

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Optimalizace tvaru ojnice

Connecting – rod Optimization

Student:

Bc. Ondřej Závodný

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Michal Richtář

Ostrava 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Ondřej Závodný**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T003 Dopravní technika a technologie
Specializace: 20 Silniční doprava
Téma: **Optimalizace tvaru ojnice
Connecting-rod Optimisation.**

Zásady pro vypracování:

Osnova:

1. Úvod
2. Přehled současného stavu
3. Návrh metodického postupu řešení
4. Pevnostní analýza řešené ojnice
5. Vlastní konstrukční řešení ojnice
6. Porovnání výsledků
7. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

MACEK, J., SUK, B. Spalovací motory I. 1. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT. 2003. ISBN 80-01-02085-1.

MACEK, J., KLIMENT, V. Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory. 1. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT. 2006. ISBN 80-01-03529-8.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Richtář**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Poděkování

Chtěl bych poděkovat Ing. Michalu Rychtářovi a Ing. Pavlu Dreslerovi za konzultace a vstřícný přístup při řešení technických detailů, za poskytnutí odborných poznámek a rad při vypracovávání této diplomové práce.

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21. 5. 2012

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- Byl jsem seznámen, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO,
- bylo sjednáno, že VŠB-TUO, případě zájmu z jiné strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 14 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užití své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněná v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě.....

.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Ondřej Závodný

Adresa trvalého pobytu autora práce: Kozlovice 264
739 47 Kozlovice

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ZÁVODNÝ, O. *Optimalizace tvaru ojnice: diplomová práce*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2012, 67 s. Vedoucí práce: Richtář M.

Diplomová práce se zabývá optimalizací tvaru ojnice. Úvodní kapitoly pojednávají o principu funkce čtyřdobého spalovacího motoru a klikového mechanismu. Dále jsou vypočítány kinematické a dynamické veličiny, které slouží k zadání okrajových podmínek při pevnostní analýze řešené ojnice. Po provedení pevnostní analýzy v programu ANSYS následuje na základě výsledku vlastní konstrukční návrh ojnice, který je pak porovnán s ojnici původní a výsledky uvedeny. Přílohu tvoří konstrukční výkres tvarově upravené ojnice.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

ZÁVODNÝ, O. *Connecting-rod Optimisation: Master thesis*. Ostrava: VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2012, 67 p. Thesis head: Richtář, M.

This Master thesis is focuses on Connecting-rod Optimisation. The first part is about principles of four-strokes engine and crankshaft mechanism. In the next part there are calculated kinematics and dynamics values. Which are applied for analysis of strenght. After analysis solutions of strenght in ANSYS software, follow own design of connecting-rod. Which is compares with original connecting-rod and the results written.

The construction drawing of connecting-rod changes is attached

Obsah

Seznam použitých zkratk.....	8
Úvod.....	9
1. Přehled současného stavu.....	10
1.1 Čtyřdobý zážehový motor – princip funkce.....	10
1.2 Pracovní fáze a indikátorový diagram.....	10
1.3 Klikový mechanismus.....	12
1.4 Ojnice.....	14
1.4.1 Výroba ojnic.....	14
1.4.2 Konstrukční provedení a varianty.....	15
1.4.3 Oko ojnice.....	15
1.4.4 Dřík ojnice.....	17
1.4.5 Hlava ojnice.....	17
1.5 Deformační namáhání.....	20
1.6 Analytické výpočty ojnice.....	20
1.6.1 Kontrolní výpočet oka.....	21
1.6.2 Pevnostní kontrola dříku ojnice.....	23
1.6.3 Pevnostní kontrola hlavy ojnice.....	24
1.6.4 Pevnostní kontrola ojničních šroubů.....	25
1.7 Metoda konečných prvků.....	26
2. Návrh metodického postupu řešení.....	27
2.1 Analýza řešené ojnice.....	28
2.1.1 Popis motoru ŠKOD Felicia 1.3 MPi.....	28
2.1.2 Popis řešené ojnice.....	29
2.2 Kinematika a dynamika klikového mechanismu.....	31
2.2.1 Kinematika klikového mechanismu.....	31
2.2.2 Kinematické výpočty.....	32
2.2.3 Dynamika klikového mechanismu.....	35
2.2.4 Maximální expanzní tlak.....	36
2.2.5 Průběh zatěžujících sil.....	38
2.2.6 Výběr nebezpečného stavu ojnice.....	39
2.2.7 Kritická poloha ojnice.....	40
2.3 3D modelování geometrie ojnice.....	41
3. Pevnostní analýza v softwaru ANSYS Workbench 14.....	43
3.1 Určení kontaktních ploch.....	44

3.2 Síť konečných prvků.....	44
3.3 Zadání okrajových podmínek.....	46
3.4 Nastavení výpočtu.....	47
3.5 Výpočet celkových deformací.....	47
3.6 Výpočet redukovaného napětí.....	49
4. Vlastní konstrukční řešení ojnice.....	50
4.1 Varianta 1.....	51
4.2 Varianta 2.....	54
5. Pevnostní analýza konstrukčně upravené ojnice.....	55
5.1 Celkové deformace.....	55
5.2 Rozložení napjatosti.....	56
5.3 Kontaktní tlak.....	58
5.4 Modelování předpjatého ojničního šroubu.....	59
5.5 Analýza stability.....	60
6. Přehled a porovnání dosažených výsledků.....	62
7. Závěr.....	63
8. Seznam použité literatury.....	65
9. Seznam příloh.....	67

Seznam použitých zkratk

HÚ	Horní úvrat'
DÚ	Dolní úvrat'
SO	Sání otevřeno
SZ	Sání zavřeno
VO	Výfuk otevřen
VZ	Výfuk zavřen
MMC	Metal matrix composite
MKP	Metoda konečných prvků
4D	Čtyř-doby
Mpi	Multi Point injection
CAD	Computer Aided Design
STEP	Standard for The Exchange of Product model data
UZ	Posuv v ose z
UX	Posuv v ose x
UY	Posuv v ose y
HMH	Podmínka plasticity vůči meznímu stavu pružnosti (von-Mises)
MSP	Mezní stav pružnosti
MSVS	Mezní stav vzpěrné stability
ČSN	Česká státní norma

Úvod

Ojnice je součástí klikového mechanismu. To je sestava klikového hřídele, ojnice a pístu. Jedná se o mechanismus, který převádí posuvný pohyb pístu na otáčivý pohyb klikového hřídele a je tak nezbytnou součástí spalovacího motoru.

Konstrukce ojnice musí být řešena tak, aby byla zajištěna její provozuschopnost v extrémních podmínkách spalovacího motoru, kdy největší zatížení způsobuje expanzní tlak při zážehu popř. vznícení stlačené pracovní směsi a zatěžuje ojnici v ose pístního čepu. Dalšími zatěžujícími složkami jsou síly setrvačné, kdy klikový mechanismus spalovacího motoru pracuje v otáčkách řádu 1000min^{-1} . Aby bylo možné zjistit zda navržená ojnice bude zvládat takovou zátěž, jsou v současné době analytické metody výpočtů nahrazeny metodami konečných prvků (MKP). Jedním ze softwarů který tuto metodu umožňuje a je také použit v této práci je ANSYS Workbench 14. Pro tuto výpočtovou metodu je však nutné znát celou řadu parametrů a zatěžujících sil z hlediska kinematiky a dynamiky klikového mechanismu.

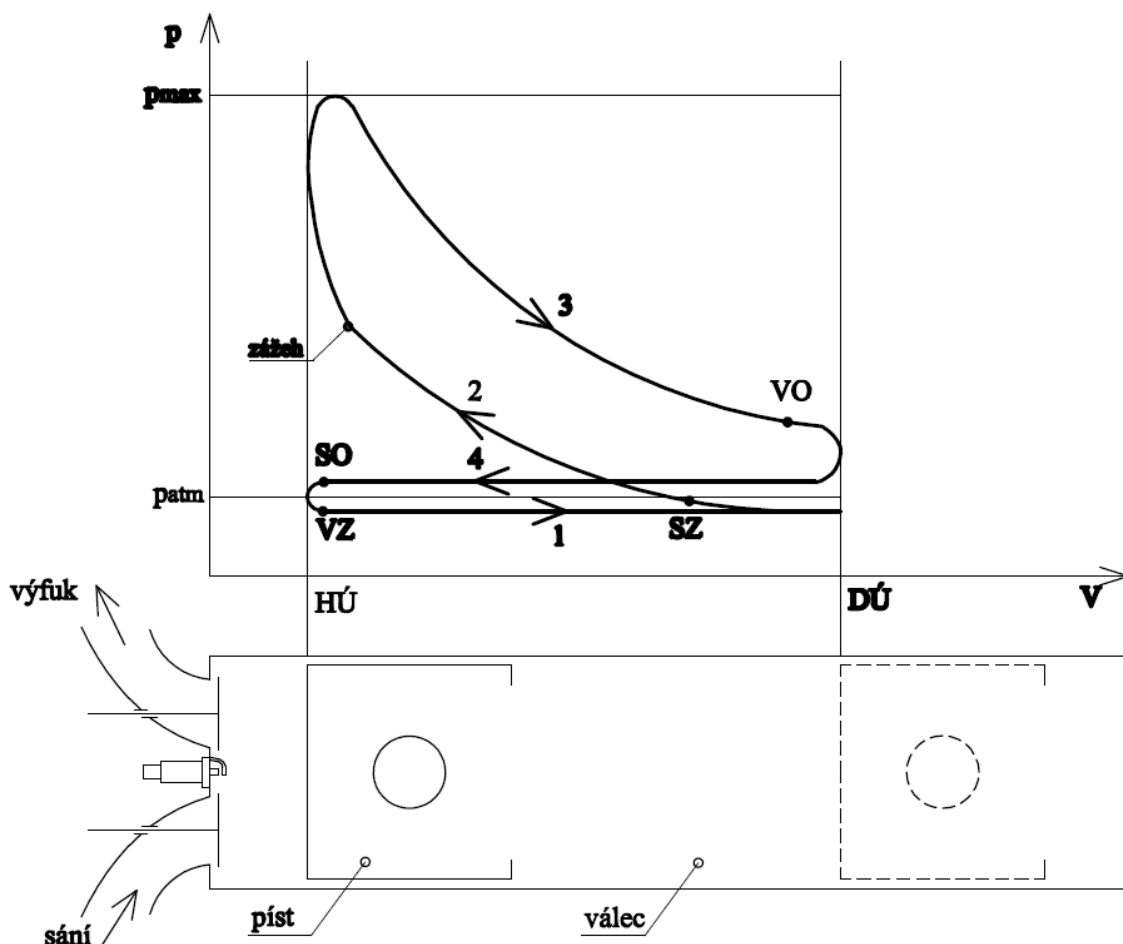
Úvodní kapitoly popisují obecně princip funkce spalovacího motoru, klikového mechanismu zejména ojnice a metody výpočtu. Dále je rozebrána problematika kinematiky a dynamiky klikového mechanismu, kdy jsou určeny zatěžující síly a kritická poloha ojnice. Takto získané hodnoty jsou pak použity pro pevnostní analýzu dané ojnice, která je vymodelována v programu Pro/ENGINEER a importována do softwaru ANSYS. Po provedení pevnostní analýzy jsou navrženy konstrukční úpravy a následné porovnání výsledku. Součástí práce je vypracování výkresu vlastního konstrukčního řešení ojnice.

1. Přehled současného stavu

1.1 Čtyřdobý zážehový motor - princip funkce

Získávání energie u teplených motorů je vázáno na periodický děj, který popisujeme změnou stavových veličin pracovní náplně válce motoru a nazýváme jej tepelný oběh. [3]

1.2. Pracovní fáze a indikátorový diagram



Obr. č. 1: Indikátorový diagram skutečného oběhu motoru

1. fáze: SÁNÍ

Píst se pohybuje z horní úvratí ($HÚ$) do ($DÚ$) kdy z atmosférického tlaku (101kpa) vzniká podtlak o hodnotě 15-20kpa, tím dojde k nasátí směsi paliva. Bod SO ukazuje okamžik počátků otvírání sacího ventilu. Sací ventil se začíná otevírat dříve, než píst dosáhne $HÚ$. Pro zamezení rázů v rozvodovém mechanismu je náběh váčky pozvolný, a proto otvírání sacího ventilu probíhá relativně dlouhou dobu.

Aby byl sací ventil plně otevřený v okamžiku, kdy se ve válci motoru objeví podtlak, musí otvírání ventilu započít před horní úvratí. Bývá to 15° až 20° pootočení klikového

hřídele před HÚ. Úplně uzavřen je sací ventil v bodě SZ, tedy až za dolní úvratí (DÚ) pístu. Důvodem je snaha o využití kinetické energie směsi proudící sacím kanálem a sacím potrubím pro maximální naplnění válce motoru. U motorů osobních automobilů bývá tento okamžik 30° až 60° pootočení klikového hřídele po DU. [3]

2. fáze: STLAČENÍ (KOMPRESI)

Při pohybu pístu od dolní k horní úvratí dochází ke stlačení čerstvé náplně. Prostor je vůči okolí uzavřen, zvyšuje se teplota přibližně na 400°C, tlak narůstá vlivem zmenšování prostoru i vlivem kompresního tepla přibližně na 1,5 MPa. Při poloze pístu v HÚ je nad ním kompresní prostor. Tento prostor v poměru s celkovým prostorem nad pístem v DÚ se nazývá kompresní poměr (ϵ) a používá se u zážehových motorů 1:10 – 1:12. Kompresní poměr nám tedy udává kolikrát zmenšíme celkový objem nasáté směsi. [3]

3. fáze: HOŘENÍ A EXPANZE

Směs palivových par se vzduchem je zapálená elektrickou jiskrou (zážeh). Po zapálení se čelo plamene šíří rychlostí 30 až 50ms⁻¹. Aby byla dosažena co nejvyšší tepelná účinnost oběhu, je potřeba, aby podstatná část paliva shořela co nejbližší HÚ. Minimální tepelné ztráty jsou určovány velikostí povrchu spalovacího prostoru. Proto se směs zapaluje s určitým předstihem před HÚ (tzv. předstih) a proces hoření s intenzivním uvolňováním tepla pak probíhá v intervalu 10 až 15 před HÚ a 15 až 20 pootočení klikového hřídele po HÚ. Doba od přeskočení jiskry do rozvinutí čela plamene je přibližně tisícina sekundy. Pokud bude předstih velký (tj. jiskra přeskočí moc brzy), bude nárůst tlaku ještě před HÚ a bude nám brzdit píst a tlaková vlna stlačí nespálenou část směsi v nejbližších místech od svíčky, kde dojde k samovznícení a detonačnímu hoření. Malý předstih způsobí zbytečné ztráty výkonu, protože maximální tlak získáme až hodně za HÚ. Nejvyššího výkonu je získáno při maximálním předstihu za předpokladu, že nedojde k detonacím. Z tohoto důvodu se u moderních motorů používají čidla klepání a díky nim je elektronika schopna regulovat předstih na hranici detonací. Hlavním vlivem na náchylnost k detonacím má kompresní poměr – čím větší poměr, tím větší možnost k detonačnímu spalování. Posunout to lze částečně použitím paliva s vyšším oktanovým číslem. Pokud chceme co nejlepší účinnost motoru v různých otáčkách, je nutné v závislosti na nich i regulovat procesy výměny náplně (ventilový rozvod) a zapalování. Maximální spalovací tlaky u zážehových motorů se pohybují v rozmezí 5 až 6 Mpa.[3]

EXPANZE

Probíhá při pracovním zdvihu pístu od horní k dolní úvratí. Současně s dohoříváním zbytků paliva ve válci motoru, které končí 30 až 40 za HÚ, se objem pracovního prostoru nad pístem zvětšuje a tlak ve válci motoru klesá. Vlivem expanze naroste prudce tlak ve válci na cca 5 Mpa (= 50barů = přibližně 50 atm) při teplotě kolem 2000°C [3]

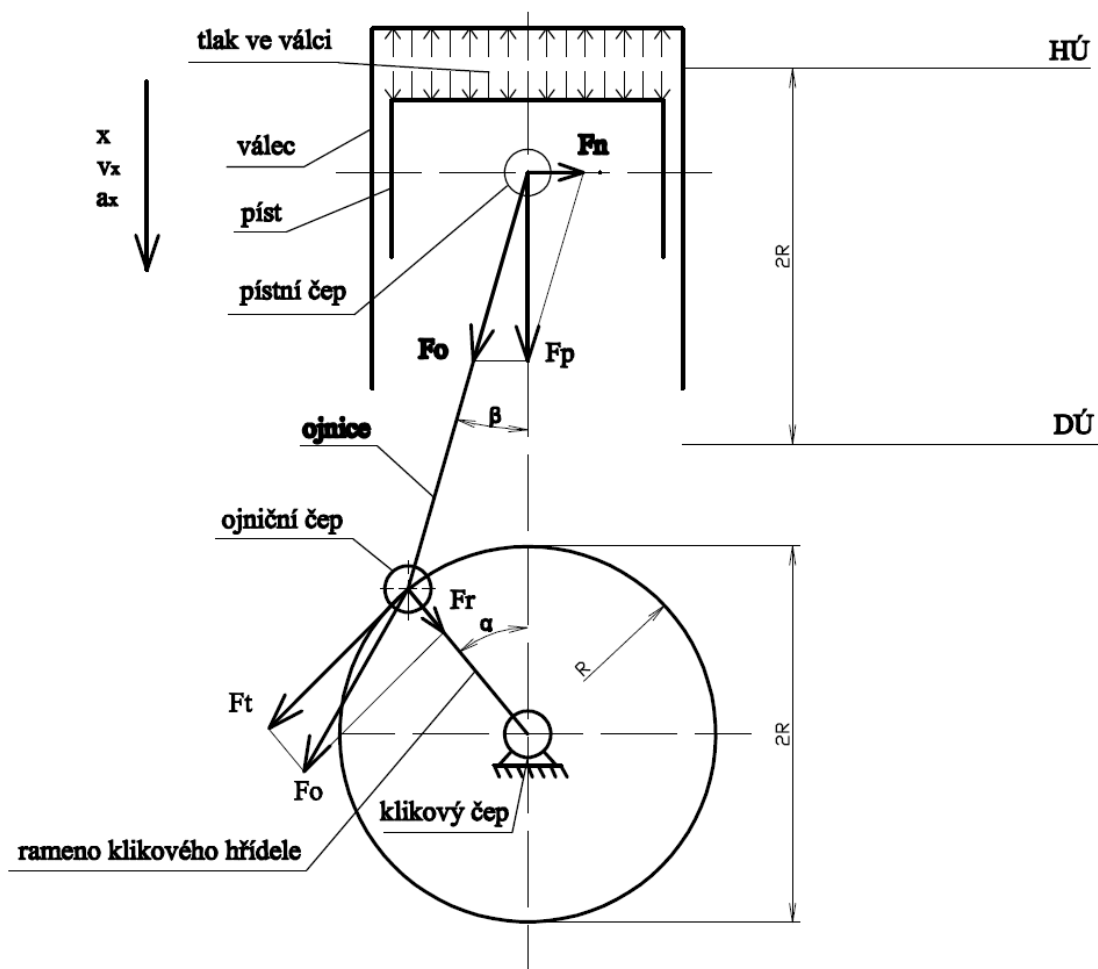
4. fáze: VÝFUK

V této době pracovního oběhu dochází k odstranění spalin z pracovního prostoru válce motoru. Výfukový ventil se otvírá (VO) 30 až 70 před dolní úvratí. V tomto okamžiku je tlak ve válci značně vyšší než tlak ve výfukovém potrubí, cca 0,4MPa a spaliny unikají z válce značnou rychlostí. Rychlost plynů je velká a tak ještě před HÚ (kolem 30° před HÚ) se začne otvírat sací ventil a vlivem proudění spalin se začíná nasávat (spíše se rozpohybovat) směs (vzduch). Za HÚ (kolem 30° za HÚ) se zavře ventil výfukový a tak v jistou dobu jsou otevřeny oba ventily současně (stříh ventilů). Píst jde směrem dolů a nasává směs, která svou setrvačností proudí do válce, i když se píst začne pohybovat směrem vzhůru. Ventil se tedy uzavírá až za DÚ (kolem 70° za DÚ).[3]

1.3 Klikový mechanismus

Klikový mechanismus je sestava klikového hřídele, ojnice a pístu. Jedná se o mechanismus, který převádí posuvný přímočarý vratný pohyb pístu na otáčivý pohyb klikového hřídele a je tak nezbytnou součástí spalovacího motoru. Součástí klikového mechanismu jsou kliková hřídel, ojnice, ojnicní (pístní) čep a píst. Ojnice, pístní čep a píst jsou vždy pro jeden válec. Při spalování ve válci působí na píst vysoké tlaky a teploty, které způsobí posuvný pohyb pístu. Píst je pomocí pístního čepu spojen s ojnicí, na kterou převádí svůj pohyb. Spojení pístu s ojnicí je na jedné straně ojnice a na druhé straně je pak spojena s klikovou hřídelí v místech, které se nazývá klikový čep. Ojnice se musí pootáčet jednak vůči ojnicnímu čepu, tak i vůči klikovému čepu. [3]

Klikový mechanismu (popř. klikové ústrojí) slouží pro přenos energie přímočarého pohybu pístu na otáčivý pohyb hřídele a rozvodového ústrojí pro výměnu náplně válce motoru. Na obrázku č. 2 jsou znázorněny silové a kinematické poměry ve válci motoru, přenos silového zatížení pístu od tlaku náplně ve válci na klikový hřídel.[3]



Obr. č. 2: Klikový mechanismus

kde:

x nerovnoměrný pohyb (posuv) pístu ve válci

v_x, a_x rychlost a zrychlení pístu

F_p síla od tlaků plynů na píst

F_o síla tlaků plynů od pístu rozložená do síly v ojnici F_o

F_n normálová síla, kterou je píst tlačěn na stěnu válce

F_o síla v ojnici

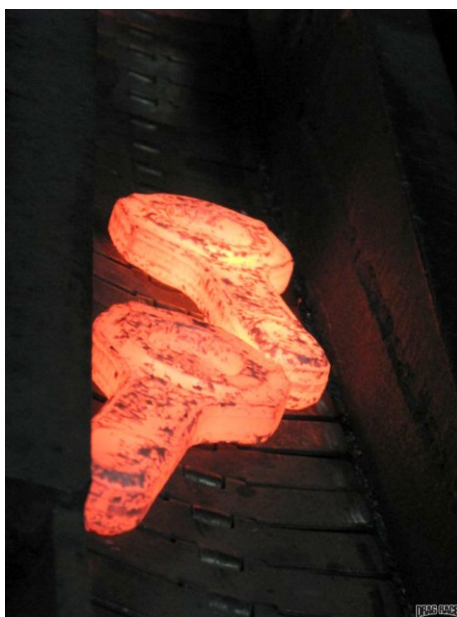
F_t, F_r síla v ojničním čepu rozložená do síly v tečném (kolmém) směru k rameni Klikového hřídele F_t a síly v radiálním směru F_r . Tečná síla F_t vytváří točivý moment motoru.

