



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Pevnostní kontrola klikového mechanismu
vodíkového zkušebního motoru

Strength check of the crank mechanism of a
hydrogen test engine

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
2023**

Sebastian AKHLAS

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ
Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem
Vedoucí práce: Ing. Jindřich Hořenín

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Akhlis** Jméno: **Sebastian** Osobní číslo: **492701**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Pevnostní kontrola klikového mechanismu vodíkového zkušebního motoru

Název bakalářské práce anglicky:

Strength check of the crank mechanism of a hydrogen test engine

Pokyny pro vypracování:

Proveďte pevnostní kontrolu klikového mechanismu zkušebního jednoválcového motoru o vrtání 120 mm a zdvihu 140 mm. Stanovte maximální limity provozního zatížení motoru.

Na základě dodaných podkladů vytvořte 3D model klikového mechanismu motoru. Proveďte kontrolu rozložení teplot a tepelného a silového namáhání pístu motoru. Proveďte kontrolu silového namáhání ojnice a klikového hřídele motoru.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Jindřich Hořenín ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **19.04.2023**

Termín odevzdání bakalářské práce: **12.07.2023**

Platnost zadání bakalářské práce: **19.09.2023**

Ing. Jindřich Hořenín
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vitek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Anotační záznam

Jméno autora: Sebastian AKHLAS

Název práce: Pevnostní kontrola klikového mechanismu vodíkového zkušebního motoru

Anglický název: Strength check of the crank mechanism of a hydrogen test engine

Rozsah práce:

- 113 stran
- 131 obrázků
- 16 tabulek
- 12 grafů

Akademický rok: 2022/2023

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: Strojírenství

Vedoucí práce: Ing. Jindřich Hořenín

Klíčová slova: Klikový mechanismus, Pevnostní kontrola, Creo Simulate, MKP, vodík, vodíkový motor

Key words: Crank mechanism, strength check, Creo Simulate, FEA, hydrogen, hydrogen engine

Abstrakt

Tato práce se zabývá rešerší využívání vodíku jako paliva v alternativních pohonech. Práce obsahuje pevnostní analýzu klikového mechanismu spalovacího motoru, který spaluje vodík jako palivo. Hlavním cílem této práce je zjištění všech typů namáhání, k nimž dochází při provozu motoru, provést pevnostní výpočty a zvolit nejlepší hodnoty pro maximální mez a celkovou výdrž při provozním zatížení. Tento druh motoru bude rovněž brán v úvahu jako náhrada konvenčních neobnovitelných paliv s cílem podpořit ekologičtější provoz motorových vozidel. Při práci se používají počítačové simulace a numerické výpočty, aby bylo možné získat přesné závěry a zaručit důvěryhodnost vodíkového motoru v provozu.

Abstract

This thesis deals with the research of the use of hydrogen as a fuel in alternative propulsion. The thesis includes a strength analysis of the crank mechanism of an internal combustion engine that burns hydrogen as a fuel. The main objective of this work is to identify all types of stresses that occur during engine operation, perform strength calculations and select the best values for the maximum limit and overall endurance under operating load. This type of engine will also be considered as a replacement for conventional non-renewable fuels in order to promote greener operation of motor vehicles. The work uses computer simulations and numerical calculations to obtain accurate conclusions and to guarantee the reliability of the hydrogen engine in operation.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou na téma: “Pevnostní kontrola klikového mechanismu zkušebního vodíkového motoru” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne:

.....

(podpis autora)

Poděkování

Rád bych poděkoval svému vedoucímu závěrečné práce za odborné vedení, které bylo velmi přínosné při plánování a dokončování mé práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přátelům za morální podporu.

Obsah

Úvod	9
1 FYZIKÁLNÍ A CHEMICKÉ VLASTNOSTI VODÍKU	10
1.1 Chemické vlastnosti	10
1.2 Výskyt	10
1.3 Výroba vodíku	10
1.3.1 Neekologická výroba z fosilních paliv	10
1.3.2 Výroba vodíku z obnovitelných zdrojů	10
1.3.3 Vodík jako vedlejší produkt	11
2 Vodíkový pohon	12
2.1 Palivové články	12
2.1.1 Typy palivových článků	14
2.1.1.1 Palivové články s polymerní iontoměničovou membránou (PEMFC)	15
2.1.1.2 Alkalický palivový článek (AFC)	15
2.1.1.3 Palivové články s kyselinou fosforečnou (PAFC)	15
2.1.1.4 Palivové články s pevným elektrolytem (SOFC)	16
2.1.1.5 Středněteplotní palivové články s pevným elektrolytem (Intermediate Temperature SOFC)	16
2.1.1.6 Palivový článek pro přímou reakci metanolu (DMFC)	16
2.1.1.7 Palivové články s uhličitanovou taveninou (MCFC)	16
2.2 Spalovací vodíkové motory	17
2.2.1 Palivová směs	18
2.2.2 Problémy při spalování vodíku v pístových motorech	18
2.2.3 Palivové systémy	18
2.2.3.1 Jednobodové nepřímé vstřikování	18
2.2.3.2 Vícebodové nepřímé vstřikování	19
2.2.3.3 Přímé vstřikování	19
3 Klikový mechanismu	20
3.1 Píst	21
3.1.1 Pístní kroužky	22
3.2 Pístní čep	22
3.3 Ojnice	23

