pro návrh ojnice je zpracování rešerše v kapitole 1, která přináší vhled do problematiky letadlových motorů, klikového mechanismu a jeho namáhání. Konstrukční část práce je dělena do několika na sebe navazujících dílčích cílů, přičemž postup řešení je znázorněn na následující stránce na *obr. 22*.

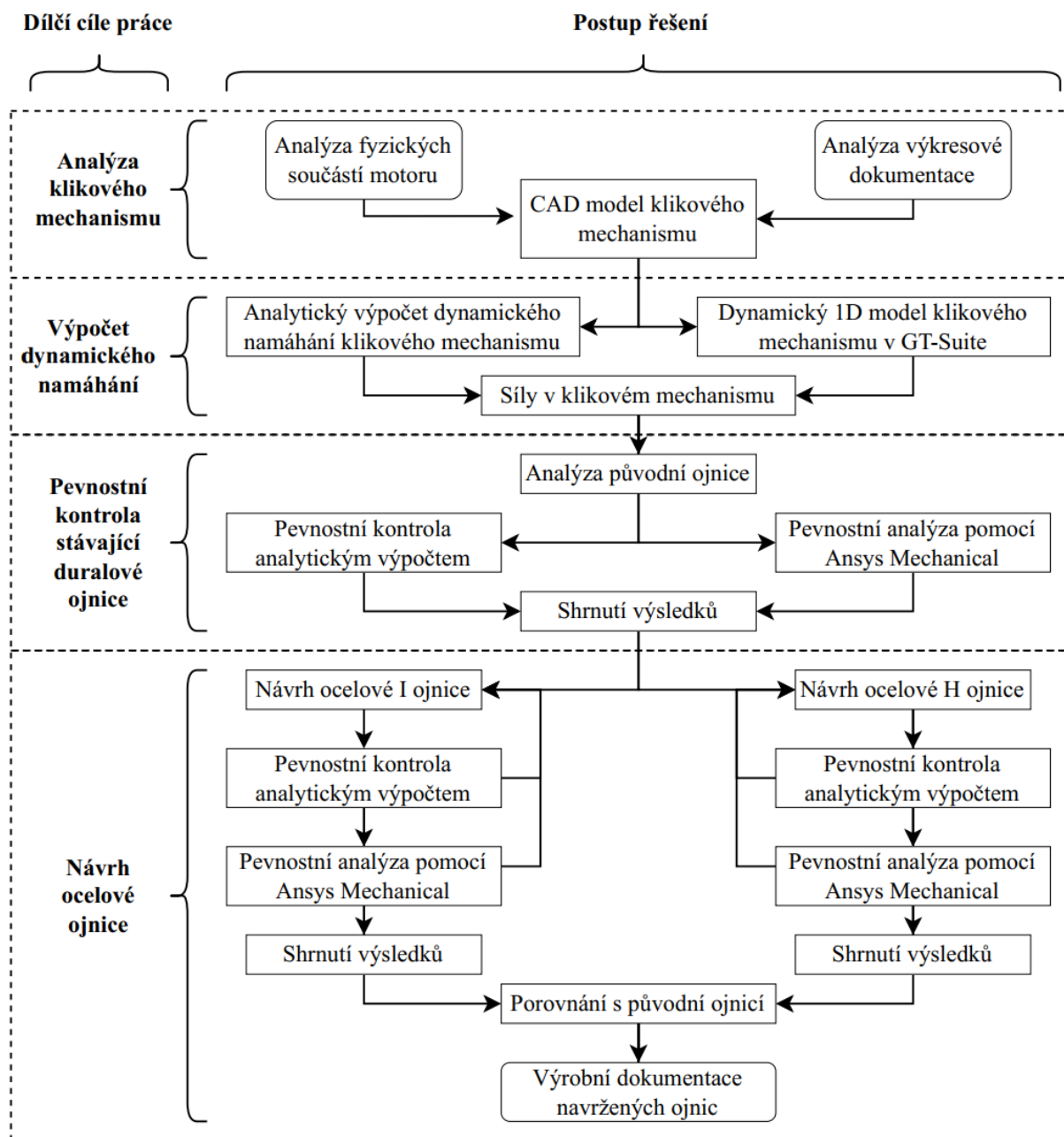
Prvním dílčím cílem je analýza klikového mechanismu motoru Walter Mikron III C. Ta obnáší analýzu výkresové dokumentace, její zpracování a vytvoření CAD modelu klikového mechanismu v software PTC Creo. Součástí analýzy je také měření hmotnosti fyzických dílů demontovaných z motoru, která slouží k ověření hmotností CAD modelu.

Dalším cílem je výpočet dynamického namáhání klikového mechanismu. Je k němu přistupováno dvěma způsoby. Prvním je analytický výpočet sil, druhým způsobem je vytvoření dynamického 1D modelu klikového mechanismu v software GT-Suite v modulu Cranktrain, díky kterému je možné získat výsledky dynamického namáhání klikového mechanismu.

Pro získání přehledu o namáhání stávající duralové ojnice, je v následujícím kroku provedena její pevnostní kontrola. Jako první je vytvořen analytický výpočet koeficientů bezpečnosti kritických míst ojnice, který slouží k předpovědi výsledků pevnostní MKP analýzy. Poté je provedena pevnostní MKP analýza v software Ansys Workbench, která odhalí skutečné napětí v ojnici a případné konstrukční nedostatky v místech, kde analytický výpočet neprovádíme. Oba tyto výpočty jsou provedeny jak pro bezpečnost ojnice k meznímu stavu pružnosti, tak k meznímu stavu únavy, který je pro ojnici kritický. Poznatky z analýzy jsou poté brány v potaz při návrhu nové ocelové ojnice.

Návrh ocelové ojnice je iterační výpočet probíhající podobně jako kontrola původní ojnice, přičemž jsou navrhovány ojnice s dříkem ve tvaru písmene I a H. Nejprve je navržen tvar ojnice a proveden analytický výpočet, sloužící k předpovědi výsledků pevnostní MKP analýzy. Ta je vytvořena vzápětí a její výsledky zpracovány při další iteraci úpravy konstrukce. Analogicky ke kontrole původní ojnice jsou výpočty provedeny jak pro bezpečnost ojnice k meznímu stavu pružnosti, tak k meznímu stavu únavy. Výsledkem je optimalizovaná ojnice, která by mohla tvořit náhradu ojnice stávající.

Posledním dílčím cílem práce je vytvoření výrobní dokumentace obou variant ocelové ojnice.



Obr. 22 Schéma postupu řešení

3 KLIKOVÝ MECHANISMUS MOTORU MIKRON III C

Konstrukce klikového mechanismu čtyřválcového letadlového motoru je poplatná době vzniku. Skládá se z kovaného ocelového klikového hřídele s odlehčeními v místech hlavních i ojnicích čepů, přičemž hřídel není vybaven vývažky z důvodu snížení jeho hmotnosti a je uložen v horizontálně dělené klikové skříni z hořčíkové slitiny v pěti kluzných a jednom valivém ložisku. Kovaná ojnice z hliníkové slitiny přenáší sílu od tlaku plynů z pístu na klikový hřídel, ze kterého je tok točivého momentu odváděn do přední části, na kterou je přes unašeč přímo namontovaná vrtule. Toto provedení bez použití reduktoru otáček je možné díky nízkým maximálním otáčkám motoru 2800 min^{-1} . Součástí unašeče vrtule je setrvačnick s ozubením, přes které je motor roztáčen startérem. Od zadního konce hřídele je pomocí převodu ozubenými koly poháněn vačkový hřídel, olejové i palivové čerpadlo a obě zapalovací magneta. Alternátor je bez převodu poháněn ze zadní části klikového hřídele.



Obr. 23 Klikový mechanismus motoru Mikron III C

3.1 ANALÝZA SOUČÁSTÍ

Podle výkresové dokumentace byly vytvořeny CAD modely součástí v software PTC Creo, jejichž parametry dále sloužily jako vstup pro výpočet dynamického namáhání klikového mechanismu a také pro pevnostní kontrolu stávající ojnice. Pro validaci hmotností CAD modelů byla ve firmě Parma-Technik s.r.o. změřena hmotnost fyzických součástí klikového mechanismu demontovaných z motoru. Hmotnosti jednotlivých komponent jsou uvedeny v tab. 2.

Tab. 2 Hmotnosti dílů klikového mechanismu demontovaných z motoru

Hmotnosti dílů klikového mechanismu Mikron III C		
Klikový hřídel		7 145 g
Ojnice	Tělo	229 g
	Víko	76 g
	Kluzné ložisko	99 g
	Ojniční šroub (1 ks)	25 g
	Matice (1 ks)	6 g
	Celková hmotnost ojnice	469 g
Pístní čep		78 g
Píst varianty III C		413 g

Dále byly podrobněji analyzovány jednotlivé komponenty klikového mechanismu.

3.1.1 PÍST

Píst varianty motoru Mikron III C je vyroben z výkovku hliníkové slitiny ČSN 42 4218.9 (AlCu2Mg2Ni). Jedná se materiál hojně používaný v letectví, jeho předností je dobrá odolnost vůči teplotám a dobrá obrobiteľnosť. Dno pístu je mírně vypouklé do spalovacího prostoru, čímž snižuje kompresní poměr motoru na hodnotu 8:1. Píst disponuje jedním stíracím a dvěma těsníci kroužky. V drážce těsnícího kroužku se na každé straně pístu nachází pět kanálek pro odvod oleje z drážky. Vnitřní strana pístu je odlehčená (viz obr. 24b), dno pístu je silné 6 mm a šířka drážky pro ojniční oko je 28 mm. Pístní čep o průměru 20 mm je uložen v pístu s vůlí, což umožňuje jeho otáčení a tím rovnoměrné opotřebení. Celková hmotnost pístu je 413 g. Přehled vybraných parametrů pístu je uveden v tab. 3.



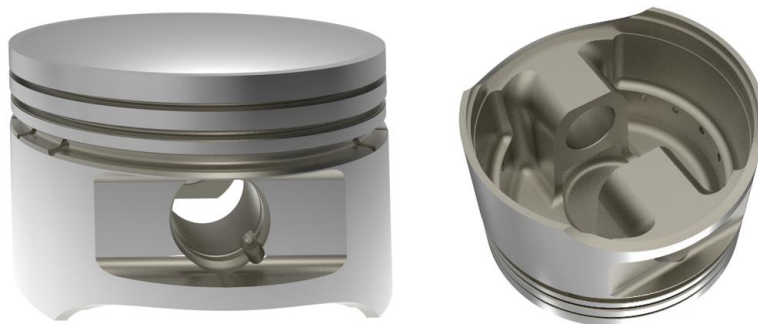
Obr. 24a) Píst motoru Mikron III C; b) vnitřní strana pístu

Z výkovku je v první fázi obrábění vyhrubována vnitřní strana pístu, která nemusí dosahovat vysoké přesnosti, poté je píst rozměrově stabilizován při teplotě 250 °C po dobu 4 hodin, přičemž jeho tvrdost by měla dosahovat předepsaných 100–110 HB. Poté je opracován plášť pístu, drážky pro pístní kroužky a otvor pro pístní čep. Plášť pístu je zkonstruován jako oválný, přičemž při zahřátí pístu během provozu motoru dojde k jeho deformaci do požadovaného kruhovitěho tvaru. Za studena je rozměr pístu kolmý na osu čepu menší

o 1,1 mm oproti rozměru rovnoběžnému s osou čepu. Plášť pístu (viz *obr. 24a*) je opatřen kluzným lakem vytvrzovaným za zvýšené teploty, který zlepšuje kluzné vlastnosti v kontaktu pístu se stěnou válce.

CAD MODEL PÍSTU

CAD model pístu o hmotnosti 432 g byl vytvořen podle výkresové dokumentace v software PTC Creo. Bylo tedy nutné model upravit tak, aby dosahoval hmotnosti fyzického pístu. Po hlubší analýze fotografií pístu byly nalezeny rozdíly tvarů vnitřní části pístu mezi výkresovou dokumentací a fyzickou součástí, což bylo důvodem zvýšené hmotnosti modelu. Proto byl model upraven ve vnitřní části tak, aby tvarově odpovídal fyzickému pístu, čímž byla hmotnost snížena na požadovaných 413 g. Hmotnost pístu byla jedním ze vstupních parametrů výpočtu sil v klikovém mechanismu.



Obr. 25 CAD model pístu motoru Mikron III C

PÍSTNÍ ČEP

Pístní čep o vnějším průměru 20 mm a vnitřním průměru 15 mm má délku 66 mm a hmotnost 78 g. V pístu i ojnici je uložen s vůlí, což umožňuje jeho rotaci a díky tomu je čep rovnoměrně opotřebován.

Tab. 3 Přehled základních parametrů pístu motoru Mikron III C

Vybrané parametry pístu		
Údaj	Zkratka	Hodnota
Vrtání	D_p	95 mm
Zdvih pístu	s	96 mm
Výška pístu	H_p	66,5 mm
Šířka drážky pro ojniční oko	H_{oj_oko}	28 mm
Hmotnost	m_{pist}	413 g
Hmotnost pístního čepu	$m_{čep}$	78 g
Hmotnost celé pístní skupiny	m_{psk}	491 g
Materiál		ČSN 42 4218.9 (AlCu2Mg2Ni)

3.1.2 OJNICE

Ojnice motoru je zápusťkově kovaná z materiálu ČSN 42 4219.9 (ekvivalent EN AW 2031) a následně obráběná a leštěná. Do ojnicního oka o průměru 20 mm, které není osazeno ložiskovým pouzdem, je shora navrtaný otvor pro mazání pístního čepu. Ten je v ojnici uložen s vůlí, což umožňuje jeho otáčení a rovnoměrné opotřebení. Dřík plynule navazuje na oko i hlavu ojnice, přičemž po celé jeho délce má konstantní průřez ve tvaru písmene I. Dělené ložiskové pánve o vnějším průměru 47 mm a vnitřním průměru 42 mm jsou zajištěné proti otočení pomocí kolíku a to jak v hlavě, tak ve víku ojnice. Víko je zajištěno pomocí dvou průchozích lícovaných šroubů s válcovou plochou, kterou je polohováno vůči tělu ojnice. Šrouby jsou zajištěné korunovou maticí se závlačkou. Ojnice je vedena klikovým hřídelem. Vybrané parametry ojnice jsou uvedeny v *tab. 4*.

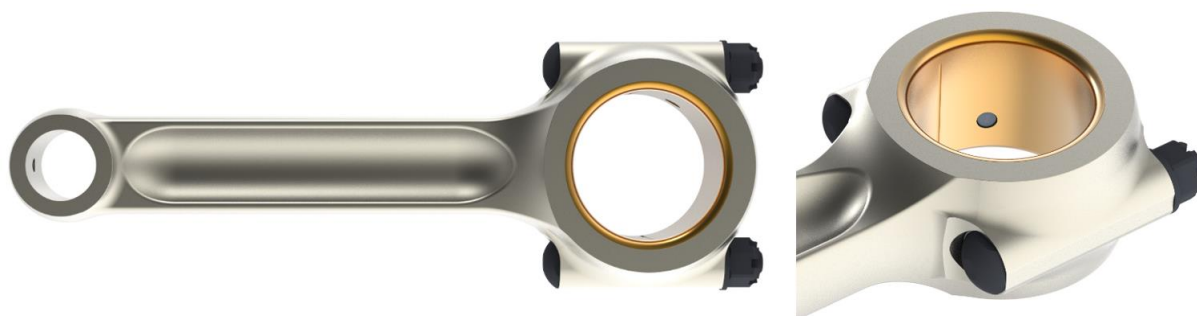


Obr. 26a) Ojnice motoru Mikron III C; b) detail hlavy ojnice

Z výkrovku ojnice je obráběné malé oko, hlava i víko. Mimo opracované plochy je následně ojnice leštěna pro zamezení vzniku únavových trhlin a kontrolována barevnou defektoskopií pro zjištění trhlinek, které by po leštění zůstaly v materiálu. Před montáží se ojnice třídí do sad, v jednom motoru musí být rozdíl v hmotnosti ojnic do 2 g.

CAD MODEL OJNICE

Jednotlivé díly CAD modelu ojnice byly vytvořeny podle výkresové dokumentace, přičemž hmotnost samotného těla ojnice byla 229 g, což odpovídalo naměřené hmotnosti ojnice demontované z motoru. Díky změřené hmotnosti jednotlivých komponent ojnice bylo možné hmotnosti jednotlivých modelů zkontrolovat a upravit před vkládáním do sestavy. Po vložení dílů do sestavy byla zjištěna hmotnost celé ojnice 469 g, která odpovídala reálné hmotnosti.



Obr. 27 CAD model ojnice motoru Mikron III C

Tab. 4 Přehled základních parametrů ojnice motoru Mikron III C

Vybrané parametry ojnice		
Údaj	Zkratka	Hodnota
Délka ojnice	L_{oj}	166 mm
Vnitřní průměr ojnicního oka	D_{H1}	20 mm
Vnější průměr ojnicního oka	D_{H2}	29 mm
Vnitřní průměr hlavového oka	D_{D1}	47 mm
Vnější průměr hlavového oka	D_{D2}	60 mm
Tloušťka ojnicního oka	H_H	25 mm
Tloušťka hlavy ojnice	H_D	35,9 mm
Hmotnost posuvných částí ojnice	m_{op}	143,6 g
Hmotnost rotačních částí ojnice	m_{or}	325,4 g
Celková hmotnost ojnice	m_o	469 g
Materiál		ČSN 42 4219.9 (EN AW 2031)

3.1.3 KLIKOVÝ HŘÍDEL

Klikový hřídel motoru je klasické čtyřválcové koncepce, bez protizávaží s odlehčením v hlavních i ojnicních čepích pro snížení hmotnosti, vyrobený z materiálu ČSN 15 330 (ekvivalent 31CrMoV9). Je uložen v pěti kluzných ložiskách a jednom valivém ložisku. Na předním konci hřídele je kužel, který slouží k montáži našeče vrtule, za ním se nachází kuličkové ložisko (zřejmě pro zachycení axiálních sil) zajištěné KM maticí s MB podložkou. Hlavní i ojnicní čepy jsou odlehčené vyvrtaným otvorem o průměru 24 mm, který je následně zaslepen a utěsněn pro rozvod tlakového oleje k ojnicním čepům. Zadní konec klikového hřídele je osazen ozubeným kolem pro pohon vačkového hřídele, olejového i palivového čerpadla a obou magnet zapalování. Hmotnost samotného klikového hřídele je 7 145 g. Vybrané parametry klikového hřídele jsou uvedeny v tab. 5.



Obr. 28 Klikový hřídel motoru Mikron III C

CAD MODEL KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Model klikového hřídele byl vytvořen podle výkresové dokumentace, jeho hmotnost se lišila od fyzické součásti pouze mírně. Byly tedy upraveny zkosení na ramenech pro dosažení

totožné hmotnosti. Parametry klikového hřídele byly vstupem pro dynamický model klikového mechanismu.

Tab. 5 Přehled základních parametrů klikového hřídele motoru Mikron III C

Vybrané parametry klikového hřídele		
Údaj	Zkratka	Hodnota
Rozteč válců	L_v	114 mm
Poloměr zalomení	r_{kl}	48 mm
Vnější průměr hlavního čepu	D_{HL1}	42 mm
Vnitřní průměr hlavního čepu	D_{HL2}	24 mm
Vnější průměr ojnicního čepu	D_{O1}	42 mm
Vnitřní průměr ojnicního čepu	D_{O2}	24 mm
Délka hlavního čepu	H_{HL}	40 mm
Délka ojnicního řepu	H_O	36 mm
Délka ramene	H_R	19 mm
Šířka ramene	S_R	235,4 g
Celková hmotnost klikového hřídele	m_{kl}	7 145 g
Materiál		ČSN 15 330 (31CrMoV9)

4 DYNAMICKÝ MODEL KLIKOVÉHO MECHANISMU

Dynamický model matematicky popisuje chování součástí klikového mechanismu. Umožňuje vypočítat průběhy rychlostí, zrychlení a sil jeho součástí, což jsou zásadní údaje pro kontrolu jejich namáhání, případně pro návrh nových součástí. Pro sestavení modelu je nutné znát veškeré potřebné parametry klikového mechanismu, jako jsou rozměry, hmotnosti, momenty setrvačnosti a polohy těžišť všech jeho částí.

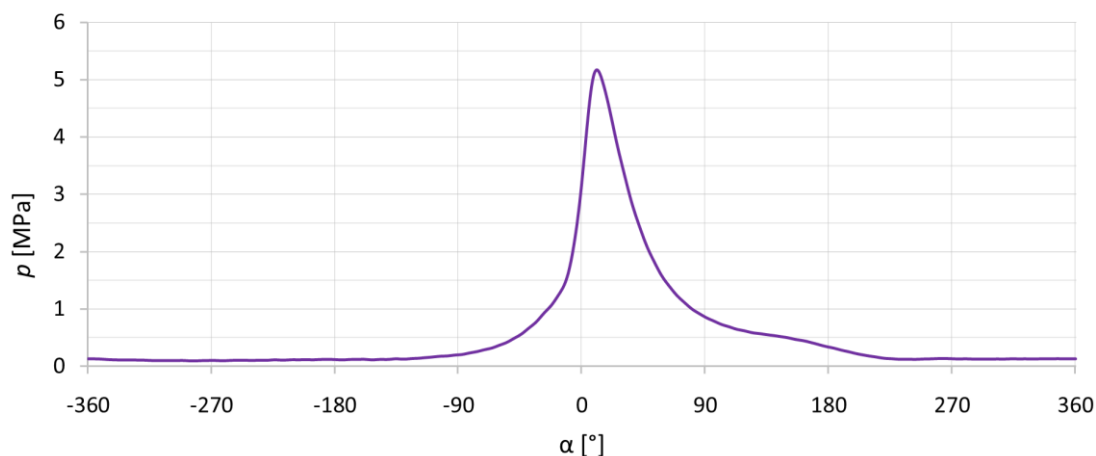
Dynamické namáhání klikového mechanismu motoru Mikron III C bylo zjištěno dvěma způsoby:

- analytickým výpočtem
- vytvořením 1D matematického modelu klikového mechanismu

Následně byly výsledky obou způsobů porovnány a sloužily jako vstupní data pro pevnostní kontrolu ojnice.

4.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Jak bylo výše zmíněno, silové působení závisí na parametrech daného klikového mechanismu, jako jsou rozměry, hmotnosti a momenty setrvačnosti spolu s průběhem tlaku plynů ve válci v závislosti na natočení klikového hřídele zjištěný z indikace motoru. Indikátorový diagram (průběh tlaku ve válci motoru v závislosti na natočení klikového hřídele) byl poskytnut z laboratoří ÚADI, kde jeho měření před několika lety probíhalo a je zobrazen na *obr. 29*.



Obr. 29 Průběh absolutního tlaku p ve válci v závislosti na natočení klikového hřídele α při 2100 min^{-1}

K maximu tlaku ve válci o hodnotě $5,16 \text{ MPa}$ dochází 11° za horní úvratí.

Protože byl k dispozici indikátorový diagram pro otáčky 2100 min^{-1} , byly veškeré výpočty dynamického namáhání provedeny právě pro tyto otáčky. Jak je uvedeno v následujících kapitolách, setrvačná síla byla řádově nižší, než síla od tlaku plynů, která byla hlavní složkou zatěžování klikového mechanismu. Při dosažení maximálních otáček motoru 2800 min^{-1} byl nárůst setrvačné síly stále zanedbatelný proti síle od tlaku plynů.

Dalšími vstupními parametry pro výpočet jsou hmotnosti, rozměry a momenty setrvačnosti klikového mechanismu. Pro přehlednost jsou údaje uvedeny v tab. 6.

Tab. 6 Parametry klikového mechanismu potřebné pro výpočet dynamického namáhání

Parametry klikového mechanismu				
		Údaj	Zkratka	Hodnota
Píst	Vrtání		D_p	95 mm
	Hmotnost pístu		m_{pist}	413 g
	Hmotnost pístního čepu		$m_{čep}$	78 g
Ojnice	Délka ojnice		L_o	166 mm
	Hmotnost ojnice		m_o	469 g
	Hmotnost posuvných částí ojnice		m_{op}	143,6 g
Klikový hřídel	Ojniční čep	Poloměr zalomení	r_{kl}	48 mm
		Délka ojničního čepu	$H_{oč}$	36 mm
		Vnější průměr ojničního čepu	D_{O1}	42 mm
		Vnitřní průměr ojničního čepu	D_{O2}	24 mm
		Hmotnost ojničního čepu	$m_{oč}$	267 g
		Moment setrvačnosti	$I_{oč}$	693,8 kg·mm ²
		Průměr mazacího kanálku	d_{mk}	4 mm
	Hlavní čep	Délka hlavního čepu	$H_{hč}$	40 mm
		Vnější průměr hlavního čepu	D_{HL1}	42 mm
		Vnitřní průměr hlavního čepu	D_{HL2}	24 mm
		Hmotnost hlavního čepu	$m_{hč}$	296 g
		Moment setrvačnosti	$I_{hč}$	89,4 kg·mm ²
	Rameno kliky	Délka ramene	L_{rm}	19 mm
		Šířka ramene	B_{rm}	50 mm
		Hmotnost	m_{rm}	456 g
		Moment setrvačnosti	I_{rm}	641,8 kg·mm ²

4.2 ANALYTICKÝ VÝPOČET DYNAMICKÉHO NAMÁHÁNÍ

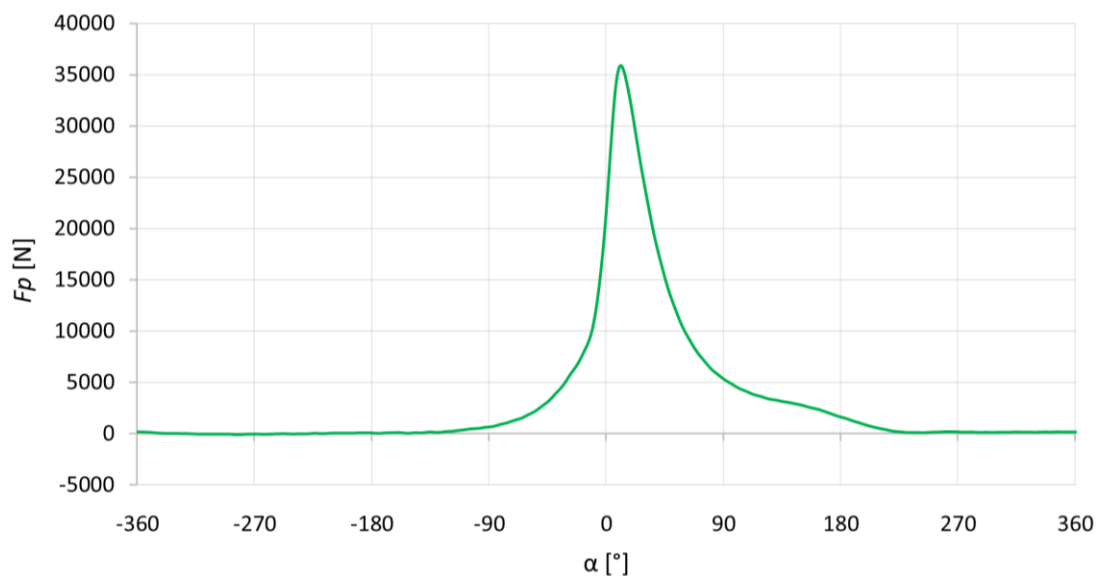
Analytický výpočet umožňuje poměrně rychlé získání některých dynamických parametrů klikového mechanismu, jako je například výsledná síla působící na ojniční oko. Kompletní vysvětlení analytického výpočtu bylo popsáno v kapitole 1.5, a následující analytické výpočty byly provedeny podle něj a zde již nejsou více rozebírány. Pro zjednodušení bylo přistoupeno k určitým zjednodušením – nebyly uvažovány ztráty třením, ani kmitání klikového mechanismu. Aby mohly být výsledky analytického výpočtu porovnány s 1D modelem, byl vybrán výpočet silového působení v ojničním oku, jehož výsledek byl vstupem pro výpočet namáhání ojnice.

4.2.1 SÍLA OD TLAKU PLYNŮ VE VÁLCI

Síla od tlaku plynů F_p je přímo úměrná tlaku plynů ve válci a je daná vztahem:

$$F_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \cdot (p - p_o), \quad (24)$$

kde D_p je vrtání válce, p je absolutní tlak ve válci a p_o je atmosférický tlak. Jeho hodnota $p_o = 0,10133$ MPa byla zvolena, protože se nepodařilo dohledat hodnotu atmosférického tlaku z měření. Průběh síly od tlaku plynů je zobrazen na *obr. 30*. Při expanzi plynů 11° za horní úvratí nabývá síla svého maxima 35 905 N. Nejnižší hodnoty -95 N dosahuje 284° před horní úvratí (76° po horní úvratí mezi výfukem a sáním), kde během sání dochází ve válci k podtlaku, proto je síla záporná.



Obr. 30 Průběh síly od tlaku plynů ve válci

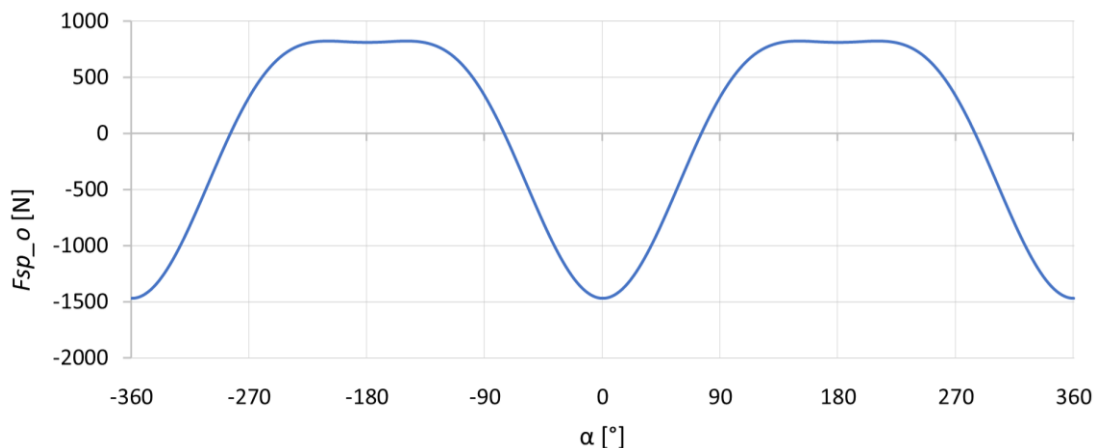
4.2.2 SETRVAČNÁ SÍLA POSUVNÝCH ČÁSTÍ V OJNIČNÍM OKU

Vzniká vlivem zrychlování a zpomalování pístní skupiny při jejich pohybu. Ze vztahu (22) je patrné, že se zvyšujícími se otáčkami roste setrvačná síla s druhou mocninou. Pro výpočet síly bylo zvoleno ojnicí oko, aby mohly být výsledky porovnány s 1D matematickým modelem.

Velikost setrvačné síly posuvných částí v ojnicím oku F_{sp_o} je dána vztahem:

$$F_{sp_o} = -m_{psk} \cdot r_{kl} \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos \alpha + \frac{r_{kl}}{L_o} \cdot \cos 2\alpha \right), \quad (25)$$

kde m_{psk} je hmotnost pístní skupiny složená z hmotnosti pístu m_{pist} a hmotnosti pístního čepu $m_{čep}$. Vzdálenost r_{kl} je poloměr zalomení klikového hřídele, ω je jeho úhlová rychlost, α je úhel natočení klikového hřídele a L_o je délka ojnice. **Opačné znaménko značí směr sil.** Průběh síly při otáčkách 2100 min^{-1} je zobrazen na *obr. 31*, přičemž maximální hodnoty -1 469 N nabývá síla v horní úvratí.



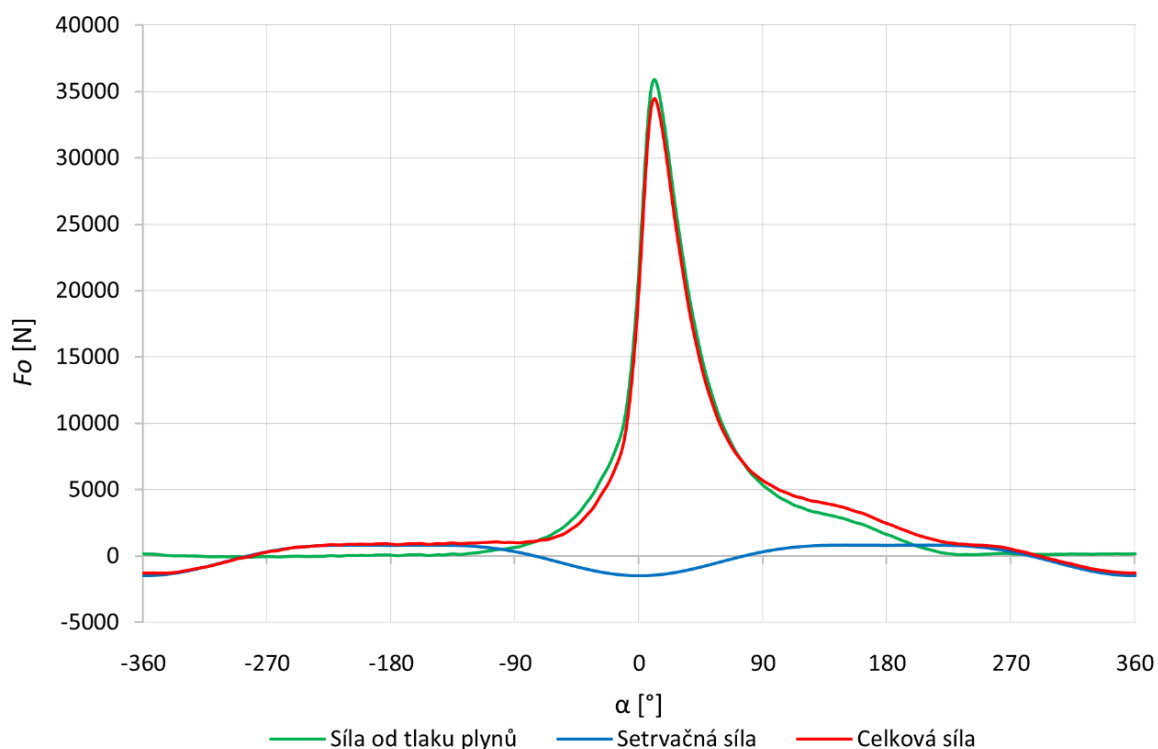
Obr. 31 Setrvačná síla posuvných částí v ojnicním oku při otáčkách 2100 min^{-1} – analytický výpočet

4.2.3 CELKOVÁ SÍLA V OJNICNÍM OKU

Celková síla v ojnicním oku F_o se skládá ze součtu sil od tlaku plynů a setrvačné síly posuvných částí:

$$F_o = \Sigma F_p + F_{sp_o} \quad (26)$$

kde F_p je síla od tlaku plynů a F_{sp_o} setrvačná síla posuvných částí v ojnicním oku. Průběh celkové síly je znázorněn na obr. 32.



Obr. 32 Průběh celkové síly působící na ojnicní oko při 2100 min^{-1}

Z grafu je na první pohled patrný rozdíl mezi velikostí síly od tlaku plynů a setrvačné síly. Celková maximální síla 34 480 N vyvolává tlakové zatížení ojnice, přičemž k ní dochází při maximálním tlaku ve válci 11 ° za horní úvratí. Oproti samotné síle od tlaku plynů je snížena o setrvačnou sílu. K opačnému maximálnímu tahovému zatížení ojnice dochází 15 ° za horní úvratí mezi výfukem a sáním, kdy převládá setrvačná síla a celková tahová síla na ojnicí oko nabývá hodnoty -1 348 N.

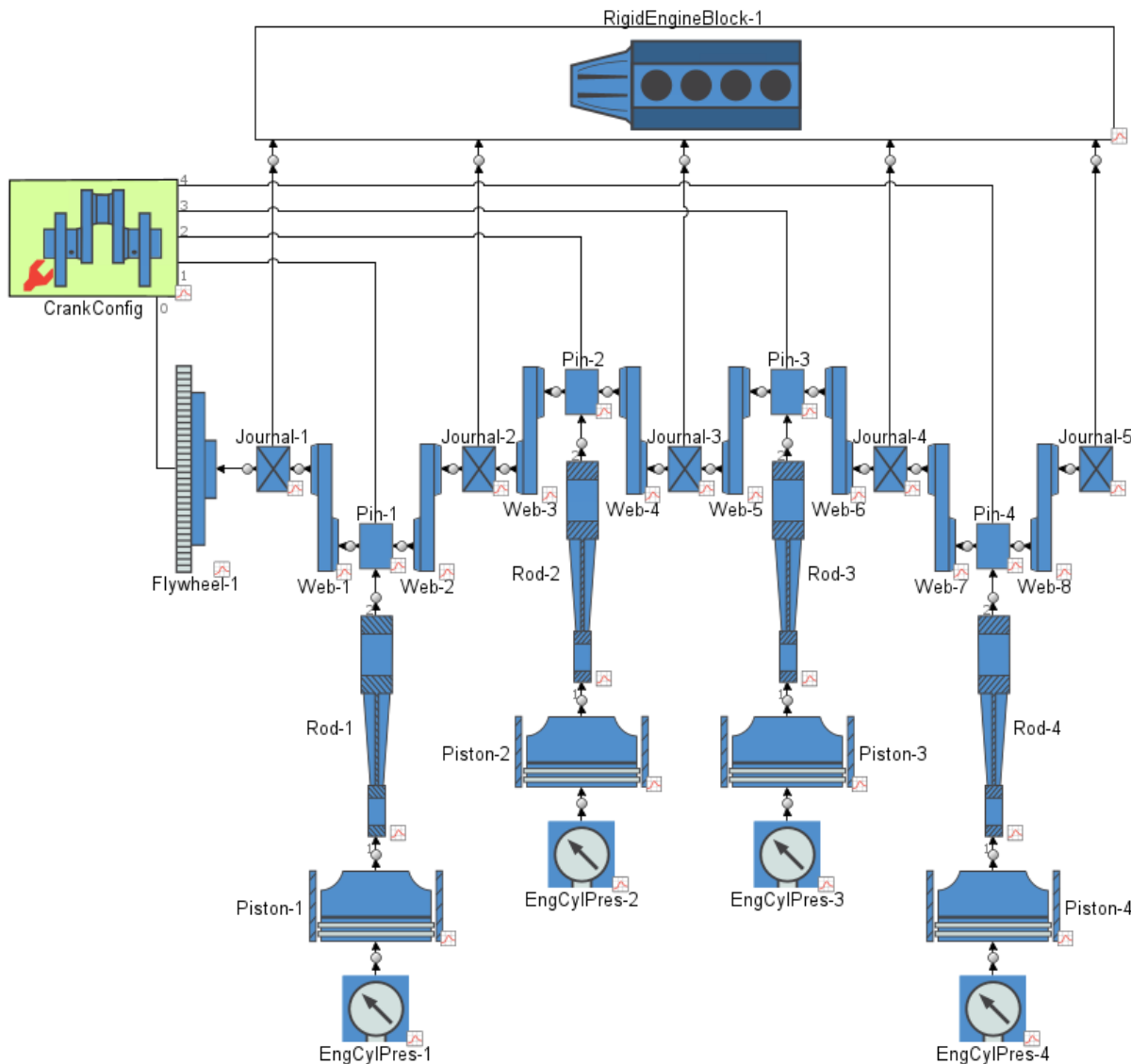
4.3 1D MATEMATICKÝ MODEL

Matematický dynamický model klikového mechanismu představuje komplexnější přístup k výpočtu silového zatížení klikového mechanismu. Jeho příprava vyžaduje přístup k software GT-Suite, konkrétně k modulu Cranktrain a s tím spojené základní znalosti ohledně jeho ovládání, které bylo nutné získat před jeho použitím. GT-Suite Cranktrain umožňuje modelování a simulaci dynamiky klikového mechanismu při různých provozních podmínkách, výpočet setrvačných a reakčních sil v ložiskách i úchytech motoru, optimalizaci parametrů klikového mechanismu včetně návrhu jeho vyvážení jak vývažkem na klikovém hřídeli, tak vyvažovacími hřídelemi. V rámci této diplomové práce byl využit pouze výpočet zatížení klikového mechanismu.