1.4 Ojnice

Ojnice slouží k převodu síly z pohybujícího se pístu na klikový hřídel (k převodu přímočarého vratného pohybu pístu na otáčivý pohyb klikového hřídele). Z konstrukčního hlediska musí mít především vysokou tuhost ale i nízkou hmotnost. Pro řadové čtyřdobé motory mají ojnice jednoduchý tvar, sestávající se z oka ojnice, dřívku ojnice a dělené hlavy ojnice. V oku ojnice a hlavě ojnice jsou kluzná ložiska. V oku ojnice je nalisované ložiskové pouzdro, v hlavě ojnice dělené ložiskové tenkostěnné pánve. Ojnice čtyřdobého motoru má dělené spodní oko, protože klikový hřídel čtyřdobých motorů bývá v převážném případě konstrukcí nedělený.[4]

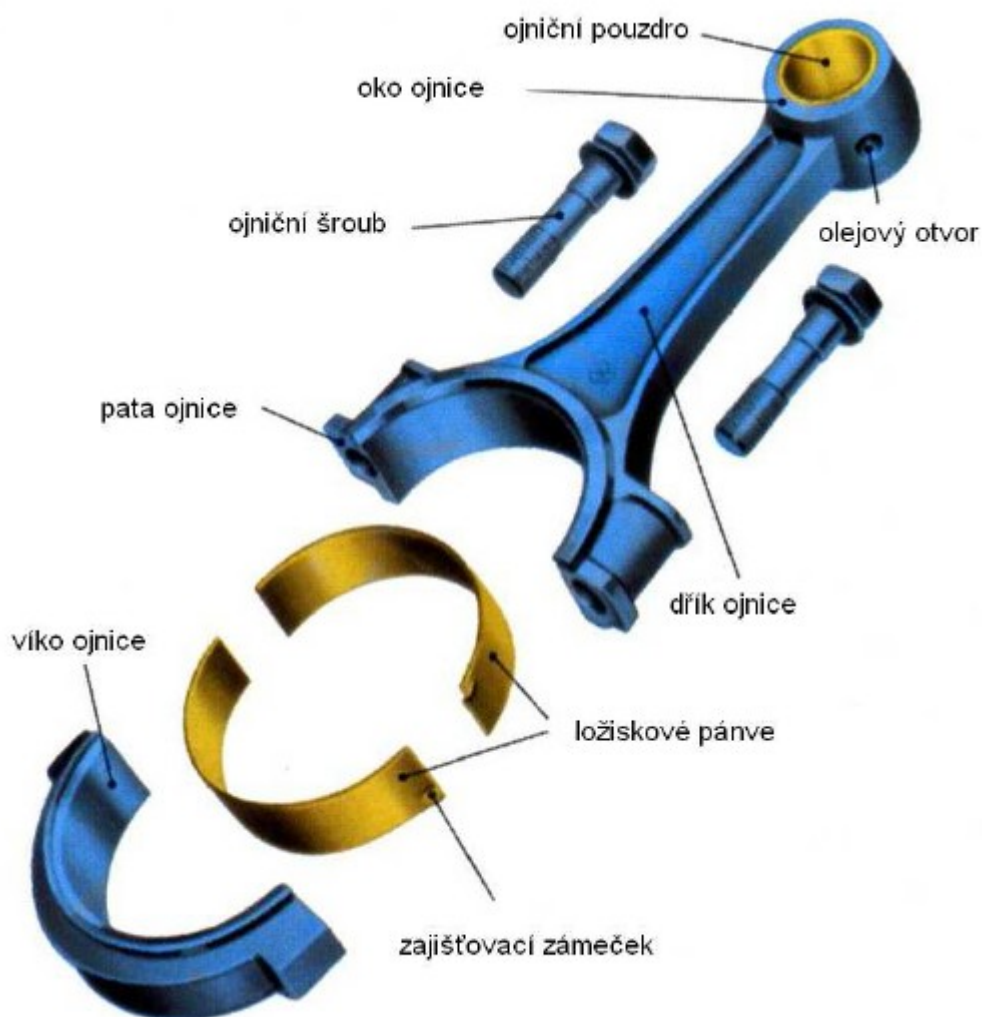
1.4.1 Výroba ojnic

Ojnice se ve většině případech vyrábí zápusťkovým kováním z oceli třídy 11 až 15. U více zatížených přeplňovaných motorů z oceli třídy 16. Tato metoda zabezpečuje vysokou pevnost a houževnatost vlivem zhuštění vnitřní struktury kováním. Přesnost vyrobených zápusťek pak snižuje podíl třískového obrábění na minimum. Třískové obrábění probíhá na místech pro ložiskové pánve a pístní čep. Další možností výroby ojnice je technologie odléváním. Tato technologie využívá kujné nebo tvárné litiny. V soudobých motorech se také setkáváme s hliníkovými nebo titanovými ojnicemi, které jsou výhodné svou hmotností. Pro zvýšení únavové pevnosti se pak v některých případech povrch ojnice kuličkuje nebo leští. Minimalizuje se tak výskyt mikroskopických trhlin a míst, kde by mohlo dojít k únavovému lomu ojnice. Pro dosahování co nejmenších hmotností ojnic se využívají materiály se slinutých kovů nebo kompozitu MMC, kde celková hmotnost ojnice může klesnout až o 35%. [5]



Obr. č. 3: Výkovek ojnice [5]

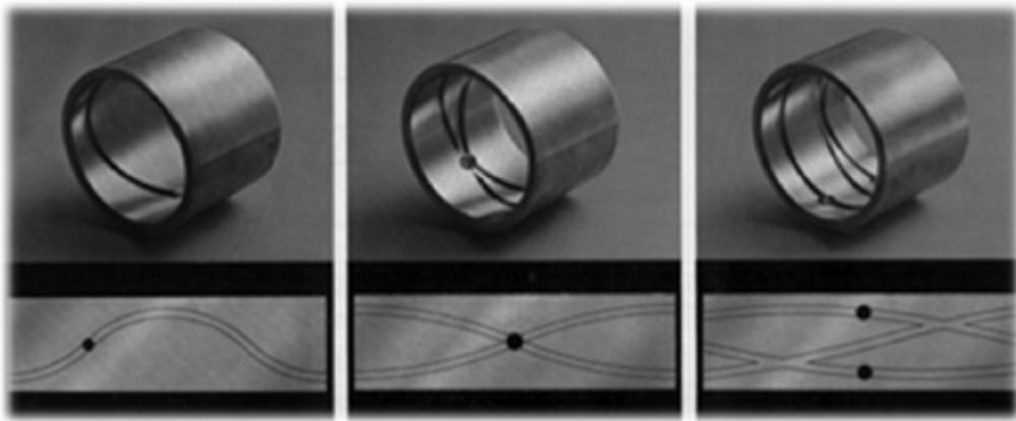
1.4.2 Konstrukční provedení a varianty



Obr. č. 4: Model ojnice čtyřdobého motoru[5]

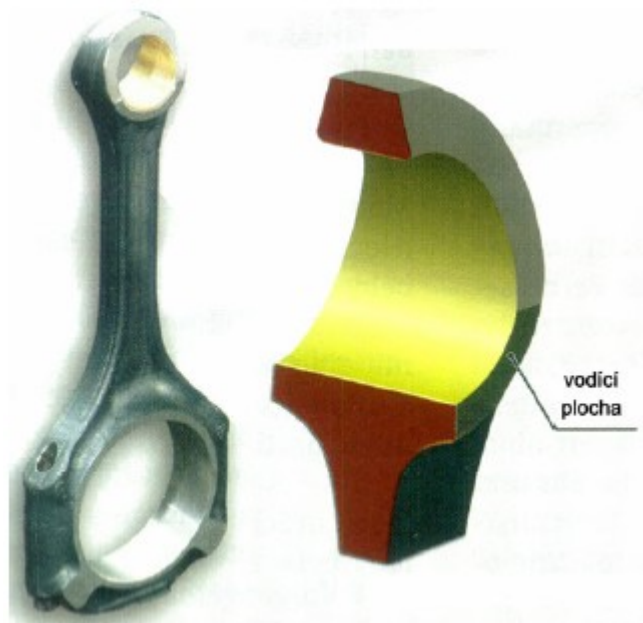
1.4.3 Oko ojnice

Uložení pístního čepu může být vytvořeno dvěma způsoby. U plovoucího pístního čepu je tvořeno bronzovým pouzdem zalisovaným do otvoru v oku ojnice. Po vyvrtání mazacího otvoru, případně zajištění pouzdra proti pootočení je vystružen vnitřní průměr ložiska. Další možností je zalisování tenkostěnné ocelové pánve s výstelkou z olověného bronzu do vystruženého otvoru v oku ojnice. Z mazacího otvoru je olej rozváděn po celé šířce ložiska rozváděcími drážkami. Součástí ojničního oka jsou vyvažovací nákovky, kdy při sériové výrobě ojnic umožňují odbrušováním materiálů dosáhnout stejné hmotnosti posuvných a rotačních hmot ojnice. [5]



Obr. č. 5: Bronzové vložky v oku ojnice [5]

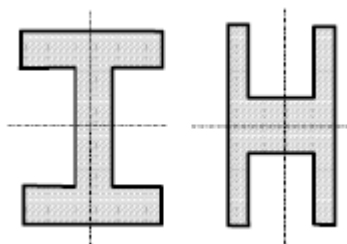
U značně zatížených, přeplňovaných vznětových motorů, bývá v některých případech použito řešení s lichoběžníkovým tvarem příčného průřezu ojničního oka, viz obr. č.6. Velké měrné tlaky vyvolávané vysokými spalovacími tlaky jsou přenášeny větší stykovou plochou pístního čepu a oka ojnice či nálitku v pístu. Menším silám setrvačným odpovídá menší styková plocha. Současně se tím vyrovnává i tloušťka mazací vrstvy oleje mezi čepem a ložiskovým pouzdrem.[5]



Obr. č. 6: Lichoběžníkové oko pro pístní čep u ojnice vznětového motoru [5]

1.4.4 Dřík ojnice

V současnosti je používán příčný profil ve tvaru **I**, pro některé motory závodních automobilů profil ve tvaru **H**, viz. obr. č. 7. Poměr výšky a šířky profilu **I** bývá v rozmezí 1,3 až 1,6 U dříku je nutno zabezpečit, vzhledem k únavovému namáhání hladké přechody mezi dříkem a ojničním okem pro pístní čep a hlavou ojnice, zaoblení všech hran a stoprocentní kontrolu dříku ojnice na výskyt trhlinek. [5]

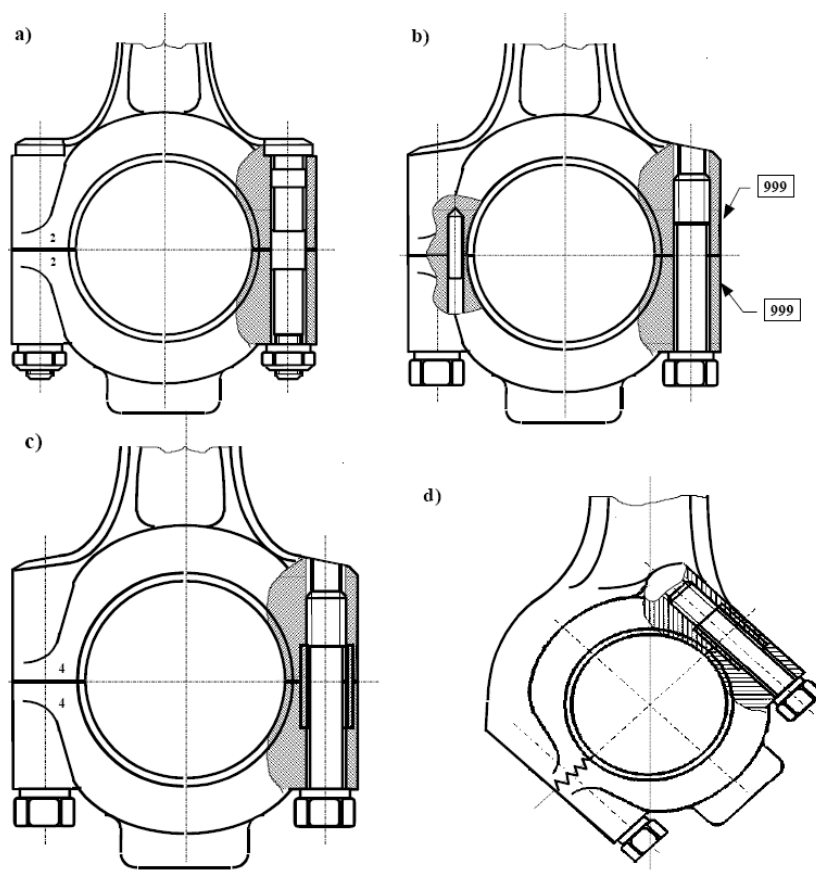


Obr. č. 7: Průřez dříku ojnice

1.4.5 Hlava ojnice

Má být lehká a tuhá tak, aby nedocházelo k deformaci ložiskových pánví. Tuhost zvyšují plynulé přechody do dříku ojnice. Dělicí rovina hlavy ojnice bývá u motorů o průměru ojničního čepu do $0,65D$ kolmá na osu ojnice. Omezení vyplývá z požadavku na možnost demontáže ojnice a pístu z motoru vývrtem válce, v případě zadření bez demontáže klikové hřídele a tedy i bez demontáže motoru z vozidla. Při větších průměrech ojničního čepu vychází již hlava s takto umístěnou dělicí rovinou příliš široká. Řešením je umístění dělicí roviny do roviny šikmé k ose ojnice pod úhlem 30° , 45° a 60° . Viz obr. č. 8 d).[5]

Hlava ojnice se šikmou dělicí rovinou však vychází, vzhledem k nepříznivému rozložení napětí a nutnosti konstrukčního řešení zachycení sil působících v dělicí rovině hlavy hmotnější. Zachycení sil v dělicí rovině zabezpečuje ozubení vyfrézované v dělicí rovině.[5]



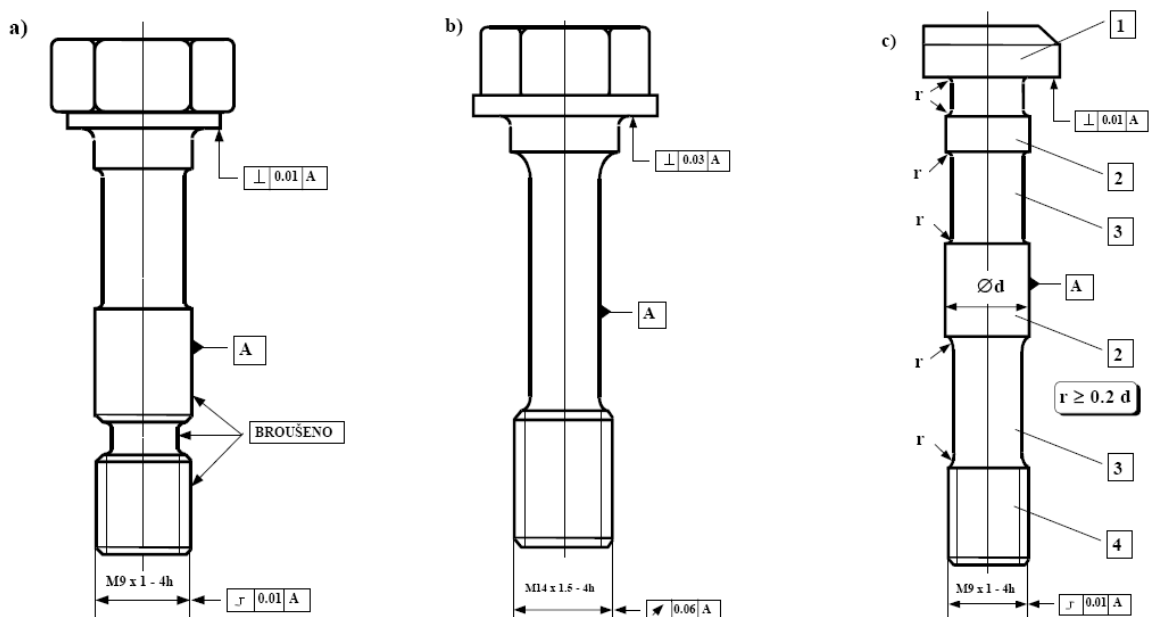
Obr. č. 8: Polohování víka ojnice a) válcovou plochou na dřívku ojničního šroubu, b) dvojicí válcových kolíků c),d) broušenou vložkou [5]

Víko ojnice

Je připevněno k hlavě ojnice ojničními šrouby. Poloha víka ojnice vůči hlavě ojnice je zabezpečena středící válcovou plochou ojničního šroubu, viz obr. 8 a). Přesné polohování víka ojnice vůči hlavě ojnice zabezpečuje, že po obrobení otvoru pro uložení ložiskových pánví, které jsou vyráběny ve smontovaném stavu, bude i při montáži na kliku motoru zachována potřebná kruhovitost a válcovitost ložiskové pánve.[5]

Ojniční šrouby

Osa ojničního šroubu má být umístěna co nejbližší k ose čepu kliky. Tloušťka stěny mezi šroubem a ložiskovou pánví v dělicí rovině je jen 1 až 1,5 mm. Umístění šroubů do těsné blízkosti ložiskových pánví omezuje rozevírání dělicí roviny a tím i deformace ložiska. Pro omezení ohybového namáhání ojničního šroubu by se osa šroubu měla nacházet v těžišti styčné plochy víka a hlavy ojnice.[1]



Obr. č. 9: Příklady provedení ojničních šroubů, konstrukční řešení. [4]

a) závrtný ojniční šroub s válcovou středící plochou, b) závrtný ojniční šroub se středěním víka ojnice kolíky, trubkovým čepem nebo řízeným lomem, c) průchozí šroub s válcovou středící plochou. [1]

Zajišťovací zámek (středící zářezy)

Zabezpečují polohování tenkostěnných ocelových pánví při montáži ojnice na klikový čep. Proti pootočení za provozu motoru jsou ložiskové pánve chráněny celkovým přesahem vnějšího průměru obou polovin pánví ve vztahu k průměru vývrtu v hlavě ojnice. Přesah dosahuje hodnoty (0,04-0,08)mm, a volí se podle tloušťky pánve a průměru klikového čepu. [5]

Ložiskové pánve

Konstrukční řešení vychází z několika vrstev, které jsou nanášeny po celé ploše pánve. První ložiska obsahovala pouze jednu složku vrstvy. Dnes se tato ložiska vyznačují tří-složkovým, nebo vícetří-složkovým vrstvením povrchu. Základem je ocelový nosič, na němž je pevně naválcována kompozice z olověného bronzu, respektive hliníková kompozice. Tato kompozice dosahuje řádově desetin milimetrů. Na ní je galvanicky nanášena další vrstva niklu, respektive zinku a dále záběhová vrstva olovnaté kompozice nebo molybdenu. Poslední nanášené vrstvy jsou řádově v μm . Takové ložisko usnadňuje vlastní záběh a zároveň se vyznačuje dobrou odolností proti opotřebení. Požadavky na kvalitu výstelky vychází především ze samotného zatěžování ojnice, zejména pak ze sil od tlaku plynů. Ložisko musí být odolné vůči otěru, korozi, teplemu namáhání a musí dobře snášet mezní stavy mazání jako polosuché tření při rozběhu a doběhu motoru. [5]



Obr. č. 10: Ocelová ložisková pánev. [5]

1.5 Deformační namáhání

Ojnice jako celek je ze shora namáhána velkými měrnými tlaky vyvolávané tlaky spalovacími. Menšími silami setrvačným je ojnice namáhána ze spodu od klikové hřídele. Dřík ojnice je vystaven únavovému namáhání a namáhání na ohyb. V hlavě ojnice dochází k deformaci ložiskových pánví. Ojniční šrouby jsou namáhány proměnným dynamickým zatížením. Hlavní zatížení vyvolávají setrvačné síly posuvných hmot pístní skupiny, ojnice a rotačních hmot ojnice bez jejího víka. Při malé tuhosti ojnice dochází k deformaci, která vyvolává přidavné ohybové namáhání ojničních šroubů. Taktéž nedodržení kolmosti dosedací plochy hlavy šroubu k ose šroubu, nebo dosedacích ploch hlavy ojnice k ose šroubu vyvolává přidavné ohybové namáhání. Toto namáhání může způsobit utržení šroubu. Pro zvýšení únavové pevnosti se povrch vysoce namáhaných ojnic kuličkuje nebo leští. [2]

1.6 Analytické výpočty ojnice

Z teoretického hlediska mají analytické výpočty důležitý význam, avšak v praxi se už dnes téměř nepoužívají. Výpočty vycházejí z obecné pružnosti a pevnosti. V následujících kapitolách je nastíněn principiálně postup při kontrolním výpočtu ojnice pomocí analytických výpočtů. Úplný postup řešení je podán např. v literatuře [4]. Výpočty tedy slouží k pevnostní kontrole ojnice, kdy se snažíme předejít mezním stavům a určit nebezpečná místa.

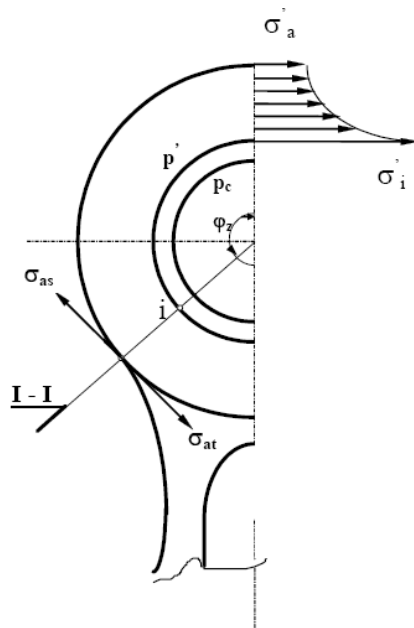
1.6.1 Kontrolní výpočet oka

Ojniční oko je zatíženo:

- Silami od tlaku plynů působících při spalování na dno pístu.
- Setrvačnými silami posuvných hmot pístní skupiny.
- Předpětím od zalisování a ohřevu ložiskového pouzdra.

Zátěžný cyklus oka se opakuje periodicky, čímž je způsobeno, že tlakové setrvačné síly jsou proměnlivé. Díky tomu je nutno provádět statický výpočet na únavu. Potom jsme schopni posoudit z hlediska kterého mezního stavu je ojnice více ohrožena.