3.4 Klikový hřídel.....	24
4 Základní parametry naftového motoru	25
5 Síly působící v klikovém mechanismu	26
5.1 Síly způsobené tlakem plynů	27
5.1.1 Výsledky sil způsobené tlakem plynů	28
5.2 Setrvačné síly	29
5.2.1 Redukce hmoty ojnice	29
5.2.1.1 Setrvačné síly hmotností pohybujících se přímočaře.....	30
5.2.1.2 Setrvačné síly hmotností rotujících spolu s klikou	31
5.2.2 Výsledky setrvačných sil	31
5.3 Výsledné síly působící v klikovém mechanismu	32
6 Dynamická analýza klikového mechanismu naftového motoru	34
6.1 Reakce mezi pístem a horním okem ojnice	35
6.2 Reakce mezi spodním okem ojnice a čepem klikového hřídele.....	36
7 Pevnostní analýza klikového mechanismu naftového motoru	38
7.1 Píst	38
7.1.1 Materiál pístu.....	38
7.1.1 Uchycení, síť a zatížení pístního čepu	39
7.1.2 Tepelné namáhání pístu	41
7.1.3 Výsledky pevnostní analýzy pístu	44
7.2 Pístní čep	48
7.2.1 Materiál čepu	48
7.2.2 Uchycení a zatížení pístního čepu	48
7.2.3 Výsledky pevnostní analýzy pístního čepu	50
7.2.3.1 Výpočet ovalizace pístního čepu	52
7.3 Ojnice.....	53
7.3.1 Materiál ojnice	53
7.3.1 Uchycení, síť a zatížení ojnice.....	53
7.3.2 Výpočet tlaku od nalisování ložiskového pouzdra	55
7.3.3 Výsledky pevnostní analýzy ojnice.....	58
7.4 Klikový hřídel.....	64
7.4.1 Materiál klikového hřídele	64

7.4.2 Uchycení, síť a zatížení klikového hřídele	65
7.4.3 Průběh kroutícího momentu	68
7.4.4 Výsledky pevnostní analýzy klikového hřídele	69
8 Základní parametry vodíkového motoru	74
9 Síly v klikovém mechanismu vodíkového motoru	75
10 Dynamická analýza vodíkového motoru	77
10.1 Reakce mezi pístem a horním okem ojnice	77
10.2 Reakce mezi spodním okem ojnice a čepem klikového hřídele	78
11 Pevnostní kontrola klikového mechanismu vodíkového motoru	80
11.1 Píst	80
11.1.1 Výsledky pevnostní analýzy pístu vodíkového motoru	80
11.2 Pístní čep	85
11.2.1 Výsledky pevnostní analýzy pístního čepu	85
11.2.1.1 Výpočet ovalizace pístního čepu vodíkového motoru	87
11.3 Ojnice	88
11.3.1 Výsledky pevnostní analýzy ojnice	88
11.4 Klikový hřídel	95
11.4.1 Výsledky pevnostní analýzy klikového hřídele	95
Závěr	101
Seznam použitých veličin	103
Použitá literatura	105
Seznam obrázků	108
Seznam tabulek	111
Seznam grafů	112
Přílohy	112

Úvod

V posledních letech roste zájem o vodík jako možnou alternativu k tradičním fosilním palivům v dopravě. Vodík představuje zelené palivo, které by mohlo snížit závislost na fosilních palivech a omezit emise skleníkových plynů.

Jedním z hlavních přínosů vodíku je jeho ekologická čistota. Při spalování vodíku nevznikají emise oxidu uhličitého ani jiných škodlivých látek. To znamená, že vodík může významně přispět ke zlepšení kvality ovzduší a snížení negativních dopadů na životní prostředí.

Další výhodou vodíku je jeho obnovitelnost. Vodík lze získávat z různých zdrojů, včetně vody a obnovitelných zdrojů energie. Vodík získaný z obnovitelných zdrojů se nazývá zelený vodík a má minimální ekologický dopad. Tímto způsobem by vodík mohl přispět k budování udržitelného energetického systému.

Přestože vodík nabízí mnoho potenciálních výhod, před jeho masovým využíváním v dopravě stojíme před několika výzvami. Jednou z největších výzev je infrastruktura. Pro efektivní využívání vodíku je nezbytné vybudovat dostatečnou síť vodíkových stanic pro tankování. To vyžaduje značné investice a časový rámec pro jejich výstavbu a rozvoj.

Další výzvou je skladování vodíku. Vodík je třeba skladovat pod vysokým tlakem nebo v kapalném stavu, což vyžaduje speciální nádrže a bezpečnostní opatření. Tyto technologie jsou stále ve vývoji a náklady na ně mohou představovat překážku pro širší přijetí vodíku v dopravě.

Navzdory těmto výzvám je vodík nadějnou alternativou pro snížení emisí a omezení dopadu dopravy na životní prostředí. Je důležité investovat do výzkumu a vývoje, infrastruktury a regulací, které podpoří širší využití vodíku jako paliva v dopravě. Tím se otevrou nové možnosti pro udržitelnou a ekologicky šetrnou dopravu v budoucnosti.

1 FYZIKÁLNÍ A CHEMICKÉ VLASTNOSTI VODÍKU

Vodík je nejlehčí a nejjednodušší plynný chemický prvek, který objevil Henry Cavendish v roce 1766. Je to prvek bezbarvý, bez chuti a zápachu. Ve sloučení s kyslíkem a halogeny je značně reaktivní. Ve sloučeninách je vodík schopen vytvořit tzv. vodíkovou vazbu neboli vodíkový můstek. Mimořádně silná vodíková vazba je s atomy kyslíku, díky které se dají vysvětlit anomální fyzikální vlastnosti vody, např. vysoký bod varu a tání. [1] [2]

1.1 Chemické vlastnosti

Je velmi reaktivní, sloučeniny vytváří s každým prvkem periodické tabulky, kromě vzácných plynů. Čistý vodík hoří za vzniku vodní páry nesvitivým až lehce namodralým plamenem. [2]

1.2 Výskyt

Na Zemi se elementární vodík vyskytuje jen výjimečně, a to v okolí sopek. Častěji se vyskytuje v plynné podobě ve formě dvouatomových molekul H_2 , například jako součást zemního plynu a je obsažen ve všech organických sloučeninách. Elementární vodík je také jednou z důležitých složek zemního plynu, vyskytuje se i v ložiscích uhlí. Společně s uhlíkem, kyslíkem a dusíkem patří vodík mezi tzv. biogenní prvky, které jsou základem všech živých organismů, díky čemuž je vodík součástí všech sloučenin, které tvoří ropu. [1]

1.3 Výroba vodíku

Vodík lze v současné době vyrábět různými způsoby z různých vstupních zdrojů surovin.