4.3.1 PŘÍPRAVA MODELU

Před vytvořením modelu bylo nutné získat parametry klikového mechanismu potřebné pro jeho sestavení, uvedené v *tab. 6*. Většina z nich byla zjištěna z CAD modelu klikového mechanismu. Dalším potřebným parametrem byl průběh tlaku ve válci.

Následně byl sestaven v modulu Cranktrain matematický model, který se skládal z jednotlivých komponent klikového mechanismu, jehož schéma je zobrazeno na *obr. 33*. Jednotlivým komponentám byly přiřazeny parametry klikového mechanismu motoru Mikron III C: ke komponentě Tlak ve válci (EngCylPres) byl přiřazen průběh tlaku ve válci, přičemž byl zadán také atmosférický tlak okolního vzduchu. K Pístu (Piston) byla přiřazena jeho hmotnost, průměr a také hmotnost pístního čepu. Ojnici (Rod) byla přiřazena hmotnost, její délka a hmotnost rotační části ojnice. U ramene klikové hřídele (Web), ojnicího čepu (Pin) i hlavního čepu (Journal) byly zadány rozměry, hmotnosti, polohy těžišť a momenty setrvačnosti vzhledem k ose klikového hřídele. Samotné nastavení klikového hřídele (CrankConfig) obsahuje hlavní parametry, jako jsou úhly zalomení ramen, pořadí zážehů nebo otáčky motoru. Klikový hřídel byl pro výpočet dynamického namáhání nastaven jako tuhý, stejně tak i blok motoru (RigidEngineBlock). Toto zjednodušení bylo akceptovatelné vzhledem k tomu, že byl model vytvořen primárně za účelem zjištění namáhání ojnice. Dalším zjednodušením byl odhad momentu setrvačnosti setrvačnicku z CAD modelu na základě jeho velikosti a materiálu, protože výkresová dokumentace nebo samotný moment setrvačnosti se nepodařilo dohledat. Aby byl model úplně kompletní, bylo by nutné dodat ještě moment setrvačnosti vrtule, avšak pro použití v rámci této diplomové práce byl takto vytvořený model plně dostačující.

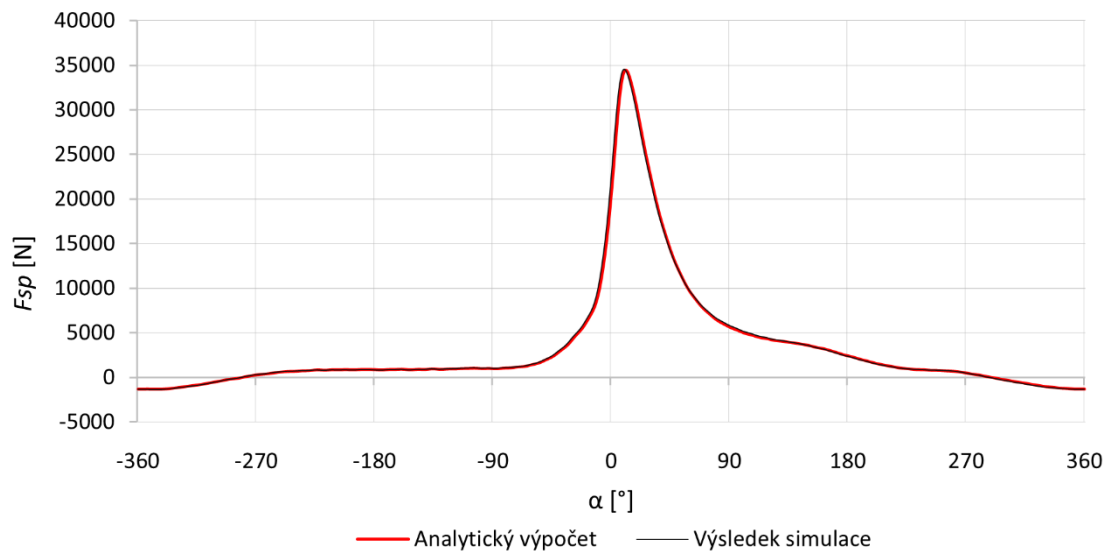


Obr. 33 Schéma sestaveného modelu klikového mechanismu v GT-Suite v modulu Cranktrain

U každé komponenty bylo možné zjistit všechny dynamické parametry, přičemž při sestavování modelu proběhl výběr parametrů, které měly být počítány. Po provedení simulace byly analyzovány výsledky ve formě tabulkových dat vykreslených do grafů.

4.3.2 VÝSLEDKY SIMULACE

Model umožňoval získat výsledky dynamického namáhání ve všech součástech klikového mechanismu, nicméně pro tuto diplomovou práci bylo klíčové zjistit namáhání ojnice, konkrétně ojnicního oka. Výsledná síla v ojnicním oku byla porovnána s analytickým výpočtem a vykreslena do grafu na obr. 34, ze kterého je patrné, že rozdíly mezi výslednými silami byly minimální. Podle výsledků simulace dochází k maximu síly o velikosti 34 530 N v pozici 10° za horní úvratí při expanzi plynů, což odpovídá rozdílu 0,1 % v porovnání s analytickým výpočtem. Minimální hodnoty dosahuje síla 14° za horní úvratí mezi výfukem a sáním a její velikost je -1 326 N, která odpovídá rozdílu mezi analytickým výpočtem a simulací do 0,1 %.



Obr. 34 Porovnání průběhů celkové síly v ojnicním oku – analytický výpočet, výsledek 1D simulace

Z průběhu celkové síly v ojnicním oku bylo patrné, že byla ojnice zatěžována střídavě, přičemž dochází ke dvěma stavům maximálního zatížení ojnice. Maximální tlakové zatížení způsobovala primárně síla od tlaku plynů a nejvyšší hodnota zatížení byla 34 530 N. Druhým extrémem bylo zatížení tahovou silou o velikosti 1 326 N, která byla ale vzhledem k tlakové síle řádově nižší a proto měla výrazně nižší vliv na zatížení ojnice.

Vzhledem k minimálním rozdílům mezi průběhem sil spočítaným analyticky a pomocí simulace 1D modelu bylo možné potvrdit správnost těchto dat a použít je nadále jak pro pevnostní kontrolu stávající ojnice, tak pro návrh nové ocelové ojnice.

Veškeré výpočty ojnice probíhaly při otáčkách 2100 min^{-1} ; k těmto otáčkám byl k dispozici reálný indikátorový diagram. Tento přístup zaručoval relevantní výsledky reflektující skutečné namáhání ojnice. Tlaková síla je násobně výraznější složkou namáhání ojnice. Pro maximální otáčky motoru 2800 min^{-1} vychází setrvačná síla 2 445 N, která je stále řádově nižší v porovnání se silou od tlaku plynů.

5 PEVNOSTNÍ KONTROLA STÁVAJÍCÍ OJNICE

Návrhu ocelové ojnice předcházela pevnostní kontrola stávající ojnice z hliníkové slitiny, aby bylo možné navrženou koncepci porovnat s výchozí variantou. K pevnostní kontrole bylo přístupováno dvěma způsoby:

- a) pevnostní kontrolou analytickým výpočtem v kritických místech ojnice
- b) pevnostní analýzou v software Ansys Workbench

Oba způsoby disponovaly svými výhodami, analytický výpočet dokázal určit představu o namáhání kritických míst ojnice a zároveň sloužil k předpovědi výsledků pevnostní analýzy. Ta přinesla rozšíření představy o namáhání díky výpočtu namáhání ve všech místech ojnice. Pro oba způsoby výpočtu bylo potřebné zjistit parametry původní ojnice a jejího namáhání. Hmotnosti částí, velikosti momentů setrvačnosti nebo velikosti průřezů byly zjištěny z CAD modelu ojnice, silové namáhání ojnice bylo vypočteno v předchozí kapitole.

5.1 ZATÍŽENÍ OJNICE

Ojnice motoru byla zatěžována kombinací síly od tlaku plynů a setrvačné síly, jejíž průběhy a hodnoty byly vypočteny v kapitole 4. Jelikož se jedná o cyklické zatížení, bylo nutné provádět pevnostní analýzu jak k mezi pevnosti materiálu, tak k únavové pevnosti.

Pro pevnostní analýzu určeny dva zátěžné stavy, které vychází z výsledků dynamického namáhání ojnice. Jedná se o zatížení:

- 1) Maximální tlakovou silou o velikosti 34 530 N při nejvyšší síle od tlaku plynů
- 2) Maximální tahovou silou o velikosti 1 326 N při nejvyšší setrvačné síle

Obě zatížení byla uvažována v místě ojničního oka, přičemž další složkou zatížení ojnice byla síla od předpětí ojničních šroubů. Jedná se o ojniční šrouby M8x1, které mají předepsaný utahovací moment 17 Nm. Ten ve šroubu vyvolá předpětí 10 264 N.

5.2 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI

Stávající ojnice motoru je vyrobena z výkovku hliníkové slitiny ČSN 42 4218 (ekvivalent EN AW 2031), která disponuje následujícími vlastnostmi převzatými z [20]:

- mez pevnosti $R_m = 385$ MPa
- mez kluzu $Re = 300$ MPa

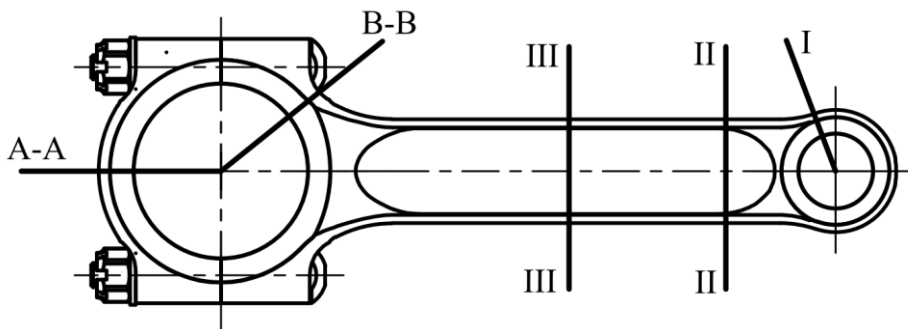
Vzhledem k tomu, že se jedná o hliníkovou slitinu, u kterých se mez únavy stále snižuje se zvyšujícím se počtem zatěžujících cyklů, nelze konkrétní mez únavy zjistit z materiálových listů. Proto byla mez únavy pro výpočet stanovena odhadem podle experimentálně provedených zkoušek dle [21], přičemž její hodnotu pro hliníkové slitiny lze odhadnout ze vztahu:

$$\sigma_c = 0.4 \cdot R_m, \quad (27)$$

kde R_m je mez pevnosti materiálu. S takto zjištěnou mezí únavy bylo pracováno během výpočtu a vzhledem k ní jsou vztahovány bezpečnosti k mezi únavy.

5.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA ANALYTICKÝM VÝPOČTEM

Pevnostní kontrola analytickým výpočtem je prováděna v kritických místech ojnice znázorněných na *obr. 35*. Celý výpočet je proveden podle učebního textu Semestrální projekt [22], který byl doplněn výpočty z knihy Konstruování strojních součástí [23].



Obr. 35 Kritická místa ojnice, ve kterých byl proveden analytický výpočet

Celý výpočet je uveden v Příloze 2 – Kontrola stávající ojnice – analytický výpočet. Dále byly analyzovány výsledky výpočtu.

5.3.1 BEZPEČNOST OJNICE K MSP – ANALYTICKÝ VÝPOČET

Z výpočtu byly pro přehlednost uvedeny bezpečnosti v kritických místech ojnice v *tab. 7*.

Tab. 7 Bezpečnost k MSP v kritických místech stávající ojnice

Bezpečnost k MSP stávající ojnice – Analytický výpočet					
Řez	I-I	II-II	III-III	A-A	B-B
Koeficient bezpečnosti	>15	2,56	2,15	>15	5,94

Z výsledků analytického výpočtu bylo patrné, že kritickým místem ojnice byl její dřík namáhaný tlakovou silou, kde bezpečnost k MSP dosahovala nejnižší hodnoty 2,15 v průřezu III-III. Naopak vysoké hodnoty bezpečnosti vycházely v průřezu I-I a A-A, které byly namáhány výhradně tahovou silou, jejíž velikost byla řádově nižší. Bezpečnostní koeficienty vyšší hodnoty, než 15, byly zaokrouhleny na tuto hodnotu pro jednoduchost zobrazení v tabulkách, ve výpočtech jsou však uvedeny.

5.3.2 BEZPEČNOST OJNICE K MSÚ – ANALYTICKÝ VÝPOČET

Podobně byly analyzovány výsledky bezpečnosti k MSÚ v kritických místech ojnice, které byly uvedeny pro přehlednost v *tab. 8*.

Tab. 8 Bezpečnost k MSÚ v kritických místech stávající ojnice

Bezpečnost k MSÚ stávající ojnice – Analytický výpočet					
Řez	I-I	II-II	III-III	A-A	B-B
Koeficient bezpečnosti	>15	1,92	2,66	>15	4,55

Ojnice byla cyklicky namáhána, proto bezpečnosti k MSÚ vycházely nižší, než bezpečnosti k MSP. Zde byl kritickým místem průřez II-II, kde bezpečnost k MSÚ vycházela 1,92, což je méně, než je doporučená hodnota koeficientu bezpečnosti (doporučená hodnota je 2–2,5). Naopak vysoké hodnoty bezpečnosti vycházely v řezech I-I a A-A ze stejného důvodu jako v případě bezpečnosti k MSP.

Kritickým místem celé stávající ojnice byl tedy průřez II-II, ve kterém byly očekávány nejnižší hodnoty bezpečnosti i v případě pevnostní analýzy.

5.4 PEVNOSTNÍ ANALÝZA

Pomocí pevnostní analýzy lze získat výsledky zatížení v celé ojnici, což je velkým benefitem proti analytickému výpočtu. Analýza byla provedena pomocí metody konečných prvků (MKP) v software Ansys Workbench jako Structural Analysis.

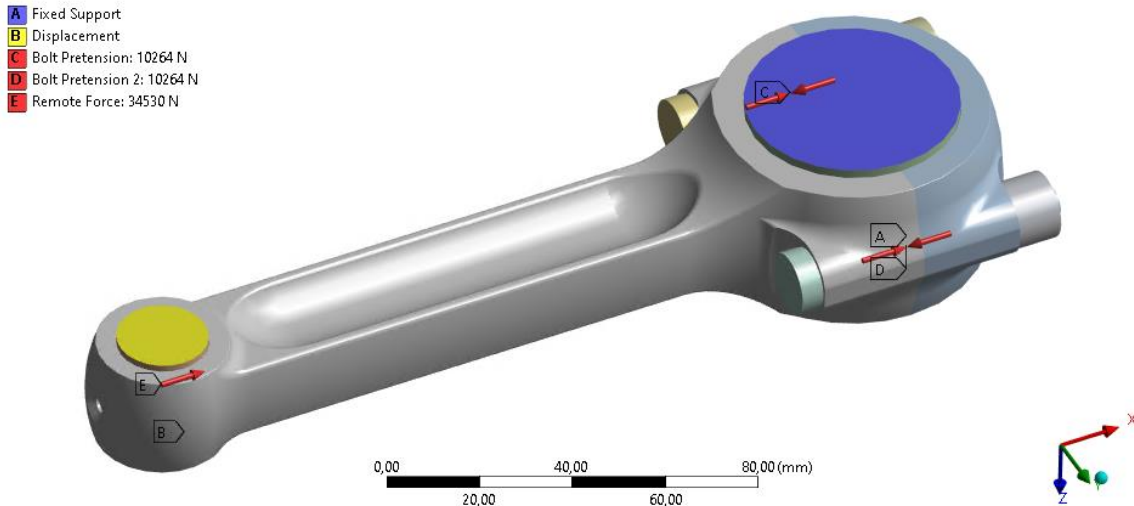
5.4.1 ZJEDNODUŠENÍ MODELU

Pro výpočet pomocí MKP byl model ojnice upraven tak, aby bylo možné analýzu provést. To obsahovalo odstranění ložiskových pánví a vytvoření pístního čepu i ojničního čepu, který velikostně odpovídal ložiskovým pánvím. Aby se simulace co nejvíce přiblížila skutečnému namáhání, byla síla i okrajové podmínky aplikovány na čepy (viz *obr. 36*). Další úpravou bylo zjednodušení ojničních šroubů a matic, u kterých byly zanedbány tvarové detaily nepotřebné k výpočtu, stejně tak i závity šroubu. Tyto úpravy lze vidět také na *obr. 36*.

5.4.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Okrajové podmínky vymezují pohyb součástí během simulace, určují velikost a typ namáhání. Na *obr. 36* je znázorněno nastavení okrajových podmínek pro pevnostní analýzu. Ojničnímu čepu byly odebrány všechny stupně volnosti pomocí „Fixed Support“. Pístnímu čepu byly odebrány všechny stupně volnosti kromě posuvu v ose X vazbou „Displacement“. Předpětí ojničních šroubů „Bolt Pretension“ o velikosti 10 264 N bylo aplikováno na tělo šroubu mezi hlavu šroubu a dosedající plochu matice. Poslední okrajovou podmínkou bylo zatížení ojnice silou „Remote Force“ o velikosti 34 530 N, umístěnou na pístní čep. Tato síla byla aplikována pro výpočet tlakového namáhání ojnice, pro tahové namáhání byla její

velikost 1 326 N a měla opačný směr působení. Kontakty mezi tělesy byly nastaveny jako „Frictional“, pouze v místě kontaktu víka s tělem ojnice byl nastaven kontakt „Bonded“, aby nedocházelo k jejich vzájemnému posunutí (víko je polohováno válcovou částí šroubu, tudíž nemůže dojít k jeho posunutí vůči tělu ojnice).



Obr. 36 Okrajové podmínky pevnostní analýzy; zjednodušení ojnicích šroubů a matic

5.4.3 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA NA VELIKOST PRVKU

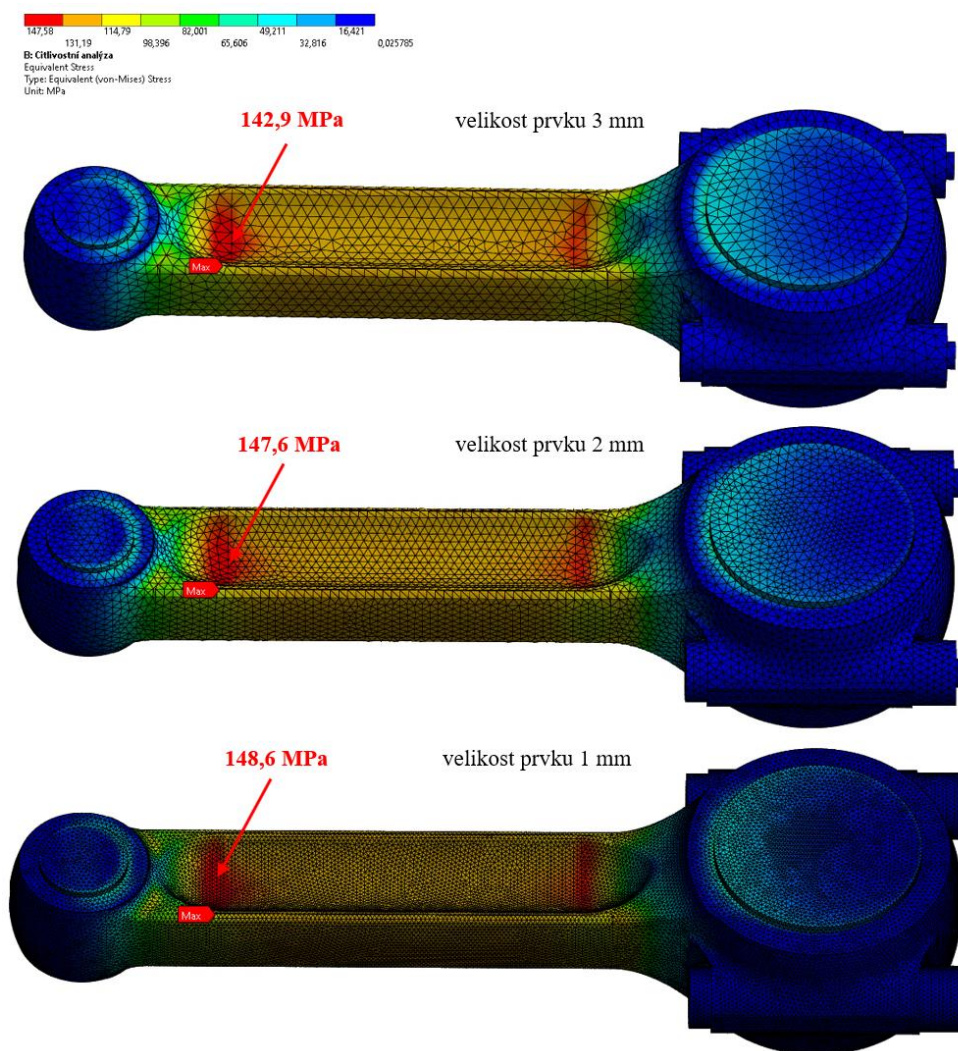
Zásadním parametrem pro výpočet pevnostní analýzy je velikost prvku sítě. Zmenšením prvků dojde k jejímu zjemnění, tím ke zpřesnění výsledků, ale zároveň ke zvýšení výpočetní náročnosti a prodloužení výpočetního času. Bylo tedy cílem najít rozumný kompromis, který byl nalezen díky citlivostní analýze, během které byla měněna velikost prvku a sledován výpočetní čas a maximální napětí.

Během citlivostní analýzy bylo pro zjednodušení výpočtu odstraněno předpětí šroubů, aby bylo možné sledovat změnu napětí pouze na dřívku ojnice mezi jednotlivými variantami výpočtové sítě. Zvolenými variantami byla velikost prvků 1, 2 a 3 mm, přičemž nebyla použita žádná další úprava sítě, která by ji zjemňovala, jako je například zjemnění sítě v zaobleních. Výsledky jednotlivých variant byly pro přehlednost uvedeny v *tab. 9*. a graficky znázorněny na *obr. 37*. Poznatky z citlivostní analýzy byly poté aplikovány při tvorbě výpočtové sítě pro výpočet bezpečnosti ojnice.

Tab. 9 Vliv velikost prvků na výpočet, maximální výsledné napětí a počet uzlů sítě

Citlivostní analýza na velikost prvků			
Velikost prvků	Výpočetní čas	Maximální napětí	Počet uzlů sítě
3 mm	19 s	142,9 MPa	106 536
2 mm	34 s	147,6 MPa	221 736
1 mm	102 s	148,6 MPa	884 249

Nejjemnější síť s prvky o velikosti 1 mm dávala nejpřesnější výsledky, ovšem vůči ostatním dvěma variantám u ní výrazně narostl počet prvků a tím i výpočetní čas. Jako vhodným kompromisem byla zvolena síť o velikosti prvku 2 mm. Rozdíl ve velikosti maximálního napětí je 3,2 % oproti síti s velikostí prvků 3 mm a 0,7 % oproti síti s velikostí prvků 1 mm, přičemž počet prvků je proti ní čtvrtinový. Vzhledem k tomu, že k hodnotám maximálního napětí nedocházelo u všech sítí pouze v jednom uzlu, ale ve více sousedících uzlech, byla citlivostní analýza považována za správnou.

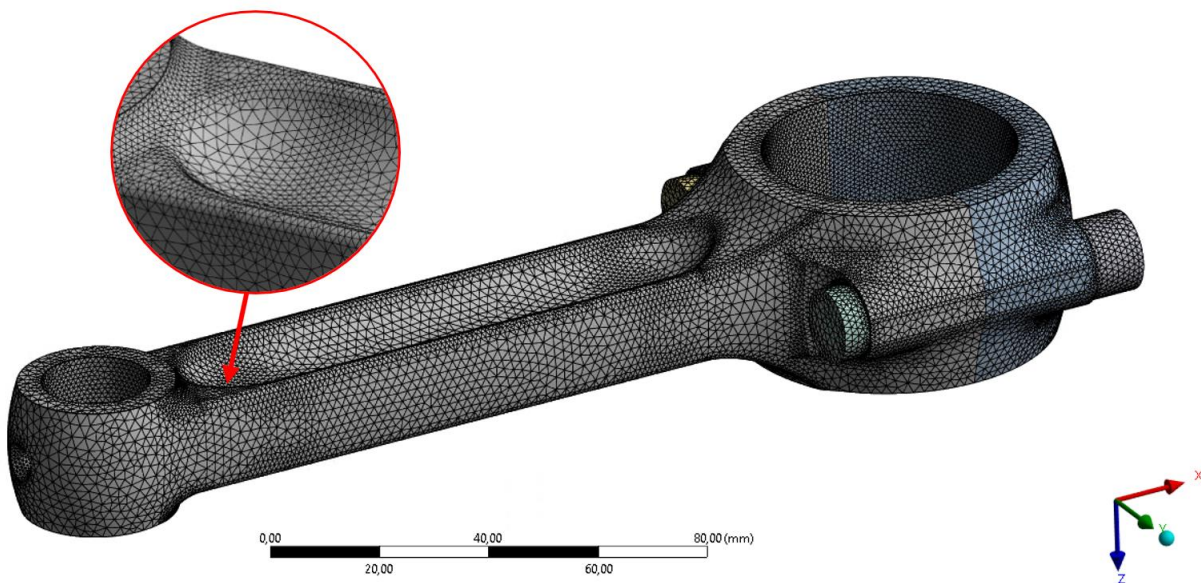


Obr. 37 Vliv velikosti prvků na maximální napětí v dříku ojnice

5.4.4 VÝPOČTOVÁ SÍŤ

Základem tvorby výpočtové sítě byla automatická metoda s kvadratickými prvky o velikosti 2 mm. Zjemnění sítě bylo nastaveno na všech zaoblených plochách na maximální velikost prvku 0,8 mm. Další zjemnění na velikost prvku 1 mm bylo nastaveno v místech kontaktu ojničního oka a hlavy ojnice s čepy a také v přechodu dříku ojnice ojničního oka a hlavy ojnice, kde bylo očekáváno nejvyšší napětí. V kontaktu ojničních šroubů a matic s ojnící byla nastavena maximální velikost prvku 0,5 mm. Takto upravená síť byla složená z 688 037 uzlů

a je znázorněna na *obr. 38*. Kvalita sítě byla hodnocena dle „Skewness“, jehož průměrná hodnota 0,28 odpovídá rozmezí 0–0,5 označující přijatelnou kvalitu sítě.



Obr. 38 Výpočtová síť pro pevnostní analýzu stávající ojnice

5.4.5 BEZPEČNOST OJNICE K MSP – PEVNOSTNÍ ANALÝZA

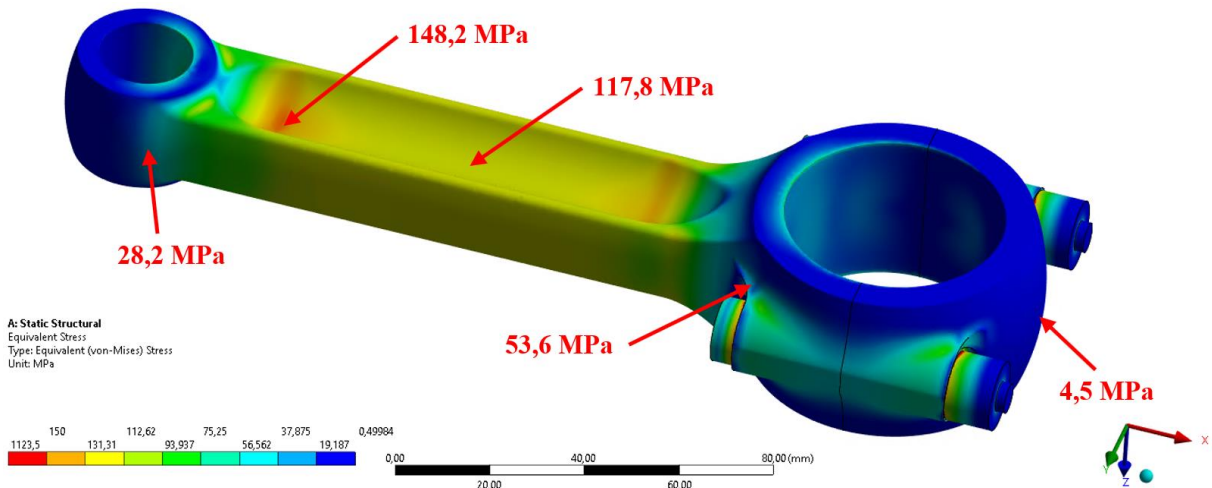
Pevnostní analýza k meznímu stavu pružnosti materiálu byla provedena pro oba zátěžové stavy – tlakovou silou i velikosti 34 530 N a tahovou silou 1 326 N. V obou analýzách bylo provedeno měření napětí v kritických místech ojnice a následně bylo napětí přepočítáno na bezpečnost k mezi pružnosti materiálu v daném místě.

NAMÁHÁNÍ TLAKEM

Výsledné napětí po zatížení tlakem bylo změřeno v kritických místech ojnice a jeho hodnoty jsou uvedeny na *obr. 39*. Napětí bylo dále přepočítáno na koeficienty bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti materiálu ojnice, které jsou pro přehlednost zapsány do *tab. 10*.

Nejvyšší hodnoty 148,2 MPa dosahovalo redukované napětí očekávané v přechodu dřívku do ojničního oka, přičemž jeho hodnoty se v okolních uzlech lišily pouze mírně a nedocházelo zde k singularitám, mohl být výsledek považován za správný. Extrémních hodnot dosahovalo napětí v kontaktu ojničních šroubů a matic s dosedacími plochami ojnice, kde docházelo k singularitám a hodnota napětí zde přesahovala 1000 MPa. Protože k němu dochází pouze v krajních bodech sítě, nebyl tento jev považován za závažný a případně by mohl být odstraněn přidáním zaoblení.

Hodnoty koeficientů bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti se v kritických místech ojnice pohybují od nejnižší hodnoty 2,02 v místě dřívku II-II až po hodnoty koeficientů 66,37 v ojničním víku, které je tlakovou silou namáháno minimálně a spíše se zde projevuje namáhání od předpětí šroubů.

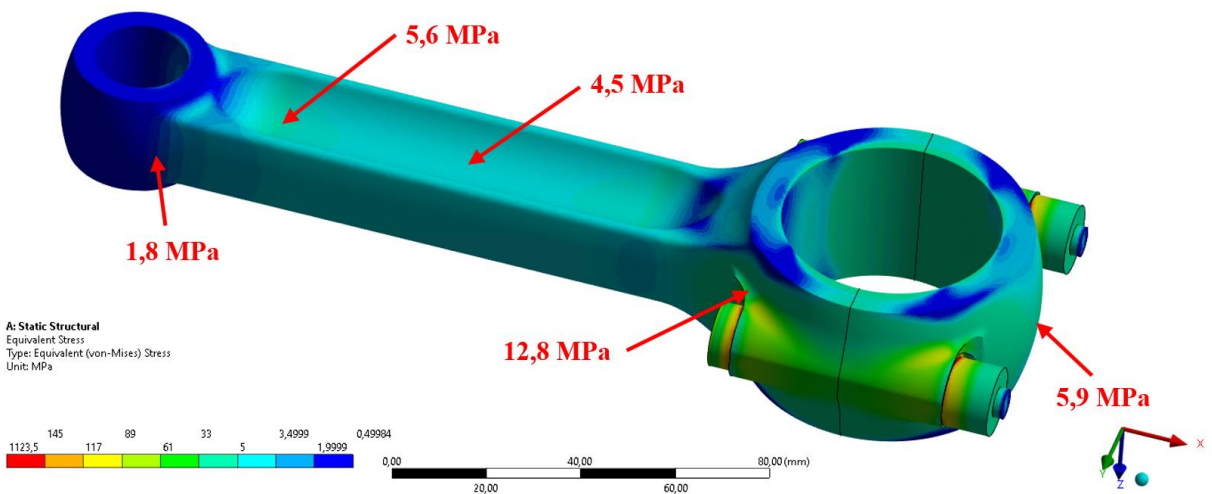


Obr. 39 Napětí od tlakové síly v kritických místech stávající ojnice

NAMÁHÁNÍ TAHEM

Podobně jako v předchozím zátěžovém stavu byla ojnice zatížena maximální tahovou silou, přičemž výsledné napětí v kritických místech ojnice je znázorněno na *obr. 40*. Analogicky byly hodnoty napětí přepočítány na koeficienty bezpečnosti k mezi pružnosti materiálu a pro přehlednost uvedeny do *tab. 10*.

Z obrázku je patrné, že namáhání tahem vyvolávalo v ojnici poměrně nízká napětí, přičemž maximální hodnoty 12,8 MPa v místě přechodu dříku do ojniční hlavy byly násobně nižší, než v zátěžném stavu tlakovou silou. Nejvyšší hodnoty napětí opět vznikají v místě kontaktu ojničních šroubů a matic ze stejného důvodu, jako je popsán výše. Výsledné bezpečnostní koeficienty proto vycházely vysoké, ve víku ojnice dosáhly hodnoty 50,84.



Obr. 40 Napětí od tahové síly v kritických místech stávající ojnice

POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ S ANALYTICKÝM VÝPOČTEM

Pro vyhodnocení bezpečnosti ojnice v případě dvou zátěžových stavů byly hodnoty koeficientů bezpečnosti z obou stavů porovnány a z nich vybrán menší koeficient, který vyjadřuje celkovou bezpečnost ojnice. Pro přehlednost byly bezpečnostní koeficienty uvedeny v *tab. 10*, přičemž koeficienty vyšší, než 15, byly zaokrouhleny.

Tab. 10 Bezpečnost k MSP stávající ojnice – vyhodnocení pevnostní analýzy a porovnání bezpečnosti s výsledky analytického výpočtu

Bezpečnost k MSP stávající ojnice						
Typ analýzy	Řez	I-I	II-II	III-III	A-A	B-B
Pevnostní analýza – tlak	Koef. bezp.	10,63	2,02	2,54	>15	5,59
Pevnostní analýza – tah	Koef. bezp.	>15	>15	>15	>15	>15
Pevnostní analýza	Koef. bezp.	10,63	2,02	2,54	>15	5,59
Analytický výpočet	Koef. bezp.	>15	2,56	2,15	>15	5,94

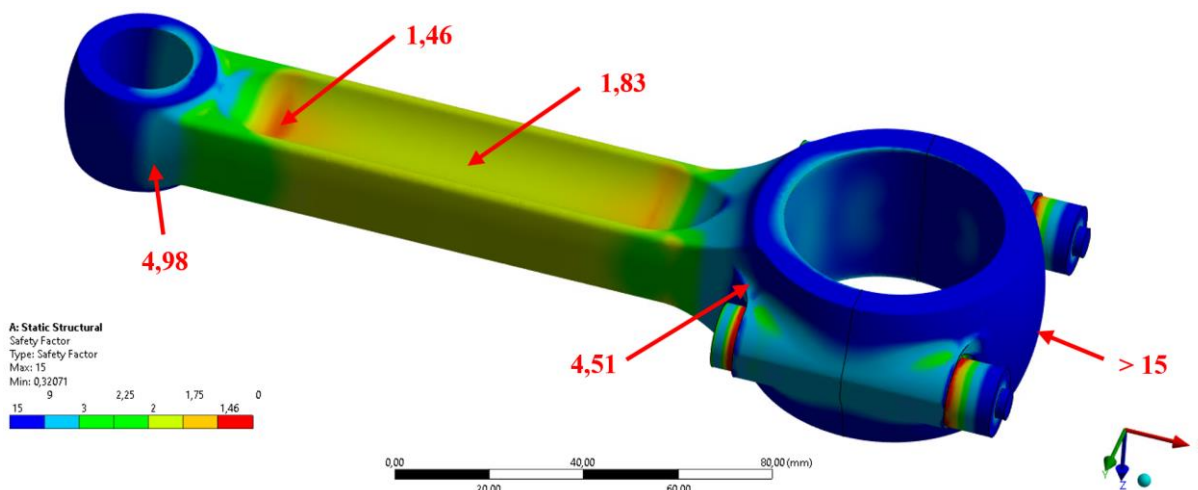
Nejvíce namáhanými místy ojnice byly průřezy II-II, III-III a průřez B-B, v kterých výsledné koeficienty bezpečnosti k MSP zásadně nelišily od analytického výpočtu. Tím se potvrdila správnost výpočtu obou variant, přičemž nejnižší bezpečnostní koeficient stávající ojnice vzhledem k MSP v místě přechodu dřívku do ojničního oka byl 2,02, který se nachází pouze mírně nad doporučenou hodnotou koeficientu v tomto místě 2–2,5.