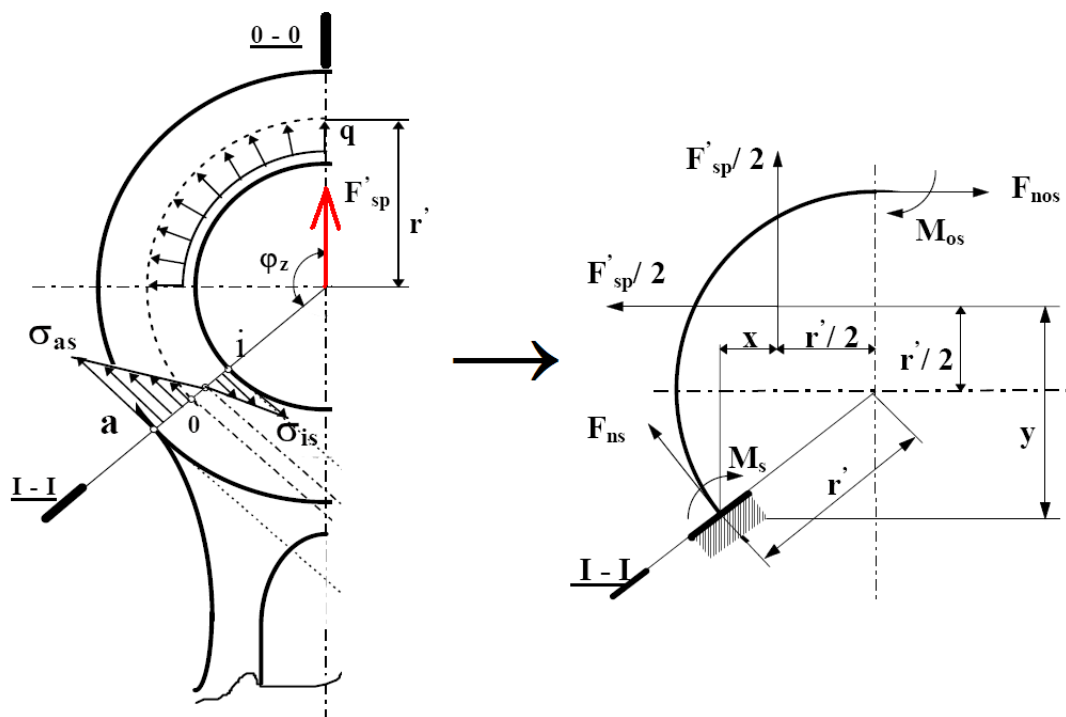
Pevnostní výpočty ok vycházejí z napětí a deformací silně zakřivených prutů vetknutých v přechodu oka ojnice do dřívku. Tam se také nachází nejvíce namáhaný průřez oka ojnice, ve kterém často dochází k porušení. Tento průřez je podle obr. 11 označen jako I-I. Výpočet také využívá symetrie pro zjednodušení. Rozložení napjatosti v oku má spojitý průběh. Na horní části obvodu ojničního oka jsou rovnoměrně rozloženy tahové síly od sil setrvačných. Na spodní válcové části oka se rozkládají síly od tlaků plynů. [4]



Obr.č. 11 : Nebezpečný průřez I-I

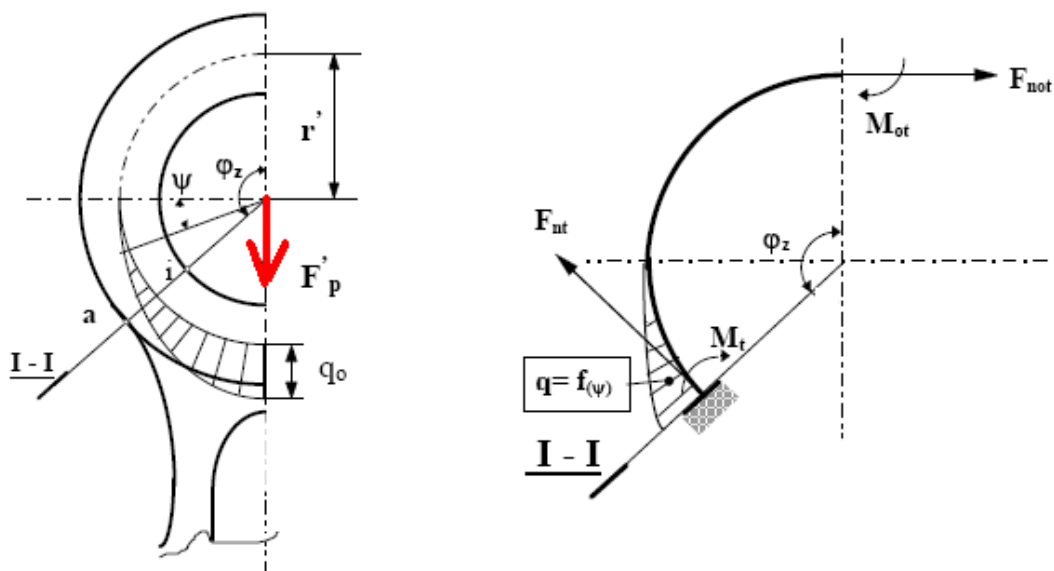
Pevnostní kontrola oka ojnice je zpravidla rozdělena do tří částí. První krok pevnostního výpočtu je stanovení napětí, které vyvolá tlak předpětí od ložiskového pouzdra uvnitř oka ojnice.

Další část výpočtu je zaměřená na výpočet napětí od setrvačné síly. Setrvačnou silou vzniká spojité zatížení mezi pístním čepem a okem. Zde je využito symetricky zakřiveného prutu, obr. č. 12 . Maximální hodnoty normálových napětí v místě I-I dokazují nebezpečnost průřezu v místě vetknutí [4]



Obr. č. 12: Průběh napětí od setrvačných sil a náhrada prutovým tělesem

Posledním výpočtem se určí napětí od tlakových sil. Rovněž v tomto případě je těleso modelováno jako zakřivený symetrický prut vetknutý v průřezu I-I. Na spodní straně oka ojnice je rozloženo spojité zatížení od tlaků plynů, jak ukazuje obr. č. 13 . Výsledné vnější účinky působící na těleso potvrzují, že nebezpečným průřezem je průřez vetknutí tak, jak tomu bylo v předchozím případě. [4]

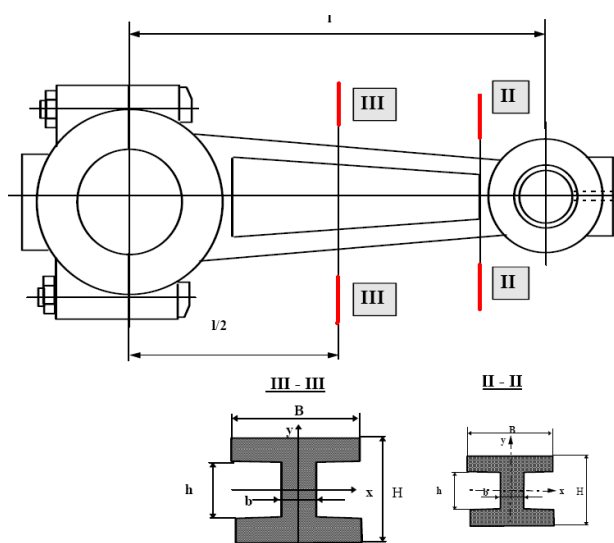


Obr. č. 13: Namáhání silou od tlaků plynů a náhrada prutovým tělesem

Z tlakových a setrvačných sil se stanoví největší a nejmenší napětí cyklu v nebezpečném průřezu (průřez vetknutí) a následně se určí bezpečnost vůči MSÚP [4]

1.6.2 Pevnostní kontrola dřívku ojnice

Pevnostní kontrola dřívku ojnice se provádí v minimálním II-II a středním III-III průřezu ojnice. Dřív ojnice je namáhán setrvačnou silou posuvných hmot a tlakem sil od tlaku plynů nad pístem, která je zmenšena o příslušnou velikost setrvačné síly posuvných hmot.[4]



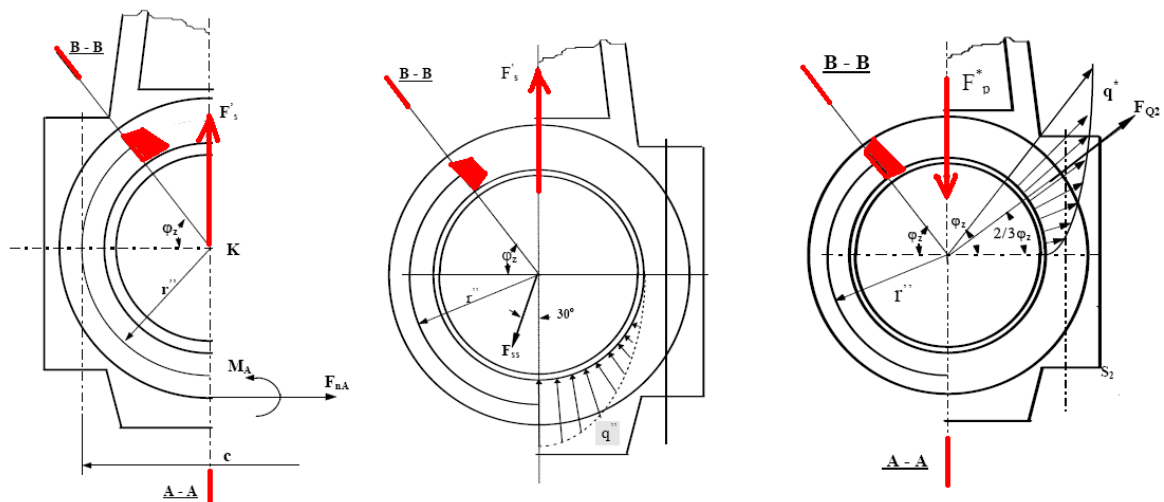
Obr. č. 14: Průřezy v nichž jsou prováděny kontrolní výpočty. [4]

Namáhání je cyklické, střídavé a maximum tahu je dosaženo při doběhu pístu do horní úvrati mezi výfukovým a sacím zdvihem. Maximum tlaku odpovídá dosažení maximálního tlaku plynů nad pístem. [1] Předpokládá se, že příčný průřez má tvar I a s rozměry vyznačenými na obr. s plochou průřezu S_{min} [1] Maximální síla namáhající průřez II-II na tah je setrvačná síla posuvných hmot m_{ps} pístové skupiny a m_0 části ojnice nad průřezem II-II při doběhu pístu do horní úvrati mezi výfukovým a sacím zdvihem.[4]

1.6.3 Pevnostní kontrola hlavy ojnice

V případě hlavy ojnice se předpokládá, že je víko přitaženo k tělu ojnice s dokonalým předpětím a proto je celý spoj považován jako jeden kus. Ojniční hlava se pak řeší jako oko ojnice. Kontrolní výpočet se provádí v průřezu A-A a v průřezu B-B. Setrvačné síly jsou zachycovány na spodní straně víka (průřez A-A). Tlaková síla je rozložena po horním obvodu (průřez B-B).

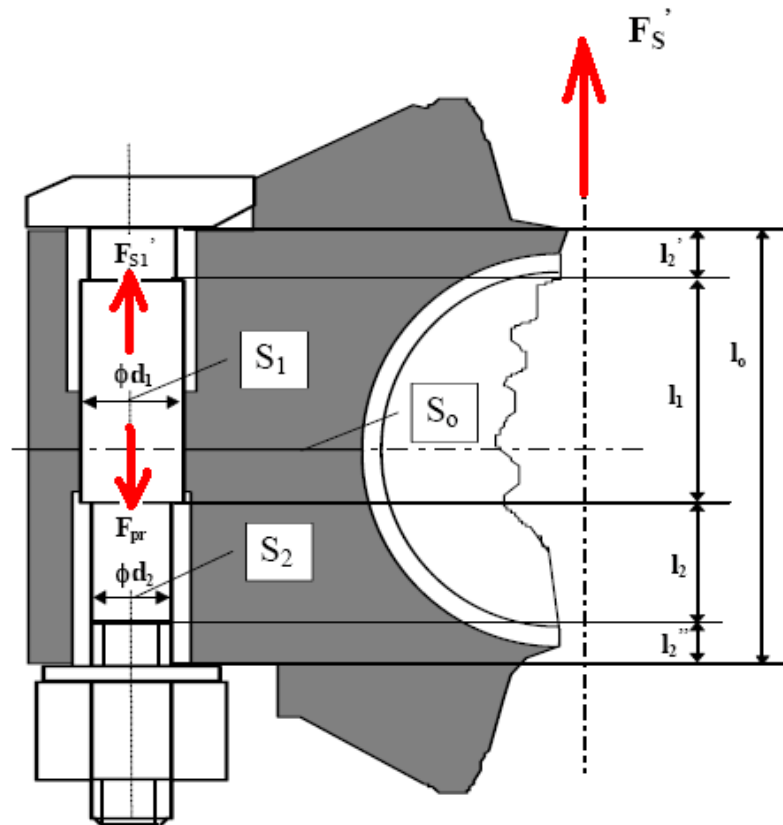
Výpočet hlavy ojnice se rovněž zjednodušuje náhradou křivým prutem, který využívá symetrie a je vetknutý v průřezu B-B. V jednotlivých průřezích dochází ke kombinovanému namáhání tahu a tlaku, pro které se určí hlavní napětí cyklu a bezpečnost při únavovém namáhání. Kritickým průřezem pro případ ojniční hlavy je stejně jako u oka průřez vetknutí B-B.[4]



Obr č.15: Zatížení ojnice setrvačnou silou F_s a tlačnou F_p s vyznačením nebezpečných průřezu. [4]

1.6.4 Pevnostní kontrola ojničních šroubů

Na ojniční šrouby působí za provozu síly přepětí F_{pr} a setrvačné síly posuvných a rotačních hmot pístní skupiny F_S . Maximální hodnota zatížení ojničních šroubů je dosahována v horní úvrati pístu mezi výfukovým a sacím zdvihem.[4]



Obr. č. 16: Hlavní rozměry a zatížení ojničního šroubu.[4]

Platí:

$$F_{pr} > F_{S1}$$

$$F_{S1} = \frac{F_S}{i} [N]$$

i...počet ojničních šroubu

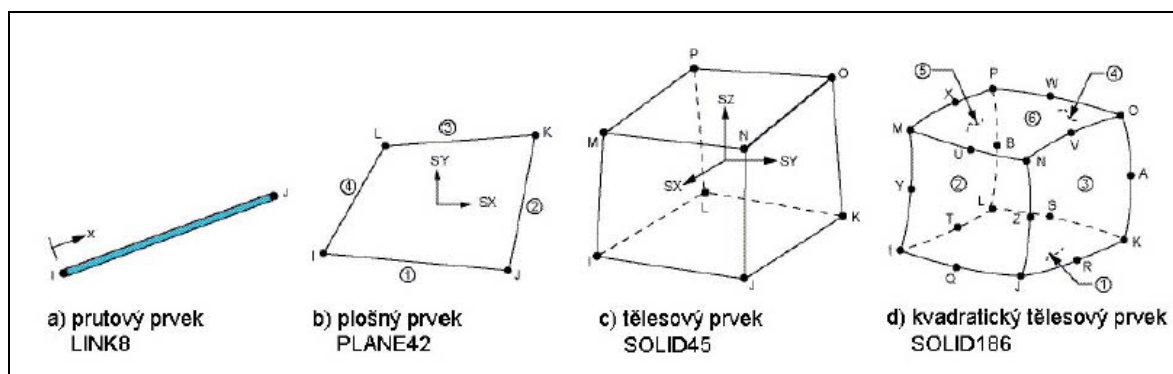
1.7 Metoda konečných prvků

Řešení mnoha úloh technické praxe analytickou metodou není možné, proto se používají numerické přístupy. Metoda konečných prvků (MKP) je nejčastěji používána numerická metoda v mechanice. Používá se k řešení statických úloh mechaniky těles v elastické oblasti. V základě MKP vyžaduje rozdělení těles na vhodný počet prvků, jejich analýza je poměrně snadná a pro většinu částí stejná. Řešíme-li úlohu v posuvech, mluvíme o deformační variantě metody konečných prvků, řešíme-li v napětích mluvíme o silové variantě. Téměř všechny komerční programy jsou založeny na deformační variantě MKP.

Základním stavebním kamenem metody konečných prvků jsou variační principy mechaniky využívající variační přístup řešení. Variační přístupy spočívají v hledání stacionárních hodnot funkcionálu. Protože jsou základní parametry deformace (posuvy), hovoříme o deformačně – napjatostní variantě MKP. V tomto případě je východiskem MKP Lagrangeův variační princip.

Z matematického hlediska je Lagrangeův variační princip vyjádřen celkovou potenciální energií (funkcionář, který je dán rozdílem energie napjatosti tělesa W a potenciálem vnějšího zatížení P). Funkcionál závisí na funkcích hledaných posuvů a protože z hlediska variačního principu má být celková potenciální energie minimální, musí být variace funkcionálu rovna nule. Ze zjištěných posuvů jsme schopni určit složky přetvoření a napětí.

Koncové body každého prvku jsou uzly, ve kterých hledáme neznámé parametry řešení (např. posuvy či natočení). Jelikož přesnost výsledků ovlivňuje hustota, typologie prvků sítě a tudíž uspořádání jejich uzlů, nabízejí knihovny jednotlivých systémů MKP desítky různých typů prvků. Obecně lze rozdělit prvky na prutové, plošné a tělesové. [13]



Obr. č. 17 :Ukázka prvků používaných v systému ANSYS [13]

2. Návrh metodického postupu řešení

Cílem této práce je provést pevnostní analýzu ojnice z 4D spalovacího motoru ŠKODA Felicia 1.3 v MKP softwaru ANSYS Workbench 14 a na základě této analýzy provést konstrukční úpravy, které povedou k optimalizaci tvaru. Po provedení konkrétních úprav budou výsledky porovnány s původní ojnici, doplněné o kontrolu ojnice při navýšení namáhání. Výsledkem pak bude konstrukční výkres vlastního řešení ojnice.

Následuje bodové rozepsání postupu metodického řešení:

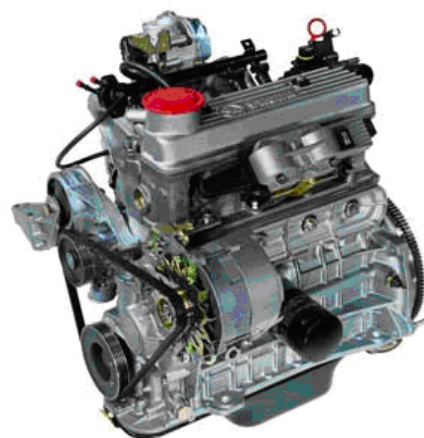
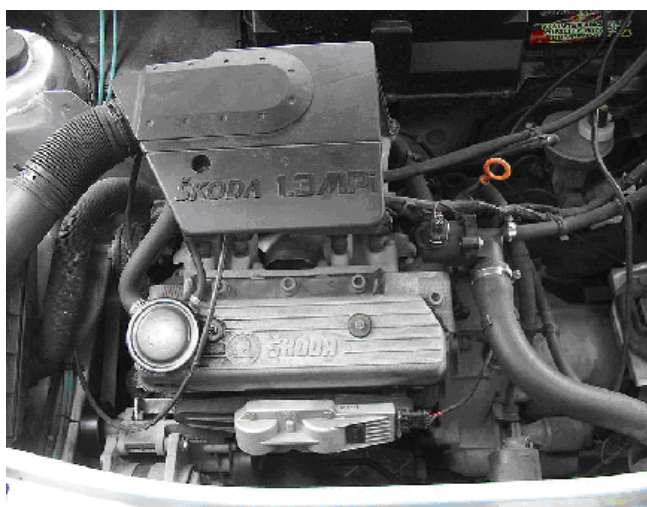
1. V prvním bodu popsána řešená ojnice, tzn. její základní rozměry a hmotnosti. Součástí je také popis parametru spalovacího prostoru motoru a klikového mechanismu z kterého řešená ojnice pochází.
2. Analýza kinematiky klikového mechanismu bude prováděna v programu MS office (excel). Analýza dynamiky vzejde ze simulace maximálního expanzního tlaku na základě vyhodnocení z programu LOTUS Engine simulation. Dále bude provedena redukce ojnice do hmotných bodů a budou vykresleny časové průběhy sil z kinematiky a dynamiky v klikovém mechanismu.
3. Na základě analýzy kinematiky a dynamiky klikového mechanismu budou vybrány okrajové podmínky pro kritický provozní stav řešené ojnice. Ty se použijí ve výpočtovém modelu MKP.
4. V programu Pro/ENGINEER bude vymodelována 3D geometrie ojnice jako sestava devíti komponentů, která bude následně zjednodušena, doplněna o pístní klikový čep a exportován do MKP softwaru ANSYS Workbench 14.
5. V program ANSYS workbench bude provedena pevnostní analýza ojnice. Tzn. Deformačně – napjatostní analýza a budou vytypována místa s největší koncentrací redukovaného napětí.
6. Na základě analýzy ojnice budou provedeny konstrukční úpravy, které povedou k její optimalizaci. Ty budou jednotlivě rozepsány a zobrazeny. Následně bude opět provedena pevnostní analýza doplněná o výpočet kontaktního tlaku a kontrola stability. Vlastní konstrukční řešení ojnice pak bude součástí výkresové dokumentace.
7. Dosažené výsledky budou porovnány a zhodnoceny.

2.1 Analýza řešené ojnice

Před samotnou pevnostní analýzou musíme výpočtem určit zatěžující síly na danou ojnici a další parametry z dynamiky a kinematiky klikového mechanismu. Jelikož síly působící v pístovém ústrojí jsou proměnlivé v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele výsledkem je pak určení nebezpečné polohy ojnice, tomu odpovídající síly a další veličiny. Jsou to síly od tlaku plynů a síly setrvačné. Toto silové působení má vliv na celkovou deformaci ojnice, rozložení napjatosti v ojnici a velikosti kontaktního tlaku v kluzných ložiscích v ojnicím oku a hlavě.

2.1.1 Popis motoru ŠKODA Felicia 1.3 MPi

Ojnice byla vymontována z čtyřdobého, čtyřválcového motoru ŠKODA Felicia 1.3 MPi., r.v. 96, o objemu motoru 1300 ccm, který disponuje maximálním výkonem 50 kW při 5000 min⁻¹ a maximálním točivým momentem 100 Nm při 2700 min⁻¹. Zkratkou MPi pak značím vícebodové vstřikování paliva (Multi Point injection).



Obr. č. 18: Spalovací motor ŠKODA Felicia 1.3 MPi

2.1.2 Popis řešené ojnice

Daná ojnice je z konstrukční oceli číslo 13 141, mez kluzu R_e 450 Mpa. Tvoří ji celkem 9 dílů, které jsou následně složeny do sebe, jak je vidět na obr. č. 14. Oko ojnice je tvořeno zalisovaným bronzovým pouzdrem pro plovoucí pístní čep. Skrz oko ojnice a pouzdro je vyvrtán otvor pro přívod mazacího oleje, který je dále rozváděn po celém obvodu rozváděcí drážkou a zajišťuje tak mazání kontaktních ploch mezi pístním čepem a pouzdrem. Díky ojnice tvoří příčný profil ve tvaru I, veškeré hrany jsou zaobleny.

Dělicí rovina hlavy ojnice je kolmá na osu válce. Polohování víka ojnice vůči patě ojnice je zabezpečeno středící broušenou válcovou plochou ojničních šroubů. Proti záměně a přetočení víka jsou stejné strany označeny číslem jak je vidět na obr. č. 19. Číslo 2 pak značí, že ojnice pochází z 2. válce v pořadí zapalování. Víko je přichyceno dvojicí pevnostních šroubu M9x1 s maticí. V hlavě ojnice jsou použita kluzná ložiska, tzv. tenkostěnné ocelové pánve o tloušťce 1,2 mm. Proti protáčení jsou pánve zabezpečeny zámky, pánve jsou shodné polohou zámku i rozměrově, tudíž i vzájemně zaměnitelné. Rozvod mazacího oleje mezi pánvemi a čepem klikové hřídele je zajištěn dírou vedenou šikmo skrz část hlavy a dříkem ojnice. V pánvích je patrné abrazivní opotřebení, kdy se odděluje ložiskový kov z ocelového nosiče, viz. Obr. č. 19.