1.3.1 Neekologická výroba z fosilních paliv

V současné době se 96 % vodíku vyrábí z fosilních paliv. Jde o chemický proces probíhající za vysoké teploty, při kterém reaguje směs metanu a vodní páry za vzniku vodíku a CO_2 . Tento způsob je velmi účinný (okolo 80 %), avšak značná nevýhoda je vznik velkého množství oxidu uhličitého – na 1 kg vyrobeného vodíku se vyprodukuje 5,5 kg CO_2 . [26]

1.3.2 Výroba vodíku z obnovitelných zdrojů

Vodík z obnovitelných zdrojů lze vyrábět z biomasy, elektrolýzou vody nebo páry. Při elektrolýze vody je roztok vystaven elektrickému proudu, který rozpouští vazby mezi vodíkem a kyslíkem a přeměňuje kapalinu na tyto dva plyny. [26]

1.3.3 Vodík jako vedlejší produkt

Jedná se o často neefektivní využití vodíku v petrochemických procesech. Vozidla FCEV (automobily s vodíkovým pohonem) mohou díky tomuto volnému vodíku ujet stovky tisíc kilometrů denně. [26]

Fyzikální a chemické vlastnosti vodíku	
Latinský název	Hydrogenium
Chemická značka	H
Protonové číslo [-]	1
Relativní atomová hmotnost [-]	1,00794
Zařazení	Nekovy
Tepelná vodivost [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]	0,1805
Krystalová struktura	Šesterečná
Teplota tání [K]	14,025
Teplota varu [K]	20,268
Tlak nasycené páry [Pa]	209 při 23 K
Měrná tepelná kapacita [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]	14304
Spalné teplo vodíku [kJ mol^{-1}]	72
Výhřevnost [kJ mol^{-1}]	59,775

Tabulka 1 – Fyzikální a chemické vlastnosti vodíku [2] [3]

2 Vodíkový pohon

Vodíkový pohon je metoda využívající vodík jako palivo pro motorová vozidla.

Existují různé strategie využívající vodíkový pohon. Nejrozšířenějšími technologiemi jsou vodíkové palivové články a spalovací motory. Vodíkové palivové články přeměňují chemickou energii vodíku a kyslíku na elektřinu a vodu. Tato elektřina je pak využívána k pohonu elektrického motoru vozidla. Výhodou vodíkových palivových článků je, že jako vedlejší produkt produkují pouze vodní páru.

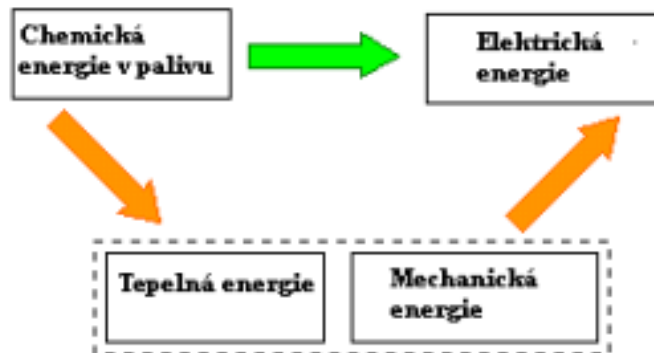
Spalovací motory poháněné vodíkem fungují podobně jako spalovací motory poháněné benzinem nebo naftou. Rozdíl spočívá v tom, že jako palivo se používá vodík. Vodík a vzduch se ve spalovacím motoru kombinují a spalují, což generuje energii pro pohon vozidla. I když při spalování vodíku vzniká malé množství oxidu uhličitého, hlavním vedlejším produktem je vodní pára.

Vodíkový pohon je považován za ekologicky výhodnou alternativu ke konvenčním palivům, protože může přispět ke snížení emisí skleníkových plynů. Vodík je obnovitelný zdroj energie a jeho spalování nezanechává zplodiny, které by negativně ovlivňovaly životní prostředí. Nicméně překážkou pro širší využívání vodíkového pohonu zůstává nedostatečná infrastruktura pro výrobu, skladování a přepravu vodíku. Kromě toho jsou zde vysoké náklady na výrobu a nízká energetická účinnost vodíkových palivových systémů.

Přestože vodíkový pohon nabízí potenciál jako ekologická alternativa, je nezbytné řešit tyto výzvy a investovat do dalšího výzkumu, vývoje a infrastruktury. Postupný pokrok v technologiích vodíkového pohonu a snižování nákladů by mohly vést k jeho většímu uplatnění a přispět k udržitelnější budoucnosti dopravy. [4]