5.4.6 BEZPEČNOST OJNICE K MSÚ – PEVNOSTNÍ MKP ANALÝZA

Protože je ojnice namáhána cyklickým zatížením, bylo nutné provést únavovou pevnostní analýzu, kterou byly spočítány výsledky bezpečnostních koeficientů kritických míst ojnice k meznímu stavu únavy. Vzhledem k tomu, že je ojnice vyrobena z hliníkové slitiny, u kterých je náročné určit mez únavy materiálu a v materiálových listech ji není možné nalézt, byla mez únavy spočítána dle vztahu (27) a její hodnota je 154 MPa.

Samotná pevnostní analýza byla provedena pomocí nástroje „Fatigue Tool“, který umožňuje vypočítat bezpečnostní koeficienty v ojnici vzhledem k MSÚ. Zátěžová síla o velikosti 34 530 N byla volena jako střídavá se zátěžovým poměrem „Loading Factor“ -0,038, který vyjadřuje poměr tlakové a tahové síly působící na ojnici. S-N křivka únavy hliníkové slitiny byla navržena podle podobných křivek, přičemž její koncová mez únavy byla zmíněných 154 MPa. Pro výpočet únavy ojnice bylo použito Goodmanovo kritérium stejně jako při analytickém výpočtu. Výsledné bezpečnosti v kritických místech ojnice byly zobrazené na *obr. 41* a pro přehlednost byly také uvedeny v *tab. 11*.

Nejnižší hodnota koeficientu bezpečnosti 1,46 se nacházela v místě přechodu dřívku do ojničního oka, což potvrdilo předpoklad z pevnostní analýzy k MSP. V samotném dřívku ojnice byl bezpečnostní koeficient vyšší, konkrétně 1,83. Nejméně namáhanou částí ojnice bylo opět její víko, kde koeficienty bezpečnosti vycházely vyšší, než 15. Obdobně jako u pevnostní analýzy k MSP docházelo v krajních uzlech sítě k singularitám v kontaktu ojničních šroubů s víkem ojnice.



Obr. 41 Výsledné bezpečnostní koeficienty k MSÚ stávající ojnice

5.4.7 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ S ANALYTICKÝM VÝPOČTEM

Výsledky únavové analýzy přinesly zjištění, že dřík stávající ojnice je dimenzovaný s nižším koeficientem bezpečnosti, než byl spočítán analytickým výpočtem. To může způsobovat koncentrace napětí v tomto místě, kterou analytický výpočet nebere v potaz. Doporučená hodnota koeficientu bezpečnosti pro dřík ojnice by měla dosahovat 2–2,5. Pro přehlednost byly opět koeficienty bezpečnosti zapsány do *tab. 11*.

Tab. 11 Bezpečnost k MSÚ stávající ojnice – vyhodnocení únavové analýzy a porovnání bezpečnosti s výsledky analytického výpočtu

Bezpečnost k MSÚ stávající ojnice						
Typ analýzy	Řez	I-I	II-II	III-III	A-A	B-B
Pevnostní analýza	Koef. bezpečnosti	4,98	1,46	1,83	15	4,51
Analytický výpočet	Koef. bezpečnosti	>15	1,92	2,66	>15	4,55

Místo s nejnižším koeficientem bezpečnosti jak k MSP, tak k MSÚ byl přechod dříku do ojničního oka. Zde dosahoval hodnoty pouze 2,02 k MSP a 1,46 s MSÚ. Stále se však jedná o hodnoty spíše orientační vzhledem ke klesající mezi únavy hliníkové slitiny s narůstajícím počtem zatěžovacích cyklů.

V celkovém pohledu na stávající ojnici je možné zkonstatovat, že její archaický tvar i dimenzování je poplatné době jejího vzniku. Příliš masivní hlava ojnice i ojničního oka způsobuje nárůst hmotnosti, přičemž bezpečnosti v těchto místech dosahují zbytečně vysokých hodnot v kontrastu s poddimenzovaným dříkem, ve kterém bezpečnost klesá až na hodnotu 1,46. Ta je navíc z výše uvedených důvodů spíše orientační a v praxi by mohla být i nižší. Tyto výsledky vedly k dodržení doporučených koeficientů bezpečnosti při návrhu ocelové ojnice.

6 NÁVRH OCELOVÉ I OJNICE

Z analýzy stávající ojnice bylo možné vyvodit několik závěrů. Prvním byla problematika použití hliníkové slitiny, jejíž mez únavy s narůstajícím počtem cyklů stále klesá, tudíž je obtížné vzhledem k ní stanovit bezpečnost ojnice v nejvíce namáhaném kritickém místě. Dalším závěrem bylo nedostatečné dimenzování ojnice v místě přechodu dříku do ojničního oka a celkové slabé dimenzování celého dříku. Tyto poznatky byly zpracovány při návrhu ocelové ojnice.

Před samotným konstrukčním návrhem bylo nutné zvážit několik základních parametrů ojnice, které její návrh ovlivňují:

- materiál ojnice
- tvar dříku
- způsob výroby
- polohování víka ojnice
- volba typu ojničních šroubů

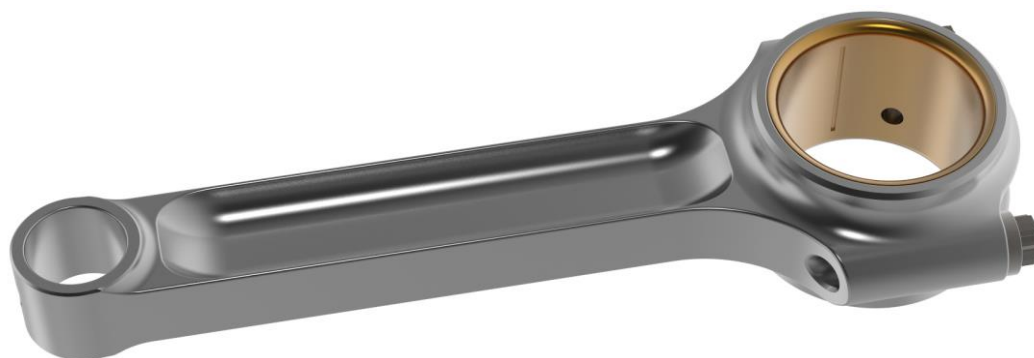
Jako prvním návrhem byla zvolena ocelová ojnice s tvarem dříku I (dále pouze I ojnice), s polohováním víka ojnice pomocí dvojice válcových kolíků a použitím závrtných ojničních šroubů. Druhý návrh ojnice s tvarem dříku H je uveden v kapitole 7.

K návrhu ojnice bylo přistupováno podobně jako ke kontrole stávající ojnice. Byla vytvořena konstrukce nové ojnice podle poznatků ze stávající konstrukce, poté byla proveden analytický výpočet namáhání a pevnostní MKP analýza v software Ansys Workbench. Výsledky byly analyzovány a následně proběhla úprava tvaru ojnice pro dosažení lepších výsledků a opět proběhly oba výpočty. Jednalo se tedy o iterační návrh. Schéma postupu práce je naznačeno na *obr. 22*.

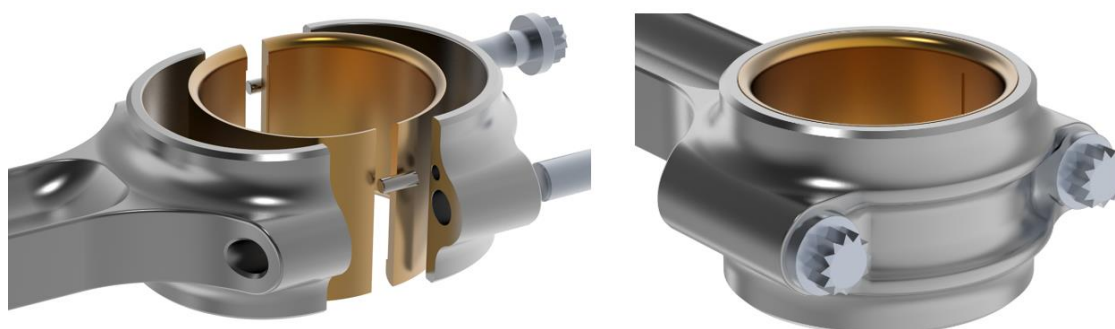
6.1 KONSTRUKCE I OJNICE

Při návrhu ojnice byly hlavní rozměry dány velikostí klikového mechanismu, jako je délka ojnice, rozměr kluzného ložiska (ložiskových pánví), průměr pístitního čepu a šířka hlavy. Dále byly zpracovány poznatky z pevnostní analýzy původní ojnice, proto disponuje I ojnice poměrně masivním dříkem s širokým vybráním. Zároveň bylo však ojniční oko odlehčeno z důvodu malých setrvačných sil pro úsporu hmotnosti posuvných částí ojnice a zasazeno do dříku pro lepší rozložení sil od tlaku plynů a menší koncentraci napětí v přechodu do dříku. Hlava ojnice byla také zasazena široce do dříku, přičemž samotné rozšíření hlavy na šířku ojničního ložiska bylo oproti stávající konstrukci pro snížení hmotnosti zeslabeno. Víko bylo kvůli malým setrvačným silám zkonstruováno jako poměrně subtilní a k tělu ojnice je polohováno pomocí dvou válcových kolíků o průměru 3 mm. Pro dotažení víka jsou použity ojniční šrouby M8×1 výrobce WAG [24]. Ložiskové pánve byly ponechány původní z důvodu jednoduché výměny stávající ojnice za novou. Důležitým požadavkem byla možnost vyrobit ojnici z hutního polotovaru na standartních CNC obráběcích strojích.

Model ojnice byl vytvořen v software PTC Creo, přičemž její tvar byl mírně pozměněn s každou další iterací návrhu. Finální podoba ojnice je zobrazena na *obr. 42* a *obr. 43*. Během návrhu byl kladen důraz dosažení co nejnižší hmotnosti při zachování dostatečné pevnosti. Proto bylo odlehčeno ojniční oko i víko ojnice, které jsou namáhány výhradně tahovou silou.



Obr. 42 Finální podoba I ojnice



Obr. 43 Detail konstrukce komponent ojnice

Takto navržená ojnice má celkovou hmotnost 610,5 g a pro názornost jsou vybrané parametry ojnice zobrazené v tab. 12.

Tab. 12 Přehled základních parametrů navržené ocelové I ojnice

Vybrané parametry ocelové I ojnice		
Údaj	Zkratka	Hodnota
Délka ojnice	L_{oj}	166 mm
Vnitřní průměr ojničního oka	D_{H1}	20 mm
Vnější průměr ojničního oka	D_{H2}	26 mm
Vnitřní průměr hlavového oka	D_{D1}	47 mm
Vnější průměr hlavového oka	D_{D2}	53,5 mm
Tloušťka ojničního oka	H_H	25 mm
Tloušťka hlavy ojnice	H_D	35,9 mm
Hmotnost posuvných částí ojnice	m_{op}	186,6 g
Hmotnost rotačních částí ojnice	m_{or}	423,9 g
Celková hmotnost ojnice	m_o	610,5 g
Materiál		ČSN 15 330.6 (31CrMoV9)

6.2 ZATÍŽENÍ OJNICE

Navrhovaná ojnice byla zatěžována stejnou kombinací síly od tlaku plynů a setrvačné síly, jako stávající ojnice. Maximální hodnoty a průběhy sil byly vypočteny v kapitole 4 a opět byly určeny dva zátěžné stavy zatížení:

- 1) Maximální tlakovou silou o velikosti 34 530 N při nejvyšší síle od tlaku plynů
- 2) Maximální tahovou silou o velikosti 1 326 N při nejvyšší setrvačné síle

Obě zatížení byla opět uvažována v místě ojnicního oka, přičemž další složkou zatížení ojnice byla síla od předpětí od závrtných ojnicních šroubů M8×1 výrobce WAG utažených na moment 17 Nm, který ve šroubu vyvolá předpětí 10 264 N.

6.3 MATERIÁL OJNICE

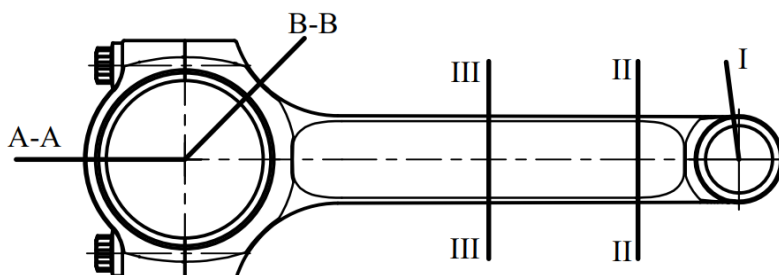
Zvoleným materiálem ojnice je ČSN 15 330.6 (ekvivalent 31CrMoV9). Jedná se o ocel využívanou v letectví, která má ve zušlechtěném stavu vysokou mez kluzu i mez únavy. Výhodou je, že se jedná o stejný materiál jako v případě klikového hřídele, výrobce motoru má s tímto materiálem zkušenosti a zároveň již mají dodavatele tohoto materiálu. Mechanické vlastnosti byly převzaty z materiálového listu, který je k dispozici v Příloze 1 – Materiálový list oceli 31CrMoV9, pro rozměr 16–40 mm má v zušlechtěném stavu:

- mez pevnosti $R_m = 1100$ MPa
- mez kluzu $Re = 900$ MPa

Ojnice je součást namáhaná cyklicky, bylo proto nutné získat údaj o mezi únavy pro použitý materiál. Nepodařilo se dohledat materiálový list s údaji o mezi únavy, proto byla převzata z online databáze vlastností materiálů [25]. S touto mezi únavy byl proveden pevnostní výpočet ojnice:

- mez únavy $\sigma_c = 630$ MPa

6.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA ANALYTICKÝM VÝPOČTEM



Obr. 44 Kritická místa I ojnice, ve kterých byl proveden analytický výpočet

Pevnostní kontrola analytickým výpočtem je prováděna v kritických místech ojnice znázorněných na obr. 44. Celý výpočet je proveden podle učebního textu Semestrální projekt [22], který byl doplněn výpočty z knihy Konstruování strojních součástí [23].

Celý výpočet je uveden v Příloze 3 – Ocelová I ojnice – analytický výpočet. Dále byly analyzovány výsledky výpočtu.

6.4.1 BEZPEČNOST OJNICE K MSP – ANALYTICKÝ VÝPOČET

Z výsledků analytického výpočtu, uvedených pro přehlednost v *tab. 13*, vyplynulo, že kritickým místem ojnice byl její dřík, kde koeficient bezpečnost k MSP dosahoval nejnižší hodnoty 2,67 v průřezu III-III. Ojnice byla navržena tak, aby koeficienty bezpečnosti převyšovaly minimální doporučenou hodnotu bezpečnosti (pro průřez II-II je to 2–2,5) a zároveň aby nebyla předimenzovaná a tím zbytečně zvýšená její hmotnost. Naopak vysoké hodnoty koeficientů bezpečnosti vycházely v průřezu I-I a A-A, které byly namáhány výhradně tahovou silou.

Tab. 13 Bezpečnost k MSP v kritických místech ocelové I ojnice

Bezpečnost k MSP ocelové I ojnice – Analytický výpočet					
Řez	I-I	II-II	III-III	A-A	B-B
Bezpečnost	>15	3,41	2,67	>15	4,27

6.4.2 BEZPEČNOST OJNICE K MSÚ – ANALYTICKÝ VÝPOČET

Podobně byly analyzovány výsledky koeficientů bezpečnosti k MSÚ v kritických místech ojnice, které byly uvedeny pro přehlednost v *tab. 14*.

Tab. 14 Bezpečnost k MSÚ v kritických místech ocelové I ojnice

Bezpečnost k MSÚ ocelové I ojnice – Analytický výpočet					
Řez	I-I	II-II	III-III	A-A	B-B
Bezpečnost	>15	3,08	3,09	>15	4,08

Koeficienty bezpečnosti k MSÚ většinou vycházely nižší, než k MSP. Průřez II-II byl místem s nejnižší hodnotou koeficientů bezpečnosti k MSÚ, která zde vycházela 3,08. Naopak vysoké hodnoty vycházely v řezech I-I a A-A ze stejného důvodu jako v případě MSP.

Místem nejnižších hodnot koeficientů bezpečnosti ocelové I ojnice byl průřez II-II, ve kterém byly očekávány nejnižší hodnoty i v případě pevnostní analýzy.

6.5 PEVNOSTNÍ ANALÝZA

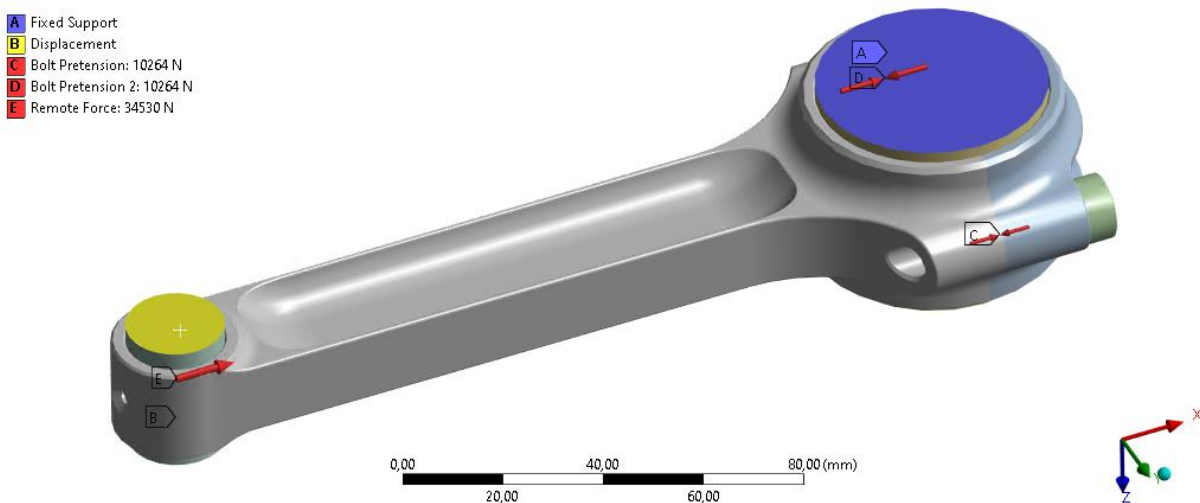
Analogicky, jako stávající ojnice, byla prováděna pevnostní analýza ocelové I ojnice, díky které bylo možné ověřit předpokládané výsledky dané analytickým výpočtem a případně nalézt konstrukční nedostatky mimo kontrolovaná kritická místa. Analýza byla provedena pomocí metody konečných prvků (MKP) v software Ansys Workbench jako Structural Analysis.

6.5.1 ZJEDNODUŠENÍ MODELU

Pro výpočet pomocí MKP byl model ojnice upraven tak, aby bylo možné analýzu provést. To obsahovalo odstranění ložiskových pánví a vytvoření pístního čepu i ojničního čepu, který velikostně odpovídal ložiskovým pánvím. Aby se simulace co nejvíce přiblížila skutečnému namáhání, byla síla i okrajové podmínky aplikovány na čepy (viz *obr. 45*). Další úpravou bylo zjednodušení ojničních šroubů, u kterých byly zanedbány tvarové detaily nepotřebné k výpočtu, stejně tak i závit šroubu. Tyto úpravy lze vidět také na *obr. 45*.

6.5.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Okrajové podmínky byly použity stejné jako v případě pevnostní analýzy stávající ojnice. Na *obr. 45* je znázorněno jejich nastavení. Ojničnímu čepu byly odebrány všechny stupně volnosti pomocí „Fixed Support“. Pístnímu čepu byly odebrány všechny stupně volnosti kromě posuvu v ose X vazbou „Displacement“. Předpětí ojničních šroubů „Bolt Pretension“ o velikosti 10 264 N bylo aplikováno na tělo šroubu. Poslední okrajovou podmínkou bylo zatížení ojnice silou „Remote Force“ o velikosti 34 530 N, umístěnou na pístní čep. Tato síla byla aplikována pro výpočet tlakového namáhání ojnice, pro tahové namáhání byla její velikost 1 326 N a měla opačný směr působení. Kontakty mezi tělesy byly nastaveny jako „Frictional“, pouze v místě kontaktu víka s tělem ojnice byl nastaven kontakt „Bonded“, aby nedocházelo k jejich vzájemnému posunutí (víko je polohováno kolíky, takže nemůže dojít k jeho posunutí vůči tělu ojnice).

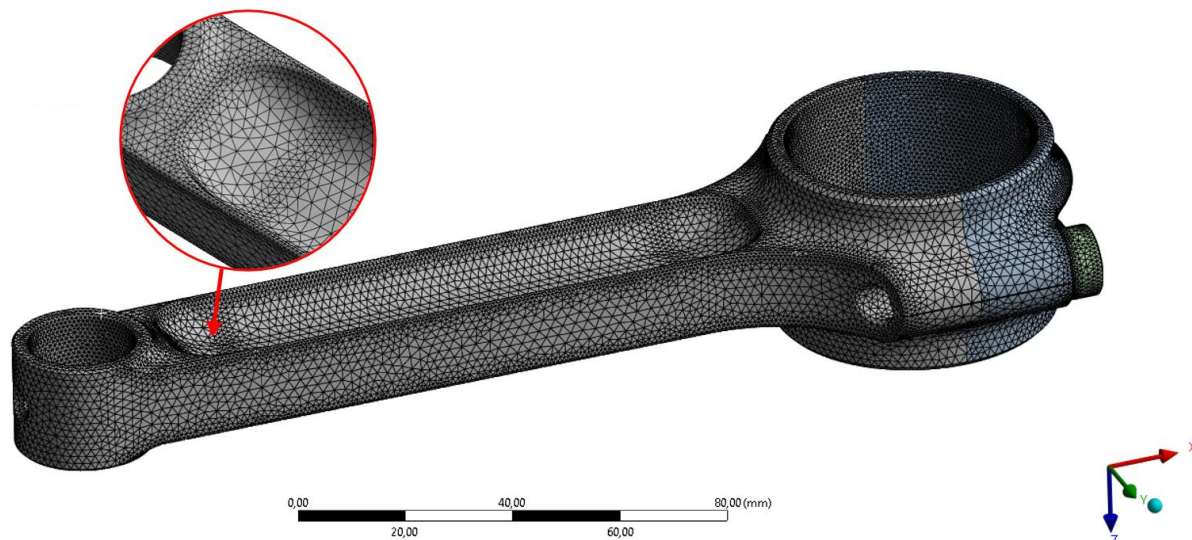


Obr. 45 Okrajové podmínky pevnostní analýzy I ojnice; zjednodušení ojničních šroubů

6.5.3 VÝPOČTOVÁ SÍŤ

Volba velikosti prvků sítě vycházela z citlivostní analýzy stávající ojnice, která byla provedena v kapitole 5.4.3. Základem výpočtové sítě byla opět automatická metoda s kvadratickými prvky o velikosti 2 mm. Zjemnění sítě bylo nastaveno na všech zaoblených plochách na maximální velikost prvku 0,8 mm. Další zjemnění na velikost prvku 1 mm bylo nastaveno v místech kontaktu ojničního oka a hlavy ojnice s čepy a také v přechodu díku do ojničního oka a do hlavy ojnice, kde bylo očekáváno nejvyšší napětí v díku. V kontaktu

hlavy ojnicních šroubů s ojnicí byla nastavena maximální velikost prvku 0,5 mm. Takto upravená síť byla složená z 690 242 uzlů a je znázorněna na *obr. 46*. Kvalita sítě byla hodnocena dle „Skewness“, jehož průměrná hodnota 0,25 odpovídá rozmezí 0–0,5 označující přijatelnou kvalitu sítě.



Obr. 46 Výpočtová síť pro pevnostní analýzu ocelové I ojnice

6.5.4 BEZPEČNOST OJNICE K MSP – PEVNOSTNÍ ANALÝZA

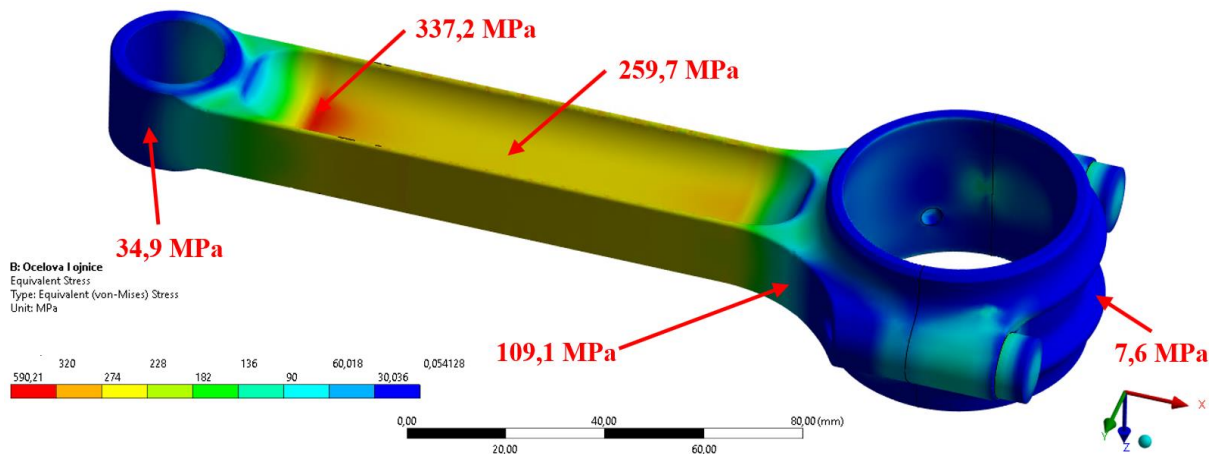
Pevnostní analýza k meznímu stavu pružnosti materiálu byla provedena pro oba zátěžové stavy – tlakovou sílu o velikosti 34 530 N při a tahovou sílu o velikosti 1 326 N. V obou analýzách bylo provedeno měření napětí v kritických místech ojnice a následně bylo napětí přepočítáno na koeficienty bezpečnosti k mezi pružnosti materiálu.

NAMÁHÁNÍ TLAKEM

Hodnoty napětí při namáhání tlakovou silou jsou uvedeny na *obr. 47*. Ty byly dále přepočítány na koeficienty bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti a pro přehlednost zapsány do tabulky (viz *tab. 15*).

Nejvyšších hodnoty 337,2 MPa dosahovalo redukované napětí v přechodu dříku do ojnicního oka přičemž hodnoty se v okolních uzlech lišily pouze mírně a nedocházelo zde k singularitám, proto byl považován výsledek za správný. Podobně jako u pevnostní analýzy stávající ojnice docházelo k singularitám v kontaktu ojnicního šroubu s víkem ojnice a vzniku extrémního lokálního napětí v krajních uzlech sítě.

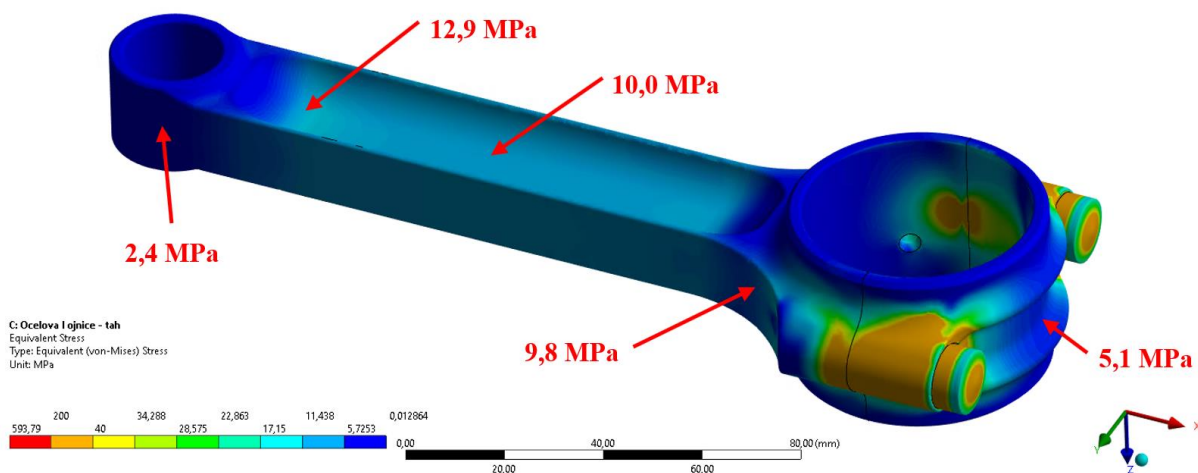
Hodnoty koeficientů bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti se v kritických místech ojnice pohybují od nejnižší hodnoty 2,70 v místě dříku II-II až po hodnotu vyšší, než 100 v ojnicním víku, které je tlakovou silou namáháno minimálně a spíše se zde mírně projevuje namáhání od předpětí šroubů.



Obr. 47 Napětí od tlakové síly v kritických místech ocelové I ojnice

NAMÁHÁNÍ TAHEM

Podobně jako v předchozím zátěžovém stavu byla ojnice zatížena maximální tahovou silou, přičemž výsledné napětí v kritických místech ojnice je znázorněno na obr. 48. Analogicky byly hodnoty napětí přepočítány na koeficienty bezpečnosti k mezi pružnosti a pro přehlednost uvedeny do tab. 15.



Obr. 48 Napětí od tahové síly v kritických místech ocelové I ojnice

Z obrázku vyplývá, že namáhání tahem vyvolalo v ojnici nízká napětí, přičemž jeho maximální hodnoty 12,9 MPa v místě přechodu dříku do ojniční hlavy byly násobně nižší, než v zátěžném stavu tlakovou silou. Nejvyšší hodnoty napětí opět vznikají v místě kontaktu ojničních šroubů a matic ze stejného důvodu, jako je popsán výše. Výsledné koeficienty bezpečnosti proto vycházely vysoké, všechny se pohybovaly nad hodnotou 15.

POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ S ANALYTICKÝM VÝPOČTEM

Pro vyhodnocení bezpečností ojnice z obou zátěžových stavů byly vybrány nejnižší hodnoty koeficientů bezpečnosti. Kromě bezpečnosti ve víku ojnice vycházely hodnoty koeficientů nižší v případě pevnostní analýzy. Pro přehlednost byly koeficienty uvedeny v *tab. 15*.

Tab. 15 Bezpečnost k MSP ocelové I ojnice – vyhodnocení pevnostní analýzy a porovnání bezpečnosti s výsledky analytického výpočtu

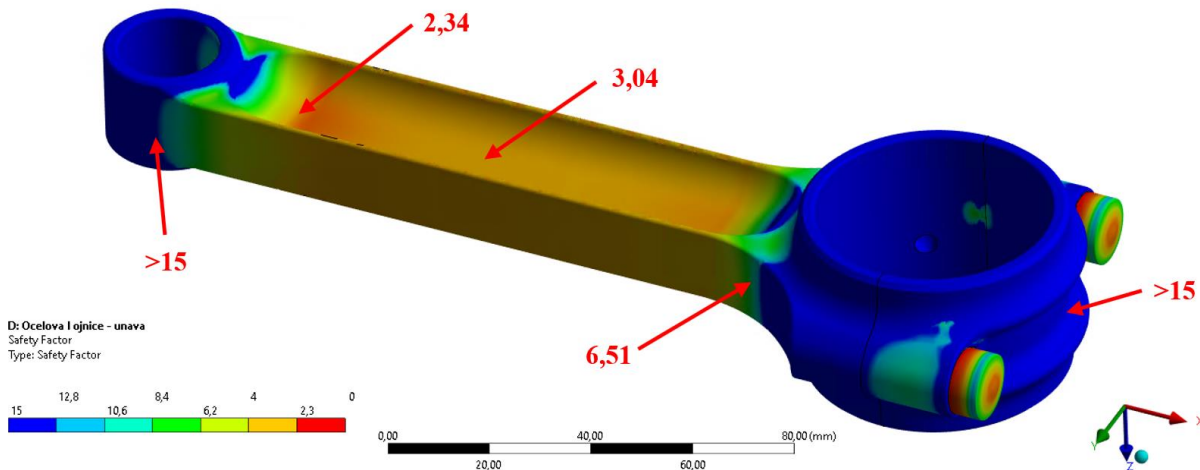
Bezpečnost k MSP ocelové I ojnice						
Typ analýzy	Řez	I-I	II-II	III-III	A-A	B-B
Pevnostní analýza – tlak	Bezpečnost	>15	2,70	3,46	>15	8,24
Pevnostní analýza – tah	Bezpečnost	>15	>15	>15	>15	>15
Pevnostní analýza	Bezpečnost	>15	2,70	3,46	>15	8,24
Analytický výpočet	Bezpečnost	>15	3,41	2,67	>15	4,27

Nejvíce namáhanými místy ojnice byly průřezy II-II, III-III a průřez B-B, kde byly výsledné koeficienty bezpečnosti k MSP zásadně nelišily od analytického výpočtu. Tím se potvrdila správnost výpočtu obou variant a pevnostní analýza k MSP byla považována za správnou, přičemž nejnižší bezpečnostní koeficient stávající ojnice vzhledem k MSP v místě přechodu dříku do ojničního oka byl 2,70. Zde byla také očekávána nejnižší bezpečnost ojnice k MSÚ.

6.5.5 BEZPEČNOST OJNICE K MSÚ – PEVNOSTNÍ ANALÝZA

Kontrola bezpečnosti ojnice k MSÚ pevnostní analýzou byla provedena pomocí nástroje „Fatigue Tool“. Zátěžová síla o velikosti 34 530 N byla volena jako střídavá se zátěžovým poměrem „Loading Factor“ -0,038, který vyjadřuje poměr tlakové a tahové síly působící na ojnici a byl vypočten z poměru velikosti těchto sil. S-N křivka únavy oceli byla navržena podle podobných křivek, přičemž její koncová mez únavy byla 630 MPa [25]. Pro výpočet únavy ojnice bylo použito Goodmanovo kritérium stejně jako při analytickém výpočtu. Výsledné koeficienty bezpečnosti v kritických místech ojnice jsou zobrazené na *obr. 49* a pro přehlednost byly také uvedeny v *tab. 16*.

Nejnižší hodnota koeficientu bezpečnosti 2,34 se nacházela v místě přechodu dříku do ojničního oka, kde vycházely také nejnižší hodnoty bezpečnosti k MSP. V samotném dříku ojnice byl koeficient vyšší, konkrétně 3,04. Nejméně namáhanou částí ojnice bylo opět její víko, kde koeficient bezpečnosti vycházel vyšší, než 15. Opět se zde objevují singularity v kontaktu ojničního šroubu s víkem ojnice.



Obr. 49 Výsledné bezpečnostní koeficienty k MSÚ ocelové I ojnice

6.5.6 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ S ANALYTICKÝM VÝPOČTEM

Podobně jako u stávající ojnice je nejvíce namáhaným místem přechod dřívku do ojnicního oka, ve kterém dochází ke koncentraci napětí. Z výsledků únavové analýzy vyplývá, že dřív ojnice je dostatečně dimenzován pro dané zatížení, přičemž minimální doporučené hodnoty únavové bezpečnosti jsou 2–2,5.

Tab. 16 Bezpečnost k MSÚ ocelové I ojnice – vyhodnocení únavové analýzy a porovnání bezpečnosti s výsledky analytického výpočtu

Bezpečnost k MSÚ ocelové I ojnice						
Typ analýzy	Řez	I-I	II-II	III-III	A-A	B-B
Pevnostní analýza	Bezpečnost	>15	2,34	3,04	>15	6,51
Analytický výpočet	Bezpečnost	>15	3,08	3,09	>15	4,08

Proti analytickému výpočtu dává pevnostní analýza přesnější představu o namáhání celé ojnice a ve většině míst vychází koeficienty bezpečnosti s nižší hodnotou. Zajímavým úkazem je ale vyšší koeficient bezpečnosti v průřezu B-B v případě pevnostní analýzy v porovnání s analytickým výpočtem, avšak zásadně neovlivňuje celkový výsledek, a proto byla analýza považována za správnou.

Použitím oceli při konstrukci ojnice je zaručena její trvalá životnost díky pevné mezi únavy materiálu. Navržená I ojnice reflektuje poznatky z pevnostní kontroly stávající ojnice z hliníkové slitiny, proto bylo výrazně odlehčeno víko ojnice i ojnicní oko. Dřív ojnice byl zkonstruován masivní s širokým vybráním a s výrazně zasazeným ojnicním okem. Výsledné bezpečnostní koeficienty vyhovují doporučeným minimálním hodnotám ve všech částech ojnice.

7 NÁVRH OCELOVÉ H OJNICE

Pro návrh ojnice s dříkem tvaru H (dále jen H ojnice) byly podmínky totožné s návrhem I ojnice. Základní rozměry byly dány klikovým mechanismem motoru, přičemž rozměry ojničního oka i její hlava a víko zůstaly totožné s I ojnící.

K návrhu ojnice bylo přistupováno analogicky jako k návrhu I ojnice. Byla navržena konstrukce ojnice, poté byl proveden analytický výpočet namáhání a pevnostní analýza v software Ansys Workbench. Výsledky byly zpracovány pro další optimalizaci konstrukce ojnice v následující iteraci návrhu. Schéma postupu práce je naznačeno na *obr. 22*.

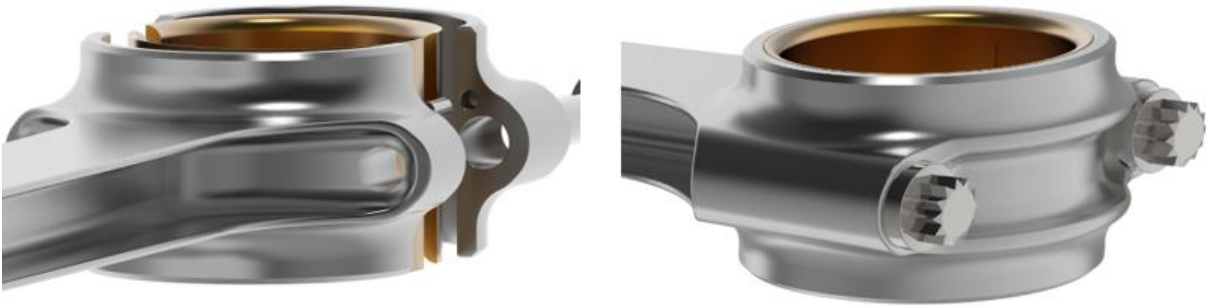
7.1 KONSTRUKCE H OJNICE

Jak již bylo zmíněno výše, oko, hlava i víko ojnice zůstaly totožné s I ojnící, přičemž hlavním rozdílem v konstrukci byl přepracovaný dřík. Ten je tvořen dvěma velkými a tenkými plochami, které jsou uprostřed k sobě spojeny žebrem. Tato konstrukce umožnila snížit hmotnost ojnice při zachování pevnostních parametrů dříku. Důležitým požadavkem byla opět možnost vyrobit ojnici obráběním z hutního polotovaru na standartních CNC obráběcích strojích.