Obr. č. 19: Fotografie řešené ojnice v rozloženém stavu, označení a ložiskové pánve

Změřené parametry řešené ojnice a klikového mechanismu

- Průměr oka pístního čepu $d_a = 20 \text{ mm}$
- Průměr oka klikového čepu $d_b = 44,9 \text{ mm}$
- Délka ojnice $l = 133 \text{ mm}$
- Rameno kliky $r = 36 \text{ mm}$
- Hmotnost ojnice $m_o = 0,632 \text{ kg}$
- Hmotnost víka ojnice $m_v = 0,072 \text{ kg}$
- Hmotnost ojnice bez šroubu $m_{o2} = 0,555 \text{ kg}$
- Hmotnost pístní skupiny $m_{ps} = 0,387 \text{ kg}$

Vstupní (katalogové) parametry motoru

- Označení 781.136 M
- Počet válců $i = 4$
- Zdvihový objem $V_z = 1289 \text{ cm}^3 / 4 = 322,25 \text{ cm}^3$
- Zdvih $Z = 72 \text{ mm}$
- Vrtání $D = 75,5 \text{ mm}$
- Otáčky motoru $n = 5000 \text{ min}^{-1} = 83,3 \text{ s}^{-1}$
- Maximální výkon $P_e = 50 \text{ kW}$
- Kompresní poměr $\varepsilon = 10:1$

Výpočet základních charakteristik motoru

Rameno kliky
$$Z = 2 \cdot r \Rightarrow r = \frac{Z}{2} = \frac{72}{2} = 36 \text{ mm}$$

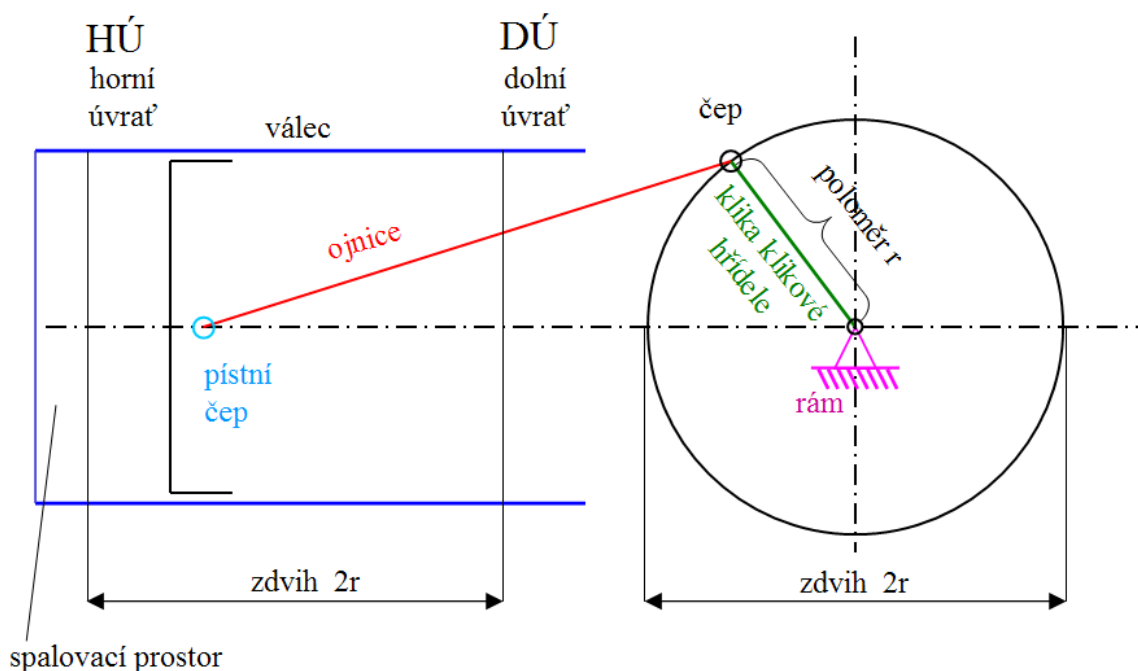
Úhlová rychlost klikového hřídele při $83,3 \text{ s}^{-1}$
$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 83,3 = 523,6 \text{ s}^{-1}$$

Kompresní poměr
$$V_k = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} = \frac{322,25}{9} = 35,8 \text{ cm}^3$$

Klikový poměr
$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{36}{133,27} = 0,27$$

2.2 Kinematika a dynamika klikového mechanismu

Stanovením průběhu kinematických a dynamických veličin během jednoho pracovního cyklu, což jsou dvě otáčky klikového hřídele, čili rozpětí $0 - 720^\circ$ jsou zjištěny velikosti i směry působícího zatížení v klikovém mechanismu. Tyto veličiny jsou potřebné pro zjištění nebezpečné polohy ojnice a pro určení okrajových podmínek pro výpočtové modelování v ANSYS Workbench.



Obr. č. 20: Schéma klikového mechanismu [11]

2.2.1 Kinematika klikového mechanismu

Kinematika klikového mechanismu se týká určování průběhu kinematických veličin v závislosti na natočení klikového hřídele, v rozmezí $0 - 360^\circ$. Pro lepší názornost periody bude počítáno pro úhel $0 - 720^\circ$. Kinematickými veličinami daného klikového mechanismu je dráha pístu x , rychlost pohybu pístu v , zrychlení pístu a . Vzhledem k tomu, jaký pohyb ojnice koná, je třeba určit průběhy pro výkyvný pohyb ojnice okolo ojničního čepu. Tím je úhlová dráha ojnice β , úhlová rychlost ojnice ω a úhlové zrychlení ε . Veškeré tyto veličiny budou spočítány v programu EXCEL a graficky vykresleny na obrázcích č. 21 – 26.

2.2.2 Kinematické výpočty:

Dráha pohybu pístu [mm], obr. č. 21.

$$x(\alpha) = r \cdot \left[(1 - \cos(\alpha)) + \frac{1}{\lambda} \cdot (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\alpha)}) \right]$$

Rychlost pohybu pístu [ms^{-1}], obr. č. 22.

$$v(\alpha) = r \cdot \omega \cdot \left[\sin(\alpha) + \frac{\lambda \cdot \sin(2\alpha)}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\alpha)}} \right]$$

Zrychlení pohybu pístu [ms^{-2}], obr. č. 23.

$$a(\alpha) = r \cdot \omega^2 \cdot \left[\cos(\alpha) + \frac{\lambda \cdot \cos(2\alpha)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\alpha)}} + \frac{\lambda^3 \cdot \sin^2(2\alpha)}{4 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\alpha)}} \right]$$

Úhlová dráha ojnice (úhel natočení ojnice od osy válce) [$^\circ$], obr. č. 24.

$$\beta(\alpha) = \arcsin(\lambda \cdot \sin(\alpha))$$

Úhlová rychlost ojnice [rads^{-1}], obr. č. 25.

$$\omega_L(\alpha) = \lambda \cdot \omega \cdot \cos(\alpha)$$

Úhlové zrychlení ojnice [rads^{-2}], obr. č. 26

$$\varepsilon_L = -\lambda \cdot \omega^2 \cdot \sin(\alpha)$$

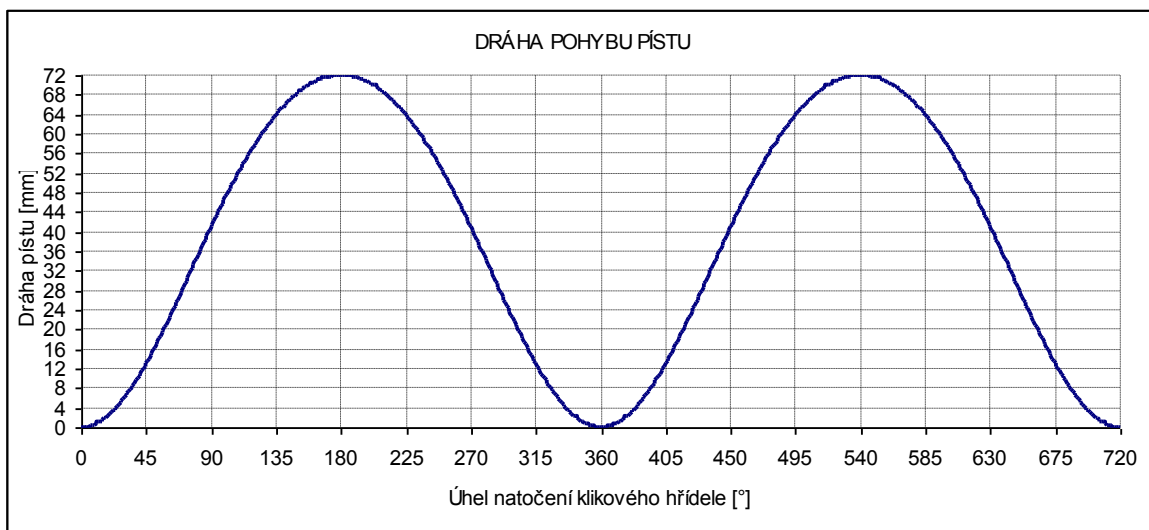
Kde:

α – úhel natočení klikového hřídele

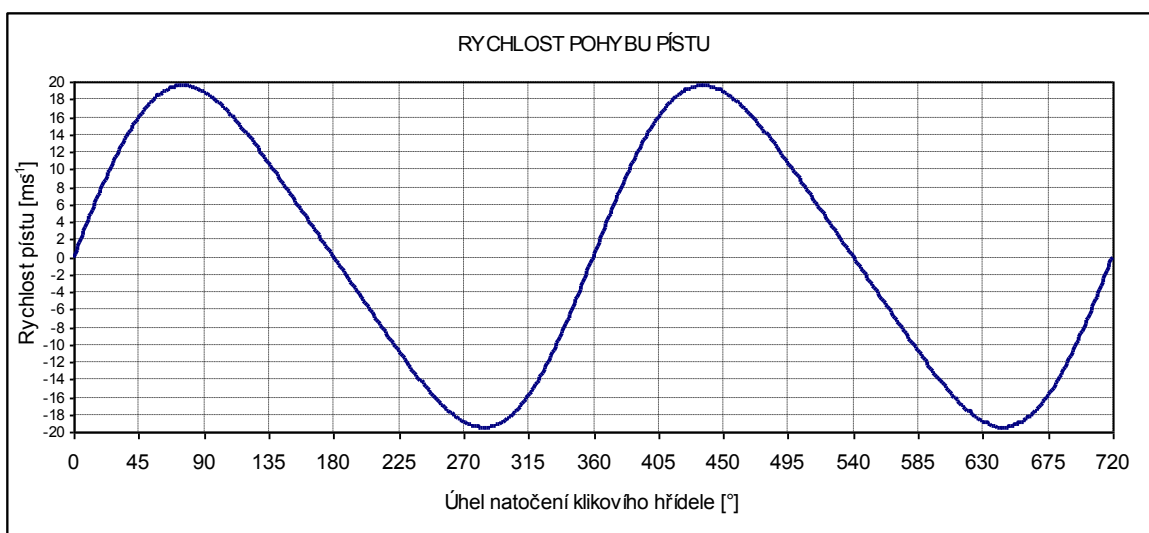
r – rameno kliky

λ – klikový poměr

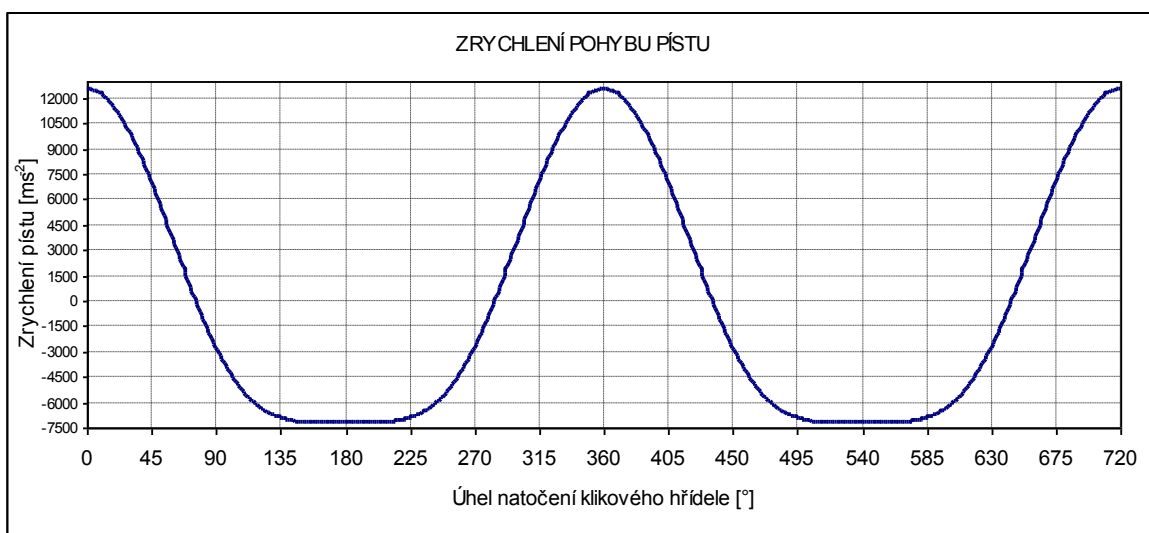
ω – úhlová rychlost klikové hřídele



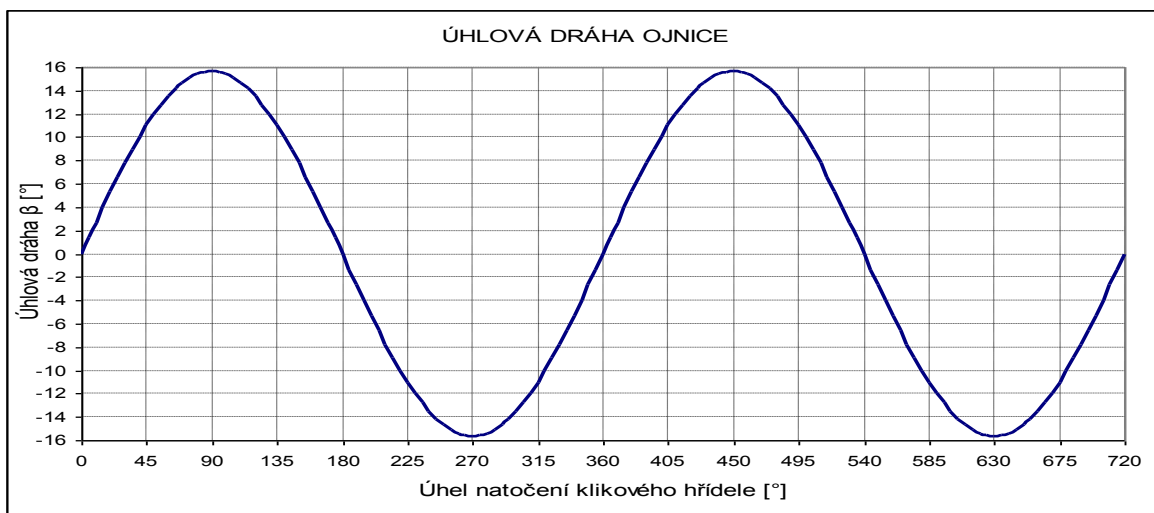
Obr. č. 21: Dráha pohybu pístu



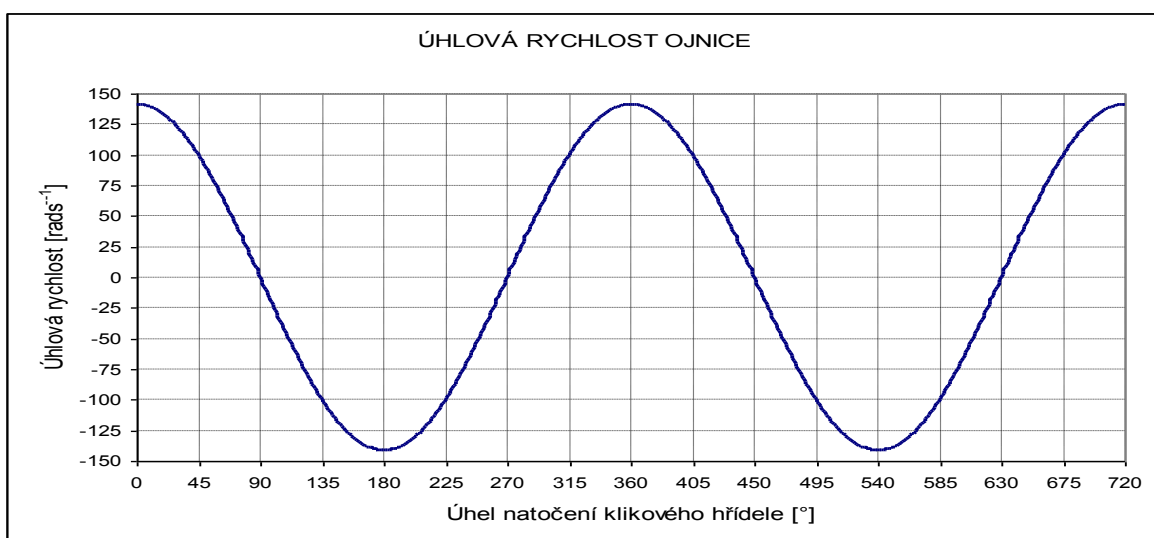
Obr. č. 22: Rychlost pohybu pístu



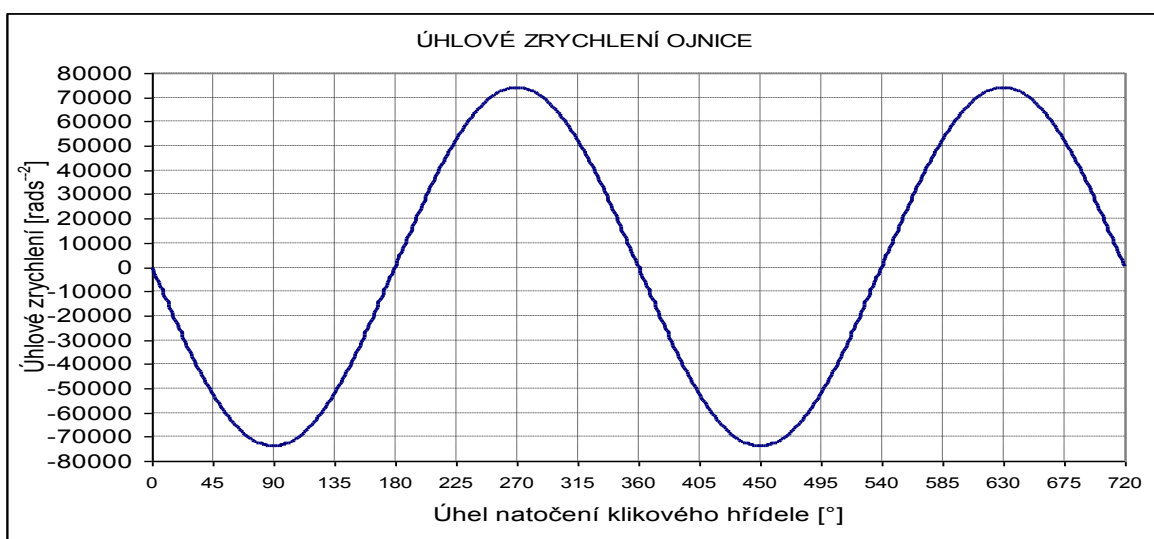
Obr. č. 23: Zrychlení pohybu pístu



Obr. č. 24: Úhlová dráha ojnice



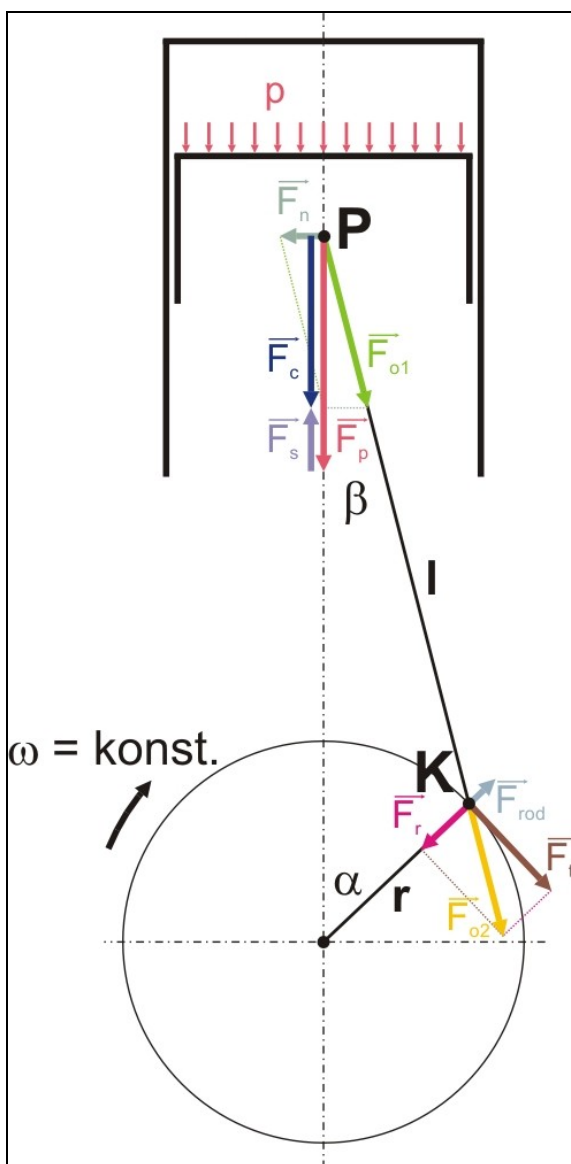
Obr. č. 25: Úhlová rychlost ojnice



Obr. č. 26: Úhlové zrychlení ojnice

2.2.3 Dynamika klikového mechanismu:

Dynamika řeší silové působení v klikovém mechanismu. Obr. č. 27 ukazuje směry působících sil. V bodě P jsou síly od tlaku plynů a síly setrvačné od pístní skupiny. V bodě K působí síly radiální a tangenciální přenášené na klikovou hřídel. Z hlediska dalších výpočtů jsou zde rozebrány pouze síly tlakové v bodě P. []



Obr. č. 27: Síly působící v klikovém mechanismu [11]

2.2.4 Maximální expanzní tlak

Před samotnými dynamickými výpočty je nutné nejdřív určit hodnotu maximálního expanzního tlaku (který vzniká po zažehnutí stlačené zapalovací směsi) a tomu odpovídající úhel natočení klikové hřídele. Pro určení tohoto tlaku byl použit software *LOTUS Engine Simulation* (obr. č. 28), kde na základě parametrů z dílenské příručky k použitému spalovacímu motoru byl nasimulován jeden pracovní cyklus při maximálních otáčkách motoru tj. 6000 min^{-1} , pro jeden válec s dvou-ventilovým rozvodem a to na základě těchto vstupních parametrů .