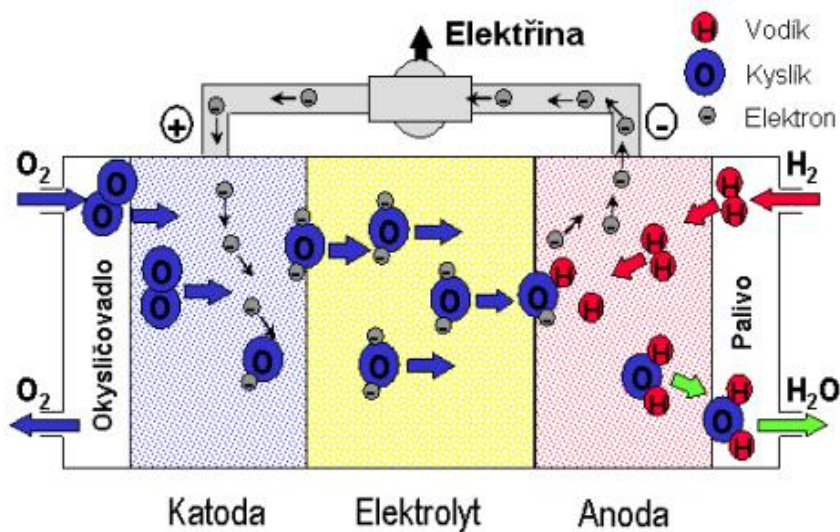
2.1 Palivové články

Palivový článek je elektrochemické zařízení, které během oxidačně-redukční reakce mění chemickou energii paliva přímo na elektrickou energii (Obrázek 1). Je složen z porézních elektrod, které odděluje elektrolyt. V oblasti pórů elektrod se vytváří třífázové rozhraní sestávající z elektrody, elektrolytu a reagentů vznikajících oxidací paliva a redukcí oksyličovadla. [5]



Obrázek 1 – Transformace energie [5]

Všechny palivové články mají stejný základní princip, jednotlivé typy se odlišují materiálem elektrod, použitým elektrolytem, pracovní teplotou a konkrétními chemickými reakcemi na anodě a katodě. Níže je popsáno fungování vysokoteplotního palivového článku s elektrolytem z pevných oxidů, který používá jako palivo a okysličovadlo čistý vodík a kyslík pro proces inverzní ke koncepci elektrolýzy (Obrázek 2). [5]



Obrázek 2 – Princip činnosti palivového článku [5]

Podle následujících rovnic dochází v místě třífázového rozhraní k elektrochemické oxidaci paliva a redukci okysličovadla:

Reakce na anodě:



Reakce na katodě:



Molekulární kyslík se přivádí do katody palivového článku, kde se redukuje pomocí dvou elektronů na kyslíkový aniont, který je elektrolytem přenášen na anodu. Na anodě kyslíkový aniont redukuje vstupující vodík za vzniku vody a uvolněné elektrony jsou přenášeny z anody na katodu jako použitelný elektrický proud. [5]

Sumární reakce v palivovém článku tedy je $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O$, přičemž se reakce účastní dva elektrony. Pro reakce jiných paliv může být počet elektronů odlišný. [5]

2.1.1 Typy palivových článků

Rozlišujeme několik primárních typů palivových článků, které se odlišují zejména druhem elektrolytu a provozní teplotou. Díky tomu se rozlišují i konstrukční provedení, způsob provozu a příprava paliva. [5]

Palivové články se dělí dle provozní teploty na [5]:

- nízkoteplotní 60 - 130 °C
- středněteplotní 160 - 220 °C
- vysokoteplotní 600 - 1050 °C

Podle typu elektrolytu rozlišujeme palivové články na články s [5]:

- alkalickým elektrolytem (AFC – Alkaline Fuel Cell)
- polymerní elektrolytickou membránou (PEM – Polymer Electrolyte Membrane / Proton Exchange Membrane)
- kyselinou fosforečnou (PAFC – Phosphoric Acid Fuel Cell)
- taveninou alkalických uhličitánů (MCFC – Molten Carbonate Fuel Cell)
- pevným oxidickým elektrolytem (SOFC – Solid Oxide Fuel Cell)

2.1.1.1 Palivové články s polymerní iontoměničovou membránou (PEMFC)

Palivové články s polymerní elektrolytovou membránou poskytují vysokou proudovou hustotu, která umožňuje nízkou hmotnost a rozměry. Pevná elektrolytická membrána zjednodušuje chemické utěsnění procesu, snižuje korozi a prodlužuje životnost článku. PEMFC pracují při nízkých teplotách, což umožňuje rychlejší najíždění a okamžitou reakci na změnu požadovaného výkonu. Z těchto důvodů jsou PEMFC zvláště vhodné pro pohon vozidel, i když se vyvíjejí také jako malé stacionární jednotky. Vzhledem k nízké pracovní teplotě palivový článek neposkytuje teplo potřebné pro endotermickou reakci reformingu paliva. [5]

2.1.1.2 Alkalický palivový článek (AFC)

Alkalický elektrolytový palivový článek byl jedním z prvních současných palivových článků, jehož vývoj začal v 60. letech 20. století. Díky aktivní kyslíkové kinetice elektrod a širokému spektru dostupných katalyzátorů jsou AFC při použití vodíku a kyslíku užitečnější než ostatní typy palivových článků. Praktický význam platinové katody vyplývá z možnosti získání vyšší účinnosti AFC než PAFC při stejné proudové hustotě nebo vyšší proudové hustoty při stejné účinnosti. AFC s použitím čistého vodíku má účinnost zhruba 60 %. Elektrolyt u některých konstrukčních řešení cirkuluje, díky čemuž odvádí vzniklé teplo a eliminuje možnost varu vody. [5]

2.1.1.3 Palivové články s kyselinou fosforečnou (PAFC)

Jediný typ palivového článku, který je dodnes využíván komerčně jsou palivové články s kyselinou fosforečnou (PAFC). Tento typ palivového článku používá jako elektrolyt 100% kyselinu fosforečnou. Tato kyselina je stabilnější než jiné běžné kyseliny, což jí dovoluje pracovat v širším rozsahu teplot. Běžná provozní teplota PAFC se pohybuje při teplotách 150 až 220 °C. [5]