Model ojnice byl vytvořen v software PTC Creo. Finální podoba ojnice je zobrazena na *obr. 50* a *obr. 51*. Během návrhu byl kladen důraz na nejnižší možnou hmotnost při zachování pevnosti.



Obr. 50 Finální podoba H ojnice



Obr. 51 Detail konstrukce hlavy a vybrání v dřívku H ojnice

Takto navržená ojnice má celkovou hmotnost 542,2 g, přičemž konstrukcí dřívku tvaru H byla snížena hmotnost posuvných částí proti I ojnici o 26,8 g. Pro názornost jsou vybrané parametry ojnice zobrazené v tab. 17.

Tab. 17 Přehled základních parametrů navržené ocelové H ojnice

Vybrané parametry ocelové H ojnice		
Údaj	Zkratka	Hodnota
Délka ojnice	L_{oj}	166 mm
Vnitřní průměr ojnicního oka	D_{H1}	20 mm
Vnější průměr ojnicního oka	D_{H2}	26 mm
Vnitřní průměr hlavového oka	D_{D1}	47 mm
Vnější průměr hlavového oka	D_{D2}	53,5 mm
Tloušťka ojnicního oka	H_H	25 mm
Tloušťka hlavy ojnice	H_D	35,9 mm
Hmotnost posuvných částí ojnice	m_{op}	159,8 g
Hmotnost rotačních částí ojnice	m_{or}	382,4 g
Celková hmotnost ojnice	m_o	542,2 g
Materiál		ČSN 15 330.6 (31CrMoV9)

7.2 ZATÍŽENÍ OJNICE

Zátěžové stavy byly identické s návrhem I ojnice. Byly vypočteny v kapitole 4 a dosahují dvou maximálních hodnot:

- 1) Maximální tlaková síla o velikosti 34 530 N při nejvyšší síle od tlaku plynů
- 2) Maximální tahová síla o velikosti 1 326 N při nejvyšší setrvačné síle

Obě zatížení byla opět uvažována v místě ojnicního oka. Další složkou zatížení ojnice byla síla od předpětí ojnicních šroubů, stejných jako v případě I ojnice. Jedná se o ojnicní šrouby M8x1 utahované na moment 17 Nm. Ten ve šroubu vyvolá předpětí 10 264 N působící na hlavu ojnice.

7.3 MATERIÁL OJNICE

Zvolený materiál je totožný s materiálem použitým při návrhu I ojnice. Jedná se o legovanou ocel ČSN 15 330.6 (ekvivalent 31CrMoV9), jejíž mechanické vlastnosti byly převzaty z materiálového listu, který je k dispozici v Příloze 1 – Materiálový list oceli 31CrMoV9. Pro rozměr 16–40 mm má ocel v zušlechtěném stavu:

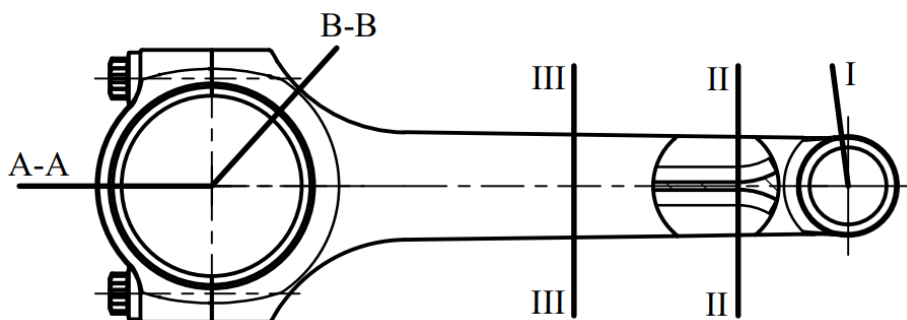
- mez pevnosti $R_m = 1100$ MPa
- mez kluzu $R_e = 900$ MPa

Protože se nepodařilo dohledat materiálový list s údaji o mezi únavy, byla převzatá z online databáze vlastností materiálů [25]. S touto mezi únavy byl proveden pevnostní výpočet ojnice:

- mez únavy $\sigma_c = 630$ MPa

7.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA ANALYTICKÝM VÝPOČTEM

Pevnostní kontrola analytickým výpočtem je prováděna v kritických místech ojnice znázorněných na obr. 52. Celý výpočet je proveden podle učebního textu Semestrální projekt [22], který byl doplněn výpočty z knihy Konstruování strojních součástí [23].



Obr. 52 Kritická místa I ojnice, ve kterých byl proveden analytický výpočet

Celý výpočet je uveden v Příloze 4 – Ocelová H ojnice – analytický výpočet. Dále byly analyzovány výsledky výpočtu.

7.4.1 BEZPEČNOST OJNICE K MSP – ANALYTICKÝ VÝPOČET

U této ojnice docházelo k nejnižším hodnotám koeficientů bezpečnosti zjištěným pomocí analytického výpočtu v průřezu III-III, kde vycházela hodnota 2,95. Ojnice byla navržena tak, aby její bezpečnosti převyšovaly minimální doporučenou hodnotu bezpečnosti (pro průřez II-II je to 2–2,5) a zároveň aby nebyla předimenzovaná a tím zbytečně zvýšená její hmotnost. Naopak vysoké hodnoty bezpečnosti vycházely v průřezu I-I a A-A, které byly namáhány výhradně tahovou silou. Pro přehlednost byly hodnoty koeficientů bezpečnosti uvedeny v tab. 18.

Tab. 18 Bezpečnost k MSP v kritických místech ocelové H ojnice

Bezpečnost k MSP ocelové H ojnice – Analytický výpočet					
Řez	I-I	II-II	III-III	A-A	B-B
Bezpečnost	>15	3,04	2,95	>15	4,51

7.4.2 BEZPEČNOST OJNICE K MSÚ – ANALYTICKÝ VÝPOČET

Podobně byly analyzovány výsledky bezpečnosti k MSÚ v kritických místech ojnice, které byly uvedeny pro přehlednost v tab. 19.

Zajímavý pokles bezpečnosti v místě přechodu dříku do ojničního oka proti hodnotám koeficientů v případě bezpečnosti k MSÚ na nejnižší hodnotu 2,74, přičemž důvod tohoto jevu byl zdůvodněn tvarem průřezu H ojnice s tenkými bočními plochami. Naopak vysoké hodnoty bezpečnosti vycházely v řezech I-I a A-A ze stejného důvodu jako v případě bezpečnosti k MSP.

Tab. 19 Bezpečnost k MSÚ v kritických místech ocelové H ojnice

Bezpečnost k MSÚ ocelové I ojnice – Analytický výpočet					
Řez	I-I	II-II	III-III	A-A	B-B
Bezpečnost	>15	2,74	3,89	>15	4,26

7.5 PEVNOSTNÍ ANALÝZA

Pevnostní analýza H ojnice byla prováděna totožným způsobem, jako analýza I ojnice v software Ansys Workbench.

7.5.1 ZJEDNODUŠENÍ MODELU

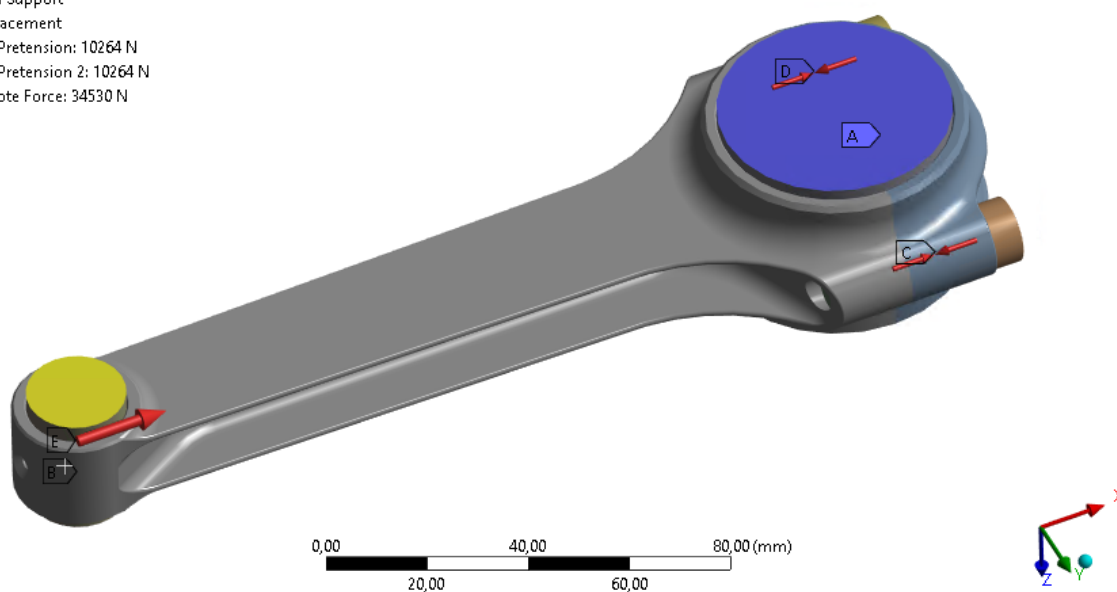
Pro výpočet pomocí MKP byl model ojnice upraven tak, aby bylo možné analýzu provést. To obsahovalo odstranění ložiskových pánví a vytvoření pístního čepu i ojničního čepu, který velikostně odpovídal ložiskovým pánvím. Na čepy byla aplikována síla i okrajové podmínky, aby se výpočet co nejvíce přiblížil skutečnému namáhání ojnice. Další úpravou bylo zjednodušení ojničních šroubů, u kterých byly zanedbány tvarové detaily nepotřebné k výpočtu, stejně tak i závit šroubu. Tyto úpravy lze vidět na obr. 53.

7.5.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Okrajové podmínky byly opět použity stejné jako v případě předchozích pevnostních analýz. Na obr. 53 je znázorněno jejich nastavení. Ojničnímu čepu byly odebrány všechny stupně

volnosti pomocí „Fixed Support“, písnímu čepu byly odebrány všechny stupně volnosti kromě posuvu v ose X pomocí vazby „Displacement“. Předpětí ojničních šroubů „Bolt Pretension“ o velikosti 10 264 N bylo aplikováno na tělo šroubu. Poslední okrajovou podmínkou bylo zatížení ojnice silou „Remote Force“ o velikosti 34 530 N, umístěnou na písní čep. Tato síla byla aplikována pro výpočet tlakového namáhání ojnice, pro tahové namáhání byla její velikost 1 326 N a měla opačný směr působení. Kontakty mezi tělesy byly nastaveny jako „Frictional“, pouze v místě kontaktu víka s tělem ojnice byl nastaven kontakt „Bonded“, aby nedocházelo k jejich vzájemnému posunutí (víko je polohováno kolíky, takže nemůže dojít k jeho posunutí vůči tělu ojnice).

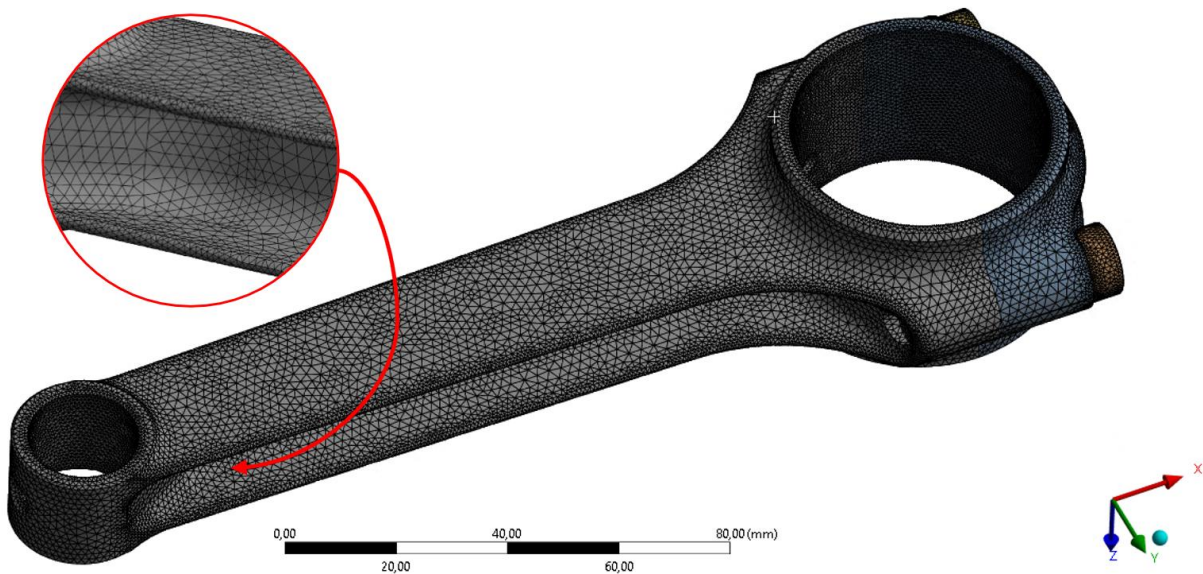
- A Fixed Support
- B Displacement
- C Bolt Pretension: 10264 N
- D Bolt Pretension 2: 10264 N
- E Remote Force: 34530 N



Obr. 53 Okrajové podmínky pevnostní analýzy; zjednodušení ojničních šroubů

7.5.3 VÝPOČTOVÁ SÍŤ

Volba velikosti prvků sítě vycházela z předchozích zkušeností u pevnostních analýz stávající ojnice i ocelové I ojnice. Základem výpočtové sítě byla opět automatická metoda s kvadratickými prvky o velikosti 2 mm. Zjemnění sítě bylo nastaveno na všech zaoblených plochách na maximální velikost prvku 0,8 mm. Další zjemnění na velikost prvku 1 mm bylo nastaveno v místech kontaktu ojničního oka a hlavy ojnice s čepy a také v přechodu dřívku ojnice ojničního oka a hlavy ojnice, kde bylo očekáváno nejvyšší napětí v dřívku. V kontaktu ojničních šroubů s víkem ojnice byla nastavena maximální velikost prvku 0,5 mm. Takto upravená síť byla složená z 773 253 uzlů a je znázorněna na obr. 54. Kvalita sítě byla hodnocena dle „Skewness“, jehož průměrná hodnota 0,25 odpovídá rozmezí 0–0,5 označující přijatelnou kvalitu sítě.



Obr. 54 Výpočtová síť pro pevnostní analýzu ocelové H ojnice

7.5.4 BEZPEČNOST OJNICE K MSP – PEVNOSTNÍ ANALÝZA

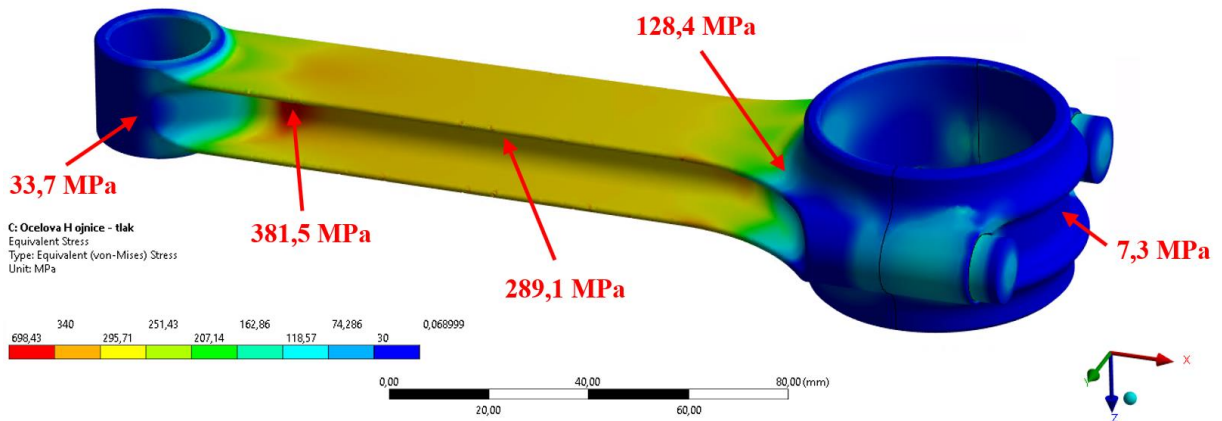
Pevnostní analýza k meznímu stavu pružnosti materiálu byla provedena pro oba zátěžové stavy – tlakovou silou i velikosti 34 530 N při a tahovou silou 1 326 N. V obou analýzách bylo provedeno měření napětí v kritických místech ojnice a následně bylo napětí přepočítáno na bezpečnost k mezi pružnosti materiálu.

NAMÁHÁNÍ TLAKEM

Výsledné napětí po zatížení tlakem bylo změřeno v kritických místech ojnice a jeho hodnoty jsou uvedeny na obr. 55. Napětí bylo nadále přepočítáno na bezpečnost k meznímu stavu pružnosti materiálu a pro přehlednost zapsáno do tabulky (viz tab. 20).

Nejvyšší hodnoty 381,5 MPa dosahovalo redukované napětí v přechodu dřívku do ojničního oka, přičemž jeho hodnoty se v okolních uzlech liší pouze mírně a nedocházelo zde k singularitám, proto byl považován výsledek maximálního napětí za správný. Podobně jako u předchozích analýz docházelo k singularitám v kontaktu ojničního šroubu s víkem ojnice a vzniku extrémního lokálního napětí v krajních uzlech sítě.

Hodnoty bezpečností k meznímu stavu pružnosti získané pomocí pevnostní analýzy se v kritických místech ojnice pohybují od nejnižší hodnoty 2,40 v místě dřívku II-II až po hodnotu vyšší, než 100 v ojničním víku, které je tlakovou silou namáháno minimálně a spíše se zde projevuje namáhání od předpětí šroubů.

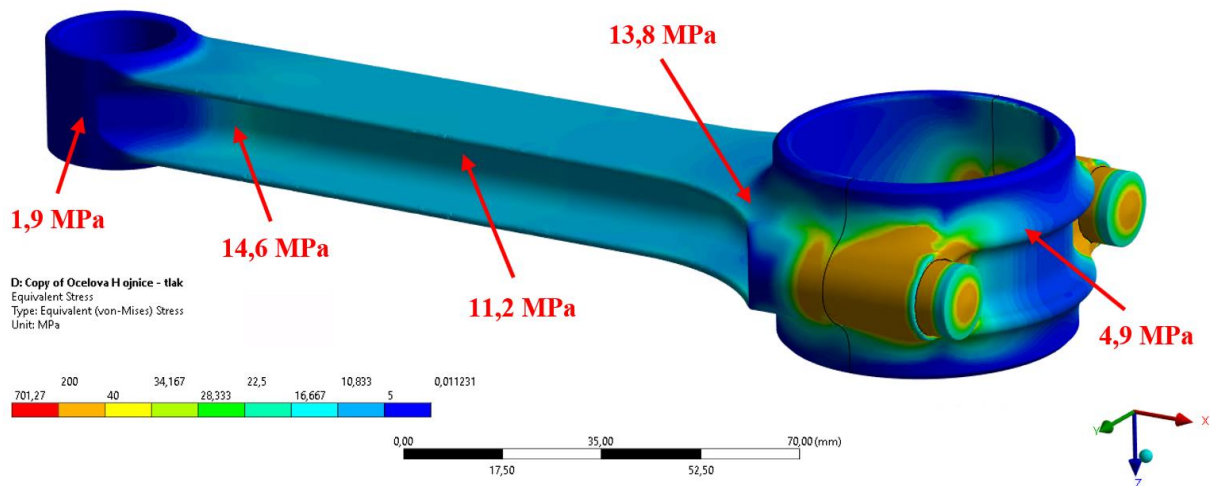


Obr. 55 Napětí od tlakové síly v kritických místech ocelové H ojnice

NAMÁHÁNÍ TAHEM

Podobně jako v předchozím zátěžovém stavu byla ojnice zatížena maximální tahovou silou, přičemž výsledné napětí v kritických místech ojnice je znázorněno na obr. 56. Analogicky byly hodnoty napětí přepočítány na bezpečnostní koeficienty k mezi pružnosti materiálu a pro přehlednost uvedeny do tab. 20.

Z výsledků je patrné, že namáhání tahem vyvolávalo v ojnici nízká napětí, přičemž jeho maximální hodnota 12,8 MPa v místě přechodu dřívku do ojniční hlavy byla násobně nižší, než v zátěžném stavu tlakovou silou. Výsledné bezpečnosti proto vycházely vysoké, všechny se pohybovaly nad hodnotou 15.



Obr. 56 Napětí od tahové síly v kritických místech ocelové H ojnice

POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ S ANALYTICKÝM VÝPOČTEM

Pro vyhodnocení bezpečností ojnice v případě dvou zátěžových stavů byly koeficienty bezpečnosti z obou stavů porovnány a z nich byl vybrán nižší. Pro přehlednost byly koeficienty uvedeny v tab. 20.

Tab. 20 Bezpečnost k MSP ocelové H ojnice – vyhodnocení pevnostní analýzy a porovnání bezpečností s výsledky analytického výpočtu

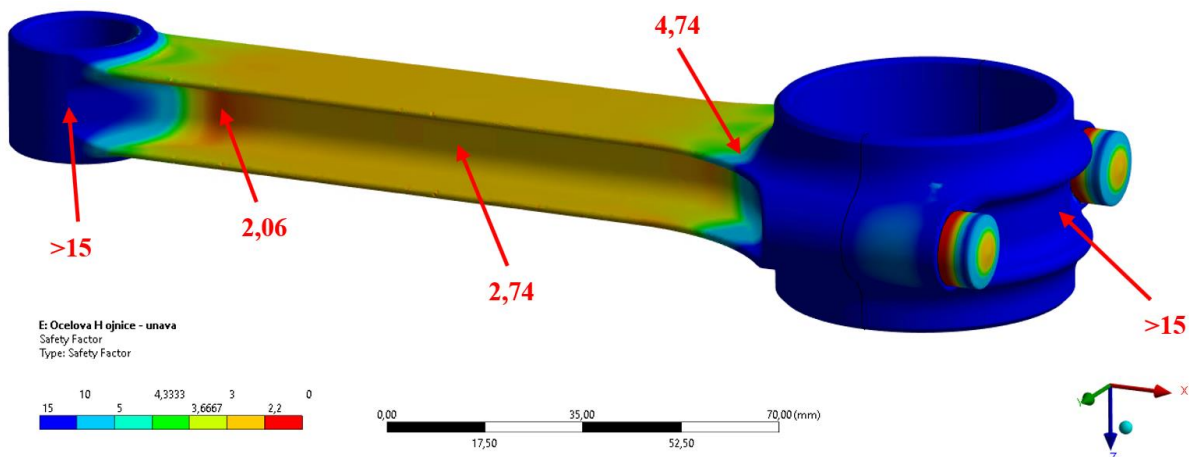
Bezpečnost k MSP ocelové I ojnice						
Typ analýzy	Řez	I-I	II-II	III-III	A-A	B-B
Pevnostní analýza – tlak	Bezpečnost	>15	2,40	3,11	>15	7,01
Pevnostní analýza – tah	Bezpečnost	>15	>15	>15	>15	>15
Pevnostní analýza	Bezpečnost	>15	2,40	3,11	>15	7,01
Analytický výpočet	Bezpečnost	>15	3,04	2,95	>15	4,51

Nejvíce namáhanými místy ojnice byly opět průřezy II-II, III-III a průřez B-B, přičemž v případě pevnostní analýzy vyšel nejnižší koeficient bezpečnosti 2,40. V tomto místě a průřezu B-B dochází k výraznějšímu rozdílu mezi výsledky, nicméně stále byla dodržena doporučená minimální hodnota bezpečnosti 2–2,5.

7.5.5 BEZPEČNOST OJNICE K MSÚ – PEVNOSTNÍ ANALÝZA

Kontrola bezpečnosti ojnice k MSÚ pevnostní analýzou byla provedena pomocí nástroje „Fatigue Tool“, který umožňuje vypočítat bezpečnost v ojnici k MSÚ. Zátěžová tlaková síla byla volena jako střídavá se zátěžovým poměrem „Loading Factor“ -0,038, který vyjadřuje poměr tlakové a tahové síly působící na ojnici. S-N křivka únavy oceli byla navržena podle podobných křivek, přičemž její koncová mez únavy byla 630 MPa [25]. Pro výpočet únavy ojnice bylo použito Goodmanovo kritérium stejně jako při analytickém výpočtu. Výsledné bezpečnostní koeficienty v kritických místech ojnice jsou zobrazené na obr. 57 a pro přehlednost byly také uvedeny v tab. 21.

Nejnižší hodnota bezpečnosti 2,06 se nacházela v místě přechodu dřívku do ojniciho oka, kde dochází ke koncentraci napětí. V samotném dřívku ojnice byl koeficient bezpečnosti vyšší, konkrétně 1,83. Nejméně namáhanou částí ojnice bylo opět její víko, kde hodnoty bezpečnosti vycházely vyšší, než 15. Obdobně jako u předchozích analýz se zde objevují singularity v kontaktu ojniciho šroubu s víkem ojnice.



Obr. 57 Výsledné bezpečnostní koeficienty k MSÚ ocelové H ojnice

7.5.6 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ S ANALYTICKÝM VÝPOČTEM

Z výsledků pevnostní analýzy je patrné, že hodnoty bezpečnosti ojnice vychází nižší, než v případě analytického výpočtu, na což může mít vliv zanedbání koncentrace napětí v místě přechodu dříku do ojnicního oka, kde dochází k nejvyšším napětím. Pevnostní analýza zároveň poskytuje komplexnější informace o napětí v ojnici, nicméně kvůli její složitosti má svoje místo při návrhu konstrukce i analytický výpočet, díky kterému je možné poměrně rychle získat představu o bezpečnosti ojnice. Výsledné bezpečnosti k MSÚ pevnostní analýzy i analytického výpočtu jsou pro přehlednost uvedeny v *tab. 21*.

Tab. 21 Bezpečnost k MSÚ ocelové H ojnice – vyhodnocení únavové analýzy a porovnání bezpečností s výsledky analytického výpočtu

Bezpečnost k MSÚ ocelové H ojnice						
Typ analýzy	Řez	I-I	II-II	III-III	A-A	B-B
Pevnostní analýza	Bezpečnost	>15	2,06	2,74	>15	4,74
Analytický výpočet	Bezpečnost	>15	2,74	3,89	>15	4,26

Ocelová H ojnice dosahuje lepších výsledků v porovnání s I ojnici díky výhodnějšímu využití materiálu v dříku ojnice. Použitím oceli je možné ojnici navrhnout na doporučenou minimální bezpečnost, při které má ojnice zaručenou trvalou životnost. V porovnání s I ojnici byla snížena hmotnost o 12,6 %, tudíž je H ojnice vhodnější pro použití v motoru Mikron III C. Její nevýhoda spočívá v nákladnější a složitější výrobě a finální rozhodnutí o tom, která ojnice je vhodnější, zůstane na výrobcu motoru.

ZÁVĚR

Hlavním cílem práce je konstrukce ocelové ojnice pro motor Walter Mikron III C, který vyrábí firma Parma-Technik s.r.o. Tato ojnice by mohla sloužit jako náhrada stávající ojnice z hliníkové slitiny.

Dynamické namáhání klikového mechanismu je stanoveno jak analytickým výpočtem, tak pomocí simulace 1D matematického modelu v software GT-Suite v modulu Cranktrain. Rozdíly mezi výsledky obou přístupů jsou v rozmezí 0,1 %, přičemž v průběhu sil v klikovém mechanismu výrazně převládá síla od tlaku plynů s maximální hodnotou 34 530 N nad setrvačnou silou o maximální velikosti 1 326 N. Tento nepoměr sil v mechanismu vyplývá z nízkých maximálních otáček motoru 2800 min^{-1} , nízké hmotnosti posuvných částí mechanismu a spalovacího tlaku o maximální hodnotě 5,16 MPa. Výsledky dynamického namáhání jsou vstupem jak pro pevnostní kontrolu stávající ojnice, tak pro návrh ojnice nové. Nad rámec této diplomové práce může být 1D matematický model do budoucna použit pro optimalizaci komponent klikového mechanismu, jako je například návrh vyvažování klikového hřídele.

Návrhu ocelové ojnice předchází analýza stávající ojnice z hliníkové slitiny a to jak analytickým výpočtem, tak pevnostní analýzou. Výsledky analýzy ukazují nejslabší místo ojnice – přechod dříku do ojnicního oka, kde hodnota bezpečnosti k MSP vychází 2,02. Ve stejném místě byla předpokládána nejnižší hodnota i v případě výpočtu bezpečnosti k MSÚ, která v daném místě vychází 1,46. Vzhledem k tomu, že materiálem ojnice je hliníková slitina, je obtížné stanovit přesnou mez únavy, poněvadž s narůstajícím počtem cyklů u hliníkových slitin stále klesá. Ve výpočtu je mez únavy stanovena pomocí empirického vzorce. Při překročení stanovené doby provozu motoru mezi jeho generálními opravami, během kterých jsou ojnice preventivně měněny, by mohlo dojít ke snížení meze únavy materiálu pod kritickou hodnotu a v místě přechodu dříku do ojnicního oka k meznímu stavu porušení.

Tyto skutečnosti vedly k návrhu konstrukce ocelové ojnice pro zajištění její trvalé životnosti, ke kterému bylo přistupováno opět analytickým způsobem i pevnostní analýzou. Ojnice je navržena ve dvou provedeních, s dříkem ve tvaru písmene I a H. U konstrukce I ojnice došlo ke zvýšení hmotnosti v porovnání se stávající ojnicí o 30 % na hodnotu 610,5 g, přičemž nejslabším místem ojnice byl přechod dříku do ojnicního oka, kde vychází koeficient bezpečnosti k MSP 2,70 a k MSÚ 2,34. Tyto hodnoty jsou považovány za dostatečné pro zaručení trvalé životnosti ojnice. Druhým návrhem byla ojnice s dříkem tvaru H, díky kterému bylo možné ojnicí dále odlehčit při zachování její pevnosti. Hmotnost této ojnice v porovnání s původní ojnicí se zvýšila pouze o 15,6 % na hodnotu 542,2 g, což z ní činí vhodnější náhradu stávající ojnice. U této konstrukce dosahují koeficienty bezpečnosti k MSP nejnižší hodnoty 2,40 a k MSÚ 2,06 opět v místě přechodu dříku do ojnicního oka. Tyto hodnoty jsou stále považovány za dostatečné pro zaručení trvalé životnosti ojnice. Konstrukce obou ojnic umožňuje jejich výrobu pomocí obrábění na běžných CNC obráběcích strojích, která může být provedena podle přiložené výrobní dokumentace.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KOCÁB, Jindřich a ADAMEC, Josef. *Letadlové motory*. Vydání 3. Praha: Corona, 2020. ISBN 978-80-86116-94-5.
- [2] TAYLOR, C. Fayette. *Aircraft Propulsion: A Review of the Evolution of Aircraft Piston Engines*. Washington: Smithsonian Institution Press, 1971. ISBN 9781780392707.
- [3] OPDYCKE, Leonard E. *French Aeroplanes Before the Great War*. Schiffler Military History, 1999. ISBN 0764307525.
- [4] SMITH, Herschel H. *Aircraft piston engines*. Michigan: McGraw-Hill, 1981. ISBN 9780897450799.
- [5] *Walter Minor 6-III*. Wikipedia. 2024. Dostupné také z: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Walter_Minor_6-III_%281946%29_3.jpg.
- [6] GUNSTON, Bill. *Allied fighters od World War II*. Salamander books, 1981. ISBN 0 86101 081 7.
- [7] U S DEPARTMENT OF TRANSPORTATION. *Aviation Maintenance Technician Handbook - Powerplant*. Lightning Source, 2023. ISBN 9781998109579.
- [8] WHITE, Graham. *Allied Aircraft Piston Engines of World War II*. Society of Automotive Engineers, 1995. ISBN 1560916559.
- [9] RODRIGUEZ, Charles. *Aviation Maintenance Technician Certification Series: Piston Engines, Module 16 (B1)*. Aircraft technical book company, 2016. ISBN 9781951275150.
- [10] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2005. 235 s.
- [11] *Study on Fracture-Split Performance of 36MnVS4 and Analysis of Fracture-Split Easily-Induced Defects*. Online. In: MDPI. 2018. Dostupné z: <https://www.mdpi.com/2075-4701/8/9/696>. [cit. 2024-05-10].
- [12] *Connecting Rods: So Many Choices*. Online. Engine Builder. 2006. Dostupné z: <https://www.enginebuildermag.com/2008/09/connecting-rods-so-many-choices/>. [cit. 2024-05-10].
- [13] *Connect The Rods: I-Beam and H-Beam Connecting Rods Explained*. Online. In: Dragzine. 2020. Dostupné z: <https://www.dragzine.com/tech-stories/connect-the-rods-i-beam-and-h-beam-connecting-rods-explained/>. [cit. 2024-05-10].
- [14] PÍŠTĚK, Václav a DRÁPAL, Lubomír. *Studijní opory předmětu Hnací ústrojí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2020.

- [15] *Podnikatelská historie společnosti Walter*. Online. In: Walter Jinonice. 2009. Dostupné z: <https://web.archive.org/web/20190803061506/http://www.walterjinonice.cz/historie-spolecnosti-walter>. [cit. 2024-05-06].
- [16] GUNSTON, Bill. *World encyclopedia of aero engines: From the pioneers to the present day*. 5. Sutton Publishing, 2006. ISBN 0-7509-4479-X.
- [17] *Walter Mikron I (1934)*. Online. In: Wikipedia. 2023. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Walter_Mikron#/media/Soubor:Walter_Mikron_I_\(1934\).jpg](https://cs.wikipedia.org/wiki/Walter_Mikron#/media/Soubor:Walter_Mikron_I_(1934).jpg). [cit. 2024-05-06].
- [18] *Historie motoru Walter MIKRON*. Online. In: Parma-technik. 2024. Dostupné z: <https://www.parmatechnik.cz/historie/>. [cit. 2024-05-06].
- [19] *Nové motory Mikron III*. Online. In: Parma-technik. 2024. Dostupné z: <https://www.parmatechnik.cz/nove-motory/>. [cit. 2024-05-15].
- [20] *Aluminium Alloy 2031*. Online. Aircraft materials. 2013. Dostupné z: <https://www.aircraftmaterials.com/data/aluminium/2031.html>. [cit. 2024-04-05].
- [21] STEPHENS, R.I. a FUCHS, H.O. *Metal Fatigue in Engineering*. 2. New York: John Wiley, 2021. ISBN 0471510599.
- [22] RAUSCHER, Jaroslav. *Semestrální projekt, Učební texty vysokých škol*. Brno: Vysoké učení technické v Brně.
- [23] SHIGLEY, Joseph E. *Konstruování strojních součástí*. 11. Brno: Vutium, 2011. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [24] *Šroub M8x1x33 ojnice*. Online. Pema autodíly. 2024. Dostupné z: https://www.autodily-pema.cz/sroub-m8x1x33-ojnice?utm_source=google&utm_medium=cpc&utm_campaign=17743908198&gad_source=1&gclid=Cj0KCQjwxqayBhDFARIsAANWRnSTRgVhDuR-GwyzRLwmWgNfBdnqEbyPyC5tXv1bfsgafTpZshNXEokaAnmKEALw_wcB. [cit. 2024-04_160].
- [25] *EN 1.8519 (31CrMoV9) Nitriding Steel*. Online. In: MakeItForm. Dostupné z: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/EN-1.8519-31CrMoV9-Nitriding-Steel>. [cit. 2024-04-17].
- [26] *Materiálový list oceli 31CrMoV9*. Online. Dostupné z: https://www.lucefin.com/wp-content/files_mf/32crmov9en.pdf. [cit. 2024-04-16].
- [27] *1903 Wright Flyer I*. Online. In: Wright plans & drawings. 1999. Dostupné z: https://www.wright-brothers.org/Information_Desk/Help_with_Homework/Wright_Plans/Wright_Plans_images/1903_Flyer_Drawings/1903-Wright-Flyer-I-Above-Left-Front-Diagonal

View.jpg. [cit. 2024-05-06].