Vstupy:

Vrtání válce: 75,5 mm

Zdvih pístu: 72 mm

Délka ojnice: 133 mm

Časování sacích ventilů: $-15^\circ \div 240^\circ$

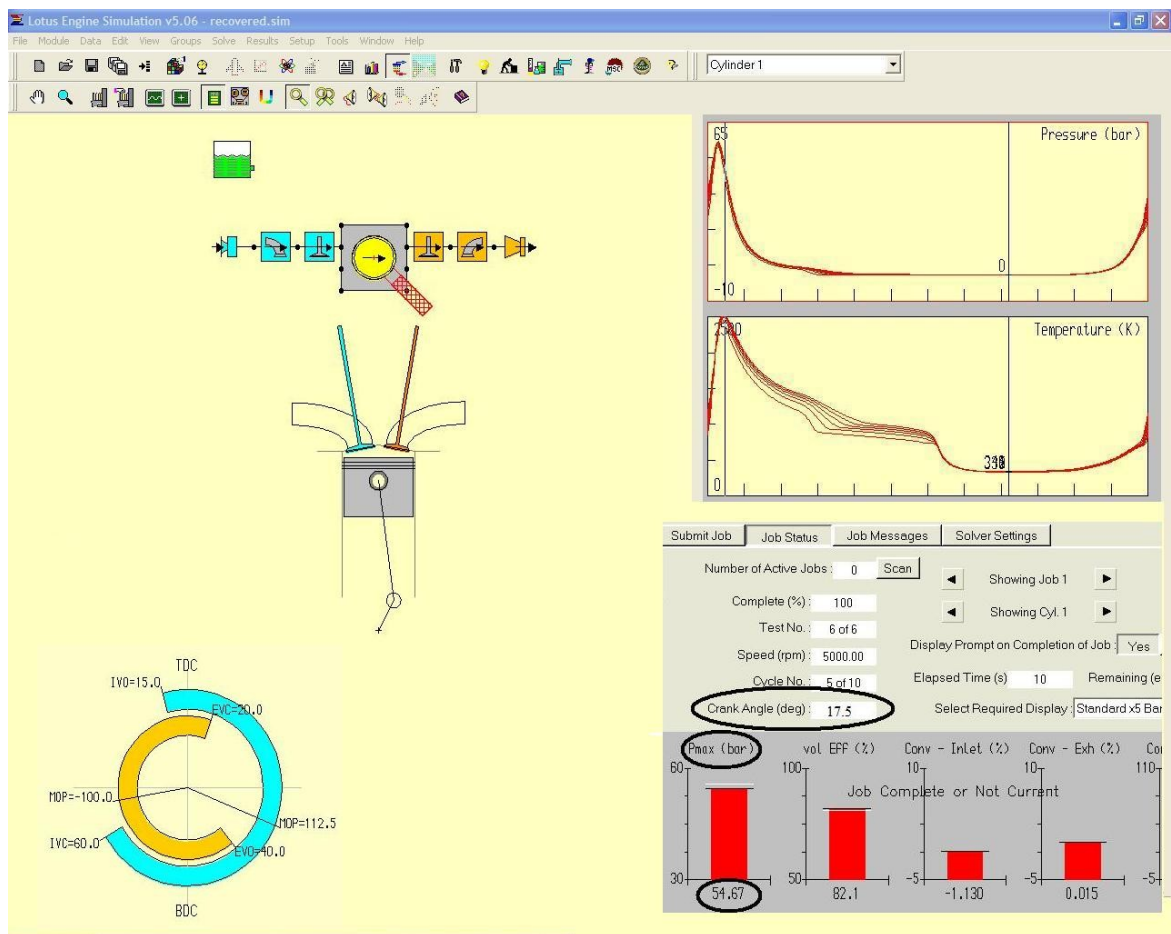
Časování výfukových ventilů: $500^\circ \div 740^\circ$

Zdvih sacího a výfukového ventilu: 8 mm

Průměr sacího potrubí: 34 mm

Průměr výfukového potrubí: 30 mm

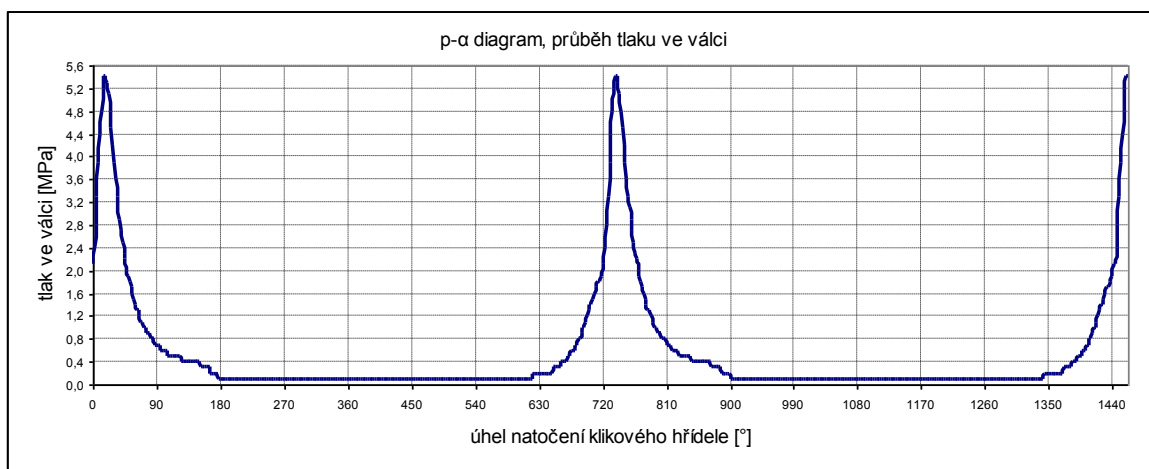
Nepřímý vstřík paliva



Obr. č. 28: Pracovní prostředí programu Lotus Engine Simulation

Výstup:

Na základě simulace motoru v programu byly získány diskrétní hodnoty indikovaných tlaků v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele, tzv. rozvinutý p- α diagram, obr. č. 29.



Obr. č. 29: Průběh tlaku spalín ve válci

Z obr. č. 29 a z výstupních hodnot programu LOTUS bylo zjištěno, že maximální expanzní tlak vzniká při 17,5° natočení klikového hřídele a je to 5,467 MPa. Z p- α diagramu byly následně vypočteny zatěžující síly od tlaků spalín na píst motoru.

Výpočet primárních sil od tlaků plynů F_p [N]

$$F_{pj} = (P_j + P_{atmj}) \cdot S$$

Výpočet sekundárních setrvačných sil od posuvných částí pístní skupiny F_s [N]

$$F_{sj} = -m_{ps} \cdot a(\alpha_j)$$

Výpočet celkových sil působících v ose pístního čepu F_c [N]

$$F_C = F_{pj} + F_{sj}$$

Kde:

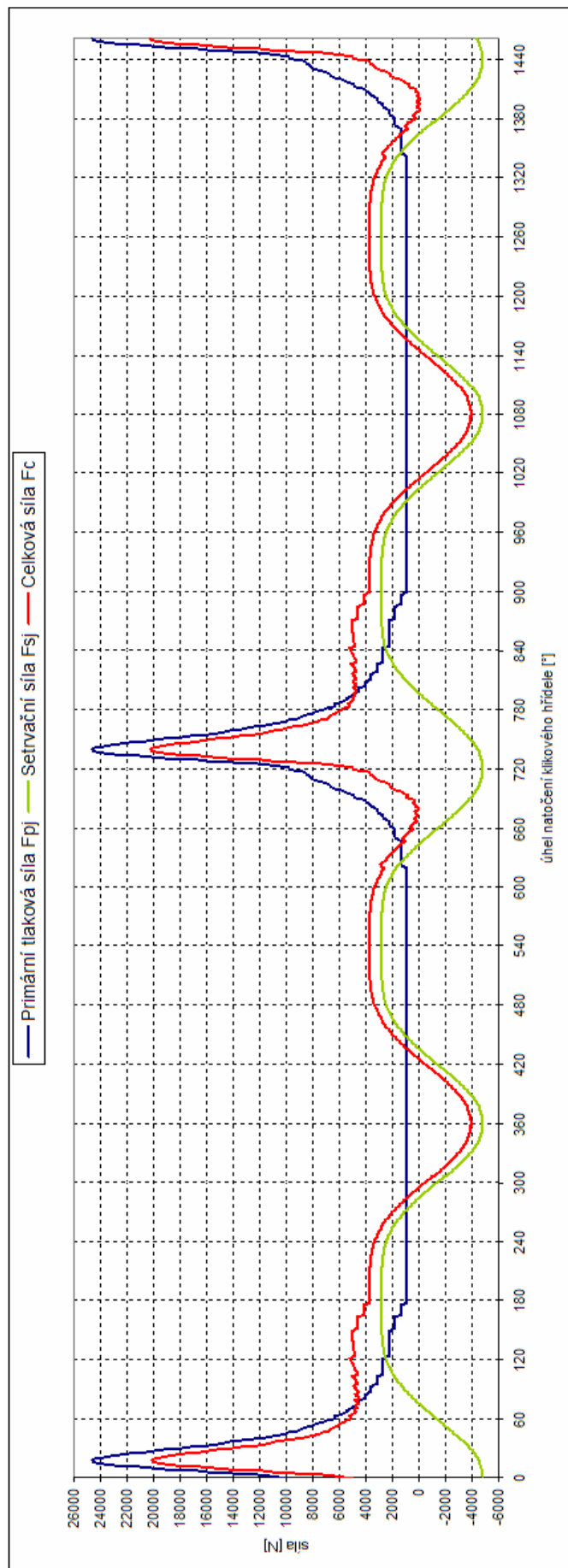
$a(\alpha)$.. zrychlení pohybu pístu v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele [ms^{-2}]

P_{atm} .. atmosférický tlak $0,101 \cdot 10^6$ [Pa]

S ... plocha pístu $0,004477$ [m^2]

m_{ps} ... hmotnost pístní skupiny $0,3896$ [kg]

Průběh těchto sil je znázorněn na obr. č. 30.



Obr. č. 30: Zatěžující síly

Z grafického průběhu na obr. č. 30 pro další výpočty význam znázornění celkových sil F_c (barva červená), které jsou vektorovým součtem sil od tlaků plynů a sil setrvačných působících ve směru osy válce.

Počáteční hodnoty na ose x pro grafické průběhy na obrázcích č. 29 a 30 jsou rovny nule, není to však nula na začátku první fáze pracovního cyklu, ale po prvním otočení klikového hřídele, tedy 360° .

2.2.6 Výběr nebezpečného stavu ojnice

V tabulce č. 1 je znázorněn souhrn maximálních (šedá výplň buňky) a minimálních hodnot z kinematických a dynamických výpočtu daného klikového mechanismu v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele.

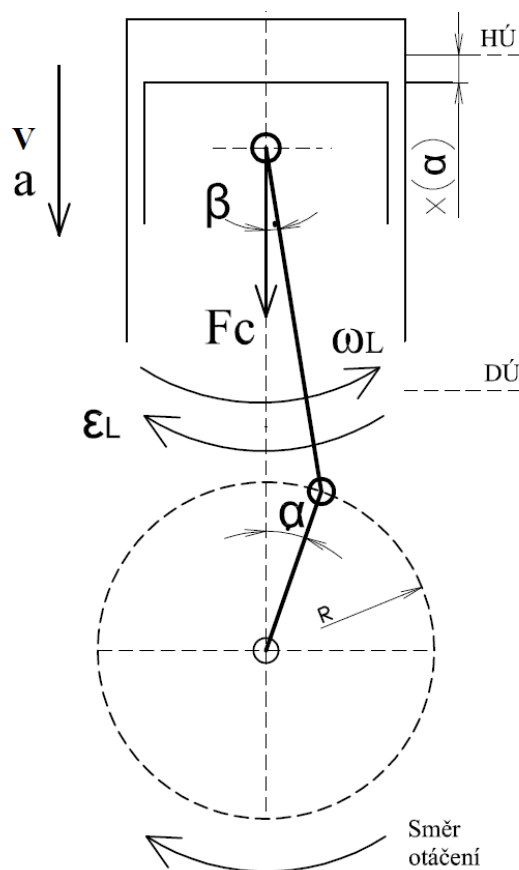
Tab. č. 1: Nebezpečné stavy ojnice

α [°]	x [mm]	v [ms ⁻¹]	a [ms ⁻²]	β [°]	ω_L [rads ⁻¹]	ε_L [rads ⁻²]	F_C [N]
0	0	0,0	12534	0,0	141,4	0	5000
17,5	2	7,1	11617	0,2	134,8	-22256	20153
76	32	19,5	-39	0,2	34,2	-71818	4492
90	41	18,8	-2767	15,7	0,0	-74017	4652
180	72	0,0	-7204	0,0	-141,4	0	3683
270	41	-18,8	-2768	-15,7	0,0	74017	1966
284	32	-19,5	-39	0,3	34,2	71818	911
360	0	0,0	12534	0,0	141,4	0	-3954
436	32	19,5	-39	0,2	34,2	-71818	910
450	41	18,8	-2767	15,7	0,0	-74017	1966
540	72	0,0	-7204	0,0	-141,4	0	3683
630	41	-18,8	-2768	-15,7	0,0	74017	2414
720	0	0,0	12534	0,0	141,4	0	5000

Z tabulky č. 1 nebezpečných stavů ojnice byla vybrána poloha při největším zatížení celkové síly F_c , tj. při natočení klikového hřídele o $17,5^\circ$ a tomu odpovídající další parametry.

2.2.7 Kritická poloha ojnice

Kritická poloha ojnice je schématicky znázorněná na obr. č. 31. A následně vypsány další parametry, které jsou nezbytné pro pevnostní analýzu v softwaru ANSYS Workbench 14 a slouží pro zadání okrajových podmínek.

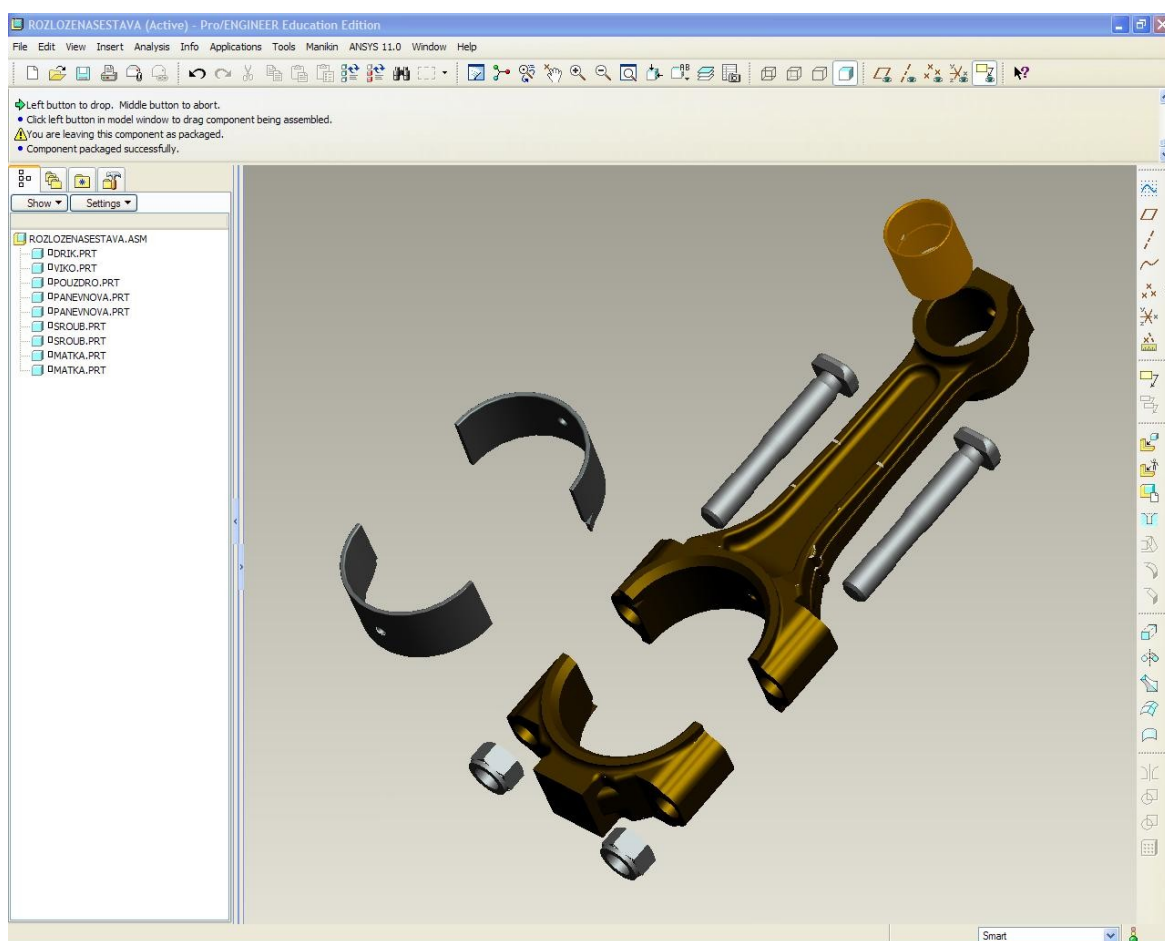


Obr. č. 31: Kritická poloha ojnice

Úhel natočení klikového hřídele	α	=	$17,5^\circ$
Celková síla působící v ose pístního čepu	$F_c(\alpha)$	=	20153 N
Zrychlení pohybu pístu	$a(\alpha)$	=	$11617,4 \text{ ms}^{-2}$
Úhlová rychlost ojnice	$\omega_L(\alpha)$	=	$134,8 \text{ rads}^{-1}$
Úhlové zrychlení ojnice	$\epsilon_L(\alpha)$	=	$22256,3 \text{ rads}^{-2}$

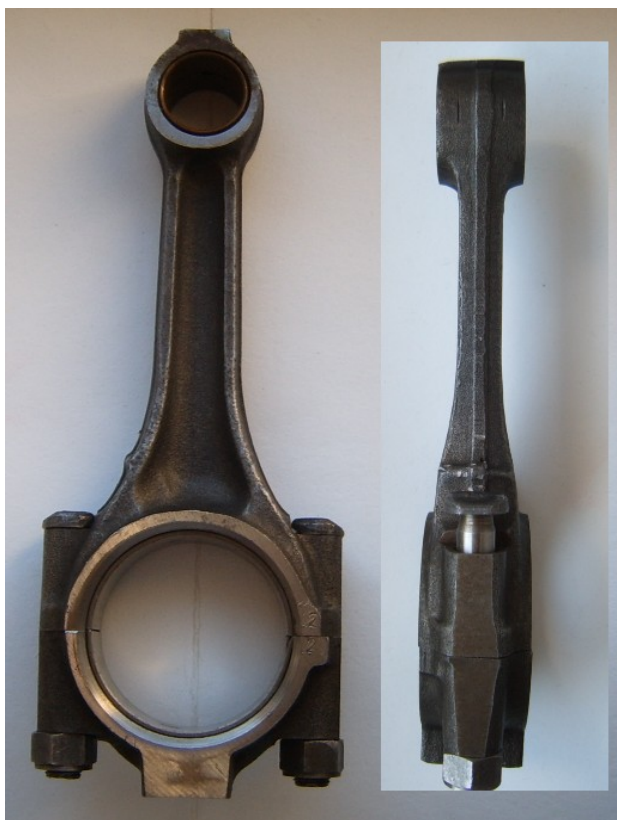
2.3 3D Modelování geometrie ojnice

Pro tvorbu modelu ojnice byl použit jeden z CAD softwaru a to konkrétně Pro/ENGINEER Wildfire 4.0. Který umožňuje téměř totožně vymodelovat řešenou ojnicí v měřítku 1:1 s dodržením všech rozměrů a konstrukčních prvků jako jsou zaoblení, rádiusy, zkosení hran, mazací kanálky a drážky, zajišťovací drážky. 3D model je tvořen sestavou devíti komponentů, obr. č. 32. Dřík ojnice, kde v horním oku je nalisováno bronzové pouzdro, víko ojnice, v hlavě ojnice jsou vloženy dvě ocelové pánve a dva polohovací šrouby M9 s maticemi.



Obr. č. 32: Uživatelské prostředí Pro/ENGINEER

Na obr. č. 32 jsou zobrazeny jednotlivé komponenty modelované ojnice v rozloženém stavu, které jsou následně sestaveny do jednoho celku. Na obr. č. 33 a 34 je pak pro názornost fotografie řešené ojnice a její 3D model ve dvou pohledech.



Obr. č. 33: Reálná ojnice

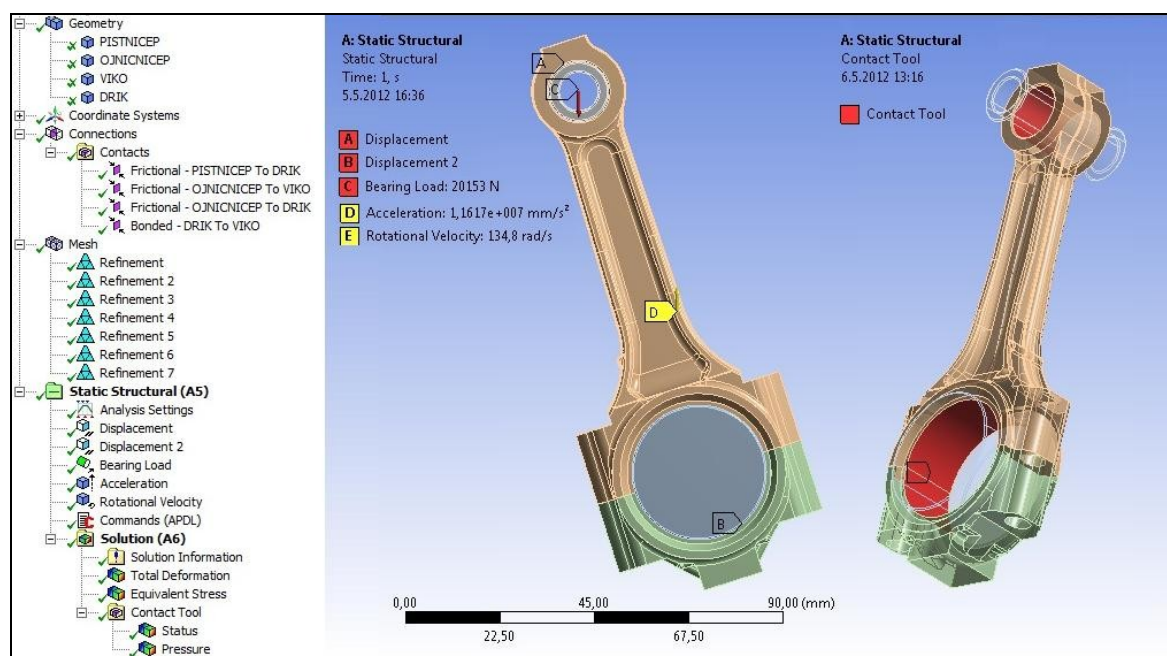


Obr. č. 34: 3D model řešené ojnice

3. Pevnostní analýza v softwaru ANSYS Workbench

Před samotným importem geometrie ojnice do programu ANSYS, je nutno ji ustavit do kritické polohy. To je již zmiňovaných $17,5^\circ$. Toto naklonění se provede při skládání sestavy v softwaru Pro/ENGINEER. Následuje zjednodušení dané ojnice, tzn. že jsou odstraněny oba šrouby a matice, kluzná ložiska jsou objemově přičtena k tělu ojnice a jsou odstraněny mazací kanálky. Dále je ojnice doplněna o pístní a klikový čep, aby ji bylo možné ukotvit. Skládá se tedy ze čtyř komponentů: PÍSTNÍ ČEP, OJNICNÍ (KLIKOVÝ) ČEP, VÍKO a DŘÍK.

Program ANSYS umožňuje import geometrie ve formátu STEP



Obr. č. 35: Uživatelské prostředí ANSYS Workbench

Po spuštění programu ANSYS je prvním krokem definování základních materiálových vlastností počítaného modelu. Pro materiál 13 141 jsou to tyto hodnoty:

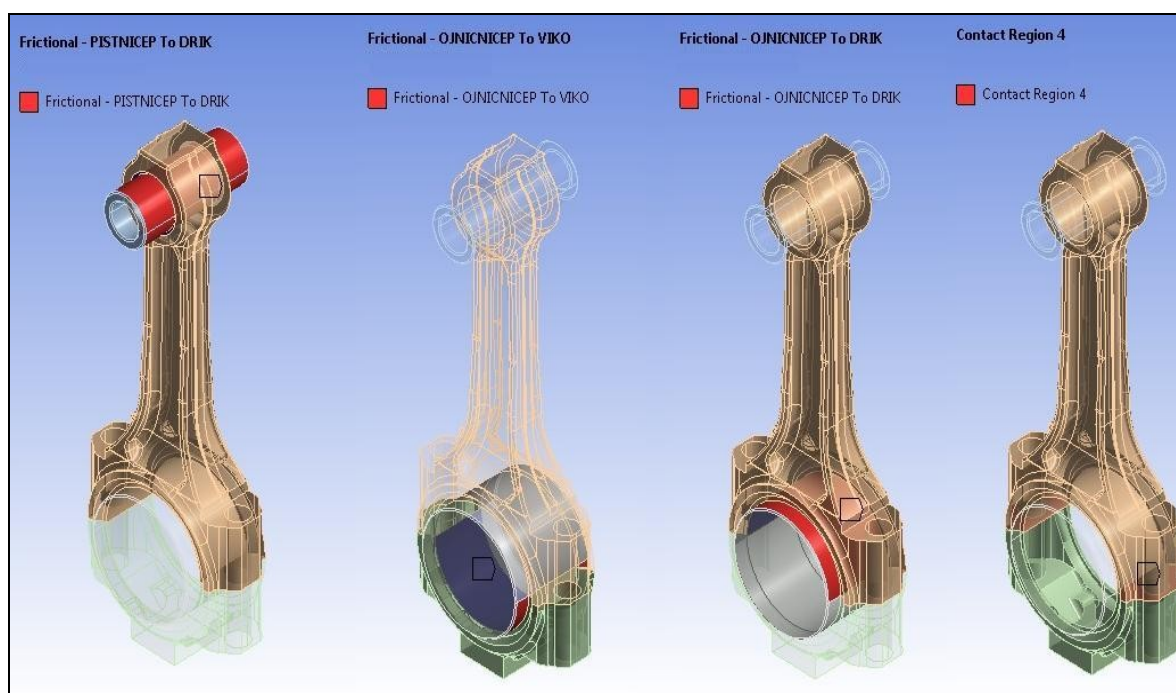
Hustota	$\rho_0 = 7827 \text{ kg/m}^3$
Poissonovo číslo	$\mu_0 = 0,27 [-]$
Youngův modul pružnosti	$E_0 = 2,05 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Po definování materiálových vlastností počítané ojnice a jejímu následnému importu do prostředí ANSYS následuje posloupnost jednotlivých nastavení. Na obr. č. 35 je postup znázorněn v levé části v rozvinutém stromu.