U PACF je důležité zajištění odvodu tepla. Chladivo, které může být kapalné (běžně se používá voda) nebo plynné (vzduch), se přenáší chladícími kanály, které jsou obvykle umístěny v každém pátem článku souboru. Systém chlazení kapalinou je sice složitější, ale účinněji odvádí teplo. Výhodou plynového chlazení je jeho jednoduchost, spolehlivost a nízká cena. [5]

2.1.1.4 Palivové články s pevným elektrolytem (SOFC)

Pro vysokoteplotní palivové články s pevným elektrolytem je typická provozní teplota obvykle přesahující 800 °C. Díky nepřítomnosti kapalného elektrolytu mizí problémy s korozí doprovodného materiálu a s elektrolytovým hospodářstvím. Díky vysoké teplotě je možné využití spalin z palivového článku pro kogeneraci. Všechny součásti SOFC článku jsou trvalé, tudíž neexistují žádná omezení pro jejich uspořádání, a proto lze konstruovat v různých geometrických tvarech. Palivové články s pevným elektrolytem byly od počátku vytvářeny ve dvou jedinečných koncepcích: deskové a tubulární. [5]

2.1.1.5 Středněteplotní palivové články s pevným elektrolytem (Intermediate Temperature SOFC)

Provozní teplota palivových článků s pevným elektrolytem se střední teplotou (ITSOFC) je 600 až 800 °C. Primárním důvodem pro snížení teploty v porovnání s vysokoteplotními palivovými články s pevným elektrolytem (TSOFC) je snížení výrobních nákladů na samotný článek na minimum. Snížení teploty snižuje nároky na materiál, což umožňuje použití většího množství levnějších materiálů. Současně se výrazně snižují úniky tepla do okolí, tepelné namáhání a potřeby systému tepelného řízení. V důsledku horší reakční kinetiky se však výrazně snižuje účinnost. [5]

2.1.1.6 Palivový článek pro přímou reakci metanolu (DMFC)

Palivový článek pro přímou reakci metanolu je nejslibnějším průlomem v oblasti přenosných palivových článků. Tato malá jednotka je levná na výrobu, praktická a nevyžaduje stlačený vodík. Článek DMFC má dobré elektrochemické vlastnosti a doplňování se provádí buď vstříkáním kapaliny nebo výměnou zásobníku s náplní. Tato skutečnost umožňuje nepřetržité fungování bez přerušení. [6]

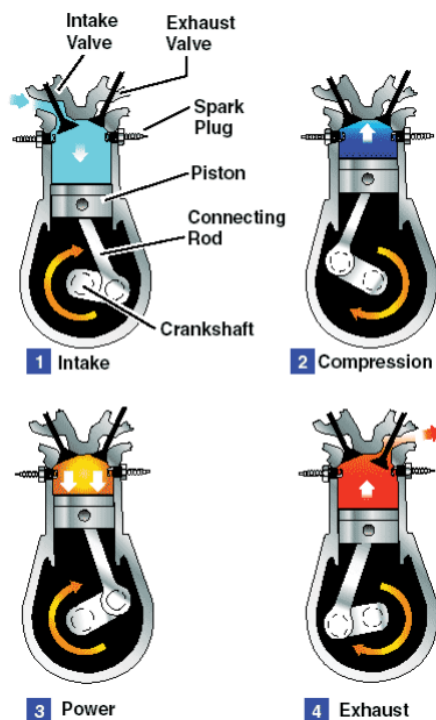
2.1.1.7 Palivové články s uhlíčanovou taveninou (MCFC)

Provozní teplota palivových článků s taveninou alkalických uhlíčanů je zhruba 650 °C. Tato teplota je nutná k zajištění dostatečné vodivosti uhlíčanového elektrolytu a zároveň umožňuje použití levných kovových součástí článku. Při této teplotě nejsou zapotřebí drahé kovy jako katalyzátory elektrochemické reakce. Pro průmyslové a vojenské aplikace jsou MCFC vyvíjeny za použití zemního a uhelného plynu. [5]

2.2 Spalovací vodíkové motory

Ke spalování vodíku jsou dnes hojně využívané upravené konvenční čtyřtákní zážehové pístové motory. Ottův cyklus popisuje kruhový děj, ve kterém spalovací motor funguje. Pracovní oběh čtyřdobého spalovacího motoru se skládá ze čtyř fází [7]:

1. Sání - Píst se pohybuje směrem dolů do dolní úvratě. Těsně po dosažení horní úvratě se výfukový ventil uzavírá. Během pohybu pístu do dolní úvratě je do válce dopravena nová palivová směs otevřeným sacím ventilem.
2. Komprese - Píst se pohybuje směrem vzhůru a stlačuje směs. Když se píst nachází v dolní úvratě, dochází k uzavření sacího ventilu. Těsně před dosažením horní úvratě dochází k zapálení směsi od zapalovací svíčky.
3. Expanze - Píst se pohybuje do dolní úvratě díky nárůstu teploty a tlaku v důsledku hoření zápalné směsi. Píst koná práci, která je převáděna na klikovou hřídel. Těsně před dosažením pístu dolní úvratě se výfukový ventil otevře a z válce se vysokou rychlostí rozproudí spalované plyny.
4. Výfuk - Píst se pohybuje směrem do horní úvratě a vytlačuje zplodiny do výfukového potrubí. Krátce před dosažením horní úvratě je otevřen sací ventil, což napomáhá odvodu spalín z válce.



Obrázek 3 – Fáze pracovního oběhu [8]

2.2.1 Palivová směs

Palivová směs je charakterizovaná pomocí poměru vzduch/vodík (A/F ratio). Vysoká homogenita zapalované směsi je zajištěna vysokou difuzivitou vodíku. K dosažení ideálního poměru vzduchu a vodíku je důležitá chemická reakce spalování vodíku, která probíhá dle následující funkce [9]:



Pro výpočet poměru směsi je třeba do rovnice obsáhnout i dusík, jelikož je ve vzduchu velmi výrazně zastoupen.