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

<i>MKP</i>	[-]	metoda konečných prvků
<i>MSP</i>	[-]	mezní stav pružnosti
<i>MSÚ</i>	[-]	mezní stav únavy
<i>OHV</i>	[-]	Over Head Valve
<i>SAE</i>	[-]	Society of Automotive Engineers
<i>a</i>	[m·s ⁻²]	zrychlení pístu
<i>B_{rm}</i>	[mm]	šířka ramene kliky
<i>c</i>	[m·s ⁻¹]	rychlost pístu
<i>c_s</i>	[m·s ⁻¹]	střední rychlost pístu
<i>D_{D1}</i>	[mm]	vnitřní průměr hlavového oka
<i>D_{D2}</i>	[mm]	vnější průměr hlavového oka
<i>D_{H1}</i>	[mm]	vnitřní průměr ojnicního oka
<i>D_{H2}</i>	[mm]	vnější průměr ojnicního oka
<i>D_{H_{L1}}</i>	[mm]	vnější průměr hlavního čepu
<i>D_{H_{L2}}</i>	[mm]	vnitřní průměr hlavního čepu
<i>d_{mk}</i>	[mm]	průměr mazacího kanálku v klikovém hřídeli
<i>D_{O1}</i>	[mm]	vnější průměr ojnicního čepu
<i>D_{O2}</i>	[mm]	vnitřní průměr ojnicního čepu
<i>D_p</i>	[m]	vrtání válce
<i>F_Σ</i>	[N]	výsledná síla působící v ose válce
<i>F'_{sp}</i>	[N]	setrvačná síla posuvných částí klikového mechanismu
<i>F'_{sr}</i>	[N]	setrvačná síla rotačních částí klikového mechanismu
<i>F_{hč}</i>	[N]	výsledná síla působící na hlavní čep klikového hřídele
<i>F_o</i>	[N]	výsledná síla v ojnicním oku
<i>F_p</i>	[N]	síla vyvolaná tlakem plynů na píst
<i>F_{ro}</i>	[N]	odstředivá síla rotující části ojnice
<i>F_{sp_o}</i>	[N]	setrvačná síla posuvných částí s ojnicním oku
<i>H_D</i>	[mm]	tloušťka hlavy ojnice
<i>H_H</i>	[mm]	tloušťka ojnicního oka
<i>H_{hč}</i>	[mm]	délka hlavního čepu
<i>H_{HL}</i>	[mm]	délka hlavního čepu

H_O	[mm]	délka ojnicního čepu
$H_{o\check{c}}$	[mm]	délka ojnicního čepu
H_{oj_oko}	[mm]	šířka drážky pro ojnicní oko
H_p	[mm]	výška pístu
H_R	[mm]	délka ramene klikového hřídele
$I_{h\check{c}}$	[kg·mm ²]	moment setrvačnosti hlavního čepu
$I_{o\check{c}}$	[kg·mm ²]	moment setrvačnosti ojnicního čepu
I_{rm}	[kg·mm ²]	moment setrvačnosti ramene kliky
K	[N]	síla v ose ojnice
L	[m]	délka ojnice
L_{oj}	[mm]	délka ojnice
L_{rm}	[mm]	délka ramene kliky
L_v	[mm]	rozteč válců
$m_{\check{c}ep}$	[g]	hmotnost pístního čepu
$m_{h\check{c}}$	[g]	hmotnost hlavního čepu klikového hřídele
M_k	[N]	kroučící moment
m_{kl}	[g]	hmotnost klikového hřídele
m_o	[g]	hmotnost ojnice
m_o	[g]	celková hmotnost ojnice
$m_{o\check{c}}$	[g]	hmotnost ojnicního čepu
m_{op}	[g]	hmotnost posuvných částí ojnice
m_{op}	[g]	hmotnost posuvných částí ojnice
m_{or}	[g]	hmotnost rotačních částí ojnice
m_{or}	[g]	hmotnost rotačních částí ojnice
m_p	[g]	hmotnost posuvných částí klikového mechanismu
$m_{p\check{i}st}$	[g]	hmotnost pístu
m_{psk}	[g]	hmotnost pístní skupiny
m_r	[g]	hmotnost rotačních částí klikového mechanismu
m_{r_zal}	[g]	redukovaná hmotnost zalomení klikového hřídele
m_{rm}	[g]	hmotnost ramene kliky
n	[s ⁻¹]	otáčky klikového hřídele
N	[N]	normálová síla v ose válce
p	[Pa]	průběh absolutního tlaku ve válci

p_0	[Pa]	tlak vnějšího prostředí
R	[m]	délka ramene klikového hřídele
r_{kl}	[mm]	poloměr zalomení klikového hřídele
s	[m]	dráha pístu
S_R	[mm]	šířka ramene klikového hřídele
T	[N]	tangenciální síla v ose ojnice
T''	[N]	výsledná tangenciální síla působící na rameno klikového hřídele
z	[m]	zdvih pístu
Z	[N]	normálová síla v ose ojnice
Z'	[N]	celková síla v rameni klikového hřídele
Z''	[N]	výsledná normálová síla působící na rameno klikového hřídele
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
β	[°]	úhel odklonu ojnice
ω	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Materiálový list oceli 31CrMoV9 (2 strany)

Příloha 2 – Kontrola stávající ojnice – analytický výpočet (15 stran)

Příloha 3 – Ocelová I ojnice – analytický výpočet (15 stran)

Příloha 4 – Ocelová H ojnice – analytický výpočet (15 stran)

Příloha 5 – I ojnice – Výrobní výkres

Příloha 6 – I ojnice – Výkres sestavení

Příloha 7 – H ojnice – Výrobní výkres

Příloha 8 – H ojnice – Výkres sestavení

PŘÍLOHA 1: MATERIÁLOVÝ LIST OCELI 31CRMOV9 [26]

Quality	31CrMoV9	Nitriding	<i>Technical card</i>
According to standard	UNI EN 10085: 2003	Steel	<i>Lucefin Group</i>
Number	1.8519		<i>rev. 2018</i>

Chemical composition

C%	Si% max	Mn%	P% max	S% max	Cr%	Mo%	Ni%	V%	Product deviations are allowed
0,27-0,34 ± 0.02	0,40 + 0.03	0,40-0,70 ± 0.04	0,025 +0.005	0,035 + 0.005	2,30-2,70 ± 0.10	0,15-0,25 ± 0.03	- -	0,10-0,20 ± 0.02	

Temperature °C

Hot-forming	Stress-relieving after machining	Quenching +Q	Quenching +Q	Tempering +T	Final stress-relieving +SR	
1050-850	550-580 air	850-880 polymer	840-870 water	580-700 air	50° under the temperature of tempering	
Soft annealing +A	Nitrocarburizing	Nitriding	Pre-heating welding	Stress-relieving after welding		
680-720 air (HB max 248)	570-580	500-520	300	550 furnace cooling		
			Ac1	Ac3	Ms	Mf
			760	820	350	130

Mechanical properties

Hot-rolled mechanical properties in **quenched and tempered** condition UNI EN 10085: 2003

size mm		Testing at room temperature (longitudinal)						Surface hardness in quenched and tempered and nitrided condition HV 1
from	to	R N/mm ²	Rp 0.2 N/mm ²	A% min.	Kv J min.	HB for information		
16	40	1100-1300	900	9	25	331-380	800	
40	100	1000-1200	800	10	30	298-359		
100	160	900-1100	700	11	35	271-331		
160	250	850-1050	650	12	40	253-319		

Table of tempering values obtained at room temperature on rounds of Ø 10 mm after quenching at 880 °C in oil (for information)

HB		486	486	468	448	421	362	240
HRC		50,5	50,5	49	47,5	45	39	23
R	N/mm ²	1800	1790	1710	1600	1480	1210	800
Rp 0.2	N/mm ²	1520	1500	1480	1400	1280	1020	700
A	%	10	10	10	10.2	11	13.8	18
Z	%	50	53	54	54	54.5	60	68
Kv	J	40	42	32	32	42	100	120
Tempering °C		100	200	300	400	500	600	700

Nitriding. Hardness HV, at different depths and stays

stay time h.	depth mm	Hardness HV							
		30	750	540	430	410	400	380	380
h.		90	830	750	640	530	430	410	410
		120	790	730	660	600	540	460	400
		180	800	760	700	640	580	550	420
depth	mm	0,15	0,25	0,35	0,45	0,55	0,65	1,0	

31CrMoV9											Lucefin Group			
Cold-drawn						Hot-rolled + Peeled								
size mm		Testing at room temperature (longitudinal)					Testing at room temperature (longitudinal)							
		R	Rp 0.2	A%	HB	R	Rp 0.2	A%	HB					
from	to	N/mm ²	N/mm ² min	min		N/mm ²	N/mm ² min	min						
No indications from reference standards						No indications from reference standards								
Forged mechanical properties in quenched and tempered condition UNI EN 10085: 2003														
size mm		Testing at room temperature (longitudinal)												
		R	Rp 0.2	A%	Kv	HB								
from	to	N/mm ²	N/mm ² min	min	J min	<i>for information</i>								
	100	1000-1200	800	10	30	298-359								
100	160	900-1100	700	11	35	271-331								
160	250	850-1050	650	12	40	253-319								
Jominy test HRC. Use only as reference														
mm distance from quenched end														
mm	2	8	12	16	20	30	40	50	60	70				
HRC	51	50	50	49	48	46	44	42	41	41				
Thermal Expansion	10 ⁻⁶ • K ⁻¹		▶		11.1	12.1	12.9	13.5	13.9	14.1				
Mod. of Elasticity long.	GPa				210	205	195	185	175					
Mod. of Elasticity tang.	GPa				80	78	75	71	67					
Specific Heat Capacity	J/(Kg•K)				460									
Thermal Conductivity	W/(m•K)				42									
Density	Kg/dm ³				7.85									
Specific Electric Resist.	Ohm•mm ² /m				0.19									
Electrical Conductivity	Siemens•m/mm ²				5.26									
°C					20	100	200	300	400	500	600			
he symbol ▶ indicates temperature between 20 °C and 100 °C, 20 °C and 200 °C ...														
Europe	ITALY	CHINA	GERMANY	FRANCE	U.K.	RUSSIA	USA							
EN	UNI	GB	DIN	AFNOR	B.S.	GOST	AISI/SAE							
31CrMoV9	31CrMoV9		31CrMoV9	31CrMoV9	31CrMoV9									

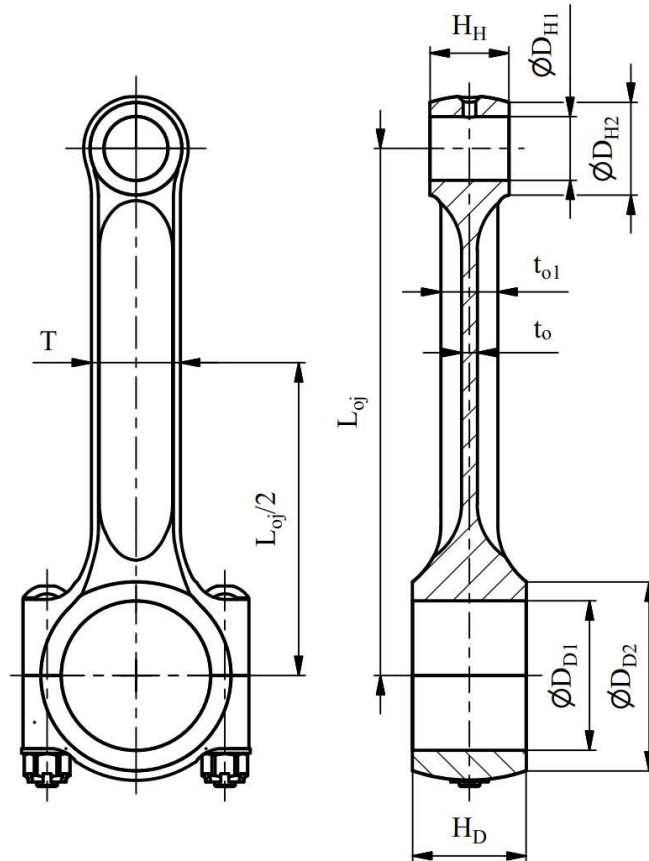
PŘÍLOHA 2: KONTROLA STÁVAJÍCÍ OJNICE – ANALYTICKÝ VÝPOČET

Výpočet je proveden podle učebního textu Semestrální projekt [22]

Rozměry, hmotnosti a materiál ojnice



Obr. 2-1: Ojnice motoru Mikron III C



Obr. 2-2: Základní rozměry ojnice

Základní parametry ojnice:

Střední šířka dřívku	$T := 28 \text{ mm}$
Délka ojnice	$L_{oj} := 166 \text{ mm}$
Vnitřní průměr ojnicního oka	$D_{H1} := 20 \text{ mm}$
Vnější průměr ojnicního oka	$D_{H2} := 29 \text{ mm}$
Vnitřní průměr hlavového oka	$D_{D1} := 47 \text{ mm}$
Vnější průměr hlavového oka	$D_{D2} := 60 \text{ mm}$
Ploušťka ojnicního oka	$H_H := 25 \text{ mm}$
Ploušťka hlavy ojnice	$H_D := 35.9 \text{ mm}$
Ploušťka dřívku maximální	$t_{o1} := 18 \text{ mm}$
Ploušťka dřívku minimální	$t_o := 5.32 \text{ mm}$

Materiál ojnice: ČSN 42 4219.9 (EN AW 2031)

Modul pružnosti $E_o := 71.5 \text{ GPa}$

Mez pevnosti $R_m := 385 \text{ MPa}$

Mez elasticity $R_e := 300 \text{ MPa}$

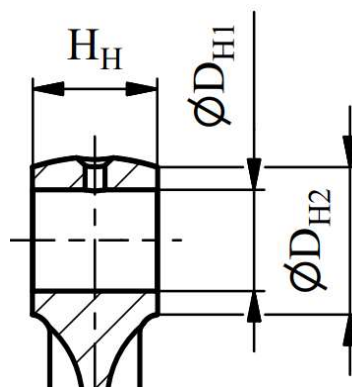
Mez únavy materiálu $\sigma_c := 0.4 \cdot R_m = 154 \text{ MPa}$

Mez únavy se nepodařilo dohledat, bylo vycházeno z odhadu meze únavy hliníkových slitin ze zdroje [21] s. 73.

Pevnostní kontrola oka ojnice

Nejvíce namáhaným průřezem oka ojnice, v němž dochází nejčastěji k lomům, je průřez I-I přechodu oka ojnice do dřívku. Jeho namáhání je velmi složité a je vyvoláno níže uvedenými zatíženími. Je třeba uvážit dynamický charakter zatěžujících účinků.

Základní rozměry ojnicního oka jsou zobrazeny na obr. 2-3.



Obr.2- 3: Základní rozměry ojnicního oka

Namáhání ojnicního oka dělíme na následující skupiny:

- setrvačnými silami posuvných hmot
- silami od tlaku plynů
- předpětím od zalisování a ohřevu ložiskového pouzdra

Vzhledem k tomu, že ojnice motoru Mikron III C nedisponuje ložiskovým pouzdem v malém oku ojnice, ve výpočtu byly zohledněny pouze setrvačné síly posuvných hmot a síly od tlaku plynů.

a) Namáhání oka ojnice setrvačnou silou

Je vyvoláno posuvnými hmotami pístní skupiny, přičemž maximum je dosaženo při doběhu pístu do horní úvrati mezi výfukovým a sacím zdvihem.

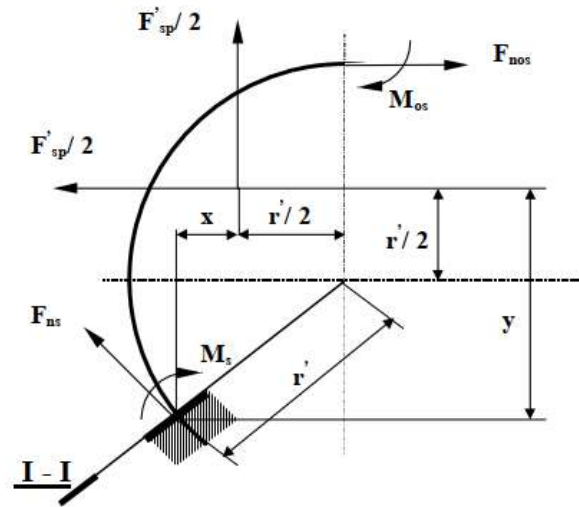
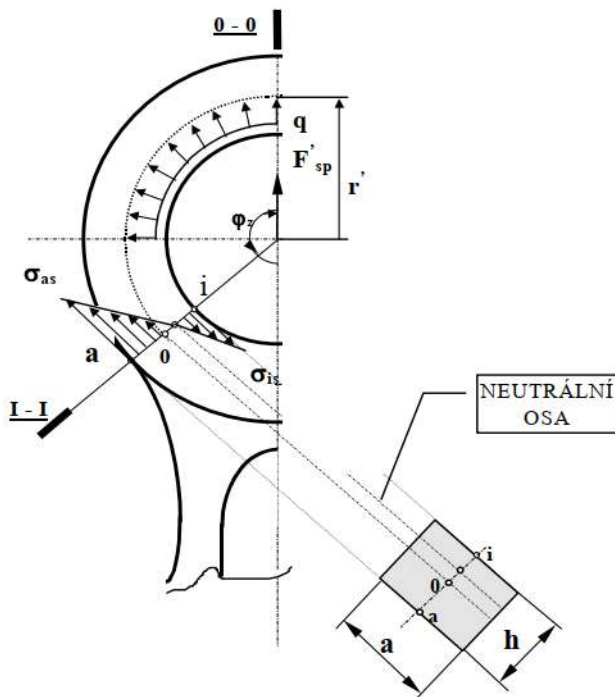
Oko ojnice je zatěžováno setrvačnou silou F'_{sp} . Pro výpočet napětí vyvolaný touto silou nahrazujeme oko ojnice modelem, silně zakřiveným prutem kruhového tvaru o poloměru r' s vetknutím v bodě 0 průřezu I-I, viz obr. 2-5.

Poloměr těžiště příčného průřezu $r' := \frac{D_{H2} + D_{H1}}{4} = 12.25 \text{ mm}$

Všechny průřezy oka kolmé na střední kruhové vlákno jsou namáhány kombinovaně na ohyb a tah. Ve vnějších vláknech průřezu vznikají normálová napětí σ_{as} . Jejich největší hodnota je v průřezu I-I v místě ukotvení oka do dřívku ojnice.

Průběh napětí ve vnitřních vláknech má minimum v průřezu kolmém na osu ojnice.

Při zatížení setrvačnou silou F'_{sp} dosedne pístní čep na stykovou plochu s pouzdem ojnice tak, že oko ojnice je namáháno spojitým zatížením q .



Obr. 2-4: Průběhy zatížení a napětí v ojnicním oku [22] Obr. 2-5: Model silně zakřiveného kruhového prutu [22]

Vzhledem k symetrii zatížení i geometrie prutu je možno prut v průřezu 0-0 přetrušit a vazbové působení druhé části prutu nahradit silovými účinky, tj. momentem M_{os} a normálovou silou F'_{nos} .

Analytický výpočet setrvačných sil v ojnici

Hmotnost písní skupiny

$$m_p := 491 \text{ g}$$

Hmotnost pístu bez čepu

$$m'_p := 413 \text{ g}$$

Poloměr zalomení klikové hřídele

$$r_{kl} := 48 \text{ mm}$$

Úhel zakotvení ojnicního oka (deg)

$$\varphi_z := 108.9^\circ$$

Tloušťka malého oka ojnice

$$a := H_H = 25 \text{ mm}$$

Tloušťka příčného průřezu oka ojnice

$$h := \frac{D_{H2} - D_{H1}}{2} = 4.5 \text{ mm}$$

Klikový poměr

$$\lambda := \frac{r_{kl}}{L_{oj}} = 0.289$$

Otáčky klikové hřídele

$$\omega_{kl} := 2100 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Úhlová rychlost klikové hřídele

$$\omega_{kl} := 2 \cdot \pi \cdot \omega_{kl} = 219.91 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Velikost setrvačné síly posuvných hmot

$$F'_{sp} := m_p \cdot r_{kl} \cdot \omega_{kl}^2 \cdot (1 + \lambda) = 1469.3 \text{ N}$$

Normálová síla v průřezu 0-0

$$F'_{nos} := F'_{sp} \cdot \left(0.572 - 0.0008 \cdot \frac{\varphi_z}{\text{deg}} \right) = 712.5 \text{ N}$$

Ohybový moment v průřezu 0-0

$$M_{os} := F'_{sp} \cdot r' \cdot \left(0.00033 \cdot \frac{\varphi_z}{\text{deg}} - 0.0297 \right) = 0.11 \text{ N m}$$

Normálová síla v průřezu I-I $F_{ns} := F_{nos} \cdot \cos(\varphi_z) + 0.5 \cdot F'_{sp} \cdot (\sin(\varphi_z) - \cos(\varphi_z)) = 702.3 \text{ N}$

Ohybový moment v průřezu I-I

$$M_s := M_{os} + F_{nos} \cdot r' \cdot (1 - \cos(\varphi_z)) - 0.5 \cdot F'_{sp} \cdot r' \cdot (\sin(\varphi_z) - \cos(\varphi_z)) = 0.237 \text{ N m}$$

Napětí ve vnějším vlákně

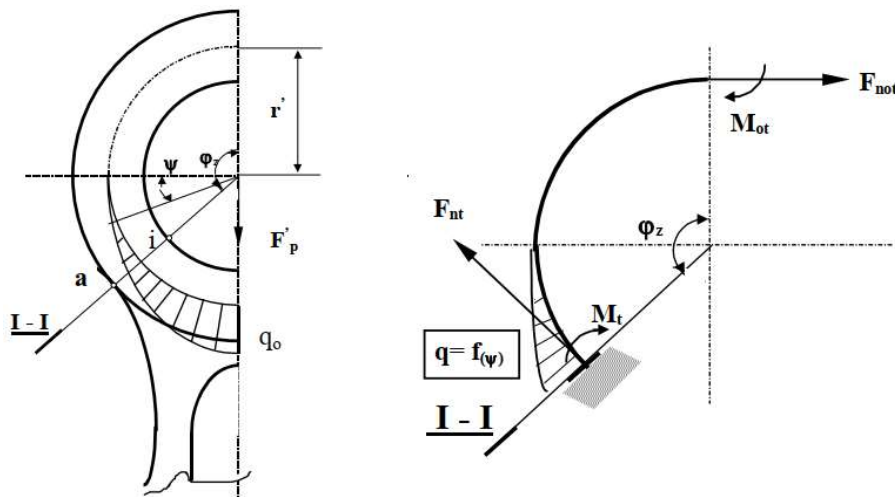
$$\sigma_{as} := \left(2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' + h)} + F_{ns} \right) \cdot \frac{1}{a \cdot h} = 8.8 \text{ MPa}$$

Napětí ve vnitřním vlákně

$$\sigma_{is} := \left((-2) \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' - h)} + F_{ns} \right) \cdot \frac{1}{a \cdot h} = 2.6 \text{ MPa}$$

b) Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů

Na obr. 2-6 je ukázáno zatížení ojnicního oka tlakem plynů nad pístem. Předpokládáme, že výslednice spojitého zatížení $q := f(\psi)$, osamělá síla F'_p působí v ose ojnice. Skutečné těleso a zatížení je nahrazeno prutovým modelem. Jedná se o silně zakřivený prut, vetknutý v průřezu I-I.



Obr. 2-6: Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů [22]

Tak jako v předchzím případě je vzhledem k symetričnosti zadání úlohy řešena pouze polovina oka. Výsledné vnitřní účinky v průřezu 0-0 jsou normálová síla F_{not} a ohybový moment M_{ot} . Velikost těchto výsledných vnitřních účinků stanovíme empiricky ze vztahů získaných na základě měření. Rozhodující pro určení jejich velikosti je úhel vetknutí oka ojnice do dráhy, tedy úhel φ_z .

Další vstupní parametry

Maximální tlak ve válci

$$p_{max} := 5.167 \text{ MPa}$$

Atmosférický tlak

$$p_0 := 1 \text{ atm}$$

Průměr pístu

$$D_p := 95 \text{ mm}$$

Maximální síla od tlaku plynů ve válci

$$F_{p_max} := \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \cdot (p_{max} - p_0) = 35906.6 \text{ N}$$

Pomocný součinitel

$$a_1 := 0.0008$$

Pomocný součinitel

$$a_2 := -0.0003$$

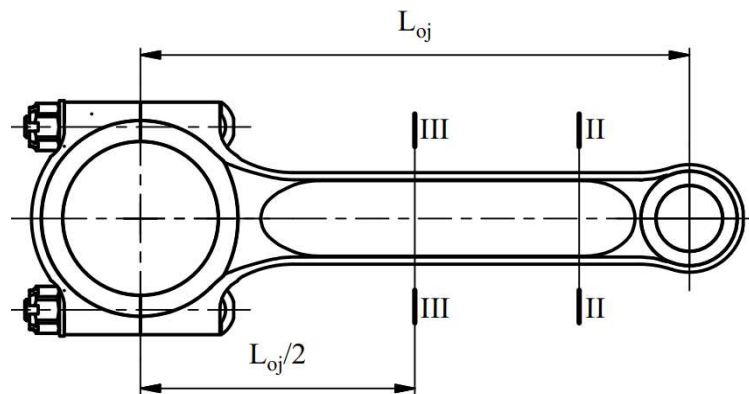
Konstanta pro výpočet ohybového momentu a normálové síly

$$J := \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_z}{2} \right) \cdot \sin(\varphi_z) - \frac{1}{2} \cdot \cos(\varphi_z) = 0.006$$

Normálová síla	$F_{nt} := F_{p_max} \cdot \left(a_1 \cdot \cos(\varphi_z) + \frac{2}{\pi} \cdot J \right) = 126.0 \text{ N}$
Ohybový moment	$M_t := F_{p_max} \cdot r' \cdot \left(a_2 + a_1 \cdot (1 - \cos(\varphi_z)) - \frac{2}{\pi} \cdot J \right) = -1.3 \text{ N m}$
Napětí na vnějším vlákne	$\sigma_{at} := \left(2 \cdot M_t \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' + h)} + F_{nt} \right) \cdot \frac{1}{a \cdot h} = -12.9 \text{ MPa}$
Maximální napětí	$\sigma_{max} := \sigma_{as} = 8.8 \text{ MPa}$
Minimální napětí	$\sigma_{min} := \sigma_{at} = -12.9 \text{ MPa}$
Průměrné napětí	$\sigma_m := \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = -2.1 \text{ MPa}$
Amplituda napětí	$\sigma_a := \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 10.9 \text{ MPa}$
Bezpečnost k MSÚ (Goodmanovo kritérium)	$k_u := \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_c} + \frac{\sigma_m}{R_m}} = 15.38$
Bezpečnost k MSP	$k_k := \frac{R_e}{\sigma_a + \sigma_m} = 34.24$
Dovolená bezpečnost	$k_{dov} := 2.5$

Pevnostní kontrola dřívku ojnice

Podle tvaru průběhu zatížení a požadavků na hmotnost, případně životnost ojnice může mít dřívek různý tvar. Pevnostní kontrola dřívku ojnice se provádí v minimálním průřezu II-II a ve středním průřezu III-III ojnice, viz obr. 2-7.



Obr. 2-7: Průřezy v nichž jsou prováděny výpočty

Dřívek ojnice je namáhán tahem setrvačnou silou posuvných hmot a tlakem silou od tlaku plynů nad pístem, která je zmenšena o příslušnou velikost setrvačné síly posuvných hmot. Namáhání je cyklické, střídavé a maximum tahu je dosaženo při doběhu pístu do horní úvratí mezi výfukovým a sacím zdvihem. Maximum tlaku odpovídá dosažení maximálního tlaku plynů nad pístem v průběhu spalování.

Pevnostní kontrola v průřezu II-IIVstupní parametry:

Hmotnost ojnice nad průřezem II-II	$m''_o := 52.4 \text{ g}$
Hmotnost ojnice nad průřezem III-III	$m'''_o := 93.5 \text{ g}$
Rozteč ojnicích šroubů	$c := 56 \text{ mm}$
Celková hmotnost ojnice	$m_o := 469 \text{ g}$
Délka posuvných částí ojnice	$l_{op} := 133.48 \text{ mm}$
Délka rotačních částí ojnice	$l_{or} := 32.52 \text{ mm}$
Hmotnost posuvných částí ojnice	$m_{op} := 143.6 \text{ g}$
Hmotnost rotačních částí ojnice	$m_{or} := 325.4 \text{ g}$
Hmotnost víka ojnice	$m_{vo} := 76 \text{ g}$
Úhel zakotvení hlavy ojnice v dřívku	$\varphi_{zh} := 50.7^\circ$
Počet ojnicích šroubů	$i_s := 2$
Minimální osový kvadratický moment setrvačnosti v průřezu II-II	$I_{II} := 4390.9 \text{ mm}^4$
Plocha dřívku v průřezu II-II	$S_{II} := 292.4 \text{ mm}^2$
Poloměr setrvačnosti dřívku v průřezu II-II	$i_{II} := \sqrt{\frac{I_{II}}{S_{II}}} = 3.88 \text{ mm}$
Štíhlost ojnice	$\zeta := \frac{L_{oj}}{i_{II}} = 42.8$
Setrvačná síla v průřezu II-II	$F''_{sp} := (m_p + m''_o) \cdot r_{kl} \cdot \omega_{kl}^2 \cdot (1 + \lambda) = 1626.2 \text{ N}$
Maximální síla namáhající průřez II-II na tlak	$F''_p := F_{p_{max}} - F''_{sp} = 34280.5 \text{ N}$
Napětí v tlaku	$\sigma_{II_tlak} := \frac{F''_p}{S_{II}} = 117.2 \text{ MPa}$
Napětí v tahu	$\sigma_{II_tah} := \frac{F''_{sp}}{S_{II}} = 5.6 \text{ MPa}$
Maximální napětí	$\sigma_{II_max} := \sigma_{II_tlak} = 117.2 \text{ MPa}$
Minimální napětí	$\sigma_{II_min} := \sigma_{II_tah} = 5.6 \text{ MPa}$
Průměrné napětí	$\sigma_{II_m} := \frac{\sigma_{II_max} + \sigma_{II_min}}{2} = 61.4 \text{ MPa}$
Amplituda napětí	$\sigma_{II_a} := \frac{\sigma_{II_max} - \sigma_{II_min}}{2} = 55.8 \text{ MPa}$

Bezpečnost k MSÚ (Goodmanovo kritérium) $k_{u_II} := \frac{1}{\frac{\sigma_{II_a}}{\sigma_c} + \frac{\sigma_{II_m}}{R_m}} = 1.92$

Bezpečnost k MSP $k_{k_II} := \frac{R_e}{\sigma_{II_a} + \sigma_{II_m}} = 2.56$

Dovolená bezpečnost $k_{dov} := 2$

Pevnostní kontrola v průřezu III-III

Vstupní parametry:

Minimální osový kvadratický moment setrvačnosti v ose x průřezu III-III $I_{III_x} := 25533.5 \text{ mm}^4$

Minimální osový kvadratický moment setrvačnosti v ose y průřezu III-III $I_{III_y} := 4390.9 \text{ mm}^4$

Plocha dřívku v průřezu III-III $S_{III} := 292.4 \text{ mm}^2$

Setrvačná síla v průřezu III-III $F''''_{sp} := (m_p + m''''_o) \cdot r_{kl} \cdot \omega_{kl}^2 \cdot (1 + \lambda) = 1749.2 \text{ N}$

Maximální síla namáhající průřez III-III na tlak $F''''_p := F_{p_max} - F''''_{sp} = 34157.5 \text{ N}$

Součinitele dle metody Navier-Rankin $C' := \frac{R_e}{\frac{2}{\pi} \cdot E_o} = 4.25 \cdot 10^{-4}$

$$K_x := 1 + C' \cdot \frac{L_{oj}^2}{I_{III_x}^2} \cdot S_{III} = 1.134$$

$$K_y := 1 + C' \cdot \frac{L_{oj}^2}{4 \cdot I_{III_y}} \cdot S_{III} = 1.195$$

Maximální tlakové napětí v ose x $\sigma_{III_tlak_x} := K_x \cdot \frac{F''''_p}{S_{III}} = 132.5 \text{ MPa}$

Maximální tlakové napětí v ose y $\sigma_{III_tlak_y} := K_y \cdot \frac{F''''_p}{S_{III}} = 139.6 \text{ MPa}$

Maximální napětí $\sigma_{III_max} := \sigma_{III_tlak_y} = 139.6 \text{ MPa}$

Minimální napětí $\sigma_{III_min} := \sigma_{III_tlak_x} = 132.5 \text{ MPa}$

Průměrné napětí $\sigma_{III_m} := \frac{\sigma_{III_max} + \sigma_{III_min}}{2} = 136 \text{ MPa}$

Amplituda napětí $\sigma_{III_a} := \frac{\sigma_{III_max} - \sigma_{III_min}}{2} = 3.6 \text{ MPa}$

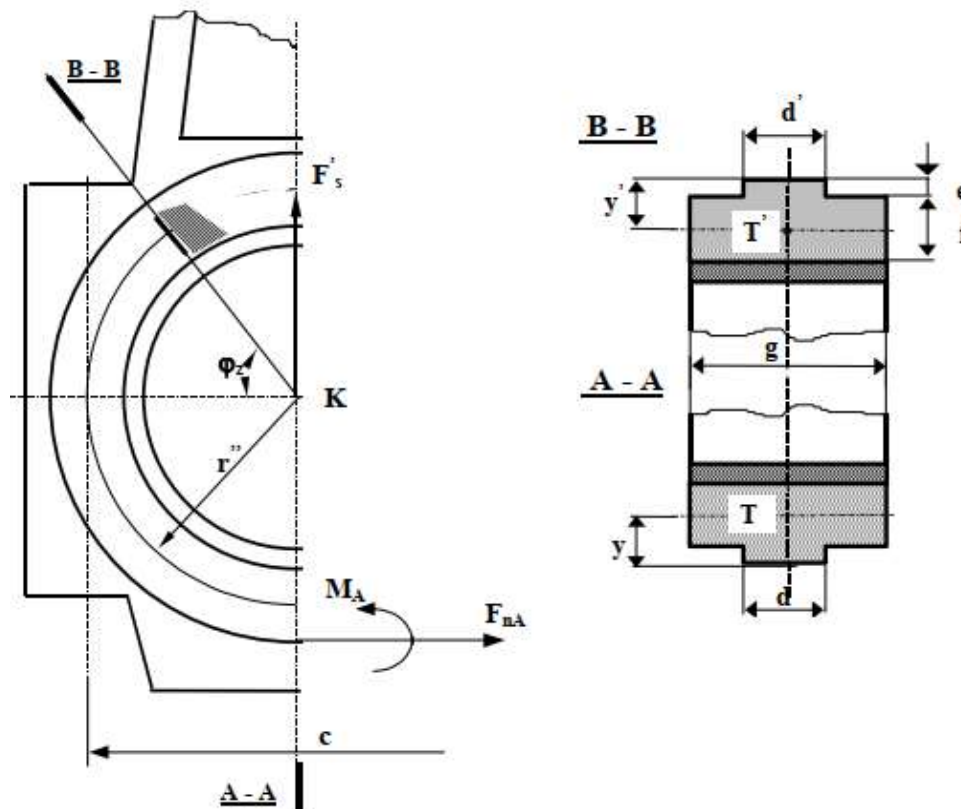
Bezpečnost k MSÚ (Goodmanovo kritérium) $k_{u_III} := \frac{1}{\frac{\sigma_{III_a}}{\sigma_c} + \frac{\sigma_{III_m}}{R_m}} = 2.66$

Bezpečnost k MSP $k_{k_III} := \frac{R_e}{\sigma_{III_a} + \sigma_{III_m}} = 2.15$

Dovolená bezpečnost $k_{dov} := 2$

Pevnostní kontrola hlavy ojnice

V důsledku působení setrvačné síly F'_s posuvných a rotujících hmotností, maximum je dosaženo při doběhu pístu do horní úvrati. mezi výfukovým a sacím zdvihem při maximálních otáčkách motoru, vznikají v příčných průřezích hlavy ojnice značná napětí. Nebezpečné průřezy jsou vyznačeny na obr. 2-8



Obr. 2-8: Nebezpečné průřezy hlavy ojnice A-A a B-B [22]

Pevnostní kontrola v průřezu A-A

Víko hlavy ojnice kontrolujeme v průřezu A-A, který je namáhán kombinovaně na ohyb a tah. Ohybové namáhání vyvolává moment M_A a tah normálová síla F_{nA} .

Předpokládáme, že víko je přitaženo k tělesu ojnice se značným předpětím, takže je možno uvažovat víko a těleso ojnice jako jeden celek. Proto je možno pro řešení napětí v průřezu A-A, vyvolaného setrvačnými silami, vytvořit prutový model, křivý (kruhový) prut zakotvený v průřezu B-B (viz. obr. 2-8).

Vstupní parametry:

Poloměr pro prutový model

$$r'' := \frac{c}{2} = 28 \text{ mm}$$

Osový kvadratický moment průřezu víka k neutrální ose průřezu A-A

$$J_{víko_A} := 1959.3 \text{ mm}^4$$

Osový kvadratický moment průřezu pánve k neutrální ose průřezu A-A

$$J_{pánev_A} := 44.8 \text{ mm}^4$$

Plocha průřezu víka v průřezu A-A

$$S_A := 305.5 \text{ mm}^2$$

Plocha průřezu pánve v průřezu A-A

$$S_{pA} := 87.1 \text{ mm}^2$$

Modul odporu v ohybu příčného průřezu víka

$$W_A := 376.9 \text{ mm}^3$$

Setrvačná síla v průřezu A-A

$$F'_s := (m'_p + m_{op}) \cdot \omega_{kl}^2 \cdot r_{kl} \cdot (1 + \lambda) + (m_{or} - m_{vo}) \cdot \omega_{kl}^2 \cdot r_{kl} = 2244.6 \text{ N}$$

Normálová síla

$$F_{nA} := F'_s \cdot \left(0.522 - 0.003 \cdot \frac{\varphi_{zh}}{\text{deg}} \right) = 830.3 \text{ N}$$

Ohybový moment

$$M_A := F'_s \cdot r'' \cdot \left(0.0127 + 0.00083 \cdot \frac{\varphi_{zh}}{\text{deg}} \right) = 3.4 \text{ N m}$$

Moment zachycený průřezem víka

$$M := M_A \cdot \frac{J_{víko_A}}{J_{víko_A} + J_{pánev_A}} = 3.4 \text{ N m}$$

Normálová síla přenesená průřezem víka

$$F_n := \frac{F_{nA}}{1 + \frac{S_{pA}}{S_A}} = 646.1 \text{ N}$$

Napětí v tahu

$$\sigma_{A_tah} := \frac{M}{W_A} + \frac{F_n}{S_A} = 11.0 \text{ MPa}$$

Napětí v tlaku

$$\sigma_{A_tlak} := 0 \text{ MPa}$$

Maximální napětí

$$\sigma_{A_max} := \sigma_{A_tah} = 11.0 \text{ MPa}$$

Minimální napětí

$$\sigma_{A_min} := \sigma_{A_tlak} = 0 \text{ MPa}$$

Průměrné napětí

$$\sigma_{A_m} := \frac{\sigma_{A_max} + \sigma_{A_min}}{2} = 5.5 \text{ MPa}$$

Průměrné napětí

$$\sigma_{A_a} := \frac{\sigma_{A_max} - \sigma_{A_min}}{2} = 5.5 \text{ MPa}$$

Konstanty pro výpočet dovoleného napětí

$$K_\sigma := 1 \quad \varepsilon'_\sigma := 1 \quad \varepsilon''_\sigma := 0.8$$

Dovolené napětí

$$\sigma_{dov} := R_m \cdot 0.504 \cdot \varepsilon''_\sigma = 155.2 \text{ MPa}$$

Bezpečnost k MSÚ (Goodmanovo kritérium)

$$k_{u_A} := \frac{1}{\frac{\sigma_{A_a}}{\sigma_c} + \frac{\sigma_{A_m}}{R_m}} = 19.92$$

Bezpečnost k MSP

$$k_{k_A} := \frac{R_e}{\sigma_{A_a} + \sigma_{A_m}} = 27.16$$

Dovolená bezpečnost

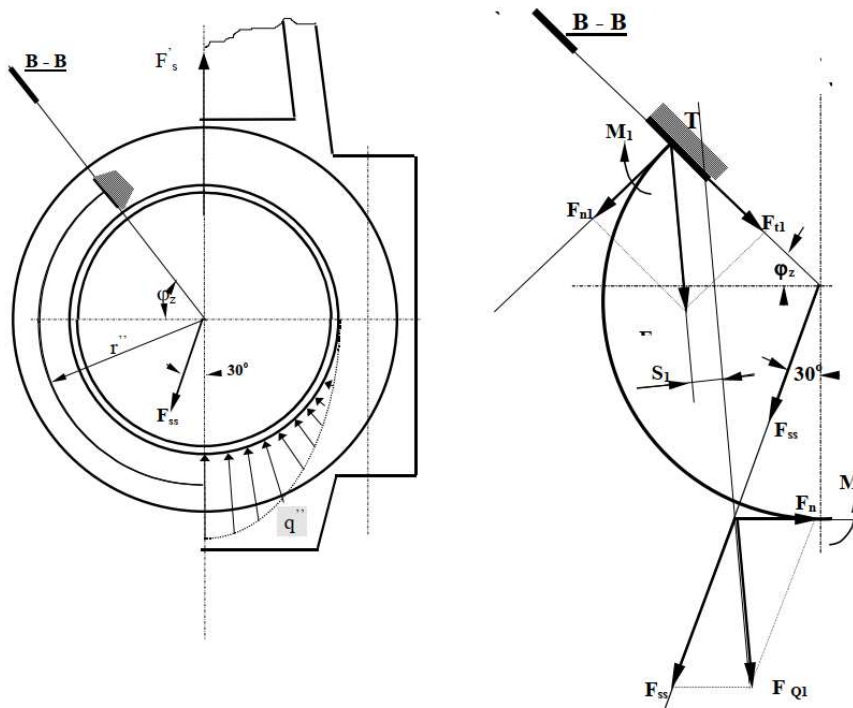
Dovolená bezpečnost $k_{dov} := 2.5$

Pevnostní kontrola v průřezu B-B

Obecně je průřez B-B hlavy ojnice zatížen setrvačnou silou F'_s a silou F'_p od tlaku plynů a setrvačných sil působících v ose dříku ojnice. Extrémní hodnoty cyklického zatěžování jsou u setrvačné síly dosaženy v horní úvratí pístu mezi výfukovým a sacím zdvihem a u síly od tlaku plynů při dosažení maximálního tlaku ve spalovacím prostoru nad pístem.