3.1 Určení kontaktních ploch (*Connections*):

Mezi PÍSTNÍ ČEP – DŘÍK je ploch se třením (*frictional*). Třecí koeficient mezi bronzovým koružkem a čepem je 0,16 dle [10].

Stejným způsobem se nastaví třecí plocha i mezi klikovým čepem, víkem a dříkem ojnice. Třecí koeficient je opět 0,16. Kontaktní plocha mezi víkem a dříkem ojnice tvoří pevnou vazbu příkazem (*bonded*).

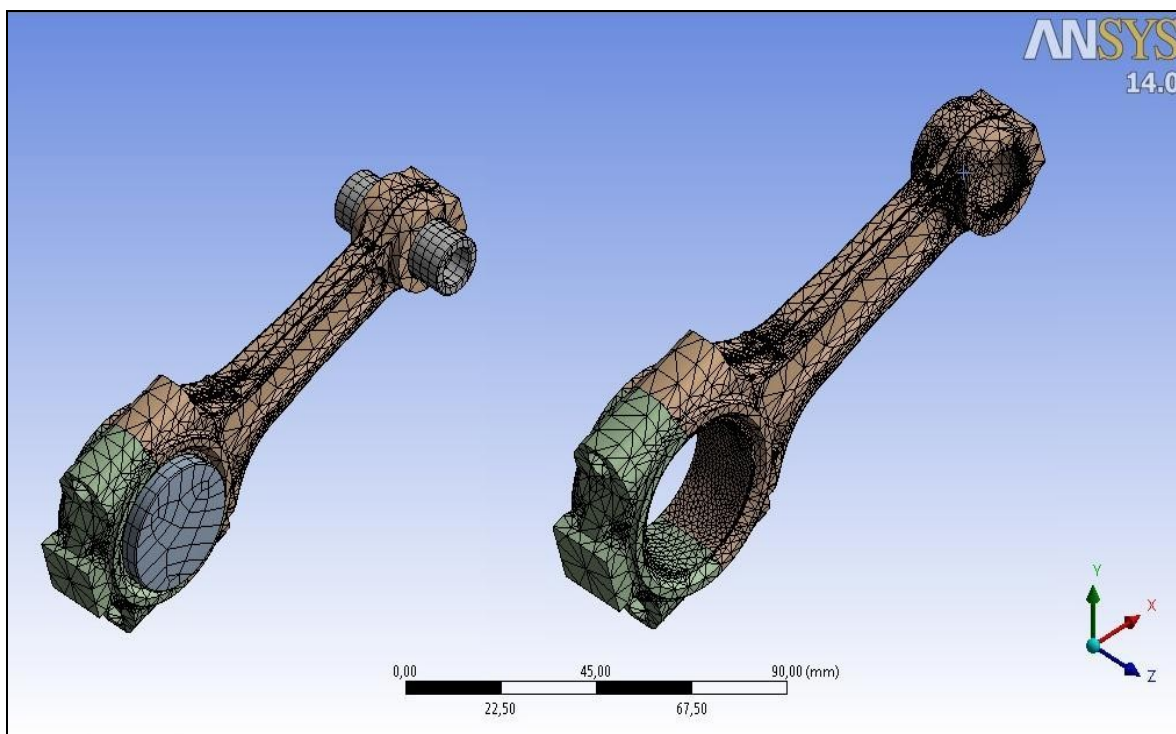


Obr. č. 36: Kontaktní plochy

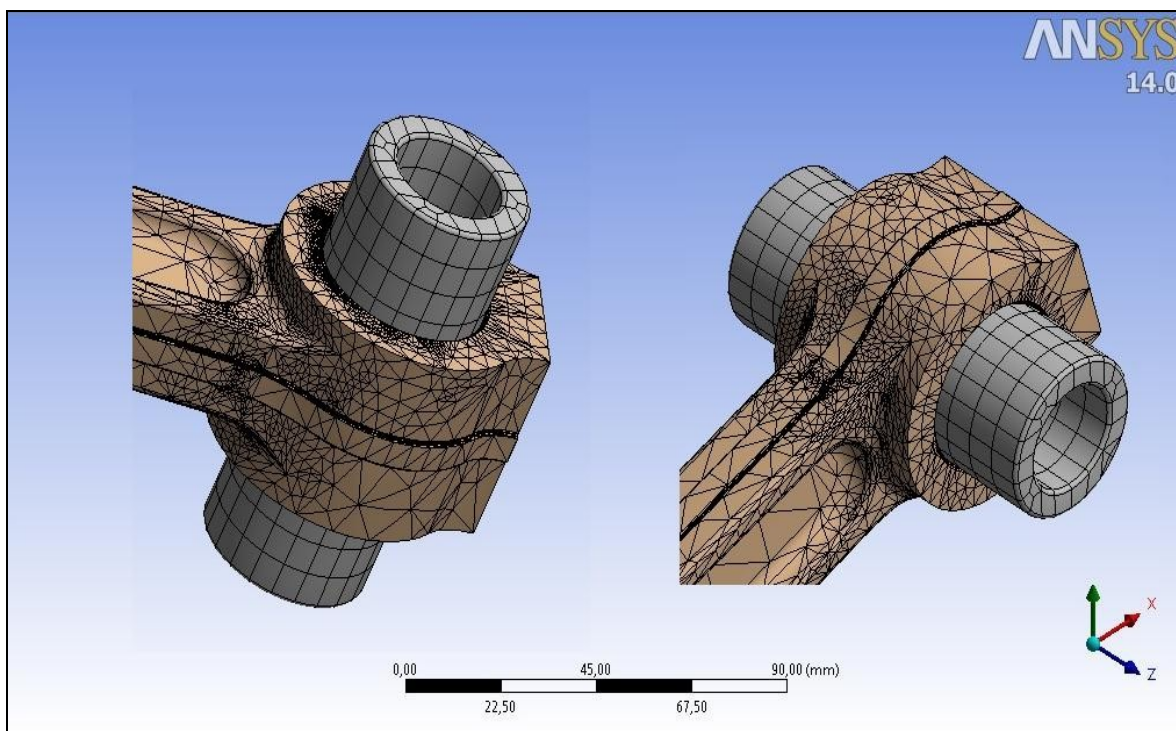
3.2 Síť konečných prvků (*mesh*)

Podstata spočívá v nahrazení geometrii tělesa prvky konečných rozměrů, čímž vytváříme síť konečných prvků na modelu geometrie. [13] S počtem elementů a kvalitou sítě souvisí přesnost a doba výsledku. Program ANSYS pro tuto ojnici vytvořil základní síť o počtu 45 626 uzlů a 26325 elementu, na obr. č. 37 vlevo. Po zjištění rozložení napjatosti byla vytypována nejvíce exponována místa a síť byla následně zpřesněna na počet 112 337 uzlů a 65 815 elementů na obr. č. 37 vpravo a detailnější pohled na obr. č. 38.

Těmito místy je zejména přechod dříku do oka ojnice, vyvažovací nálitek na levé straně dříku a kontaktní plochy v pouzdře horního oka a hlavy ojnice. Pro takto zadanou síť je výpočtový čas přibližně 60 min.



Obr. č. 37: Síť konečných prvků



Obr. č. 38: Síť konečných prvků (detail)

3.3 Zadání okrajových podmínek

Model ojnice je nutné ukotvit a zatížit tak, aby odpovídal skutečnosti. Následuje výpis jednotlivých vazeb a zatěžujících sil. Veškeré směry závisí na orientaci souřadného systému podle toho jak byla ojnice importována.

Ukotvení pístního a klikového čepu:

Tato vazba předepisuje posuv v uzlech a provede se funkcí *displacement*. Pístní čep *displacement 1* a klikový čep *displacement 2*. Pro pístní čep je umožněn posuv svisle dolů ve směru osy válce, ($U_Z = \text{free}$) a byly zamezeny posuvy osách Y a X, tzn., že jsou rovny nule ($U_Y=0$, $U_X=0$). U klikového čepu je posuv zamezen ve všech třech osách, tedy ($U_X=0$, $U_Y=0$, $U_Z=0$).

Zatížení – síly od tlaků plynů F_c :

Zatížení od tlaků plynů na danou ojnici se vytváří funkcí *Bearing load*, která simuluje spojitě zatížení na válcové ploše, tou je plocha pístního čepu. Síla působí svisle dolů ve směru osy válce, její hodnota je podle předchozích výpočtů 20153 N.

Setrvačné zatížení :

Zrychlení:

Zrychlení se zadává funkcí *acceleration* a je určeno opačným směrem než tlaková síla F_c . Zadává se na celou součást vzhledem k souřadnému systému. Hodnota zrychlení je $11\,617\text{ ms}^{-2}$.

Úhlová rychlost:

Druhým zatížením je úhlová rychlost ojnice ω_L a zadává se pomocí funkce *Rotation velocity*. Její hodnota je $134,8\text{ rads}^{-1}$ a působí v kladném směru otáčení podle osy Y.

Úhlové zrychlení:

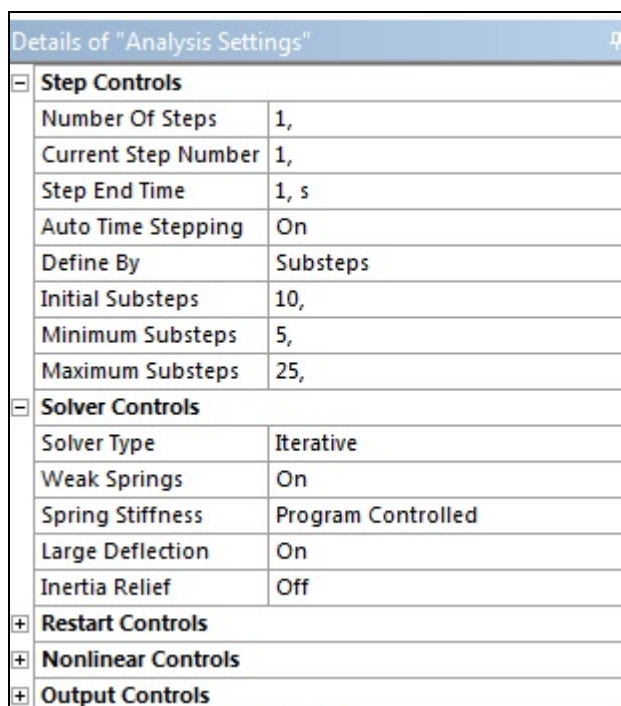
Posledním zatížením je úhlové zrychlení ojnice ϵ_L . ANSYS Workbench touto funkcí nedisponuje, proto je nutné ji zadat pomocí makra (*Commands*) jako derivaci úhlové rychlosti. Orientace úhlového zrychlení je v záporném směru otáčení vůči ose Y. Hodnota úhlového zrychlení je $22\,256\text{ rads}^{-2}$

Struktura makra: /solu

omega, 0,-22256,0

3.4 Nastavení výpočtu (*Analysis settings*) a výsledku (*Solution*)

Ojnice je kontrolována statickým výpočtem (*Static Structural*) . Statický výpočet v programu ANSYS Workbench je řešen jako kontaktní úloha. Proto je v nastavení výpočtu zvolen iterační řešitel (*Solver type – Iterative*), dále jsou povoleny velké deformace (*Large deformation – on*). Zatížení je rozděleno do zátěžových kroků (*Auto Time stepping – on 10,5,25*). Nastavení je znázorněno na obr. č. 39



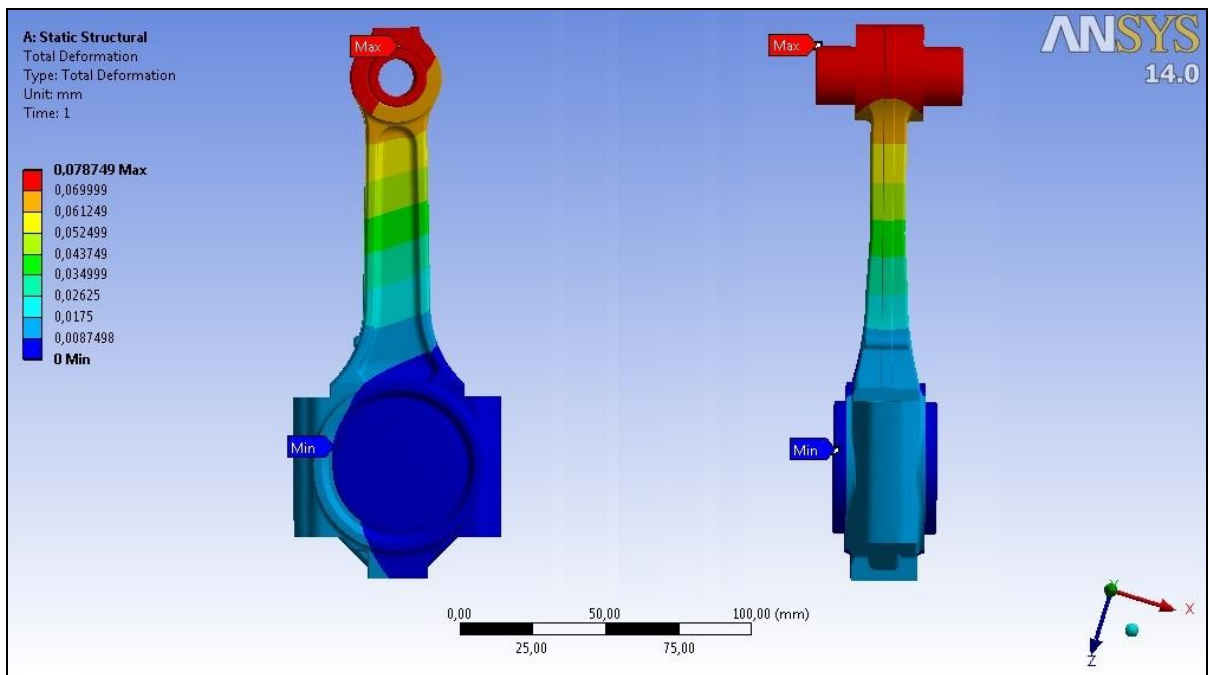
Details of "Analysis Settings"	
[-] Step Controls	
Number Of Steps	1,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Substeps
Initial Substeps	10,
Minimum Substeps	5,
Maximum Substeps	25,
[-] Solver Controls	
Solver Type	Iterative
Weak Springs	On
Spring Stiffness	Program Controlled
Large Deflection	On
Inertia Relief	Off
[+] Restart Controls	
[+] Nonlinear Controls	
[+] Output Controls	

Obr. č. 39: Nastavení výpočtu

Výsledkem úlohy (*solution*) je celková deformace (*Total Deformation*), rozložení napětí (*Equivalent Stress*) a pro názornost kontaktní tlak (*Contact Tool – Pressure*).

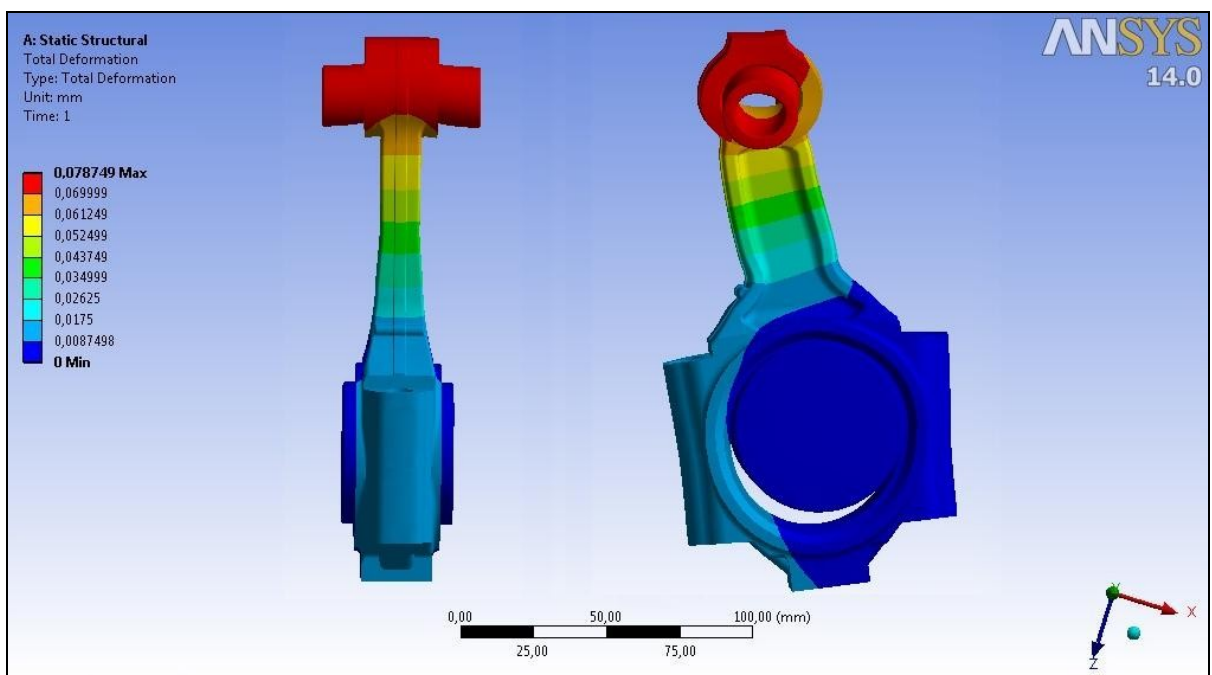
3.5 Výpočet celkových deformací

Celkové deformace určují velikost vektorového součtu v jednotlivých souřadných osách x,y,z. Obr. č. 40 představuje výsledek celkových deformací v ojnici. Barevné spektrum značí rozložení celkových deformací, kdy červená barva značí největší deformace a tmavě modrá nejmenší. Stupnice je v levé části obrázku a je udávána v mm. Maximální hodnoty dosahují 0,0787 mm.



Obr. č. 40: Celkové deformace

Jak je z obrázku č. 40 patrné, tak k největším deformacím dochází přes pístní čep do oka ojnice. Na obr. č. 41 je pak pro ilustraci zobrazen postup deformací při zvyšování zatěžujících sil. Nejprve dochází k ohýbání pístního čepu a následný postup přes dřík ojnice až k rozevírání hlavy ojnice.



Obr. č. 41: Celkové deformace

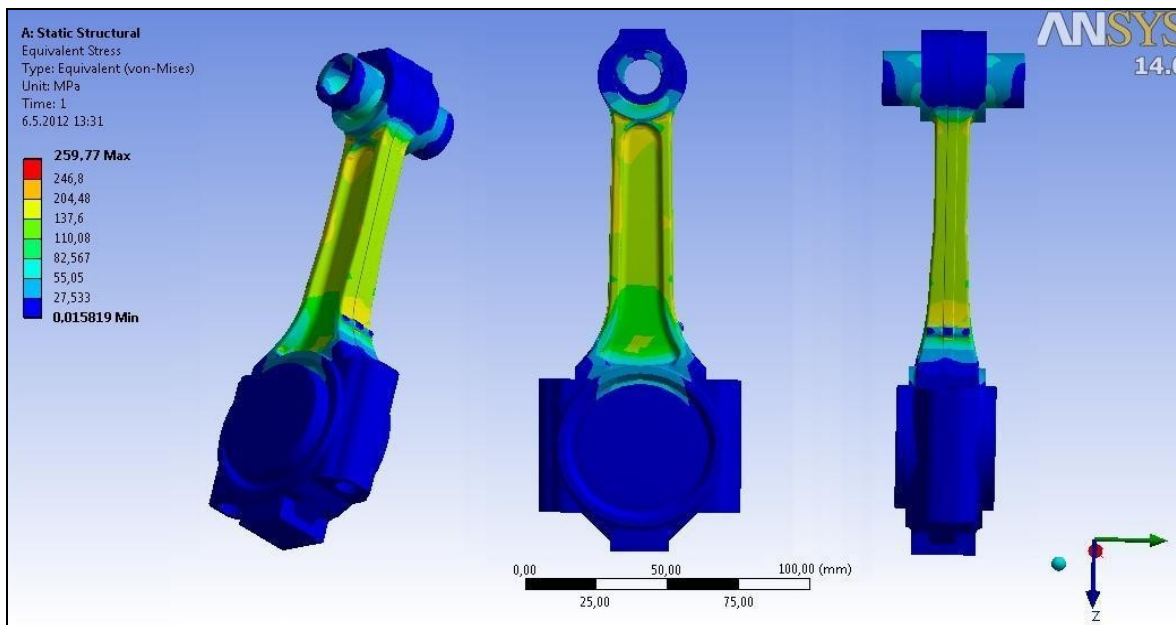
3.6 Výpočet redukovaného napětí

Redukované napětí v ojnici je stanoveno podle podmínky HMM. Rozložení napjatosti je znázorněno na obr. č. 42 a detailnější pohled pak na obr. č. 43. Podle barevného spektra je opět možno určit místa s největší koncentrací napětí. Tím je nálietek na levé straně ojnice v detailnějším pohledu na obr. č. 43 vlevo. Maximální hodnota je zde 259,7 MPa a je to zřejmě způsobeno nedostatečným zaoblením. Dále se vysoké napětí vyskytuje v přechodu dřívku do oka ojnice, 234,3 Mpa.

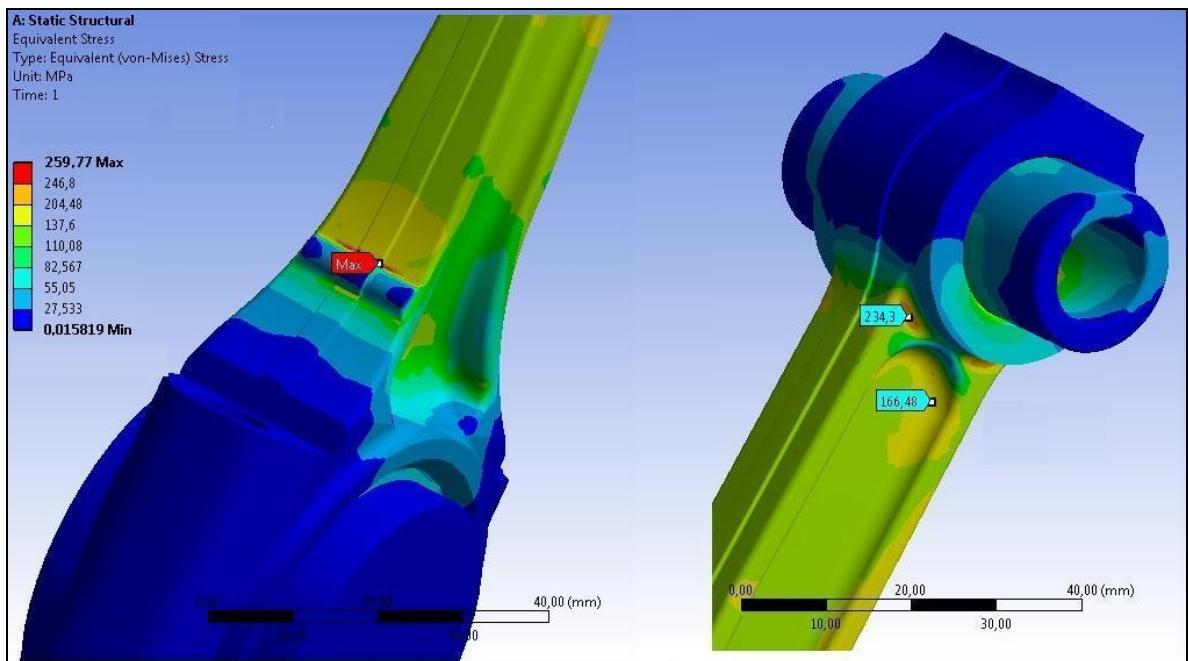
Mez kluzu použité konstrukční oceli dané ojnice je 450 MPa. Můžeme tedy určit bezpečnost vůči MSP.

$$k_k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{450}{259,7} = 1,73$$

Podle výpočtu žádné plastické deformace v ojnici nenastanou. Přesto je však vhodné konstrukčními úpravami snížit hodnotu redukovaného napětí a zvýšit bezpečnost. O těchto úpravách pojednává následující kapitola.