2.2.2 Problémy při spalování vodíku v pístových motorech

Největším problémem použití vodíku jako paliva v pístovém spalovacím motoru je předčasné vznícení směsi paliva. U vodíku je tento problém způsoben nízkou iniciační energií, širokým rozsahem hořlavosti a krátkou vzdáleností uhasnutí plamene. K předčasnému vznícení dochází samovolně před přeskokem jiskry zapalovací svíčky.

Nejčastější příčiny předčasného zapálení směsi jsou vznícení paliva od rozžhavených míst spalovacího motoru. K předčasnému zapálení směsi a zášlehu může dojít i kvůli časovému překrytí mezi otevřením sacích a výfukových ventilů. [9]

2.2.3 Palivové systémy

Předčasné zapálení směsi a s tím spojené komplikace lze odstranit, nebo alespoň značně omezit vhodnou konstrukcí a volbou palivového systému. Palivové systémy lze rozdělit do tří hlavních typů: jednobodové nepřímé vstřikování, vícebodové nepřímé vstřikování a přímé vstřikování. [9]

2.2.3.1 Jednobodové nepřímé vstřikování

Nejjednodušší možností, jak do motoru dodávat vodíkové palivo, je za použití karburátoru nebo centrálního systému vstřikování. Během sací fáze cyklu motoru se palivová směs tvoří v sacím potrubí na jediném místě. Vodík nemusí být vstřikován tak velkým tlakem, na rozdíl od ostatních palivových systémů. U stávajících benzínových motorů je možné použít modifikovaný centrální systém vstřikování paliva.

Nevýhodou centrálního vstřikování je zvýšená náchylnost k předčasnému vznícení směsi. Kromě toho výkonost tohoto způsobu vstřikování nedosahuje takové výkonosti jako například systém přímého vstřikování vodíku. [9]

2.2.3.2 Vícebodové nepřímé vstřikování

Tato metoda tvorby palivové směsi vznikla vylepšením předchozího systému. Palivová směs tentokrát vzniká na více místech sacího potrubí, a to před každým sacím ventilem. K výrobě směsi dochází až po zahájení sacího zdvihu, což dává čistému vzduchu čas na vytlačení spalin a ochlazení horkých oblastí. Tím se výrazně snižuje pravděpodobnost, že se směs vznítí příliš brzy. [9]

2.2.3.3 Přímé vstřikování

Přímé vstřikování paliva je nejpokročilejší palivový systém, probíhá při kompresním zdvihu pístu. Po uzavření sacího ventilu je palivo vstříknuto přímo do válce, díky čemuž je znemožněno předčasnému vzplanutí směsi i zpětnému zášlehu. Motor s přímým vstřikováním paliva dosahuje výkonu, který je zhruba o 42 % vyšší než u motoru s centrálním vstřikem a o 20 % vyšší než u benzínového motoru. Ve srovnání s dřívějšími technikami se ke vstřikování paliva využívá vyšší tlak.

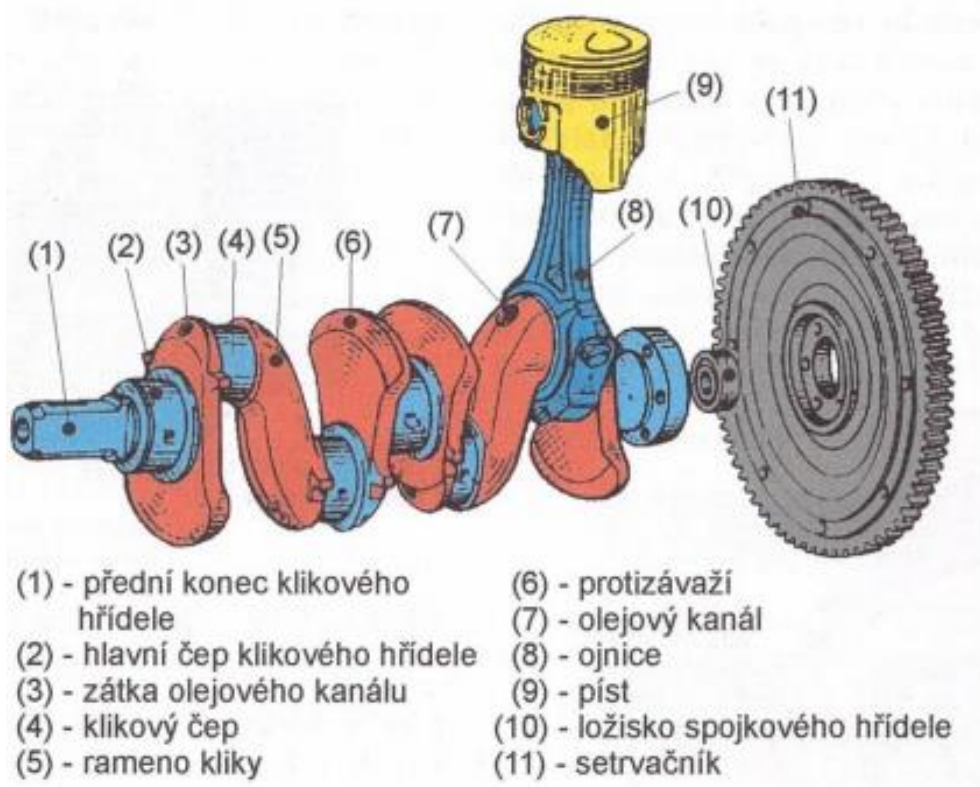
Je důležité přijmout taková opatření, aby směs byla po vstřiku co nejhomogennější, aby se zabránilo zvýšení emisí a zároveň se zkrátila doba potřebná k promíchání vodíku a vzduchu. Pokud by směs byla značně nehomogenní, byla by hodnota emisí mnohonásobně vyšší než u předešlých vstřikovacích systémů. Využitím několika vstřiků paliva během jednoho kompresního zdvihu lze také dosáhnout homogenní směsi. [9]