Namáhání průřezu B-B setrvačnou silou

Setrvačná síla F'_s je zachycována víkem ojnice. Předpokládáme-li, že příslušná reakce je výslednicí spojitého zatížení q'' , které je rozděleno po obvodě styčné plochy pánve a víka ojnice dle sinusoidy, potom je možno si tuto reakci představit jako osamělou sílu F_{SS} (pro každou polovinu víka samostatně) odkloněnou od osy ojnice o 30° .



Obr. 2-9: Zatížení hlavy ojnice s vyznačením prutového modelu pro zatížení v nebezpečném průřezu B-B [22]

Velikost odkloněné síly

$$F_{SS} := \frac{F'_s}{2 \cdot \cos(30^\circ)} = 1295.9 \text{ N}$$

Normálová síla

$$F_n = 646.0764 \text{ N}$$

Výslednice silového účinku

$$F_{Q1} := \sqrt{(F_n - F_{SS} \cdot \sin(30^\circ))^2 + (F_{SS} \cdot \cos(30^\circ))^2} = 1122.3 \text{ N}$$

$$\alpha_x := \arcsin\left(\frac{F_n - F_{SS} \cdot \sin(30^\circ)}{F_{Q1}}\right) = -0.1^\circ$$

Bod K1

$$x_1 := -r'' \cdot \tan(30^\circ) = -16.2 \text{ mm}$$

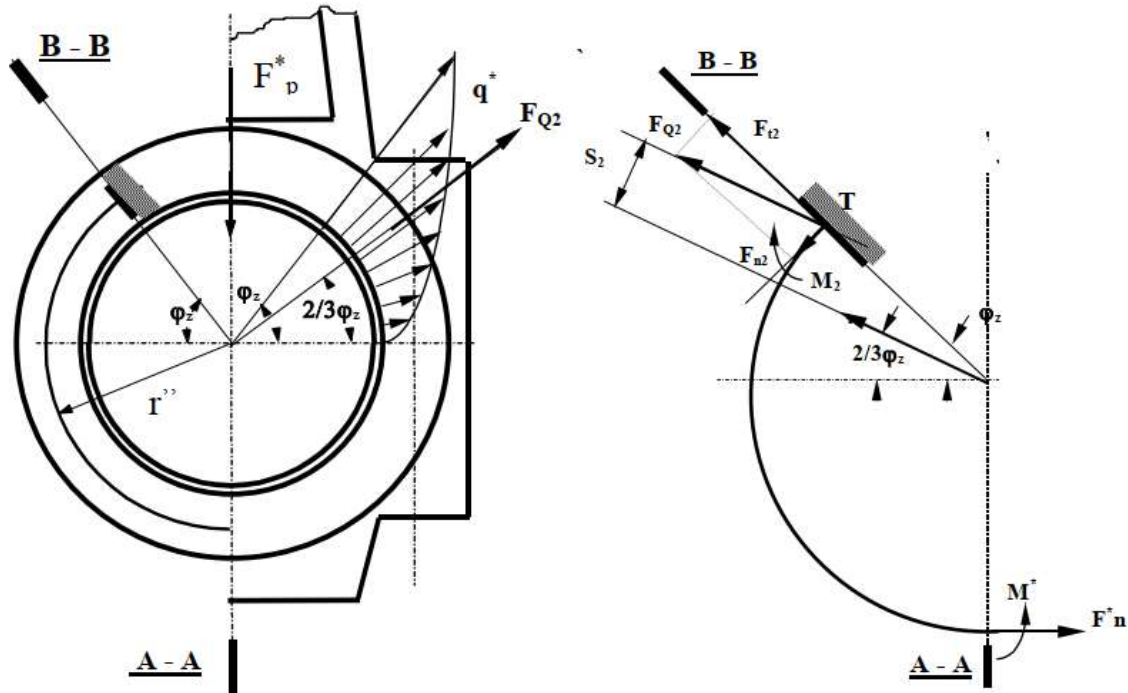
$$y_1 := -r'' = -28.0 \text{ mm}$$

Bod K2	$x_2 := -r'' \cdot \cos(\varphi_{zh}) = -17.7 \text{ mm}$
	$y_2 := r'' \cdot \sin(\varphi_{zh}) = 21.7 \text{ mm}$
Úhel gamma	$\gamma := 90^\circ - \alpha_x = 90.1^\circ$
	$m_1 := \tan(180^\circ - \gamma) = 595.9$
Velikost momentového ramene	$s_1 := \left \frac{m_1 \cdot x_2 - 1 \cdot y_2 + y_1 - m_1 \cdot x_1}{\sqrt{m_1^2 + (-1)^2}} \right = 1.7 \text{ mm}$
Ohybový moment	$M_1 := F_{Q1} \cdot s_1 = 1.9 \text{ N m}$
Modul odporu v ohybu příčného průřezu hlavy ojnice B-B k ose procházející těžištěm průřezu B-B	$W_B := 3906.2 \text{ mm}^3$
Plocha průřezu hlavy ojnice B-B	$S_B := 319.6 \text{ mm}^2$
	$\beta_x := 90^\circ - \alpha_x - \varphi_z = -18.8^\circ$
Normálová síla	$F_{n1} := F_{Q1} \cdot \sin(\beta_x) = -361.8 \text{ N}$
Tečná síla	$F_{t1} := F_{Q1} \cdot \cos(\beta_x) = 1062.4 \text{ N}$
Normálové napětí	$\sigma_{n1} := \frac{F_{n1}}{S_B} = -1.1 \text{ MPa}$
Ohybové napětí	$\sigma_{o1} := \frac{M + M_1}{W_B} = 1.3 \text{ MPa}$
Smykové napětí	$\tau_{t1} := \frac{F_{t1}}{S_B} = 3.3 \text{ MPa}$

Namáhání průřezu B-B tlačnou silou

Tlačná síla F'_p , maximální tlaková síla působící v ose ojnice, vyvolává na povrchu ložiska hlavy ojnice spojitě zatížení q' , o němž předpokládáme, že má sinusový tvar.

Část hlavy ojnice, v rozsahu úhlu φ_{zh} , je částí spojitěho zatížení namáhána. Spojité zatížení q' , působící v rozmezí úhlu φ_{zh} , je možno nahradit osamělou silou F_{Q2} odkloněnou od dělicí roviny hlavy ojnice o úhel $\frac{2}{3} \cdot \varphi_{zh}$.



Obr. 2-10: Zatížení hlavy ojnice s vyznačením prutového modelu pro zatížení v nebezpečném průřezu B-B [22]

Tlačná síla

$$F''_p = 34280.5 \text{ N}$$

Náhrada spojitěho zatížení vyvolané tlakovou silou

$$F_{Q2} := 0.54 \cdot (\varphi_{zh} - 0.43) \cdot F''_p = 8420.5 \text{ N}$$

$$m_2 := \tan \left(180^\circ - \frac{2}{3} \cdot \varphi_{zh} \right) = -0.669$$

Velikost momentového ramene

$$s_2 := \left| \frac{m_2 \cdot x_2 - y_2}{\sqrt{m_2^2 + 1}} \right| = 8.140 \text{ mm}$$

Ohybový moment

$$M_2 := F_{Q2} \cdot s_2 = 68.5 \text{ N m}$$

Normálová síla

$$F_{n2} := F_{Q2} \cdot \sin \left(\frac{\varphi_{zh}}{3} \right) = 2447.9 \text{ N}$$

Tečná síla

$$F_{t2} := F_{Q2} \cdot \cos \left(\frac{\varphi_{zh}}{3} \right) = 8056.9 \text{ N}$$

Normálové napětí

$$\sigma_{n2} := \frac{F_{n2}}{S_B} = 7.7 \text{ MPa}$$

Ohybové napětí

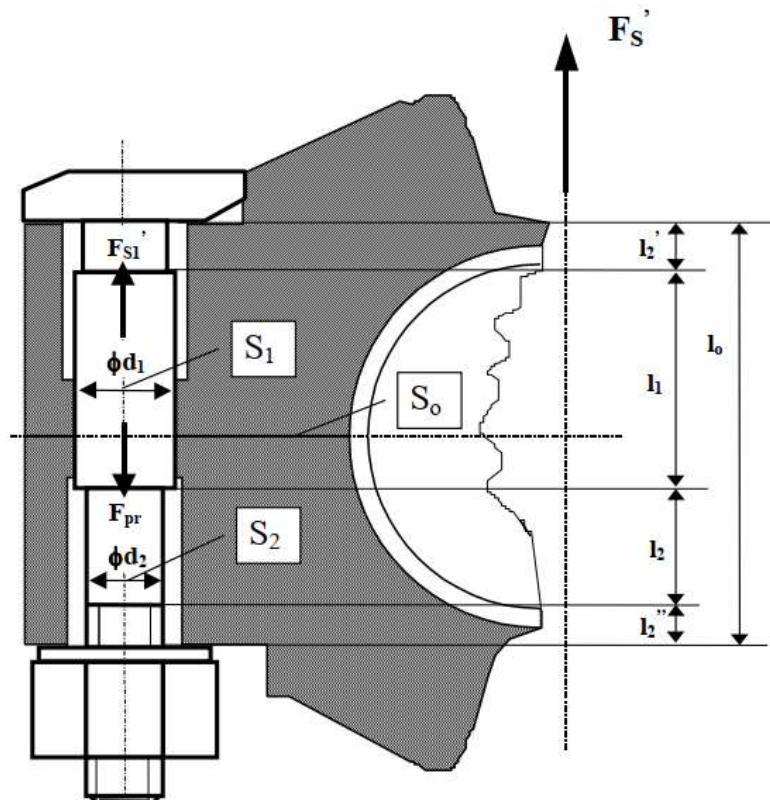
$$\sigma_{o2} := \frac{M_2}{W_B} = 17.5 \text{ MPa}$$

Smykové napětí	$\tau_{t2} := \frac{F_{t2}}{S_B} = 25.2 \text{ MPa}$
Maximální ohybové a tahové napětí	$\sigma_{max} := \sigma_{n1} + \sigma_{o1} = 0.2 \text{ MPa}$
Minimální ohybové a tahové napětí	$\sigma_{min} := \sigma_{n2} + \sigma_{o2} = 25.2 \text{ MPa}$
Průměrné ohybové a tahové napětí	$\sigma_m := \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 12.7 \text{ MPa}$
Amplituda ohybového a tahového napětí	$\sigma_a := \left \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right = 12.5 \text{ MPa}$
Únavová bezpečnost (Goodman)	$k_{u\sigma} := \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_c} + \frac{\sigma_m}{R_m}} = 8.8$
Maximální smykové napětí	$\tau_{max} := \tau_{t1} = 3.3 \text{ MPa}$
Minimální smykové napětí	$\tau_{min} := \tau_{t2} = 25.2 \text{ MPa}$
Průměrné smykové napětí	$\tau_m := \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = 14.3 \text{ MPa}$
Amplituda smykového napětí	$\tau_a := \left \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \right = 10.9 \text{ MPa}$
Redukovaná amplituda napětí (HMH) dle [21]	$\sigma_{a_red} := \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2} = 22.7 \text{ MPa}$
Redukované střední napětí (HMH) dle [21]	$\sigma_{m_red} := \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot \tau_m^2} = 27.8 \text{ MPa}$
Bezpečnost k MSÚ (Goodmanovo kritérium)	$k_{u_B} := \frac{1}{\frac{\sigma_{a_red}}{\sigma_c} + \frac{\sigma_{m_red}}{R_m}} = 4.55$
Bezpečnost k MSP	$k_k := \frac{R_e}{\sigma_{a_red} + \sigma_{m_red}} = 5.94$

Pevnostní kontrola ojnicích šroubů

Vedle statické síly předpětí F_{pr} působí za provozu motoru na ojnicí šrouby setrvačné síly posuvných a rotačních hmot pístní skupiny a ojnice F'_s . Maximální hodnota zatížení ojnicích šroubů je dosahována v horní úvratí pístu mezi výfukovým a sacím zdvihem.

Je zřejmé, že pro trvalý styk ojnice s jejím víkem musí platit, že síla předpětí vyvolaná dotažením ojnicích šroubů musí být větší, než setrvačná síla připadající na jeden šroub.



Obr. 2-11: Hlavní rozměry a zatížení ojnicího šroubu [22]

Vstupní parametry:

Plocha průřezu ojnicího šroubu (M8x1)	$A_s := 36 \text{ mm}^2$
Mez pevnosti v tahu ojnicího šroubu (10.9)	$R_{m_s} := 900 \text{ MPa}$
Zkušební napětí šroubu	$S_{p_s} := 830 \text{ MPa}$
Mez únavy šroubu [21]	$\sigma_c := 162 \text{ MPa}$
Délka otvoru pro ojnicí šroub ve víku ojnice	$t_s := 23 \text{ mm}$
Jmenovitý průměr závitu ojnicího šroubu	$D_s := 8 \text{ mm}$
Modul pružnosti v tahu (10.9)	$E_s := 210 \text{ GPa}$
Účinná svěrná délka	$l_s := t_s + \frac{D_s}{2} = 27 \text{ mm}$
Délka spodního komolého kužele	$t_{s1} := \frac{l_s}{2} = 13.5 \text{ mm}$
Průměr spodního komolého kužele	$D_{s1} := 1.5 \cdot D_s = 12 \text{ mm}$

Délka středního komolého kužele	$t_{s2} := t_s - \frac{l_s}{2} = 9.5 \text{ mm}$
Průřez středního komolého kužele	$D_{s2} := D_{s1} + 2 \cdot (l_s - t_s) \cdot \tan(30^\circ) = 16.62 \text{ mm}$
Délka horního komolého kužele	$t_{s3} := l_s - t_s = 4 \text{ mm}$
Setrvačná síla působící na jeden šroub	$F_{s1} := \frac{F'_s}{i_s} = 1122.3 \text{ N}$
Tuhost 1. části šroubu	$k_1 := \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot E_o \cdot D_s}{\ln \left(\frac{(1.155 \cdot t_{s1} + D_{s1} - D_s) \cdot (D_{s1} + D_s)}{(1.155 \cdot t_{s1} + D_{s1} - D_s) \cdot (D_{s1} - D_s)} \right)} = 6.44686 \cdot 10^8 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$
Tuhost 2. části šroubu	$k_2 := \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot E_o \cdot D_s}{\ln \left(\frac{(1.155 \cdot t_{s2} + D_{s2} - D_s) \cdot (D_{s2} + D_s)}{(1.155 \cdot t_{s2} + D_{s2} - D_s) \cdot (D_{s2} - D_s)} \right)} = 9.88584 \cdot 10^8 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$
Předpětí jednoho šroubu (M8x1, utahovací moment 17 Nm)	$F_i := 10264 \text{ N}$
	$k_m := \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2}$
Výsledná tuhost spojovaných součástí	$k_p := \frac{1}{k_m} = 3.9022 \cdot 10^8 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$
Tuhost šroubu	$k_s := \frac{A_s \cdot E_s}{l_s} = 2.8000 \cdot 10^8 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$
Tuhostní konstanta	$C := \frac{k_s}{k_s + k_p} = 0.418$
Bezpečnost vůči zkušebnímu napětí	$k := \frac{A_s \cdot S_{p-s} - F_i}{C \cdot F_{s1}} = 41.8$
Bezpečnost vůči zániku sevření napětí	$k_o := \frac{F_i}{F_{s1} \cdot (1 - C)} = 15.7$
Napětí od předpětí	$\sigma_i := \frac{F_i}{A_s} = 285.1 \text{ MPa}$
Napětí od setrvačných sil	$\sigma_a := \frac{C \cdot F_{s1}}{2 \cdot A_s} = 6.5 \text{ MPa}$
Maximální napětí	$\sigma_m := \sigma_i + \sigma_a = 291.6 \text{ MPa}$
Dovolené napětí	$\sigma_A := \frac{\sigma_c \cdot (R_{m-s} - \sigma_i)}{R_{m-s} - \sigma_c} = 135.0 \text{ MPa}$
Bezpečnost k MSP	$k_u := \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = 20.7$
Dovolená bezpečnost	$k_{dov} := 2$

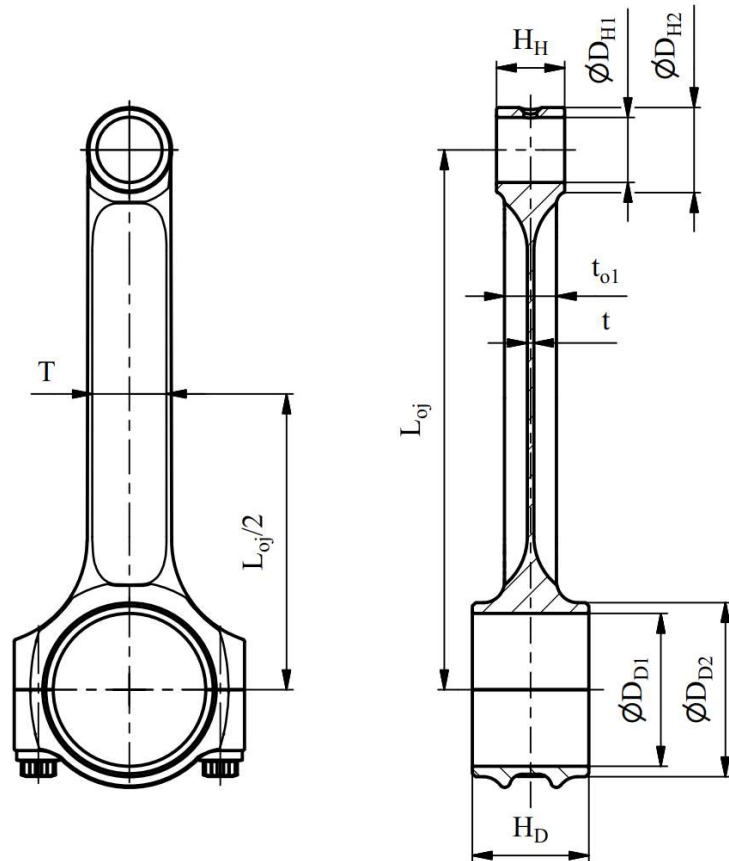
PŘÍLOHA 3: OCELOVÁ I OJNICE – ANALYTICKÝ VÝPOČET

Výpočet je proveden podle učebního textu Semestrální projekt [22]

Rozměry, hmotnosti a materiál ojnice



Obr. 3-1: Ojnice motoru Mikron III C



Obr. 3-2: Základní rozměry ojnice

Základní parametry ojnice:

Střední šířka dříku	$T := 27 \text{ mm}$
Délka ojnice	$L_{oj} := 166 \text{ mm}$
Vnitřní průměr ojnicního oka	$D_{H1} := 20 \text{ mm}$
Vnější průměr ojnicního oka	$D_{H2} := 26 \text{ mm}$
Vnitřní průměr hlavového oka	$D_{D1} := 47 \text{ mm}$
Vnější průměr hlavového oka	$D_{D2} := 53.5 \text{ mm}$
Tloušťka ojnicního oka	$H_H := 25 \text{ mm}$
Tloušťka hlavy ojnice	$H_D := 35.9 \text{ mm}$
Tloušťka dříku maximální	$t_{o1} := 16 \text{ mm}$
Tloušťka dříku minimální	$t_o := 2 \text{ mm}$

Materiál ojnice: ČSN 15 330.6 (31CrMoV9)

Modul pružnosti $E_o := 210 \text{ GPa}$

Mez pevnosti $R_m := 1100 \text{ MPa}$

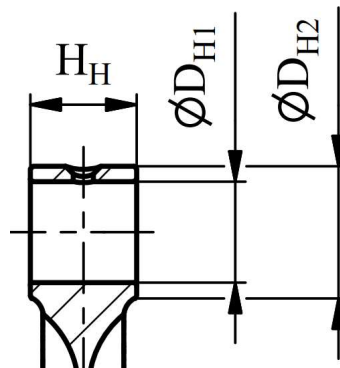
Mez elasticity $R_e := 900 \text{ MPa}$

Mez únavy materiálu $\sigma_c := 630 \text{ MPa}$

Pevnostní kontrola oka ojnice

Nejvíce namáhaným průřezem oka ojnice, v němž dochází nejčastěji k lomům, je průřez I-I přechodu oka ojnice do dřívku. Jeho namáhání je velmi složité a je vyvoláno níže uvedenými zatíženími. Je třeba uvážit dynamický charakter zatěžujících účinků.

Základní rozměry ojnicního oka jsou zobrazeny na obr. 3-3.



Obr. 3-3: Základní rozměry ojnicního oka

Namáhání ojnicního oka dělíme na následující skupiny:

- setrvačnými silami posuvných hmot
- silami od tlaku plynů
- předpětím od zalisování a ohřevu ložiskového pouzdra

Vzhledem k tomu, že ojnice motoru Mikron III C nedisponuje ložiskovým pouzdem v malém oku ojnice, ve výpočtu byly zohledněny pouze setrvačné síly posuvných hmot a síly od tlaku plynů.

a) Namáhání oka ojnice setrvačnou silou

Je vyvoláno posuvnými hmotami pístní skupiny, přičemž maximum je dosaženo při doběhu pístu do horní úvrati mezi výfukovým a sacím zdvihem.

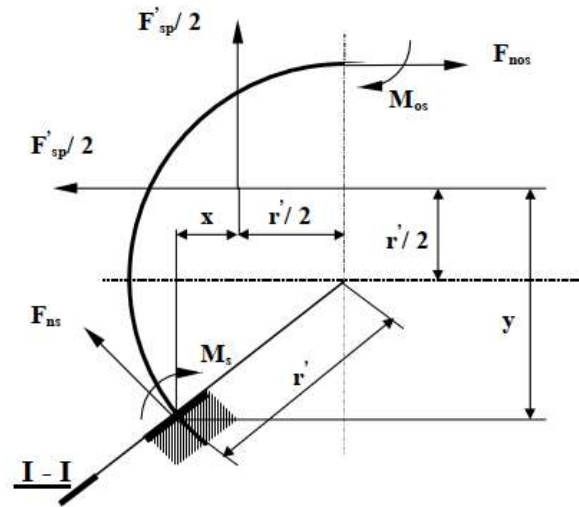
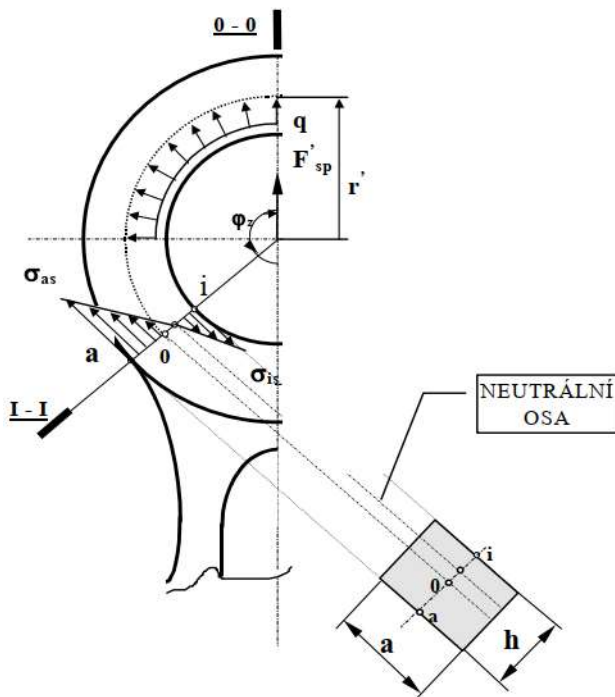
Oko ojnice je zatěžováno setrvačnou silou F'_{sp} . Pro výpočet napětí vyvolaný touto silou nahrazujeme oko ojnice modelem, silně zakřiveným prutem kruhového tvaru o poloměru r' s vetknutím v boře 0 průřezu I-I, viz obr. 3-5.

Poloměr těžiště příčného průřezu $r' := \frac{D_{H2} + D_{H1}}{4} = 11.5 \text{ mm}$

Všechny průřezy oka kolmé na střední kruhové vlákno jsou namáhány kombinovaně na ohyb a tah. Ve vnějších vláknech průřezu vznikají normálová napětí σ_{as} . Jejich největší hodnota je v průřezu I-I v místě ukotvení oka do dřívku ojnice.

Průběh napětí ve vnitřních vláknech má minimum v průřezu kolmém na osu ojnice.

Při zatížení setrvačnou silou F'_{sp} dosedne pístní čep na stykovou plochu s pouzdem ojnice tak, že oko ojnice je namáháno spojitým zatížením q .



Obr. 3-4: Průběhy zatížení a napětí v ojnicím oku [22] Obr. 3-5: Model silně zakřiveného kruhového prutu [22]

Vzhledem k symetrii zatížení i geometrie prutu je možno prut v průřezu 0-0 přetrušit a vazbové působení druhé části prutu nahradit silovými účinky, tj. momentem M_{os} a normálovou silou F'_{nos} .

Analytický výpočet setrvačných sil v ojnici

Hmotnost písní skupiny

$$m_p := 491 \text{ g}$$

Hmotnost pístu bez čepu

$$m'_p := 413 \text{ g}$$

Poloměr zalomení klikové hřídele

$$r_{kl} := 48 \text{ mm}$$

Úhel zakotvení ojnicního oka (deg)

$$\varphi_z := 98.3^\circ$$

Tloušťka malého oka ojnice

$$a := H_H = 25 \text{ mm}$$

Tloušťka příčného průřezu oka ojnice

$$h := \frac{D_{H2} - D_{H1}}{2} = 3 \text{ mm}$$

Klikový poměr

$$\lambda := \frac{r_{kl}}{L_{oj}} = 0.289$$

Otáčky klikové hřídele

$$\omega_{kl} := 2100 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Úhlová rychlost klikové hřídele

$$\omega_{kl} := 2 \cdot \pi \cdot \omega_{kl} = 219.91 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Velikost setrvačné síly posuvných hmot

$$F'_{sp} := m_p \cdot r_{kl} \cdot \omega_{kl}^2 \cdot (1 + \lambda) = 1469.3 \text{ N}$$

Normálová síla v průřezu 0-0

$$F'_{nos} := F'_{sp} \cdot \left(0.572 - 0.0008 \cdot \frac{\varphi_z}{\text{deg}} \right) = 724.9 \text{ N}$$

Ohybový moment v průřezu 0-0

$$M_{os} := F'_{sp} \cdot r' \cdot \left(0.00033 \cdot \frac{\varphi_z}{\text{deg}} - 0.0297 \right) = 0.05 \text{ N m}$$

Normálnová síla v průřezu I-I $F_{ns} := F_{nos} \cdot \cos(\varphi_z) + 0.5 \cdot F'_{sp} \cdot (\sin(\varphi_z) - \cos(\varphi_z)) = 728.4 \text{ N}$

Ohybový moment v průřezu I-I

$$M_s := M_{os} + F_{nos} \cdot r' \cdot (1 - \cos(\varphi_z)) - 0.5 \cdot F'_{sp} \cdot r' \cdot (\sin(\varphi_z) - \cos(\varphi_z)) = 0.006 \text{ N m}$$

Napětí ve vnějším vlákně

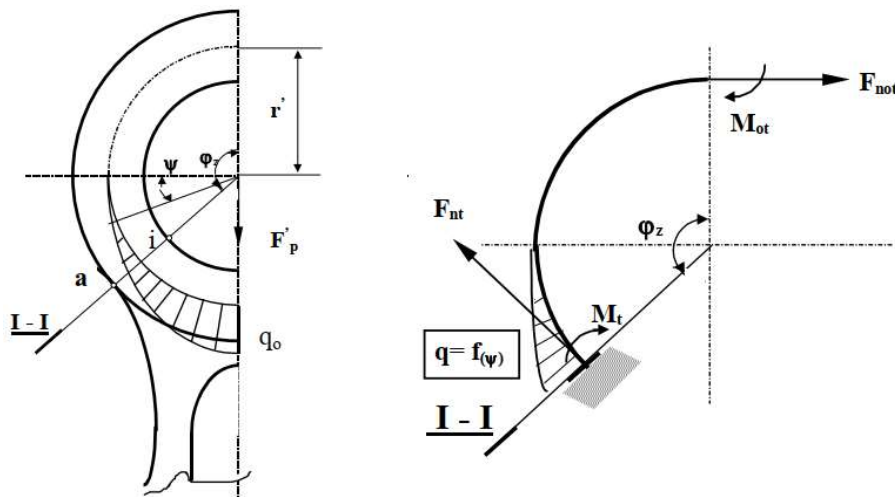
$$\sigma_{as} := \left(2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' + h)} + F_{ns} \right) \cdot \frac{1}{a \cdot h} = 9.9 \text{ MPa}$$

Napětí ve vnitřním vlákně

$$\sigma_{is} := \left((-2) \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' - h)} + F_{ns} \right) \cdot \frac{1}{a \cdot h} = 9.5 \text{ MPa}$$

b) Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů

Na obr. 3-6 je ukázáno zatížení ojnicního oka tlakem plynů nad pístem. Předpokládáme, že výslednice spojitého zatížení $q := f(\psi)$, osamělá síla F'_p působí v ose ojnice. Skutečné těleso a zatížení je nahrazeno prutovým modelem. Jedná se o silně zakřivený prut, vetknutý v průřezu I-I.



Obr. 3-6: Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů [22]

Tak jako v předchzím případě je vzhledem k symetričnosti zadání úlohy řešena pouze polovina oka. Výsledné vnitřní účinky v průřezu 0-0 jsou normálová síla F_{not} a ohybový moment M_{ot} . Velikost těchto výsledných vnitřních účinků stanovíme empiricky ze vztahů získaných na základě měření. Rozhodující pro určení jejich velikosti je úhel vetknutí oka ojnice do dráhy, tedy úhel φ_z .

Další vstupní parametry

Maximální tlak ve válci

$$p_{max} := 5.167 \text{ MPa}$$

Atmosférický tlak

$$p_0 := 1 \text{ atm}$$

Průměr pístu

$$D_p := 95 \text{ mm}$$

Maximální síla od tlaku plynů ve válci

$$F_{p_max} := \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \cdot (p_{max} - p_0) = 35906.6 \text{ N}$$

Pomocný součinitel

$$a_1 := 0.0002$$

Pomocný součinitel

$$a_2 := -0.0001$$

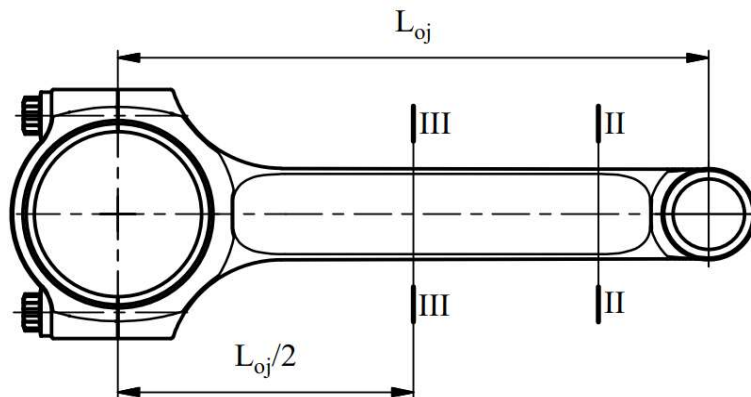
Konstanta pro výpočet ohybového momentu a normálové síly

$$J := \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_z}{2} \right) \cdot \sin(\varphi_z) - \frac{1}{2} \cdot \cos(\varphi_z) = 5.056 \cdot 10^{-4}$$

Normálová síla	$F_{nt} := F_{p_max} \cdot \left(a_1 \cdot \cos(\varphi_z) + \frac{2}{\pi} \cdot J \right) = 10.5 \text{ N}$
Ohybový moment	$M_t := F_{p_max} \cdot r' \cdot \left(a_2 + a_1 \cdot (1 - \cos(\varphi_z)) - \frac{2}{\pi} \cdot J \right) = -0.1 \text{ N m}$
Napětí na vnějším vlákne	$\sigma_{at} := \left(2 \cdot M_t \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' + h)} + F_{nt} \right) \cdot \frac{1}{a \cdot h} = -1.8 \text{ MPa}$
Maximální napětí	$\sigma_{max} := \sigma_{as} = 9.9 \text{ MPa}$
Minimální napětí	$\sigma_{min} := \sigma_{at} = -1.8 \text{ MPa}$
Průměrné napětí	$\sigma_m := \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 4 \text{ MPa}$
Amplituda napětí	$\sigma_a := \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 5.8 \text{ MPa}$
Bezpečnost k MSÚ (Goodmanovo kritérium)	$k_u := \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_c} + \frac{\sigma_m}{R_m}} = 77.3$
Bezpečnost k MSP	$k_k := \frac{R_e}{\sigma_a + \sigma_m} = 91.20$
Dovolená bezpečnost	$k_{dov} := 2.5$

Pevnostní kontrola dříku ojnice

Podle tvaru průběhu zatížení a požadavků na hmotnost, případně životnost ojnice může mít dřík různý tvar. Pevnostní kontrola dříku ojnice se provádí v minimálním průřezu II-II a ve středním průřezu III-III ojnice, viz obr. 3-7.



Obr. 3-7: Průřezy v nichž jsou prováděny výpočty

Dřík ojnice je namáhán tahem setrvačnou silou posuvných hmot a tlakem silou od tlaku plynů nad pístem, která je zmenšena o příslušnou velikost setrvačné síly posuvných hmot. Namáhání je cyklické, střídavé a maximum tahu je dosaženo při doběhu pístu do horní úvratí mezi výfukovým a sacím zdvihem. Maximum tlaku odpovídá dosažení maximálního tlaku plynů nad pístem v průběhu spalování.