Obr. č. 42: Rozložení napjatosti



Obr. č. 43: Rozložení napjatosti (detail)

4. Vlastní konstrukční řešení ojnice

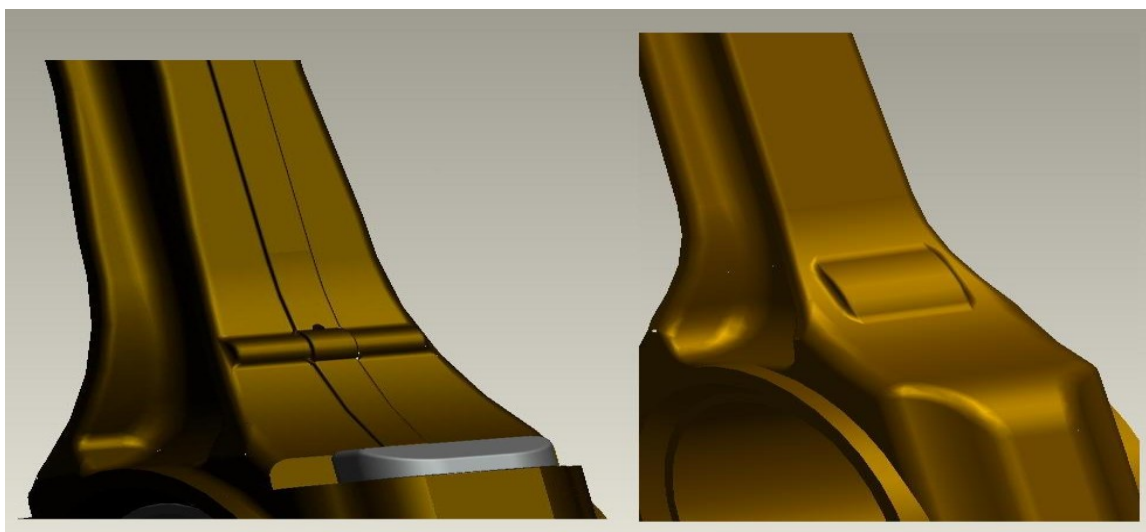
Po provedení pevnostní analýzy dané ojnice a podle znalosti konstrukce ojníc, navrhuji úpravy, které jsou podrobněji popsány v následujících podkapitolách a zobrazeny na obrázcích č. 44 – 46 tak, že vlevo je vyobrazen současný stav a vpravo pak po úpravě dané ojnice. Veškeré konstrukční úpravy jsou koncipovány tak, aby hmotnost konstrukčně upravené ojnice nepřesáhla současnou ojnici, tedy 0,632 kg. Zvyšování hmotnosti ojnice je nežádoucí zejména kvůli rozložení setrvačných sil v klikovém mechanismu a tomu odpovídající vyvážení. Naopak při snižování hmotnosti dochází k jejímu oslabení a zvýšené deformaci.

Navrhované konstrukční úpravy jsou rozepsány ve variantě 1. Varianta 2 je pak doplněna o simulaci zvětšeného zatížení na upravenou ojnici.

4.2 Varianta 1

Snížení redukovaného napětí σ_{red}

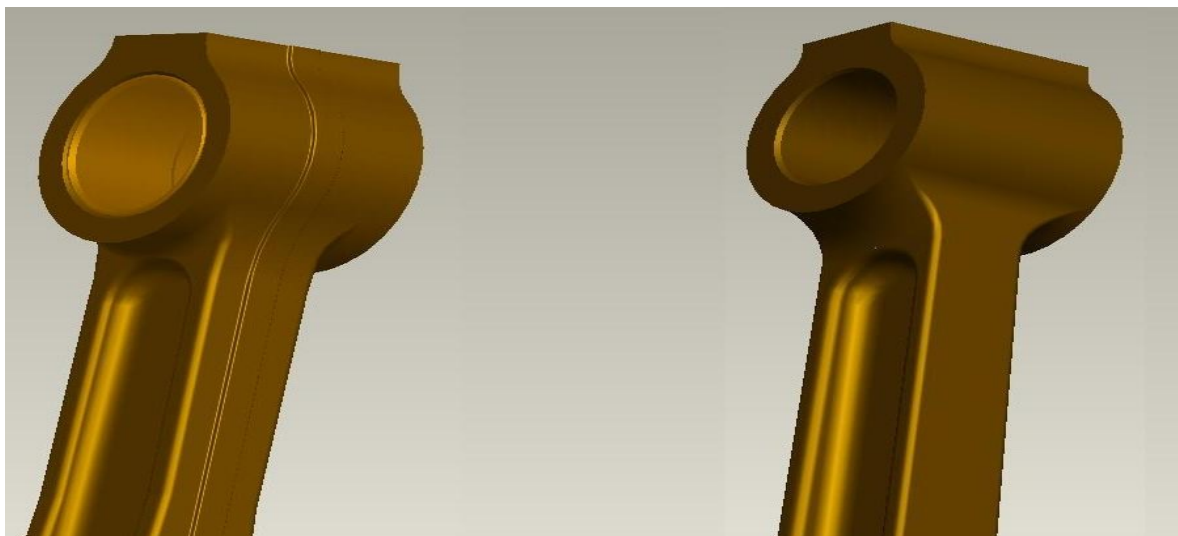
Jak je patrné z pevnostní analýzy a podle obrázku č. 43 vzniká nejvyšší napětí v nálitku na levé straně ojnice z důvodu nedostatečného zaoblení. Tento nálietek není možné zcela odstranit, jelikož skrz něj vede mazací kanálek k ocelovým pánvím, a slouží zde tedy ke zpevnění a k vyvážení. Konstrukční úprava bude spočívat ve zvětšení zaoblení při zachování hmotnosti nálitku, dojde tedy k jeho snížení a protažení, viz. obr. č. 44.



Obr. č. 44: Zvětšení zaoblení nálitku, před a po úpravě

Zesílení přechodu mezi dříkem a okem ojnice

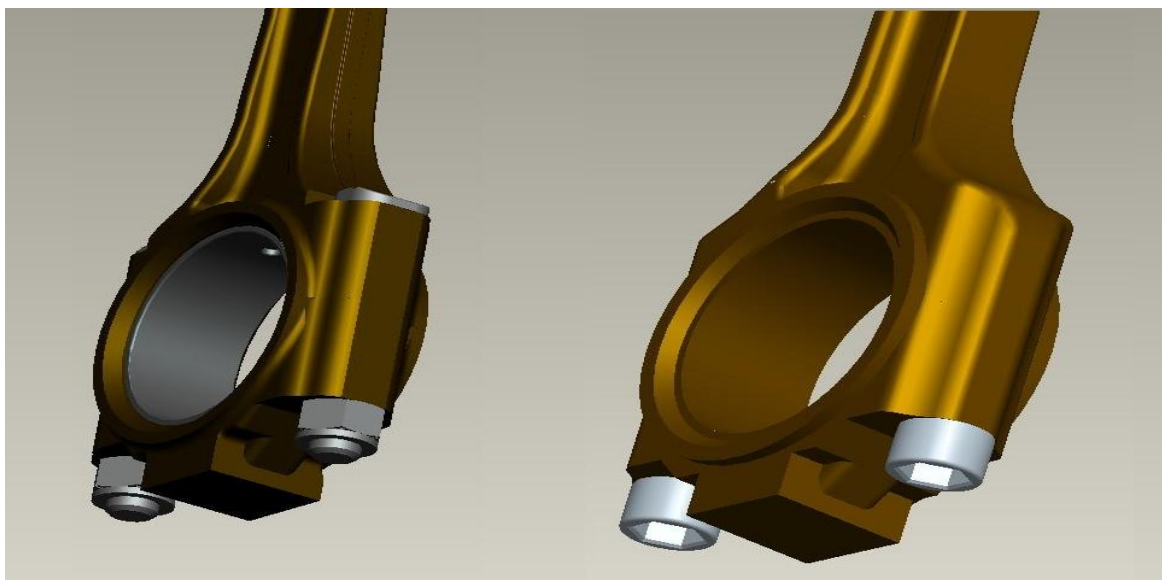
Toto je nejslabší a druhé nejvíce exponované místo z hlediska konstrukce dané ojnice. Proto zde provedu zesílení. Zachování hmotnosti celé ojnice se provede tak, že se odebere část materiálu z hlavy ojnice, jelikož je zde redukováno napětí minimální včetně deformaci a dodá se do onoho nejvíce exponovaného místa.



Obr. č. 45: Zesílení přechodu mezi dříkem a okem ojnice, před a po úpravě

Změna montáže víka ojnice

Víko ojnice je k patě montováno ze shora dvojicí průchozích šroubu zajištěných maticí. Při demontáži ojnice z motoru, zejména z důvodu přetěšňování vložek válců, není toto řešení příliš praktické. Po povolení a odšroubování matic, je nutné vyvinout značnou fyzickou sílu ve stísněných podmínkách pro sejmutí víka ojnice. To je totiž pevně usazeno na středících plochách obou šroubu. Proto zde navrhuji montáž závrtnými šrouby montovanými ze spodu, kdy při dotahování se zároveň i vystředuje víko ojnice k patě a při demontáži je víko ihned odděleno od paty. Z tohoto důvodu bude v hlavě ojnice vytvořen vnitřní závit. Horní část hlavy ojnice bude protažena a zakryta. Navržený šroub musí mít dostatečnou pevnost, aby nedošlo k jeho zalomení při demontáži. Utahovací moment zůstává stejný jako u matic a to 45Nm . Ilustrace tohoto provedení viz. obr. č. 46 .



Obr. č. 46: Změna montáže víka ojnice, před a po úpravě

Návrh ojničních šroubu

Dle ČSN 15 230 [15] navrhují zhotovení šroubu z oceli třídy 15 230, jejichž mechanické vlastností jsou [15]: $\rho = 8806 \text{ kg/m}^3$, $R_m 980 - 1180 \text{ MPa}$, $R_e 835 \text{ MPa}$

Jedná se o šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M9x1 h1. Veškeré rozměry a opracování středících ploch jsou v konstrukčním výkrese, který je součástí přílohy vložené samostatně.

Stanovení síly předpětí v ojničních šroubech

Předpětí ve šroubu je určeno dle [4] podle setrvačné síly, kdy je v nebezpečném stavu píst v HU a dochází k natahování ojnice. Vzhledem ke způsobu dělení hlavy ojnice je rozdělena setrvačná síla na oba šrouby v poměru 1:1 a předpětí je zvoleno o 100% větší než polovina setrvačné síly, čímž vzniká rezerva.

Vychází se z těchto vypočítaných a změřených hodnot:

$$\omega = 523,6 \text{ s}^{-1}$$

$$r = 0,036 \text{ m}$$

$$\lambda = 0,27$$

$$m_{ps} = 0,387 \text{ kg}$$

$$m_{A2} = 0,110 \text{ kg}$$

$$m_{B2} = 0,460 \text{ kg}$$

$$m_{vo} = 0,072 \text{ kg}$$

Výpočet síly předpětí ve šroubu:

$$F_s' = F_{pr} = (m_{ps} + m_{A2}) \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (1 + \lambda) + (m_{B2} - m_{vo}) \cdot \omega^2 \cdot r$$

$$F_s' = F_{pr} = (0,387 + 0,110) \cdot 523,6^2 \cdot 0,036 \cdot (1 + 0,27) + (0,460 - 0,072) \cdot 523,6^2 \cdot 0,036$$

$$F_s' = F_{pr} = 10059N$$

kde:

ω úhlová rychlost klikového hřídele

r rameno kliky

λ klikový poměr

m_{ps} hmotnost pístní skupiny

m_{A2} hmotnost posuvných částí ojnice

m_{B2} hmotnost rotačních částí ojnice

m_{vo} hmotnost víka ojnice

F_s setrvačné síly posuvných a rotačních hmot pístní skupiny a ojnice

F_{pr} síla předpětí jednoho šroubu

Varianta 2

Takto zesílená a konstrukčně upravená ojnice bude následně kontrolována na zvýšenou zátěž, která vzniká v upraveném motoru pro závodní účely.

Spalovací motor 781.136 M je schopny různými úpravami vyvinout výkon až 122 kW při 7700 min⁻¹. Významnými konstrukčními úpravami, která mají zásadní vliv na zatížení ojnice je zvyšování kompresního poměru až na 12:1, zvětšování vrtání válců až na 80,4 mm a dále pak změna časování rozvodového mechanismu.

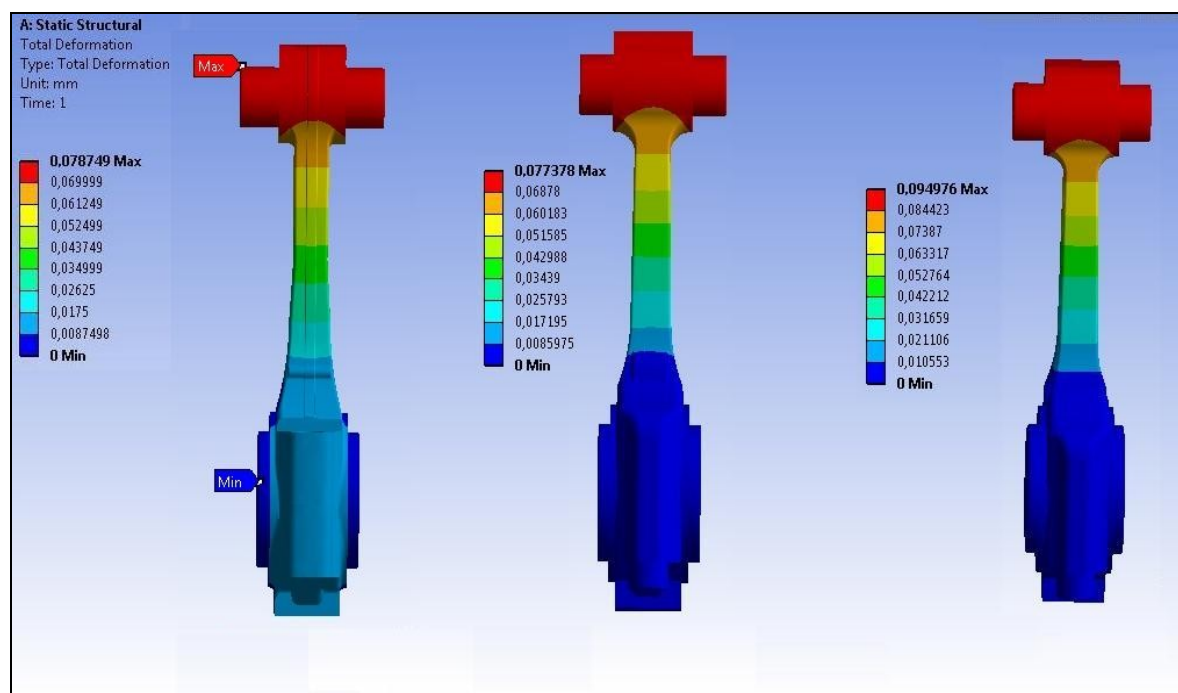
Takto navýšené parametry byly zadány do softwaru LOTUS Engine Simulation a po simulaci bylo zjištěno zvýšení maximálního expanzního tlaku na 5,937 MPa. Následným přepočtem na tlakovou sílu získáme hodnotu 25 079N, což je navýšení přibližně o 12,7% oproti sériovému motoru. Také se mění zrychlení pohybu pístu, úhlová rychlost ojnice a úhlové zrychlení.

5. Pevností analýza konstrukčně upravené ojnice

Konstrukčně upravená ojnice je podrobena pevnostní analýze v softwaru ANSYS Workbench 14 a výsledky jsou následně porovnány se stávající ojnici a to pro variantu 1 i 2. Ojnice bude kontrolována na celkové deformace a rozložení napjatosti. Varianta 2 bude dále doplněna o zjištění kontaktních tlaků v oku ojnice a kontrola vzpěrné stability.

5.1 Celkové deformace

Na obrázku č. 47 je výsledek deformační analýzy v jednom z pohledů. Maximální hodnota u současné ojnice je 0,0787 mm. Konstrukční úpravou se deformaci podařilo mírně snížit na hodnotu 0,0773 mm. U varianty 2 z důvodu zvětšeného zatížení se deformace výrazně zvýšila a to na 0,0949 mm.



Obr. č. 47: Celkové deformace: původní ojnice, varianta 1 a varianta 2

5.2 Rozložení napjatosti – redukované napětí σ_{red}

Redukované napětí v ojnici je stanoveno podle podmínky HMM. Rozložení napjatosti je v detailním pohledu znázorněno na obr. č. 48 a 49. Podle barevného spektra je možno určit místa s největší koncentrací napětí. Po konstrukční úpravě nálitku na levé straně ojnice se podařilo napětí snížit na hodnotu 204 MPa, viz. obr. č. 48 uprostřed. Maximální hodnota redukovaného napětí je v přechodu dříku do oka ojnice a to 229 MPa, viz. obr. č. 49 uprostřed. U varianty č. 2 při zvýšeném zatížení roste i hodnota redukovaného napětí a to až na hodnotu 282 MPa v horní části ojnice viz obr. č. 49 vpravo. Na nálitku na levé straně je toto napětí 264 MPa.

Výpočet bezpečnosti vůči MSP:

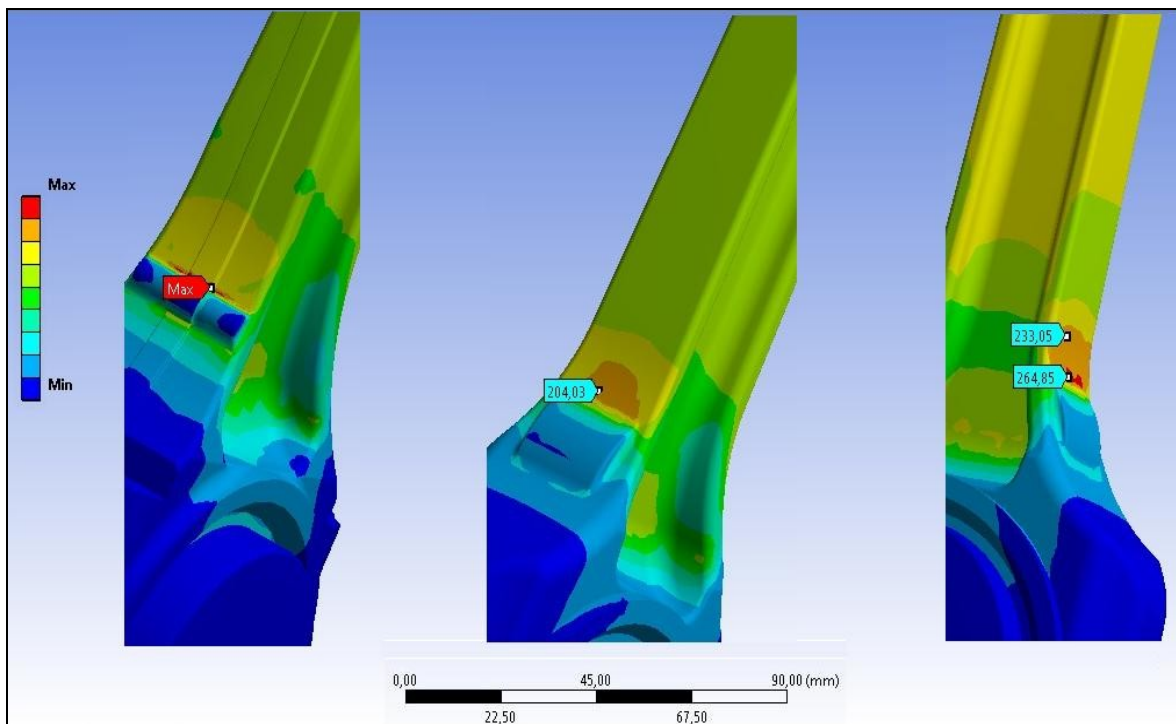
Varianta 1:

$$k_k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{450}{229} = 1,9$$

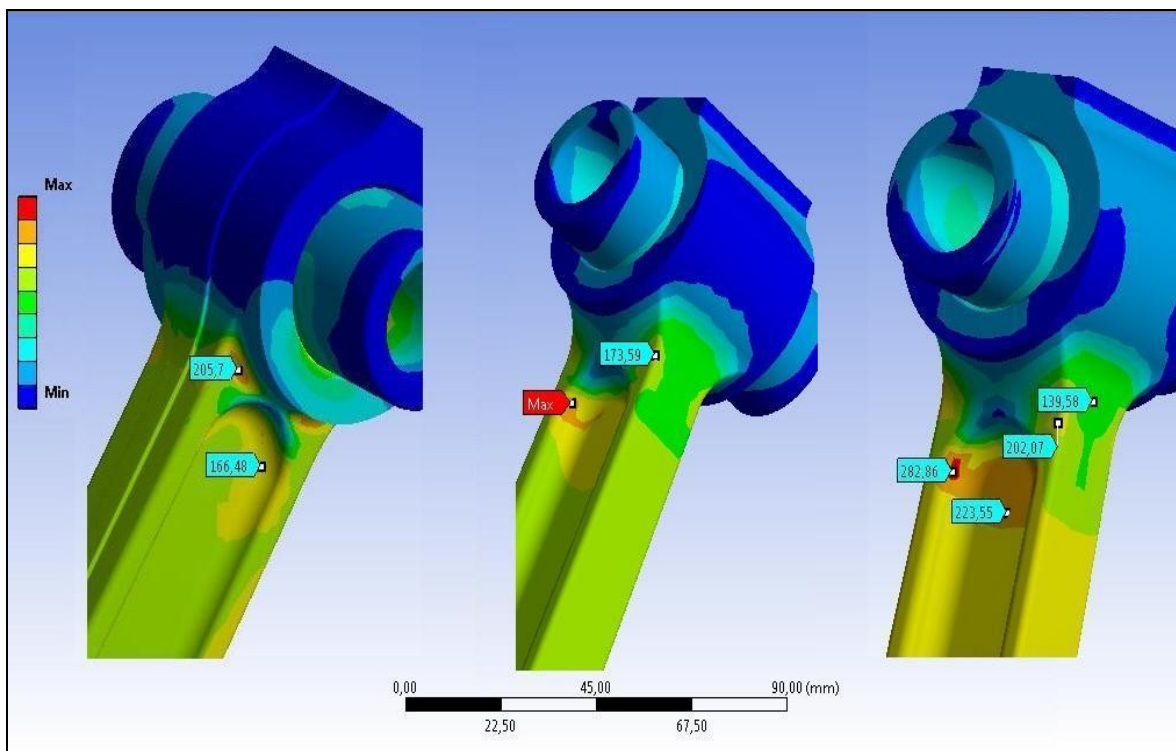
Varianta 2:

$$k_k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{450}{282} = 1,59$$

Podle výpočtu plastické deformace v obou případech nenastanou. Bylo docíleno zvýšení bezpečnosti vůči MSP a to z původní hodnoty 1,73 na 1,9, díky tomu že se podařilo snížit redukované napětí z původní hodnoty 259 MPa na 229 MPa. U varianty 2 je z důvodu vyššího zatížení patrný značný pokles bezpečnost, na hodnotu 1,59. Minimální bezpečnost je 1,5, proto je zde na zvážení, zda takto konstrukčně řešenou ojnici bude lepší nahradit jiným pevnějším materiálem, např. 16 420, mez kluzu této oceli je 580 MPa, což by vedlo ke zvýšení bezpečnosti na 2,05.