3 Klikový mechanismu

Klíčovou součástí každého pístového spalovacího motoru je klikový mechanismus. Mění přímočarý vratný pohyb pístní skupiny na rotační pohyb klikového hřídele. Točivý moment na klikovém hřídeli získáme působením tlaku plynů ze spalování paliva ve válci na píst. Klikový mechanismus se stal jedním z nejpoužívanějších mechanismů zejména pro pohon dopravních prostředků.

Hlavní části klikového mechanismu:

- píst
- pístní kroužky
- pístní čep
- ojnice
- kliková hřídel



3.1 Píst

Píst je při práci motoru zatěžován mechanicky, silami od tlaku plynů, setrvačnými silami a tepelně. Charakter zatěžujících účinků je vyvolán rázem a je způsoben prudkým nárůstem teploty a tlaku ve spalovacím prostoru. V důsledku cyklických změn těchto zatěžovacích účinků je materiál pístu současně náchylný k únavovému namáhání.

Základními částmi pístu jsou dno pístu s vytvořeným spalovacím prostorem, plášť pístu, horní můstek, drážky pro pístní kroužky s nosičem v první drážce a nálitky pro pístní čep s drážkami pro jeho zajištění. Nejběžnějším materiálem používaným k výrobě pístů je hliníková slitina, která je následně opatřena povrchovou úpravou elektrochemickým nanášením dalších prvků.

Chlazení pístu se provádí ostříkem maziva na vnitřní plochu z trysky nebo rozvodem maziva skrze vytvořený chladicí kanálek. [10] [11]



Obrázek 5 – Píst motoru Tatra T815 [12]

3.1.1 Pístní kroužky

Jako pístní kroužky se používají pružné prstence s jednou vyříznutou drážkou. Těsnící kroužky a stírací kroužky jsou dva typy pístních kroužků. U moderních konvenčních automobilů se obvykle používají dva těsnící a jeden stírací kroužek.

Plyny ze spalovacího prostoru nemohou pronikat do okolí klikového hřídele díky utěsnění pístu, které zajišťují těsnící kroužky. Také odvádějí většinu tepla z pístu do stěn válce. Aby nedocházelo ke karbonizaci oleje a zadírání těsnících kroužků, starají se stírací kroužky o setření přebytečného oleje ze stěn válce a zabraňují jeho pronikání do spalovací komory. [10]



Obrázek 6 – Pístní kroužky [13]

3.2 Pístní čep

Pístní čep přenáší síly mezi pístem a ojnicí. Střídají se v něm smyková a ohybová rázová napětí. Aby čep odolal opotřebení, je potřeba, aby jeho povrch byl dobře vybroušený a kalený. Pístní čep musí být také lehký, aby se zbytečně nezvyšovaly setrvačné síly působící na píst. Vzhledem ke kolísání směru a síly zatěžujících sil podléhá pístní čep únavovému zatížení. [10] [11]



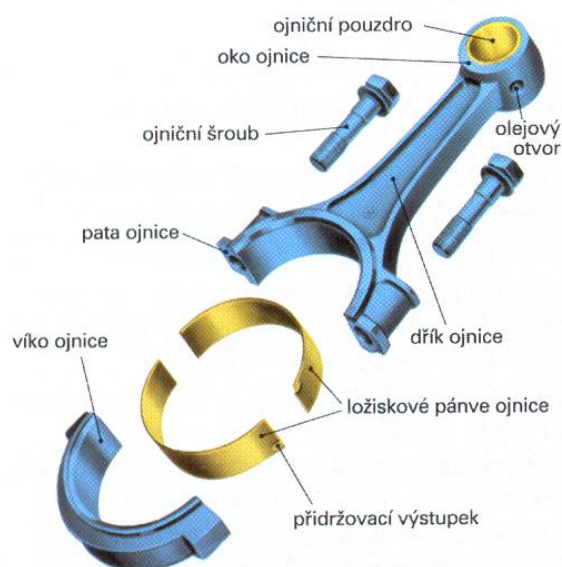
Obrázek 7 – Pístní čep [14]

3.3 Ojnice

Díky připevnění ojnice k pístu dochází k přenosu sil mezi pístem a klikovým hřídelem motoru. Dochází tak k přeměně přímočarého vratného pohybu pístu na otáčivý pohyb klikového hřídele. Je namáhána únavově, u čtyřdobých motorů proměnnou silou tah-tlak.

Jejími součástmi jsou dřík, hlava a oko ojnice. Pístní čep v oku ojnice spojuje ojnici s pístem. Uvnitř hlavy ojnice jsou spojeny ojnice a klika. Dřík je část s příčným profilem připomínajícím písmena I nebo H, nachází se mezi okem a hlavou ojnice.