Pevnostní kontrola v průřezu II-IIVstupní parametry:

Hmotnost ojnice nad průřezem II-II	$m''_o := 81.2 \text{ g}$
Hmotnost ojnice nad průřezem III-III	$m'''_o := 134.7 \text{ g}$
Rozteč ojnicích šroubů	$c := 56 \text{ mm}$
Celková hmotnost ojnice	$m_o := 610.5 \text{ g}$
Délka posuvných částí ojnice	$l_{op} := 127.52 \text{ mm}$
Délka rotačních částí ojnice	$l_{or} := 38.48 \text{ mm}$
Hmotnost posuvných částí ojnice	$m_{op} := 186.6 \text{ g}$
Hmotnost rotačních částí ojnice	$m_{or} := 423.9 \text{ g}$
Hmotnost víka ojnice	$m_{vo} := 116.1 \text{ g}$
Úhel zakotvení hlavy ojnice v dřívku	$\varphi_{zh} := 46^\circ$
Počet ojnicích šroubů	$i_s := 2$
Minimální osový kvadratický moment setrvačnosti v průřezu II-II	$I_{II} := 1159.8 \text{ mm}^4$
Plocha dřívku v průřezu II-II	$S_{II} := 129.6 \text{ mm}^2$
Poloměr setrvačnosti dřívku v průřezu II-II	$i_{II} := \sqrt{\frac{I_{II}}{S_{II}}} = 2.99 \text{ mm}$
Štíhlost ojnice	$\zeta := \frac{L_{oj}}{i_{II}} = 55.5$
Setrvačná síla v průřezu II-II	$F''_{sp} := (m_p + m''_o) \cdot r_{kl} \cdot \omega_{kl}^2 \cdot (1 + \lambda) = 1712.3 \text{ N}$
Maximální síla namáhající průřez II-II na tlak	$F''_p := F_{p_{max}} - F''_{sp} = 34194.3 \text{ N}$
Napětí v tlaku	$\sigma_{II_tlak} := \frac{F''_p}{S_{II}} = 263.8 \text{ MPa}$
Napětí v tahu	$\sigma_{II_tah} := \frac{F''_{sp}}{S_{II}} = 13.2 \text{ MPa}$
Maximální napětí	$\sigma_{II_max} := \sigma_{II_tlak} = 263.8 \text{ MPa}$
Minimální napětí	$\sigma_{II_min} := \sigma_{II_tah} = 13.2 \text{ MPa}$
Průměrné napětí	$\sigma_{II_m} := \frac{\sigma_{II_max} + \sigma_{II_min}}{2} = 138.5 \text{ MPa}$
Amplituda napětí	$\sigma_{II_a} := \frac{\sigma_{II_max} - \sigma_{II_min}}{2} = 125.3 \text{ MPa}$

Bezpečnost k MSÚ (Goodmanovo kritérium) $k_{u_II} := \frac{1}{\frac{\sigma_{II_a}}{\sigma_c} + \frac{\sigma_{II_m}}{R_m}} = 3.08$

Bezpečnost k MSP $k_{k_II} := \frac{R_e}{\sigma_{II_a} + \sigma_{II_m}} = 3.41$

Dovolená bezpečnost $k_{dov} := 2$

Pevnostní kontrola v průřezu III-III

Vstupní parametry:

Minimální osový kvadratický moment setrvačnosti v ose x průřezu III-III $I_{III_x} := 12870.7 \text{ mm}^4$

Minimální osový kvadratický moment setrvačnosti v ose y průřezu III-III $I_{III_y} := 1236.6 \text{ mm}^4$

Plocha dřívku v průřezu III-III $S_{III} := 133.3 \text{ mm}^2$

Setrvačná síla v průřezu III-III $F''''_{sp} := (m_p + m''''_o) \cdot r_{kl} \cdot \omega_{kl}^2 \cdot (1 + \lambda) = 1872.4 \text{ N}$

Maximální síla namáhající průřez III-III na tlak $F''''_p := F_{p_max} - F''''_{sp} = 34034.2 \text{ N}$

Součinitele dle metody Navier-Rankin $C' := \frac{R_e}{\frac{2}{\pi} \cdot E_o} = 4.34 \cdot 10^{-4}$

$$K_x := 1 + C' \cdot \frac{L_{oj}^2}{I_{III_x}^2} \cdot S_{III} = 1.124$$

$$K_y := 1 + C' \cdot \frac{L_{oj}^2}{4 \cdot I_{III_y}} \cdot S_{III} = 1.322$$

Maximální tlakové napětí v ose x $\sigma_{III_tlak_x} := K_x \cdot \frac{F''''_p}{S_{III}} = 287 \text{ MPa}$

Maximální tlakové napětí v ose y $\sigma_{III_tlak_y} := K_y \cdot \frac{F''''_p}{S_{III}} = 337.7 \text{ MPa}$

Maximální napětí $\sigma_{III_max} := \sigma_{III_tlak_y} = 337.7 \text{ MPa}$

Minimální napětí $\sigma_{III_min} := \sigma_{III_tlak_x} = 287 \text{ MPa}$

Průměrné napětí $\sigma_{III_m} := \frac{\sigma_{III_max} + \sigma_{III_min}}{2} = 312.3 \text{ MPa}$

Amplituda napětí $\sigma_{III_a} := \frac{\sigma_{III_max} - \sigma_{III_min}}{2} = 25.3 \text{ MPa}$

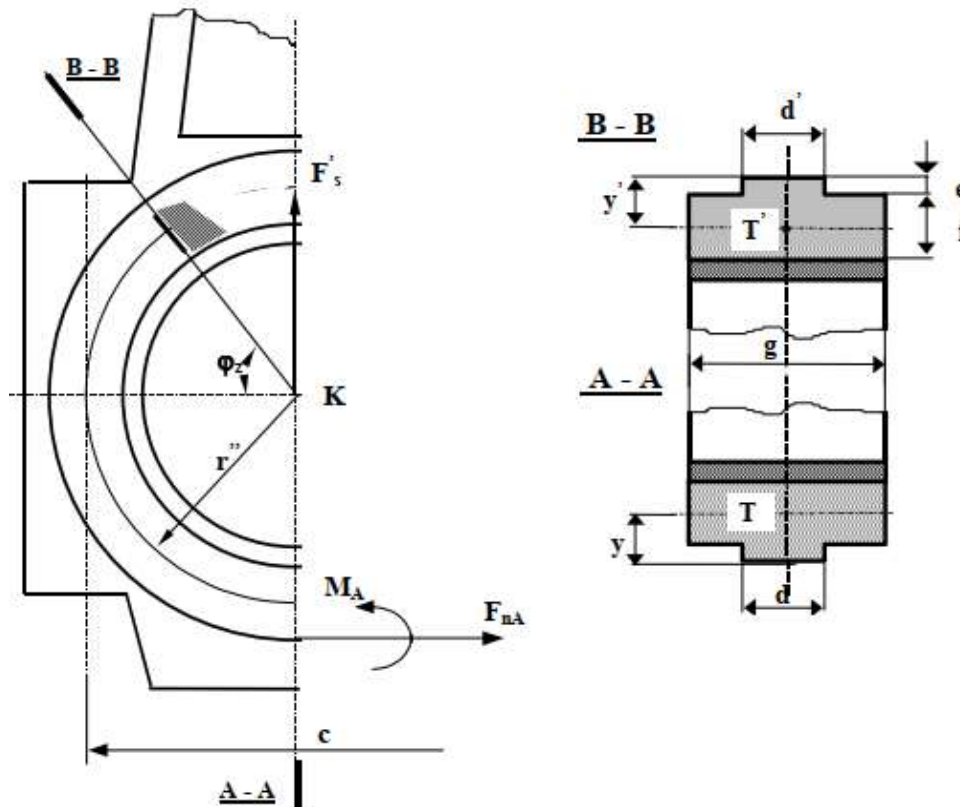
Bezpečnost k MSÚ (Goodmanovo kritérium) $k_{u_III} := \frac{1}{\frac{\sigma_{III_a}}{\sigma_c} + \frac{\sigma_{III_m}}{R_m}} = 3.09$

Bezpečnost k MSP $k_{k_III} := \frac{R_e}{\sigma_{III_a} + \sigma_{III_m}} = 2.67$

Dovolená bezpečnost $k_{dov} := 2$

Pevnostní kontrola hlavy ojnice

V důsledku působení setrvačné síly F'_s posuvných a rotujících hmotností, maximum je dosaženo při doběhu pístu do horní úvrati. mezi výfukovým a sacím zdvihem při maximálních otáčkách motoru, vznikají v příčných průřezích hlavy ojnice značná napětí. Nebezpečné průřezy jsou vyznačeny na obr. 3-8



Obr. 3-8: Nebezpečné průřezy hlavy ojnice A-A a B-B [22]

Pevnostní kontrola v průřezu A-A

Víko hlavy ojnice kontrolujeme v průřezu A-A, který je namáhán kombinovaně na ohyb a tah. Ohybové namáhání vyvolává moment M_A a tah normálová síla F_{nA} .

Předpokládáme, že víko je přitaženo k tělesu ojnice se značným předpětím, takže je možno uvažovat víko a těleso ojnice jako jeden celek. Proto je možno pro řešení napětí v průřezu A-A, vyvolaného setrvačnými silami, vytvořit prutový model, křivý (kruhový) prut zakotvený v průřezu B-B (viz. obr. 3-8).

Vstupní parametry:

Poloměr pro prutový model

$$r'' := \frac{c}{2} = 28 \text{ mm}$$

Osový kvadratický moment průřezu víka k neutrální ose průřezu A-A

$$J_{víko_A} := 305.7 \text{ mm}^4$$

Osový kvadratický moment průřezu pánve k neutrální ose průřezu A-A

$$J_{pánev_A} := 44.8 \text{ mm}^4$$

Plocha průřezu víka v průřezu A-A

$$S_A := 137.9 \text{ mm}^2$$

Plocha průřezu pánve v průřezu A-A

$$S_{pA} := 87.1 \text{ mm}^2$$

Modul odporu v ohybu příčného průřezu víka

$$W_A := 70.2 \text{ mm}^3$$

Setrvačná síla v průřezu A-A

$$F'_s := (m'_p + m_{op}) \cdot \omega_{kl}^2 \cdot r_{kl} \cdot (1 + \lambda) + (m_{or} - m_{vo}) \cdot \omega_{kl}^2 \cdot r_{kl} = 2508.8 \text{ N}$$

Normálová síla

$$F_{nA} := F'_s \cdot \left(0.522 - 0.003 \cdot \frac{\varphi_{zh}}{\text{deg}} \right) = 963.4 \text{ N}$$

Ohybový moment

$$M_A := F'_s \cdot r'' \cdot \left(0.0127 + 0.00083 \cdot \frac{\varphi_{zh}}{\text{deg}} \right) = 3.6 \text{ N m}$$

Moment zachycený průřezem víka

$$M := M_A \cdot \frac{J_{víko_A}}{J_{víko_A} + J_{pánev_A}} = 3.1 \text{ N m}$$

Normálová síla přenesená průřezem víka

$$F_n := \frac{F_{nA}}{1 + \frac{S_{pA}}{S_A}} = 590.5 \text{ N}$$

Napětí v tahu

$$\sigma_{A_tah} := \frac{M}{W_A} + \frac{F_n}{S_A} = 48.7 \text{ MPa}$$

Napětí v tlaku

$$\sigma_{A_tlak} := 0 \text{ MPa}$$

Maximální napětí

$$\sigma_{A_max} := \sigma_{A_tah} = 48.7 \text{ MPa}$$

Minimální napětí

$$\sigma_{A_min} := \sigma_{A_tlak} = 0 \text{ MPa}$$

Průměrné napětí

$$\sigma_{A_m} := \frac{\sigma_{A_max} + \sigma_{A_min}}{2} = 24.3 \text{ MPa}$$

Průměrné napětí

$$\sigma_{A_a} := \frac{\sigma_{A_max} - \sigma_{A_min}}{2} = 24.3 \text{ MPa}$$

Bezpečnost k MSÚ (Goodmanovo kritérium)

$$k_{u_A} := \frac{1}{\frac{\sigma_{A_a}}{\sigma_c} + \frac{\sigma_{A_m}}{R_m}} = 16.45$$

Bezpečnost k MSP

$$k_{k_A} := \frac{R_e}{\sigma_{A_a} + \sigma_{A_m}} = 18.48$$

Dovolená bezpečnost

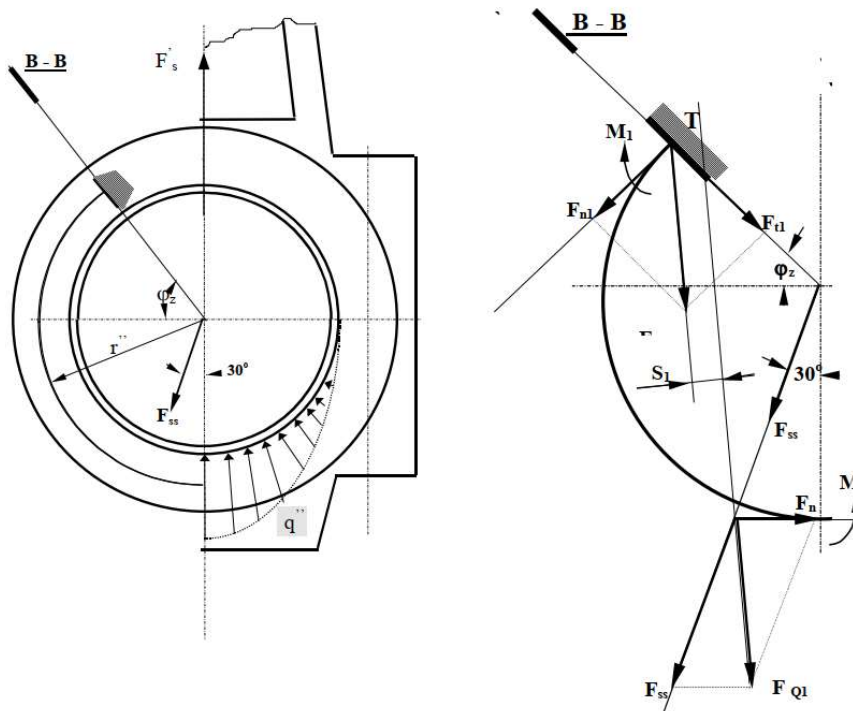
Dovolená bezpečnost $k_{dov} := 2.5$

Pevnostní kontrola v průřezu B-B

Obecně je průřez B-B hlavy ojnice zatížen setrvačnou silou F'_s a silou F'_p od tlaku plynů a setrvačných sil působících v ose dříku ojnice. Extrémní hodnoty cyklického zatěžování jsou u setrvačné síly dosaženy v horní úvratí pístu mezi výfukovým a sacím zdvihem a u síly od tlaku plynů při dosažení maximálního tlaku ve spalovacím prostoru nad pístem.

Namáhání průřezu B-B setrvačnou silou

Setrvačná síla F'_s je zachycována víkem ojnice. Předpokládáme-li, že příslušná reakce je výslednicí spojitého zatížení q'' , které je rozděleno po obvodě styčné plochy pánve a víka ojnice dle sinusoidy, potom je možno si tuto reakci představit jako osamělou sílu F_{SS} (pro každou polovinu víka samostatně) odkloněnou od osy ojnice o 30° .



Obr. 3-9: Zatížení hlavy ojnice s vyznačením prutového modelu pro zatížení v nebezpečném průřezu B-B [22]

Velikost odkloněné síly

$$F_{SS} := \frac{F'_s}{2 \cdot \cos(30^\circ)} = 1448.5 \text{ N}$$

Normálová síla

$$F_n = 590.4548 \text{ N}$$

Výslednice silového účinku

$$F_{Q1} := \sqrt{(F_n - F_{SS} \cdot \sin(30^\circ))^2 + (F_{SS} \cdot \cos(30^\circ))^2} = 1261.5 \text{ N}$$

$$\alpha_x := \arcsin\left(\frac{F_n - F_{SS} \cdot \sin(30^\circ)}{F_{Q1}}\right) = -6.1^\circ$$

Bod K1

$$x_1 := -r'' \cdot \tan(30^\circ) = -16.2 \text{ mm}$$

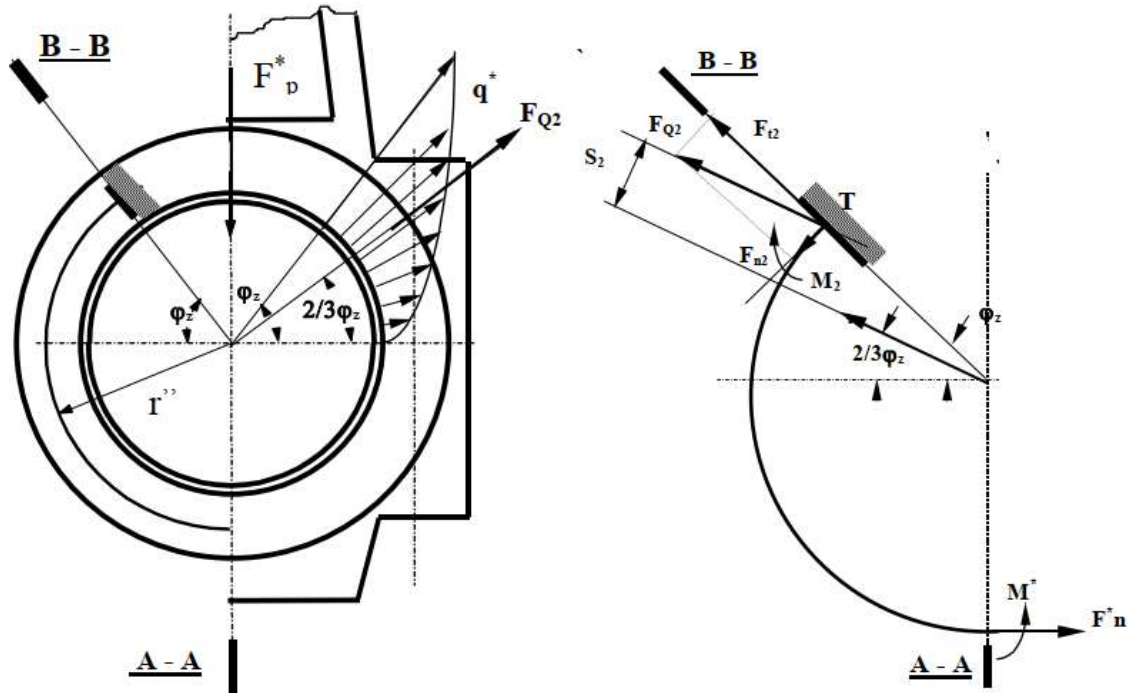
$$y_1 := -r'' = -28.0 \text{ mm}$$

Bod K2	$x_2 := -r'' \cdot \cos(\varphi_{zh}) = -19.5 \text{ mm}$
	$y_2 := r'' \cdot \sin(\varphi_{zh}) = 20.1 \text{ mm}$
Úhel gamma	$\gamma := 90^\circ - \alpha_x = 96.1^\circ$
	$m_1 := \tan(180^\circ - \gamma) = 9.4$
Velikost momentového ramene	$s_1 := \left \frac{m_1 \cdot x_2 - 1 \cdot y_2 + y_1 - m_1 \cdot x_1}{\sqrt{m_1^2 + (-1)^2}} \right = 8.4 \text{ mm}$
Ohybový moment	$M_1 := F_{Q1} \cdot s_1 = 10.6 \text{ N m}$
Modul odporu v ohybu příčného průřezu hlavy ojnice B-B k ose procházející těžištěm průřezu B-B	$W_B := 260.1 \text{ mm}^3$
Plocha průřezu hlavy ojnice B-B	$S_B := 222.1 \text{ mm}^2$
	$\beta_x := 90^\circ - \alpha_x - \varphi_z = -2.2^\circ$
Normálová síla	$F_{n1} := F_{Q1} \cdot \sin(\beta_x) = -48.7 \text{ N}$
Tečná síla	$F_{t1} := F_{Q1} \cdot \cos(\beta_x) = 1260.6 \text{ N}$
Normálové napětí	$\sigma_{n1} := \frac{F_{n1}}{S_B} = -0.2 \text{ MPa}$
Ohybové napětí	$\sigma_{o1} := \frac{M + M_1}{W_B} = 52.6 \text{ MPa}$
Smykové napětí	$\tau_{t1} := \frac{F_{t1}}{S_B} = 5.7 \text{ MPa}$

Namáhání průřezu B-B tlačnou silou

Tlačná síla F'_p , maximální tlaková síla působící v ose ojnice, vyvolává na povrchu ložiska hlavy ojnice spojitě zatížení q' , o němž předpokládáme, že má sinusový tvar.

Část hlavy ojnice, v rozsahu úhlu φ_{zh} , je částí spojitěho zatížení namáhána. Spojité zatížení q' , působící v rozmezí úhlu φ_{zh} , je možno nahradit osamělou silou F_{Q2} odkloněnou od dělicí roviny hlavy ojnice o úhel $\frac{2}{3} \cdot \varphi_{zh}$.



Obr. 3-10: Zatížení hlavy ojnice s vyznačením prutového modelu pro zatížení v nebezpečném průřezu B-B [22]

Tlačná síla

$$F''_p = 34194.3 \text{ N}$$

Náhrada spojitěho zatížení vyvolané tlakovou silou

$$F_{Q2} := 0.54 \cdot (\varphi_{zh} - 0.43) \cdot F''_p = 6884.7 \text{ N}$$

$$m_2 := \tan \left(180^\circ - \frac{2}{3} \cdot \varphi_{zh} \right) = -0.593$$

Velikost momentového ramene

$$s_2 := \left| \frac{m_2 \cdot x_2 - y_2}{\sqrt{m_2^2 + 1}} \right| = 7.404 \text{ mm}$$

Ohybový moment

$$M_2 := F_{Q2} \cdot s_2 = 51.0 \text{ N m}$$

Normálová síla

$$F_{n2} := F_{Q2} \cdot \sin \left(\frac{\varphi_{zh}}{3} \right) = 1820.5 \text{ N}$$

Tečná síla

$$F_{t2} := F_{Q2} \cdot \cos \left(\frac{\varphi_{zh}}{3} \right) = 6639.6 \text{ N}$$

Normálové napětí

$$\sigma_{n2} := \frac{F_{n2}}{S_B} = 8.2 \text{ MPa}$$

Ohybové napětí

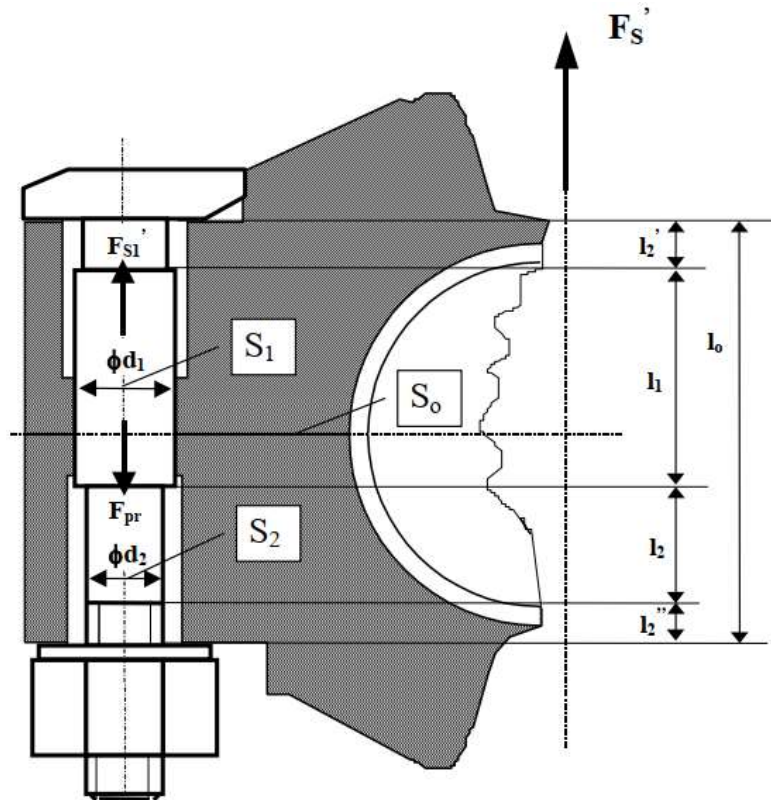
$$\sigma_{o2} := \frac{M_2}{W_B} = 196.0 \text{ MPa}$$

Smykové napětí	$\tau_{t2} := \frac{F_{t2}}{S_B} = 29.9 \text{ MPa}$
Maximální ohybové a tahové napětí	$\sigma_{max} := \sigma_{n1} + \sigma_{o1} = 52.4 \text{ MPa}$
Minimální ohybové a tahové napětí	$\sigma_{min} := \sigma_{n2} + \sigma_{o2} = 204.2 \text{ MPa}$
Průměrné ohybové a tahové napětí	$\sigma_m := \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 128.3 \text{ MPa}$
Amplituda ohybového a tahového napětí	$\sigma_a := \left \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right = 75.9 \text{ MPa}$
Únavová bezpečnost (Goodman)	$k_{u\sigma} := \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_c} + \frac{\sigma_m}{R_m}} = 4.2$
Maximální smykové napětí	$\tau_{max} := \tau_{t1} = 5.7 \text{ MPa}$
Minimální smykové napětí	$\tau_{min} := \tau_{t2} = 29.9 \text{ MPa}$
Průměrné smykové napětí	$\tau_m := \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = 17.8 \text{ MPa}$
Amplituda smykového napětí	$\tau_a := \left \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \right = 12.1 \text{ MPa}$
Redukovaná amplituda napětí (HMH) dle [21]	$\sigma_{a_red} := \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2} = 78.7 \text{ MPa}$
Redukované střední napětí (HMH) dle [21]	$\sigma_{m_red} := \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot \tau_m^2} = 131.9 \text{ MPa}$
Bezpečnost k MSÚ (Goodmanovo kritérium)	$k_{u_B} := \frac{1}{\frac{\sigma_{a_red}}{\sigma_c} + \frac{\sigma_{m_red}}{R_m}} = 4.08$
Bezpečnost k MSP	$k_k := \frac{R_e}{\sigma_{a_red} + \sigma_{m_red}} = 4.27$

Pevnostní kontrola ojnicích šroubů

Vedle statické síly předpětí F_{pr} působí za provozu motoru na ojnicí šrouby setrvačné síly posuvných a rotačních hmot pístní skupiny a ojnice F'_s . Maximální hodnota zatížení ojnicích šroubů je dosahována v horní úvratí pístu mezi výfukovým a sacím zdvihem.

Je zřejmé, že pro trvalý styk ojnice s jejím víkem musí platit, že síla předpětí vyvolaná dotažením ojnicích šroubů musí být větší, než setrvačná síla připadající na jeden šroub.



Obr. 3-11: Hlavní rozměry a zatížení ojnicího šroubu [22]

Vstupní parametry:

Plocha průřezu ojnicího šroubu (M8x1)	$A_s := 36 \text{ mm}^2$
Mez pevnosti v tahu ojnicího šroubu (10.9)	$R_{m_s} := 900 \text{ MPa}$
Zkušební napětí šroubu	$S_{p_s} := 830 \text{ MPa}$
Mez únavy šroubu [21]	$\sigma_c := 162 \text{ MPa}$
Délka otvoru pro ojnicí šroub ve víku ojnice	$t_s := 18.6 \text{ mm}$
Jmenovitý průměr závitu ojnicího šroubu	$D_s := 8 \text{ mm}$
Modul pružnosti v tahu (10.9)	$E_s := 210 \text{ GPa}$
Účinná svěrná délka	$l_s := t_s + \frac{D_s}{2} = 22.6 \text{ mm}$
Délka spodního komolého kužele	$t_{s1} := \frac{l_s}{2} = 11.3 \text{ mm}$
Průměr spodního komolého kužele	$D_{s1} := 1.5 \cdot D_s = 12 \text{ mm}$

Délka středního komolého kužele	$t_{s2} := t_s - \frac{l_s}{2} = 7.3 \text{ mm}$
Průřez středního komolého kužele	$D_{s2} := D_{s1} + 2 \cdot (l_s - t_s) \cdot \tan(30^\circ) = 16.62 \text{ mm}$
Délka horního komolého kužele	$t_{s3} := l_s - t_s = 4 \text{ mm}$
Setrvačná síla působící na jeden šroub	$F_{s1} := \frac{F'_s}{i_s} = 1254.4 \text{ N}$
Tuhost 1. části šroubu	$k_1 := \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot E_o \cdot D_s}{\ln \left(\frac{(1.155 \cdot t_{s1} + D_{s1} - D_s) \cdot (D_{s1} + D_s)}{(1.155 \cdot t_{s1} + D_{s1} - D_s) \cdot (D_{s1} - D_s)} \right)} = 1.89348 \cdot 10^9 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$
Tuhost 2. části šroubu	$k_2 := \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot E_o \cdot D_s}{\ln \left(\frac{(1.155 \cdot t_{s2} + D_{s2} - D_s) \cdot (D_{s2} + D_s)}{(1.155 \cdot t_{s2} + D_{s2} - D_s) \cdot (D_{s2} - D_s)} \right)} = 2.90353 \cdot 10^9 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$
Předpětí jednoho šroubu (M8x1, utahovací moment 17 Nm)	$F_i := 10264 \text{ N}$
	$k_m := \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2}$
Výsledná tuhost spojovaných součástí	$k_p := \frac{1}{k_m} = 1.1461 \cdot 10^9 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$
Tuhost šroubu	$k_s := \frac{A_s \cdot E_s}{l_s} = 3.3451 \cdot 10^8 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$
Tuhostní konstanta	$C := \frac{k_s}{k_s + k_p} = 0.226$
Bezpečnost vůči zkušebnímu napětí	$k := \frac{A_s \cdot S_{p-s} - F_i}{C \cdot F_{s1}} = 69.2$
Bezpečnost vůči zániku sevření napětí	$k_o := \frac{F_i}{F_{s1} \cdot (1 - C)} = 10.6$
Napětí od předpětí	$\sigma_i := \frac{F_i}{A_s} = 285.1 \text{ MPa}$
Napětí od setrvačných sil	$\sigma_a := \frac{C \cdot F_{s1}}{2 \cdot A_s} = 3.9 \text{ MPa}$
Maximální napětí	$\sigma_m := \sigma_i + \sigma_a = 289.0 \text{ MPa}$
Dovolené napětí	$\sigma_A := \frac{\sigma_c \cdot (R_{m-s} - \sigma_i)}{R_{m-s} - \sigma_c} = 135.0 \text{ MPa}$
Bezpečnost k MSP	$k_u := \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = 34.3$
Dovolená bezpečnost	$k_{dov} := 2$

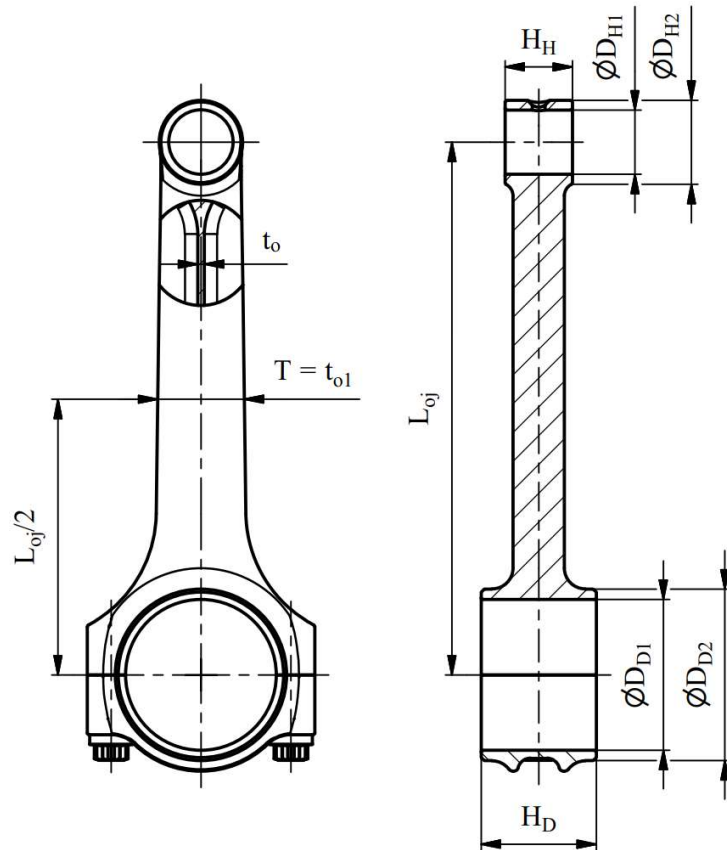
PŘÍLOHA 4: OCELOVÁ H OJNICE – ANALYTICKÝ VÝPOČET

Výpočet je proveden podle učebního textu Semestrální projekt [22]

Rozměry, hmotnosti a materiál ojnice



Obr. 4-1: Ojnice motoru Mikron III C



Obr. 4-2: Základní rozměry ojnice

Základní parametry ojnice:

Střední šířka dříku	$T := 27 \text{ mm}$
Délka ojnice	$L_{oj} := 166 \text{ mm}$
Vnitřní průměr ojnicního oka	$D_{H1} := 20 \text{ mm}$
Vnější průměr ojnicního oka	$D_{H2} := 26 \text{ mm}$
Vnitřní průměr hlavového oka	$D_{D1} := 47 \text{ mm}$
Vnější průměr hlavového oka	$D_{D2} := 53.5 \text{ mm}$
Tloušťka ojnicního oka	$H_H := 25 \text{ mm}$
Tloušťka hlavy ojnice	$H_D := 35.9 \text{ mm}$
Tloušťka dříku maximální	$t_{o1} := 16 \text{ mm}$
Tloušťka dříku minimální	$t_o := 2 \text{ mm}$

Materiál ojnice: ČSN 15 330.6 (31CrMoV9)

Modul pružnosti $E_o := 210 \text{ GPa}$

Mez pevnosti $R_m := 1100 \text{ MPa}$

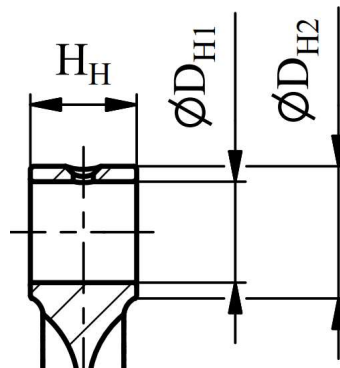
Mez elasticity $R_e := 900 \text{ MPa}$

Mez únavy materiálu $\sigma_c := 630 \text{ MPa}$

Pevnostní kontrola oka ojnice

Nejvíce namáhaným průřezem oka ojnice, v němž dochází nejčastěji k lomům, je průřez I-I přechodu oka ojnice do dřívku. Jeho namáhání je velmi složité a je vyvoláno níže uvedenými zatíženími. Je třeba uvážit dynamický charakter zatěžujících účinků.

Základní rozměry ojnicního oka jsou zobrazeny na obr. 4-3.



Obr. 4-3: Základní rozměry ojnicního oka

Namáhání ojnicního oka dělíme na následující skupiny:

- setrvačnými silami posuvných hmot
- silami od tlaku plynů
- předpětím od zalisování a ohřevu ložiskového pouzdra

Vzhledem k tomu, že ojnice motoru Mikron III C nedisponuje ložiskovým pouzdem v malém oku ojnice, ve výpočtu byly zohledněny pouze setrvačné síly posuvných hmot a síly od tlaku plynů.

a) Namáhání oka ojnice setrvačnou silou

Je vyvoláno posuvnými hmotami pístní skupiny, přičemž maximum je dosaženo při doběhu pístu do horní úvrati mezi výfukovým a sacím zdvihem.

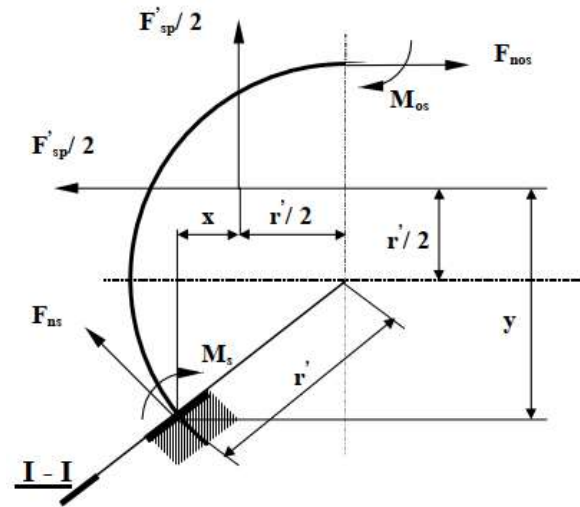
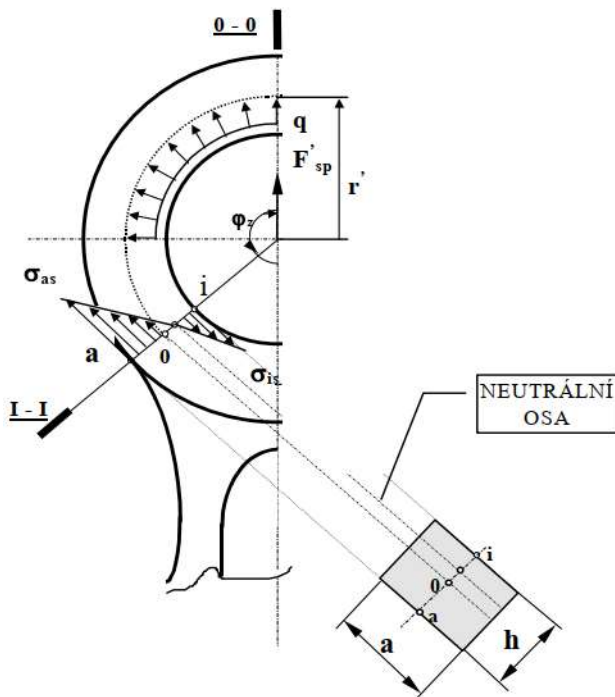
Oko ojnice je zatěžováno setrvačnou silou F'_{sp} . Pro výpočet napětí vyvolaný touto silou nahrazujeme oko ojnice modelem, silně zakřiveným prutem kruhového tvaru o poloměru r' s vetknutím v boře 0 průřezu I-I, viz obr. 4-5.

Poloměr těžiště příčného průřezu $r' := \frac{D_{H2} + D_{H1}}{4} = 11.5 \text{ mm}$

Všechny průřezy oka kolmé na střední kruhové vlákno jsou namáhány kombinovaně na ohyb a tah. Ve vnějších vláknech průřezu vznikají normálová napětí σ_{as} . Jejich největší hodnota je v průřezu I-I v místě ukotvení oka do dřívku ojnice.

Průběh napětí ve vnitřních vláknech má minimum v průřezu kolmém na osu ojnice.

Při zatížení setrvačnou silou F'_{sp} dosedne pístní čep na stykovou plochu s pouzdem ojnice tak, že oko ojnice je namáháno spojitým zatížením q .



Obr. 4-4: Průběhy zatížení a napětí v ojnicím oku [22] Obr. 4-5: Model silně zakřiveného kruhového prutu [22]

Vzhledem k symetrii zatížení i geometrie prutu je možno prut v průřezu 0-0 přetrušit a vazbové působení druhé části prutu nahradit silovými účinky, tj. momentem M_{os} a normálovou silou F'_{nos} .