Obr. č. 48: Redukované napětí: původní ojnice, varianta 1 a varianta 2

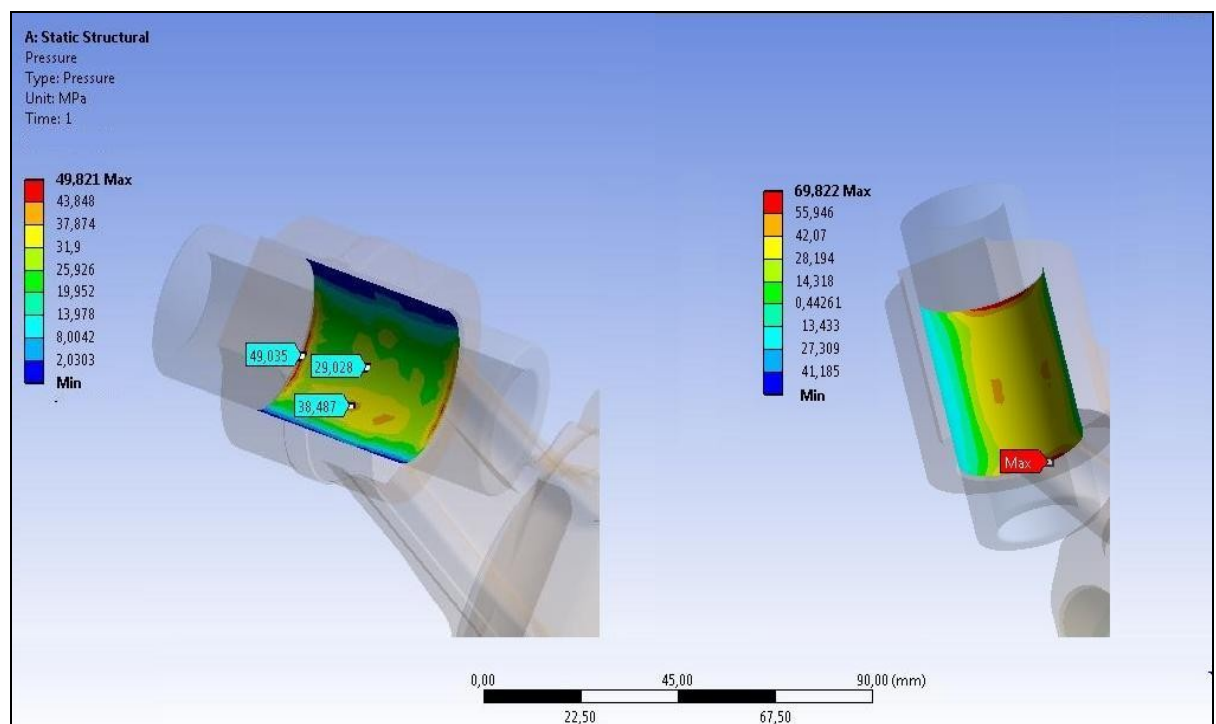


Obr. č. 49: Redukované napětí: původní ojnice, varianta 1 a varianta 2

5.3 Kontaktní tlak

Kontaktní tlak je vyšetřován v oblasti dotkových ploch v ojnicím oku mezi pístním čepem a válcovou vložkou a v hlavě ojnice mezi klikovým čepem a pánvemi. V ANSYS Workbench je to pomocí funkce *Contact Tool – pressure*.

Výsledek je znázorněn na obr. č. 50, kdy nejvyšších hodnot se dosahuje v obou případech v horním oku ojnic. Maximální tlak vzniká na hranách oka a dochází k tzv. hranovému efektu. U původní ojnice je maximální hodnota kontaktního tlaku 50 MPa. Při zvýšené zátěži dochází ke zvětšování na 70 MPa u varianty 2.



Obr. č. 50: Kontaktní tlak v horním oku původní ojnice a varianta 2



Obr. č. 51: Opatření pístního čepu

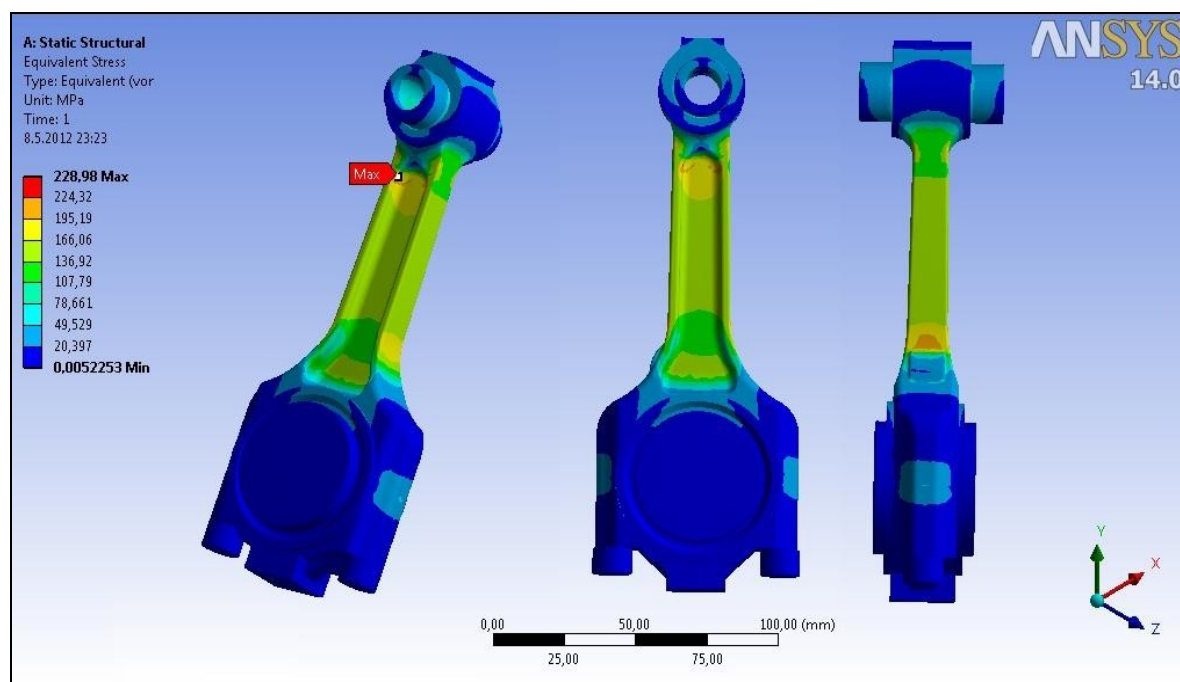
Na obr č. 51 Je pro názornost zobrazeno opotřebení pístního čepu z důvodu hranového efektu vznikajícího v horním oku ojnice

5.4 Modelování předpjatého ojnicního šroubu

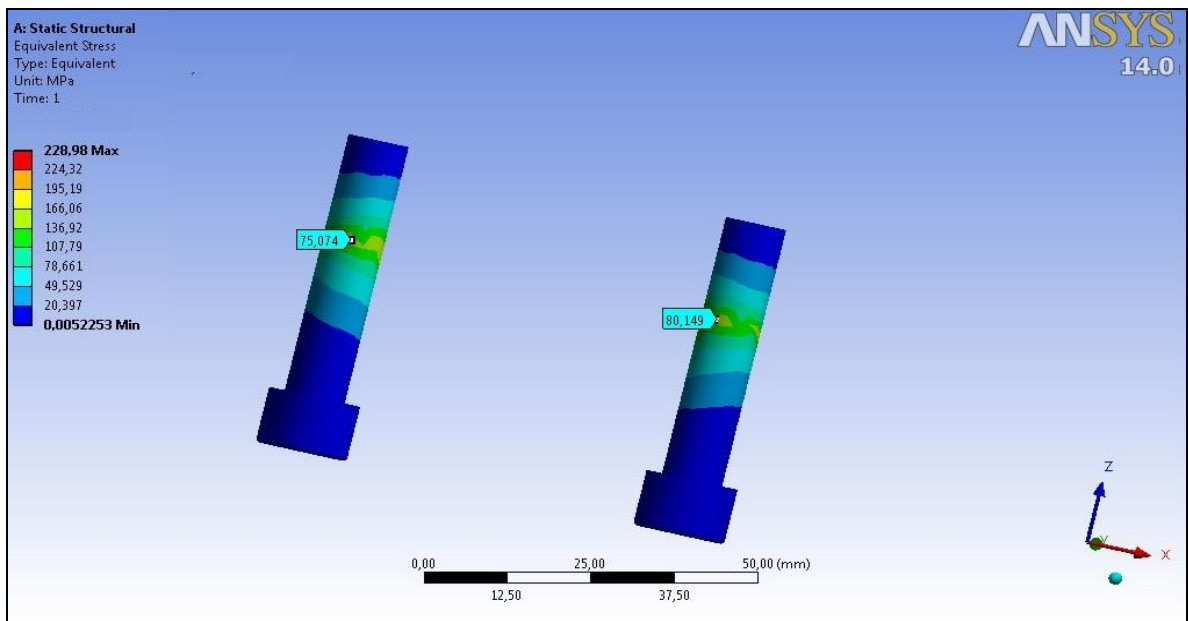
Šrouby byly importovány jako sestava s ojnicí a čepy, ale pro zjednodušení byly přemodelovány hlavy šroubů. V ANSYS Workbench byla šroubům přiřazeny materiálové vlastnosti viz. kap. Č. (návrh ojnicních šroubů). Spojení šroubů s ojnicí bylo řešeno pomocí kontaktů. Mezi víkem a patou ojnice byl vymezen kontakt se třením (*Frictional*) s třecím koeficientem odpovídajícím kontaktu ocel-ocel a to 0,8 dle [10]. Kontaktní plochy mezi hlavami šroubů a víkem byly zvoleny třecí s opět s koeficientem 0,8. Dřík šroubu byl pevně spojen s tělem ojnice typem kontaktu (*Bodned*).

Předpětí působí v ose šroubu a proto musely být nadefinovány lokální souřadné systémy do obou ojnicních šroubů tak, aby osa byla totožná s osou dříku. Předpětí šroubů bylo simulováno pomocí funkcí (*Bolt*) a síla jednoho šroubu, dle kap. č. $F_{pr} = 10059 \text{ N}$. Celkové rozložení napětí ojnice včetně předpjatého šroubového spoje na obr. č. 52. Jak je vidět projeví se to zvýšeným výskytem napětí v dělicí části mezi víkem a patou ojnice (světle modrá barva). Maximální hodnota redukovaného napětí zůstává stejná a to 229 MPa.

Na obr. č. 53 je pak znázorněno rozložení napětí na obou šroubech. Nejvyšší hodnota je přibližně ve středu šroubu a to 80 MPa.



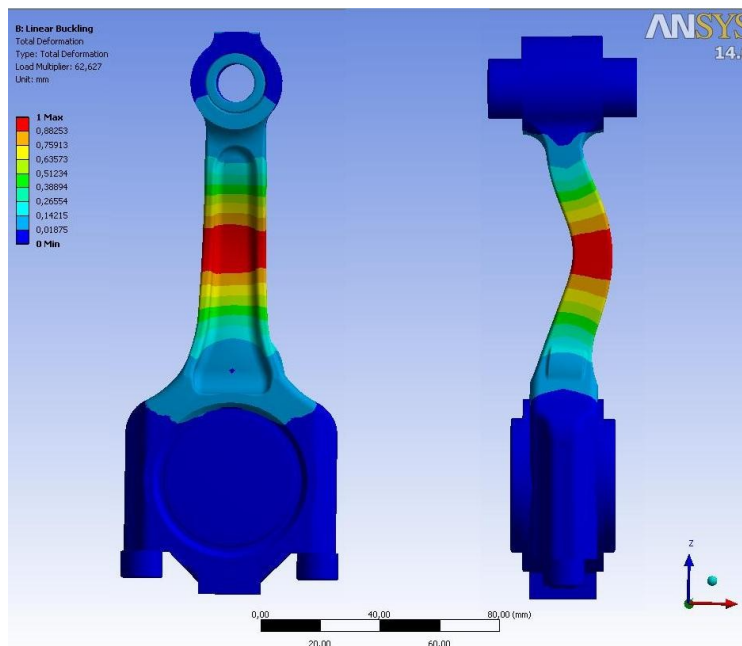
Obr. č. 52: Rozložení napětí s předpjatými ojnicními šrouby, varianta 1



Obr. č. 53: Rozložení napětí na předjatých ojnicích šroubech, varianta 1

5.5 Analýza stability (*Linear Buckling*)

Klasickou statickou analýzou nelze odhalit, zda dojde ke ztrátě deformační stability konstrukce [9]. Proto je ojnice kontrolována zvlášť výpočtem na vzpěr. Tvar vybočení ojnice je na obr. č. 54. Stupnice, která je obsažena v obrázku není uvedena v jednotkách, ale představuje pouze měřítko, které informuje o vlastním tvaru vybočení při ztrátě stability. Největší vybočení ojnice je zobrazenou barvou červenou ve středním průřezu dřívku. V rámci tohoto výpočtu dostáváme hodnotu bezpečnosti vzhledem k MSVS $\lambda_1 = 62,6$.



Obr. č. 54: Stabilita, vlastní tvar vybočení, varianta 2

Z bezpečnosti je možno stanovit kritickou sílu.

Vychází se z těchto parametrů:

$$\omega = 523,6 \text{ s}^{-1}$$

$$r = 0,036 \text{ m}$$

$$\lambda = 0,27$$

$$m_{ps} = 0,387 \text{ kg}$$

$$m_{A2} = 0,110 \text{ kg}$$

$$F_c = 25079 \text{ N}$$

Maximální tahové namáhání posuvných hmot ojnice

$$F_s'' = m_{A2} \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (1 + \lambda) = 0,110 \cdot 523,6^2 \cdot 0,036 \cdot 1,27 = 1378 \text{ N}$$

Maximální síla namáhající ojnici na tlak

$$F_{\max} = F_c - F_s'' = 25079 - 1378 = 23700 \text{ N}$$

Kritická síla

$$F_{kr} = \lambda_1 \cdot F_{\max} = 62,6 \cdot 23700 = 1484256 \text{ N} = 1,5 \text{ MN}$$

$$F_{kr} \gg F_{\max}$$

Kde:

ω úhlová rychlost klikového hřídele

r rameno kliky

λ klikový poměr

m_{ps} hmotnost pístní skupiny

m_{A2} hmotnost posuvných částí ojnice

F_c celková síla od pístu

Analýza stability prokázala, že ke ztrátě vzpěrné stability nedojde, protože maximální tlaková síla F_{\max} zatěžující ojnici nepřekročila sílu kritickou F_{kr} .

6. Přehled a porovnání dosažených výsledků

Na závěr práce jsou shrnuty v tab. č. 2 dosažené výsledky z programu ANSYS Workbench 14 pro obě varianty, včetně hodnot původní ojnice pro porovnání. MKP analýza byla zaměřena na výpočet celkových deformací, redukované napětí pro určení bezpečnosti vůči MSP, výpočet kontaktního tlaku v oku a hlavě ojnice a kontrola vzpěrné stability při zvýšeném namáhání ojnice pro variantu 2.

Tab. č. 2: přehled dosažených výsledků

	Původní ojnice	Varianta 1	Varianta 2
m_o [kg]	0,632	0,632	0,632
$R_{e_{min}}$ [MPa]	450	450	450
F_c [N]	20153	20153	25079
σ_{red} [MPa]	259,7	229	282
k_k [-]	1,73	1,9	1,59
u [mm]	0,0787	0,0773	0,0949
p_k [MPa]	49,8	-	69,8
λ_1 [-]	-	-	62,6

Kde:

m_o hmotnost ojnice

F_c celková síla působící na ojnici v ose pístního čepu

$R_{e_{min}}$ mez kluzu použité konstrukční oceli 13 141

σ_{red} redukované napětí

k_k bezpečnost vůči MSP

u celkové deformace

p_k kontaktní tlak

λ_1 bezpečnost vzhledem k MSVS

Z tab. č. 2 je patrné, že hmotnost ojnice se ani u jedné z variant nemění, stejně tak mez kluzu použitého materiálu, jelikož zůstává stejný. Po provedení pevnostní analýzy původní ojnice byly určeny místa s maximálním redukovaným napětím a vhodnou změnou tvarování ojnice se napětí podařilo snížit z 259,7 MPa na 229 MPa a tím došlo ke zvýšení bezpečnosti vůči MSP z 1,73 na 1,9. U varianty 2 kdy bylo simulováno vyšší zatížení, dochází k poklesu bezpečnosti na hodnotu 1,59. Plastické deformace nenastanou přesto do závodního motoru ojnici z tohoto materiálu nedoporučuji.

7. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo provedení pevnostní analýzy ojnice, pomocí MKP softwaru ANSYS Workbench 14 a na základě výsledku provést optimalizaci tvaru.

První kapitola pojednává o koncepci a principu funkce spalovacího motoru a klikového mechanismu. Jsou zde popsány pracovní fáze jak v textové podobě tak pomocí indikátorového p-V diagramu, který zobrazuje závislost tlaku ve válci na poloze pístu podle HU a DU. Dále jsou popsány jednotlivá konstrukční provedení ojníc u 4D spalovacích motorů, a možné varianty. Jsou zde rozebrány celky ojníc, jako je oko ojnice, dřík, hlava, ojnicí šrouby a v neposlední řadě konstrukční provedení kluzných ložisek v ojnících. Následuje popis použité ojnice. Jednak její základní rozměry, hmotnosti a mechanické vlastnosti materiálu 13 141 z kterého je řešená ojnice vyrobena.

Dalším krokem je výpočet kinematických a dynamických veličin daného klikového mechanismu. To znamená zjištění tzv. kritické polohy ojnice a síly na ní působící. Simulací v softwaru LOTUS Engine simulation (na základě parametrů motoru z něhož pochází řešení ojnice) byla zjištěna maximální hodnota expanzního tlaku 5,47 MPa při 17,5° natočení klikového hřídele. Následným přepočtem na talkovou sílu byla získána základní zatěžující síla od spalin plynu na danou ojnici ze shora v ose pístního čepu. Podle získaného uhlu se dále vypočítaly setrvačné síly, jako je zrychlení pohybu pístu, uhlová rychlost ojnice a úhlové zrychlení ojnice.

Pro danou ojnici bylo nutné vytvořit 3D model geometrie, tak aby co nejlépe vystihoval ojnici reálnou, tzn. jak rozměrově tak i hmotnostně, musely se dodržet veškerá zaoblení, zkosení a další konstrukční prvky. Model ojnice pak tvoří sestava devíti částí, které jsou následně sestaveny do jednoho celku. Pro 3D modelování byl použit software Pro/ENGINEER

Následuje import takto vymodelovaného modelu ojnice do softwaru ANSYS Workbench 14 doplněn o pístní a klikový čep, aby ojnici bylo možné ukotvit a to pod úhlem 17,5°. V programu se nejdříve určí materiálové vlastnosti použité oceli. Po ukotvení ojnice následuje zadání okrajových podmínek a zatěžujících sil, získaných z kinematických a dynamických výpočtů. Poté se daný model rozdělí na tzv. síť konečných prvků. Počet elementů sítě má zásadní význam na přesnost výsledku a výpočtový čas. Při počtu 65000 elementů byl výpočtový čas na průměrném stolním PC s 2GB operační paměti přibližně 60 min.

Statická pevnostní analýza spočívá zejména ve výpočtu celkových deformací a redukovaného napětí. Podle rozložení napjatosti byla určena místa s maximálními hodnotami a následnými konstrukčními úpravami tvaru ojnice se napětí podařilo snížit z 259,7MPa na 229MPa a tudíž došlo ke zvýšení bezpečnosti vůči MSP z 1,73 na 1,9. Úprava spočívala ve zvětšení zaoblení nálitku na levé straně ojnice a zpevnění přechodu mezi dříkem a okem ojnice, při zachování hmotnosti a to tak, že se odebral materiál z hlavy, která je nejméně zatížena, a dodal se do onoho exponovaného místa. Byla také upravena hlava ojnice, změnou způsobu montáže víka. Průchozí šrouby vkládané ze shora a zajištěné maticí byly nahrazeny závrtnými šrouby montovanými se spodu. Na takto upravené ojnici byla opět provedena pevnostní kontrola doplněna o navržené předpjaté šrouby. Druhou variantou pak byla simulace zvýšeného zatížení na takto upravenou ojnici doplněna o výpočet kontaktního tlaku a kontrola vzpěrné stability. Výsledkem však je snížení bezpečnosti vůči MSP a nevhodnost použití této ojnice v závodním motoru.

Literatura

- [1] KOZOUŠEK, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I. Praha 1978. SNTL. 367 s.
- [2] KOZOUŠEK, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. Praha 1983, 483s.
- [3] MACEK, J., SUK, B. Spalovací motory I. 1. vyd. Praha. Nakladatelství ČVUT 2003. ISBN 80-01-02085-1
- [4] RAUSCHER, J. Ročníkový projekt, Studijní opory. VUT FSI Brno, 1996, 156 s.
- [5] RAUSCHER, J. Spalovací motory, Studijní opory VUT FSI Brno, 2005, 235 s.
- [6] FATEMI, A. Dynamic load analysis and optimization of connecting rod. The University of Toledo, 2004, 190 s.
- [7] RAUSCHER, J. vozidlové motory, Studijní opory VUT FSI Brno, 2005, 156 s.
- [8] PODEŠVA, J. ANSYS-Workbench, řešení nelineárních úloh. Ostrava 2010/2011, 25 s. [online] Dostupné z WWW:
<http://www.337.vsb.cz/materialy/PodesvaJiri_Workbench.pdf>
- [9] VAVAERKA, M., VRBKA, M. Výpočtové nástavby pro CAD [online]. Dostupné z WWW:
<http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/ZVN/prednaska2_zvn.pdf>
- [10] Engineers EDGE-Coefficients of friction (static). [online]. Dostupné z WWW:
<http://www.engineersedge.com/coefficients_of_friction.html>
- [11] FONTANA, J. Schéma klikového ústrojí [online]. Dostupné z WWW:
<<http://udmt.kvalitne.cz/08meckli.html>>
- [12] Getting started using Lotus Engine Simulation [online]. Dostupné z WWW:
<<http://www.lesoft.co.uk>>

- [13] Přednášky z předmětu: Úvod do MKP. Dostpné z WWW:
<www.339.vsb.cz>
- [14] VALTOVÁ, B. Modelování a základy tvorby výkresové dokumentace v Pro/E Wildfire 4.0, 2010. Dostupné z WWW:
<http://robot.vsb.cz/podklady_pro_vyuku/>
- [15] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P. Strojnické tabulky, Praha 1999. ISBN 80-7183-164-6, 984s.

Seznam příloh: (vložené samostatně)

Příloha č. 1: Konstrukční výkres ojnice, výkres č. 01

Příloha č. 2: Konstrukční výkres ojničního šroubu, výkres č. 02