Analytický výpočet setrvačných sil v ojnici

Hmotnost písní skupiny

$$m_p := 491 \text{ g}$$

Hmotnost pístu bez čepu

$$m'_p := 413 \text{ g}$$

Poloměr zalomení klikové hřídele

$$r_{kl} := 48 \text{ mm}$$

Úhel zakotvení ojnicího oka (deg)

$$\varphi_z := 95.9^\circ$$

Tloušťka malého oka ojnice

$$a := H_H = 25 \text{ mm}$$

Tloušťka příčného průřezu oka ojnice

$$h := \frac{D_{H2} - D_{H1}}{2} = 3 \text{ mm}$$

Klikový poměr

$$\lambda := \frac{r_{kl}}{L_{oj}} = 0.289$$

Otáčky klikové hřídele

$$\omega_{kl} := 2100 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Úhlová rychlost klikové hřídele

$$\omega_{kl} := 2 \cdot \pi \cdot \omega_{kl} = 219.91 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Velikost setrvačné síly posuvných hmot

$$F'_{sp} := m_p \cdot r_{kl} \cdot \omega_{kl}^2 \cdot (1 + \lambda) = 1469.3 \text{ N}$$

Normálová síla v průřezu 0-0

$$F'_{nos} := F'_{sp} \cdot \left(0.572 - 0.0008 \cdot \frac{\varphi_z}{\text{deg}} \right) = 727.7 \text{ N}$$

Ohybový moment v průřezu 0-0

$$M_{os} := F'_{sp} \cdot r' \cdot \left(0.00033 \cdot \frac{\varphi_z}{\text{deg}} - 0.0297 \right) = 0.03 \text{ N m}$$

Normálová síla v průřezu I-I $F_{ns} := F_{nos} \cdot \cos(\varphi_z) + 0.5 \cdot F'_{sp} \cdot (\sin(\varphi_z) - \cos(\varphi_z)) = 731.5 \text{ N}$

Ohybový moment v průřezu I-I

$$M_s := M_{os} + F_{nos} \cdot r' \cdot (1 - \cos(\varphi_z)) - 0.5 \cdot F'_{sp} \cdot r' \cdot (\sin(\varphi_z) - \cos(\varphi_z)) = -0.01 \text{ N m}$$

Napětí ve vnějším vlákne

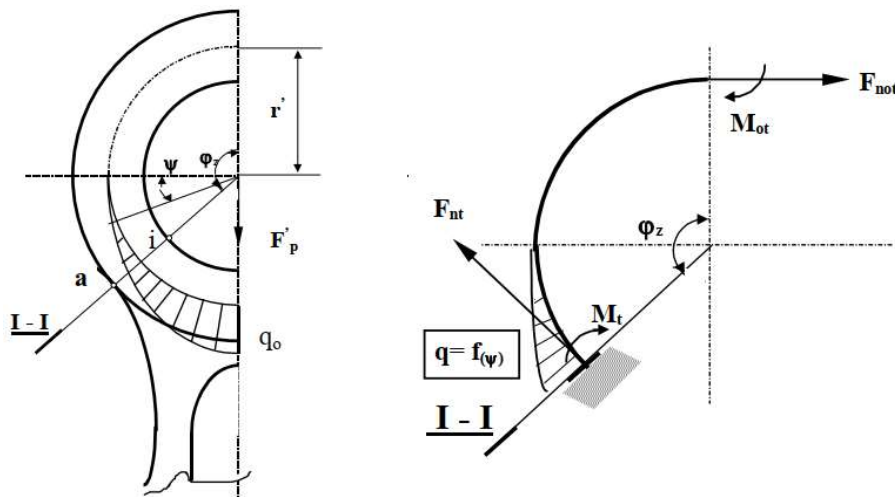
$$\sigma_{as} := \left(2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' + h)} + F_{ns} \right) \cdot \frac{1}{a \cdot h} = 9.5 \text{ MPa}$$

Napětí ve vnitřním vlákne

$$\sigma_{is} := \left((-2) \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' - h)} + F_{ns} \right) \cdot \frac{1}{a \cdot h} = 10.1 \text{ MPa}$$

b) Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů

Na obr. 4-6 je ukázáno zatížení ojnicního oka tlakem plynů nad pístem. Předpokládáme, že výslednice spojitého zatížení $q := f(\psi)$, osamělá síla F'_p působí v ose ojnice. Skutečné těleso a zatížení je nahrazeno prutovým modelem. Jedná se o silně zakřivený prut, vetknutý v průřezu I-I.



Obr. 4-6: Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů [22]

Tak jako v předchzím případě je vzhledem k symetričnosti zadání úlohy řešena pouze polovina oka. Výsledné vnitřní účinky v průřezu 0-0 jsou normálová síla F_{not} a ohybový moment M_{ot} . Velikost těchto výsledných vnitřních účinků stanovíme empiricky ze vztahů získaných na základě měření. Rozhodující pro určení jejich velikosti je úhel vetknutí oka ojnice do dráhy, tedy úhel φ_z .

Další vstupní parametry

Maximální tlak ve válci

$$p_{max} := 5.167 \text{ MPa}$$

Atmosférický tlak

$$p_0 := 1 \text{ atm}$$

Průměr pístu

$$D_p := 95 \text{ mm}$$

Maximální síla od tlaku plynů ve válci

$$F_{p_max} := \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \cdot (p_{max} - p_0) = 35906.6 \text{ N}$$

Pomocný součinitel

$$a_1 := 0.0002$$

Pomocný součinitel

$$a_2 := -0.0001$$

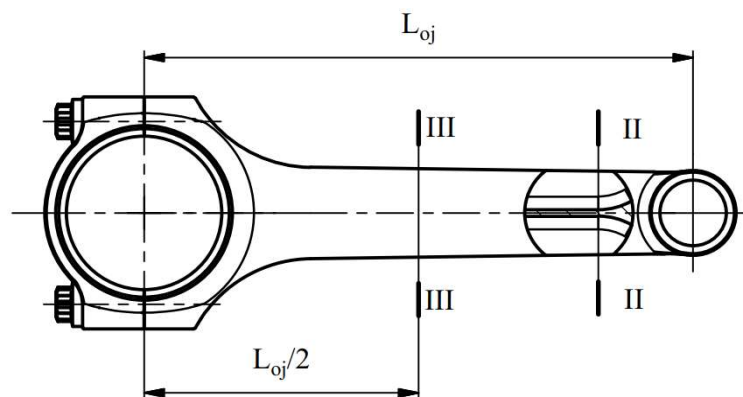
Konstanta pro výpočet ohybového momentu a normálové síly

$$J := \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_z}{2} \right) \cdot \sin(\varphi_z) - \frac{1}{2} \cdot \cos(\varphi_z) = 1.818 \cdot 10^{-4}$$

Normálová síla	$F_{nt} := F_{p_max} \cdot \left(a_1 \cdot \cos(\varphi_z) + \frac{2}{\pi} \cdot J \right) = 3.4 \text{ N}$
Ohybový moment	$M_t := F_{p_max} \cdot r' \cdot \left(a_2 + a_1 \cdot (1 - \cos(\varphi_z)) - \frac{2}{\pi} \cdot J \right) = 2 \cdot 10^{-3} \text{ N m}$
Napětí na vnějším vlákně	$\sigma_{at} := \left(2 \cdot M_t \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' + h)} + F_{nt} \right) \cdot \frac{1}{a \cdot h} = 0.1 \text{ MPa}$
Maximální napětí	$\sigma_{max} := \sigma_{as} = 9.5 \text{ MPa}$
Minimální napětí	$\sigma_{min} := \sigma_{at} = 0.1 \text{ MPa}$
Průměrné napětí	$\sigma_m := \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 4.8 \text{ MPa}$
Amplituda napětí	$\sigma_a := \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 4.7 \text{ MPa}$
Bezpečnost k MSÚ (Goodmanovo kritérium)	$k_u := \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_c} + \frac{\sigma_m}{R_m}} = 84.56$
Bezpečnost k MSP	$k_k := \frac{R_e}{\sigma_a + \sigma_m} = 94.74$
Dovolená bezpečnost	$k_{dov} := 2.5$

Pevnostní kontrola dříku ojnice

Podle tvaru průběhu zatížení a požadavků na hmotnost, případně životnost ojnice může mít dřík různý tvar. Pevnostní kontrola dříku ojnice se provádí v minimálním průřezu II-II a ve středním průřezu III-III ojnice, viz obr. 4-7.



Obr. 4-7: Průřezy v nichž jsou prováděny výpočty

Dřík ojnice je namáhán tahem setrvačnou silou posuvných hmot a tlakem silou od tlaku plynů nad pístem, která je zmenšena o příslušnou velikost setrvačné síly posuvných hmot. Namáhání je cyklické, střídavé a maximum tahu je dosaženo při doběhu pístu do horní úvratí mezi výfukovým a sacím zdvihem. Maximum tlaku odpovídá dosažení maximálního tlaku plynů nad pístem v průběhu spalování.

Pevnostní kontrola v průřezu II-IIVstupní parametry:

Hmotnost ojnice nad průřezem II-II	$m''_o := 59.0 \text{ g}$
Hmotnost ojnice nad průřezem III-III	$m'''_o := 110.6 \text{ g}$
Rozteč ojnicích šroubů	$c := 56 \text{ mm}$
Celková hmotnost ojnice	$m_o := 542.2 \text{ g}$
Délka posuvných částí ojnice	$l_{op} := 132.40 \text{ mm}$
Délka rotačních částí ojnice	$l_{or} := 33.60 \text{ mm}$
Hmotnost posuvných částí ojnice	$m_{op} := 159.8 \text{ g}$
Hmotnost rotačních částí ojnice	$m_{or} := 382.4 \text{ g}$
Hmotnost víka ojnice	$m_{vo} := 116.1 \text{ g}$
Úhel zakotvení hlavy ojnice v dřívku	$\varphi_{zh} := 47^\circ$
Počet ojnicích šroubů	$i_s := 2$
Minimální osový kvadratický moment setrvačnosti v průřezu II-II	$I_{II} := 4104.7 \text{ mm}^4$
Plocha dřívku v průřezu II-II	$S_{II} := 115.6 \text{ mm}^2$
Poloměr setrvačnosti dřívku v průřezu II-II	$i_{II} := \sqrt{\frac{I_{II}}{S_{II}}} = 5.96 \text{ mm}$
Štíhlost ojnice	$\zeta := \frac{L_{oj}}{i_{II}} = 27.9$
Setrvačná síla v průřezu II-II	$F''_{sp} := (m_p + m''_o) \cdot r_{kl} \cdot \omega_{kl}^2 \cdot (1 + \lambda) = 1645.9 \text{ N}$
Maximální síla namáhající průřez II-II na tlak	$F''_p := F_{p_{max}} - F''_{sp} = 34260.7 \text{ N}$
Napětí v tlaku	$\sigma_{II_tlak} := \frac{F''_p}{S_{II}} = 296.4 \text{ MPa}$
Napětí v tahu	$\sigma_{II_tah} := \frac{F''_{sp}}{S_{II}} = 14.2 \text{ MPa}$
Maximální napětí	$\sigma_{II_max} := \sigma_{II_tlak} = 296.4 \text{ MPa}$
Minimální napětí	$\sigma_{II_min} := \sigma_{II_tah} = 14.2 \text{ MPa}$
Průměrné napětí	$\sigma_{II_m} := \frac{\sigma_{II_max} + \sigma_{II_min}}{2} = 155.3 \text{ MPa}$
Amplituda napětí	$\sigma_{II_a} := \frac{\sigma_{II_max} - \sigma_{II_min}}{2} = 141.1 \text{ MPa}$

Bezpečnost k MSÚ (Goodmanovo kritérium) $k_{u_II} := \frac{1}{\frac{\sigma_{II_a}}{\sigma_c} + \frac{\sigma_{II_m}}{R_m}} = 2.74$

Bezpečnost k MSP $k_{k_II} := \frac{R_e}{\sigma_{II_a} + \sigma_{II_m}} = 3.04$

Dovolená bezpečnost $k_{dov} := 2$

Pevnostní kontrola v průřezu III-III

Vstupní parametry:

Minimální osový kvadratický moment setrvačnosti v ose x průřezu III-III $I_{III_x} := 5042.0 \text{ mm}^4$

Minimální osový kvadratický moment setrvačnosti v ose y průřezu III-III $I_{III_y} := 4864.7 \text{ mm}^4$

Plocha dřívku v průřezu III-III $S_{III} := 120.0 \text{ mm}^2$

Setrvačná síla v průřezu III-III $F''''_{sp} := (m_p + m''''_o) \cdot r_{kl} \cdot \omega_{kl}^2 \cdot (1 + \lambda) = 1800.3 \text{ N}$

Maximální síla namáhající průřez III-III na tlak $F''''_p := F_{p_max} - F''''_{sp} = 34106.3 \text{ N}$

Součinitele dle metody Navier-Rankin $C' := \frac{R_e}{\frac{\pi^2}{2} \cdot E_o} = 4.34 \cdot 10^{-4}$

$$K_x := 1 + C' \cdot \frac{L_{oj}^2}{I_{III_x}^2} \cdot S_{III} = 1.285$$

$$K_y := 1 + C' \cdot \frac{L_{oj}^2}{4 \cdot I_{III_y}} \cdot S_{III} = 1.074$$

Maximální tlakové napětí v ose x $\sigma_{III_tlak_x} := K_x \cdot \frac{F''''_p}{S_{III}} = 365.2 \text{ MPa}$

Maximální tlakové napětí v ose y $\sigma_{III_tlak_y} := K_y \cdot \frac{F''''_p}{S_{III}} = 305.2 \text{ MPa}$

Maximální napětí $\sigma_{III_max} := \sigma_{III_tlak_y} = 305.2 \text{ MPa}$

Minimální napětí $\sigma_{III_min} := \sigma_{III_tlak_x} = 365.2 \text{ MPa}$

Průměrné napětí $\sigma_{III_m} := \frac{\sigma_{III_max} + \sigma_{III_min}}{2} = 335.2 \text{ MPa}$

Amplituda napětí $\sigma_{III_a} := \frac{\sigma_{III_max} - \sigma_{III_min}}{2} = -30 \text{ MPa}$

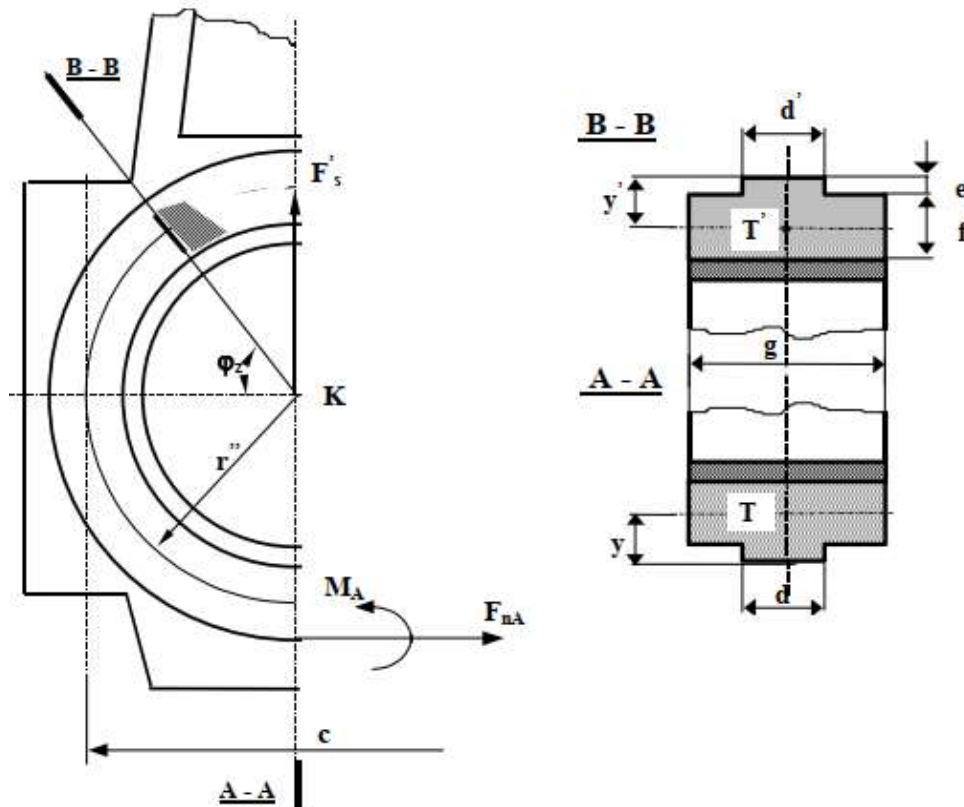
Bezpečnost k MSÚ (Goodmanovo kritérium) $k_{u_III} := \frac{1}{\frac{\sigma_{III_a}}{\sigma_c} + \frac{\sigma_{III_m}}{R_m}} = 3.89$

Bezpečnost k MSP $k_{k_III} := \frac{R_e}{\sigma_{III_a} + \sigma_{III_m}} = 2.95$

Dovolená bezpečnost $k_{dov} := 2$

Pevnostní kontrola hlavy ojnice

V důsledku působení setrvačné síly F'_s posuvných a rotujících hmotností, maximum je dosaženo při doběhu pístu do horní úvrati. mezi výfukovým a sacím zdvihem při maximálních otáčkách motoru, vznikají v příčných průřezích hlavy ojnice značná napětí. Nebezpečné průřezy jsou vyznačeny na obr. 4-8



Obr. 4-8: Nebezpečné průřezy hlavy ojnice A-A a B-B [22]

Pevnostní kontrola v průřezu A-A

Víko hlavy ojnice kontrolujeme v průřezu A-A, který je namáhán kombinovaně na ohyb a tah. Ohybové namáhání vyvolává moment M_A a tah normálová síla F_{nA} .

Předpokládáme, že víko je přitaženo k tělesu ojnice se značným předpětím, takže je možno uvažovat víko a těleso ojnice jako jeden celek. Proto je možno pro řešení napětí v průřezu A-A, vyvolaného setrvačnými silami, vytvořit prutový model, křivý (kruhový) prut zakotvený v průřezu B-B (viz. obr. 4-8).

Vstupní parametry:

Poloměr pro prutový model

$$r'' := \frac{c}{2} = 28 \text{ mm}$$

Osový kvadratický moment průřezu víka k neutrální ose průřezu A-A

$$J_{víko_A} := 305.7 \text{ mm}^4$$

Osový kvadratický moment průřezu pánve k neutrální ose průřezu A-A

$$J_{pánev_A} := 44.8 \text{ mm}^4$$

Plocha průřezu víka v průřezu A-A

$$S_A := 137.9 \text{ mm}^2$$

Plocha průřezu pánve v průřezu A-A

$$S_{pA} := 87.1 \text{ mm}^2$$

Modul odporu v ohybu příčného průřezu víka

$$W_A := 70.2 \text{ mm}^3$$

Setrvačná síla v průřezu A-A

$$F'_s := (m'_p + m_{op}) \cdot \omega_{kl}^2 \cdot r_{kl} \cdot (1 + \lambda) + (m_{or} - m_{vo}) \cdot \omega_{kl}^2 \cdot r_{kl} = 2332.3 \text{ N}$$

Normálová síla

$$F_{nA} := F'_s \cdot \left(0.522 - 0.003 \cdot \frac{\varphi_{zh}}{\text{deg}} \right) = 888.6 \text{ N}$$

Ohybový moment

$$M_A := F'_s \cdot r'' \cdot \left(0.0127 + 0.00083 \cdot \frac{\varphi_{zh}}{\text{deg}} \right) = 3.4 \text{ N m}$$

Moment zachycený průřezem víka

$$M := M_A \cdot \frac{J_{víko_A}}{J_{víko_A} + J_{pánev_A}} = 2.9 \text{ N m}$$

Normálová síla přenesená průřezem víka

$$F_n := \frac{F_{nA}}{1 + \frac{S_{pA}}{S_A}} = 544.6 \text{ N}$$

Napětí v tahu

$$\sigma_{A_tah} := \frac{M}{W_A} + \frac{F_n}{S_A} = 45.9 \text{ MPa}$$

Napětí v tlaku

$$\sigma_{A_tlak} := 0 \text{ MPa}$$

Maximální napětí

$$\sigma_{A_max} := \sigma_{A_tah} = 45.9 \text{ MPa}$$

Minimální napětí

$$\sigma_{A_min} := \sigma_{A_tlak} = 0 \text{ MPa}$$

Průměrné napětí

$$\sigma_{A_m} := \frac{\sigma_{A_max} + \sigma_{A_min}}{2} = 23.0 \text{ MPa}$$

Průměrné napětí

$$\sigma_{A_a} := \frac{\sigma_{A_max} - \sigma_{A_min}}{2} = 23 \text{ MPa}$$

Bezpečnost k MSÚ (Goodmanovo kritérium)

$$k_{u_A} := \frac{1}{\frac{\sigma_{A_a}}{\sigma_c} + \frac{\sigma_{A_m}}{R_m}} = 17.45$$

Bezpečnost k MSP

$$k_{k_A} := \frac{R_e}{\sigma_{A_a} + \sigma_{A_m}} = 19.61$$

Dovolená bezpečnost

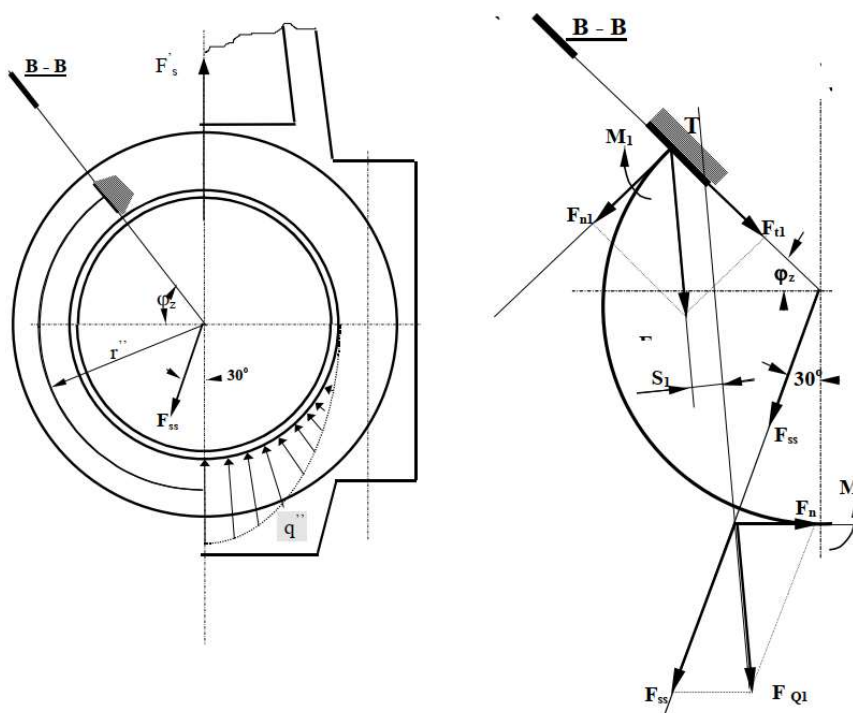
Dovolená bezpečnost $k_{dov} := 2.5$

Pevnostní kontrola v průřezu B-B

Obecně je průřez B-B hlavy ojnice zatížen setrvačnou silou F'_s a silou F'_p od tlaku plynů a setrvačných sil působících v ose dříku ojnice. Extrémní hodnoty cyklického zatěžování jsou u setrvačné síly dosaženy v horní úvratí pístu mezi výfukovým a sacím zdvihem a u síly od tlaku plynů při dosažení maximálního tlaku ve spalovacím prostoru nad pístem.

Namáhání průřezu B-B setrvačnou silou

Setrvačná síla F'_s je zachycována víkem ojnice. Předpokládáme-li, že příslušná reakce je výslednicí spojitého zatížení q'' , které je rozděleno po obvodě styčné plochy pánve a víka ojnice dle sinusoidy, potom je možno si tuto reakci představit jako osamělou sílu F_{ss} (pro každou polovinu víka samostatně) odkloněnou od osy ojnice o 30° .



Obr. 4-9: Zatížení hlavy ojnice s vyznačením prutového modelu pro zatížení v nebezpečném průřezu B-B [22]

Velikost odkloněné síly

$$F_{ss} := \frac{F'_s}{2 \cdot \cos(30^\circ)} = 1346.6 \text{ N}$$

Normálová síla

$$F_n = 544.6189 \text{ N}$$

Výslednice silového účinku

$$F_{Q1} := \sqrt{(F_n - F_{ss} \cdot \sin(30^\circ))^2 + (F_{ss} \cdot \cos(30^\circ))^2} = 1173.2 \text{ N}$$

$$\alpha_x := \arcsin\left(\frac{F_n - F_{ss} \cdot \sin(30^\circ)}{F_{Q1}}\right) = -6.3^\circ$$

Bod K1

$$x_1 := -r'' \cdot \tan(30^\circ) = -16.2 \text{ mm}$$

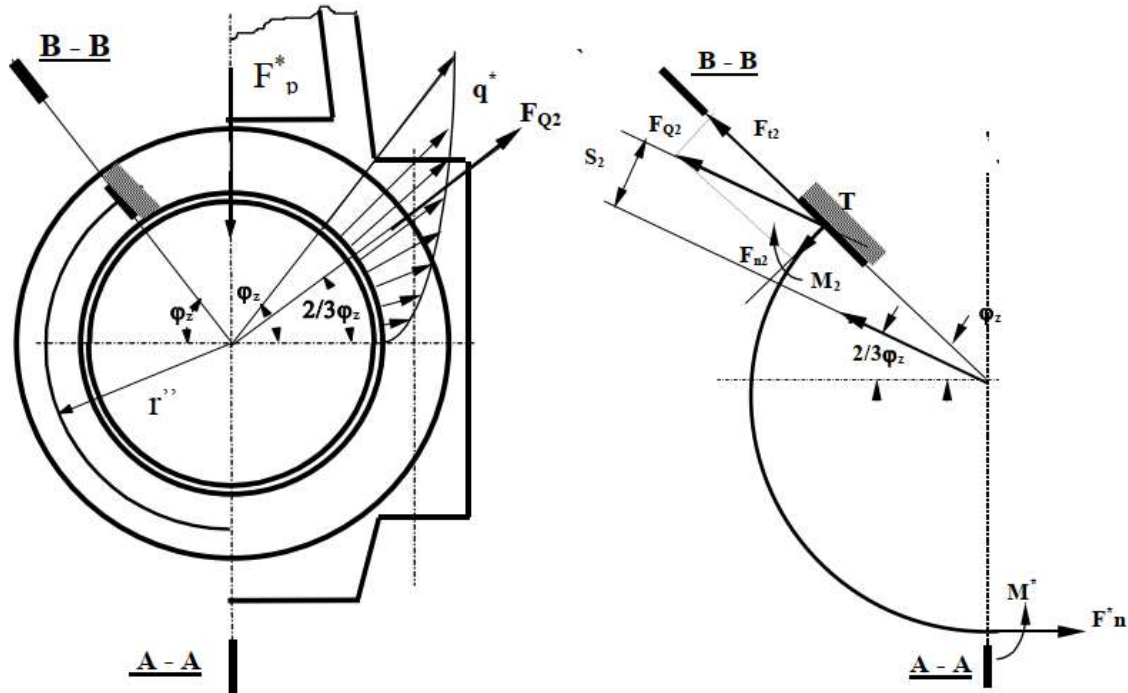
$$y_1 := -r'' = -28.0 \text{ mm}$$

Bod K2	$x_2 := -r'' \cdot \cos(\varphi_{zh}) = -19.1 \text{ mm}$
	$y_2 := r'' \cdot \sin(\varphi_{zh}) = 20.5 \text{ mm}$
Úhel gamma	$\gamma := 90^\circ - \alpha_x = 96.3^\circ$
	$m_1 := \tan(180^\circ - \gamma) = 9.1$
Velikost momentového ramene	$s_1 := \left \frac{m_1 \cdot x_2 - 1 \cdot y_2 + y_1 - m_1 \cdot x_1}{\sqrt{m_1^2 + (-1)^2}} \right = 8.2 \text{ mm}$
Ohybový moment	$M_1 := F_{Q1} \cdot s_1 = 9.7 \text{ N m}$
Modul odporu v ohybu příčného průřezu hlavy ojnice B-B k ose procházející těžištěm průřezu B-B	$W_B := 307.7 \text{ mm}^3$
Plocha průřezu hlavy ojnice B-B	$S_B := 182.6 \text{ mm}^2$
	$\beta_x := 90^\circ - \alpha_x - \varphi_z = 0.4^\circ$
Normálová síla	$F_{n1} := F_{Q1} \cdot \sin(\beta_x) = 8.1 \text{ N}$
Tečná síla	$F_{t1} := F_{Q1} \cdot \cos(\beta_x) = 1173.2 \text{ N}$
Normálové napětí	$\sigma_{n1} := \frac{F_{n1}}{S_B} = 0.0 \text{ MPa}$
Ohybové napětí	$\sigma_{o1} := \frac{M + M_1}{W_B} = 40.9 \text{ MPa}$
Smykové napětí	$\tau_{t1} := \frac{F_{t1}}{S_B} = 6.4 \text{ MPa}$

Namáhání průřezu B-B tlačnou silou

Tlačná síla F'_p , maximální tlaková síla působící v ose ojnice, vyvolává na povrchu ložiska hlavy ojnice spojitě zatížení q' , o němž předpokládáme, že má sinusový tvar.

Část hlavy ojnice, v rozsahu úhlu φ_{zh} , je částí spojitěho zatížení namáhána. Spojité zatížení q' , působící v rozmezí úhlu φ_{zh} , je možno nahradit osamělou silou F_{Q2} odkloněnou od dělicí roviny hlavy ojnice o úhel $\frac{2}{3} \cdot \varphi_{zh}$.



Obr. 4-10: Zatížení hlavy ojnice s vyznačením prutového modelu pro zatížení v nebezpečném průřezu B-B [22]

Tlačná síla

$$F''_p = 34260.7 \text{ N}$$

Náhrada spojitěho zatížení vyvolané tlakovou silou

$$F_{Q2} := 0.54 \cdot (\varphi_{zh} - 0.43) \cdot F''_p = 7220.9 \text{ N}$$

$$m_2 := \tan \left(180^\circ - \frac{2}{3} \cdot \varphi_{zh} \right) = -0.609$$

Velikost momentového ramene

$$s_2 := \left| \frac{m_2 \cdot x_2 - y_2}{\sqrt{m_2^2 + 1}} \right| = 7.561 \text{ mm}$$

Ohybový moment

$$M_2 := F_{Q2} \cdot s_2 = 54.6 \text{ N m}$$

Normálová síla

$$F_{n2} := F_{Q2} \cdot \sin \left(\frac{\varphi_{zh}}{3} \right) = 1949.9 \text{ N}$$

Tečná síla

$$F_{t2} := F_{Q2} \cdot \cos \left(\frac{\varphi_{zh}}{3} \right) = 6952.7 \text{ N}$$

Normálové napětí

$$\sigma_{n2} := \frac{F_{n2}}{S_B} = 10.7 \text{ MPa}$$

Ohybové napětí

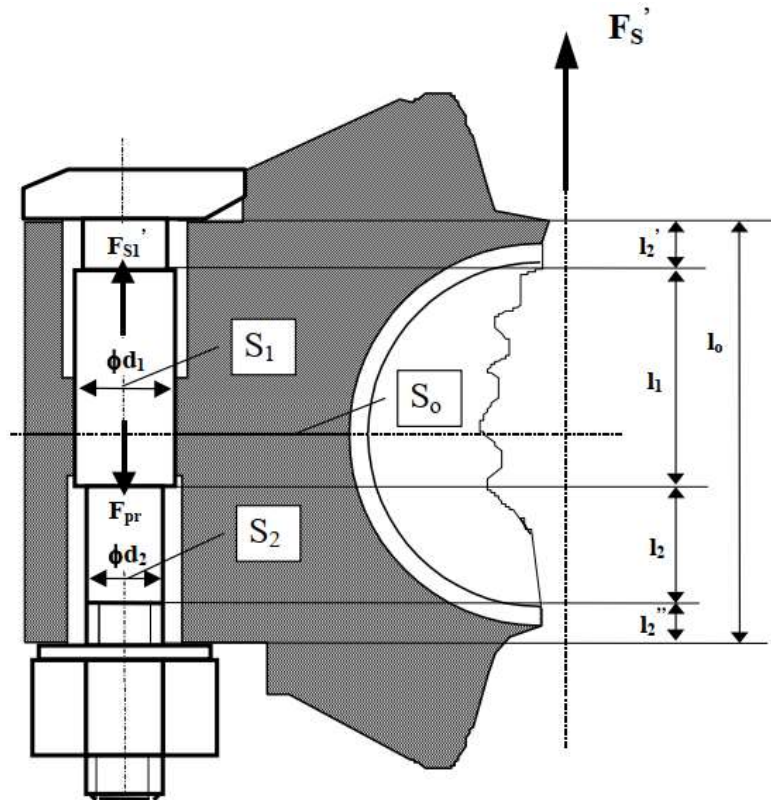
$$\sigma_{o2} := \frac{M_2}{W_B} = 177.4 \text{ MPa}$$

Smykové napětí	$\tau_{t2} := \frac{F_{t2}}{S_B} = 38.1 \text{ MPa}$
Maximální ohybové a tahové napětí	$\sigma_{max} := \sigma_{n1} + \sigma_{o1} = 41.0 \text{ MPa}$
Minimální ohybové a tahové napětí	$\sigma_{min} := \sigma_{n2} + \sigma_{o2} = 188.1 \text{ MPa}$
Průměrné ohybové a tahové napětí	$\sigma_m := \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 114.6 \text{ MPa}$
Amplituda ohybového a tahového napětí	$\sigma_a := \left \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right = 73.6 \text{ MPa}$
Únavová bezpečnost (Goodman)	$k_{u\sigma} := \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_c} + \frac{\sigma_m}{R_m}} = 4.5$
Maximální smykové napětí	$\tau_{max} := \tau_{t1} = 6.4 \text{ MPa}$
Minimální smykové napětí	$\tau_{min} := \tau_{t2} = 38.1 \text{ MPa}$
Průměrné smykové napětí	$\tau_m := \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = 22.3 \text{ MPa}$
Amplituda smykového napětí	$\tau_a := \left \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \right = 15.8 \text{ MPa}$
Redukovaná amplituda napětí (HMH) dle [21]	$\sigma_{a_red} := \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2} = 78.5 \text{ MPa}$
Redukované střední napětí (HMH) dle [21]	$\sigma_{m_red} := \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot \tau_m^2} = 120.9 \text{ MPa}$
Bezpečnost k MSÚ (Goodmanovo kritérium)	$k_{u_B} := \frac{1}{\frac{\sigma_{a_red}}{\sigma_c} + \frac{\sigma_{m_red}}{R_m}} = 4.26$
Bezpečnost k MSP	$k_k := \frac{R_e}{\sigma_{a_red} + \sigma_{m_red}} = 4.51$

Pevnostní kontrola ojnicích šroubů

Vedle statické síly předpětí F_{pr} působí za provozu motoru na ojnicí šrouby setrvačné síly posuvných a rotačních hmot pístní skupiny a ojnice F'_s . Maximální hodnota zatížení ojnicích šroubů je dosahována v horní úvratí pístu mezi výfukovým a sacím zdvihem.

Je zřejmé, že pro trvalý styk ojnice s jejím víkem musí platit, že síla předpětí vyvolaná dotažením ojnicích šroubů musí být větší, než setrvačná síla připadající na jeden šroub.



Obr. 4-11: Hlavní rozměry a zatížení ojnicího šroubu [22]

Vstupní parametry:

Plocha průřezu ojnicího šroubu (M8x1)	$A_s := 36 \text{ mm}^2$
Mez pevnosti v tahu ojnicího šroubu (10.9)	$R_{m_s} := 900 \text{ MPa}$
Zkušební napětí šroubu	$S_{p_s} := 830 \text{ MPa}$
Mez únavy šroubu ze zdroje [21]	$\sigma_c := 162 \text{ MPa}$
Délka otvoru pro ojnicí šroub ve víku ojnice	$t_s := 23 \text{ mm}$
Jmenovitý průměr závitu ojnicího šroubu	$D_s := 8 \text{ mm}$
Modul pružnosti v tahu (10.9)	$E_s := 210 \text{ GPa}$
Účinná svěrná délka	$l_s := t_s + \frac{D_s}{2} = 27 \text{ mm}$
Délka spodního komolého kužele	$t_{s1} := \frac{l_s}{2} = 13.5 \text{ mm}$
Průměr spodního komolého kužele	$D_{s1} := 1.5 \cdot D_s = 12 \text{ mm}$

Délka středního komolého kužele	$t_{s2} := t_s - \frac{l_s}{2} = 9.5 \text{ mm}$
Průřez středního komolého kužele	$D_{s2} := D_{s1} + 2 \cdot (l_s - t_s) \cdot \tan(30^\circ) = 16.62 \text{ mm}$
Délka horního komolého kužele	$t_{s3} := l_s - t_s = 4 \text{ mm}$
Setrvačná síla působící na jeden šroub	$F_{s1} := \frac{F'_s}{i_s} = 1166.2 \text{ N}$
Tuhost 1. části šroubu	$k_1 := \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot E_o \cdot D_s}{\ln \left(\frac{(1.155 \cdot t_{s1} + D_{s1} - D_s) \cdot (D_{s1} + D_s)}{(1.155 \cdot t_{s1} + D_{s1} - D_s) \cdot (D_{s1} - D_s)} \right)} = 1.89348 \cdot 10^9 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$
Tuhost 2. části šroubu	$k_2 := \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot E_o \cdot D_s}{\ln \left(\frac{(1.155 \cdot t_{s2} + D_{s2} - D_s) \cdot (D_{s2} + D_s)}{(1.155 \cdot t_{s2} + D_{s2} - D_s) \cdot (D_{s2} - D_s)} \right)} = 2.90353 \cdot 10^9 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$
Předpětí jednoho šroubu (M8x1, utahovací moment 17 Nm)	$F_i := 10264 \text{ N}$
	$k_m := \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2}$
Výsledná tuhost spojovaných součástí	$k_p := \frac{1}{k_m} = 1.1461 \cdot 10^9 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$
Tuhost šroubu	$k_s := \frac{A_s \cdot E_s}{l_s} = 2.8000 \cdot 10^8 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$
Tuhostní konstanta	$C := \frac{k_s}{k_s + k_p} = 0.196$
Bezpečnost vůči zkušebnímu napětí	$k := \frac{A_s \cdot S_{p_s} - F_i}{C \cdot F_{s1}} = 85.7$
Bezpečnost vůči zániku sevření napětí	$k_o := \frac{F_i}{F_{s1} \cdot (1 - C)} = 11.0$
Napětí od předpětí	$\sigma_i := \frac{F_i}{A_s} = 285.1 \text{ MPa}$
Napětí od setrvačných sil	$\sigma_a := \frac{C \cdot F_{s1}}{2 \cdot A_s} = 3.2 \text{ MPa}$
Maximální napětí	$\sigma_m := \sigma_i + \sigma_a = 288.3 \text{ MPa}$
Dovolené napětí	$\sigma_A := \frac{\sigma_c \cdot (R_{m_s} - \sigma_i)}{R_{m_s} - \sigma_c} = 135.0 \text{ MPa}$
Bezpečnost k MSP	$k_u := \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = 42.4$
Dovolená bezpečnost	$k_{dov} := 2$