Základními požadavky na ojnici jsou nízká hmotnost, vysoká pevnost a vysoká tuhost horního i spodního oka ojnice. [10] [11]

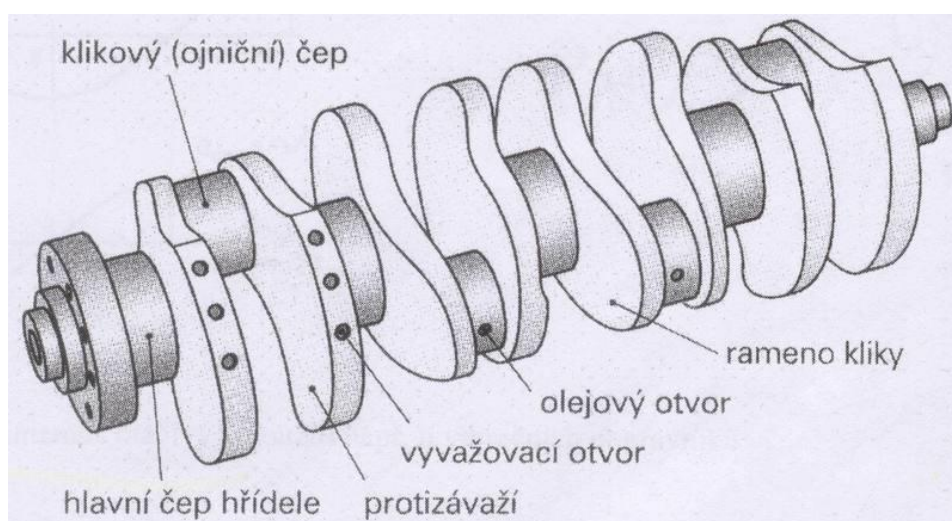


Obrázek 8 – Ojnice [15]

3.4 Klikový hřídel

Klikový hřídel tvoří hlavní čepy, ojniční čepy, ramena kliky, přední (volný) a zadní (náhonový) konec. Zajišťuje spolu s ojnicí kinematický převod přímočarého vratného pohybu pístu na pohyb rotační. Zároveň zajišťuje přenos točivého momentu z motoru na setrvačnick, a dále na spojku vozu.

Konstrukce klikového hřídele zajišťuje tuhost ve vztahu k ohybovému a krouticímu zatěžení, pevnost vůči působícím silovým účinkům, odolnost proti opotřebení čepů ložisek a dlouhou životnost při cyklickém zatěžení (vysokou únavovou pevnost). [7]



Obrázek 9 – Klikový hřídel [16]

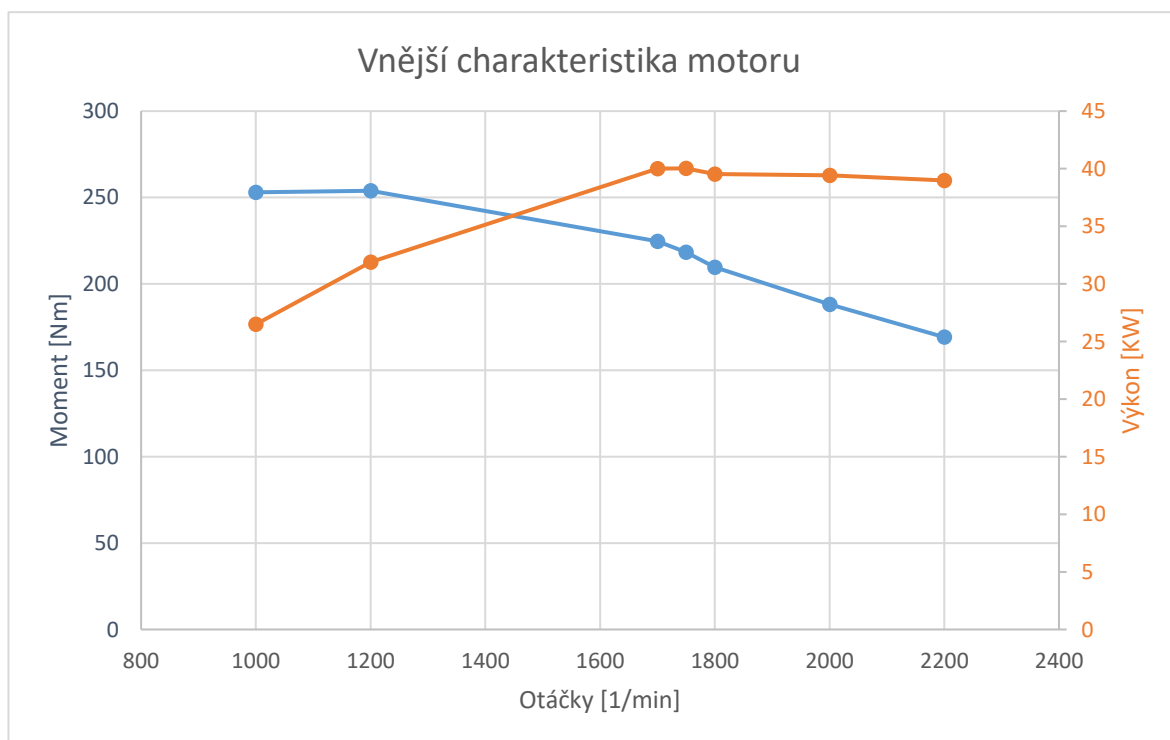
4 Základní parametry naftového motoru

Pro přestavbu byl zvolen naftový motor značky Tatra, a to model T815 ve verzi T3-928.

Tato verze před přestavbou mi umožní nastavit a zkontrolovat veškeré okrajové podmínky potřebné pro analýzu pomocí metody konečných prvků. Všechny komponenty klikového mechanismu musí odpovídat analýze MKP, protože daný motor již byl v provozu, a tedy byl plně funkční.

Název parametru	Hodnota parametru
Průměr vrtání [mm]	120
Zdvih [mm]	140
Maximální točivý moment [Nm]	253 Nm při 1 200 min ⁻¹
Maximální výkon [kW]	40 kW při 1 750 min ⁻¹
Kompresní poměr [-]	16: 1
Zdvihový objem [cm ³]	1583,4
Střední pístová rychlost [m/s]	8,17 m/s

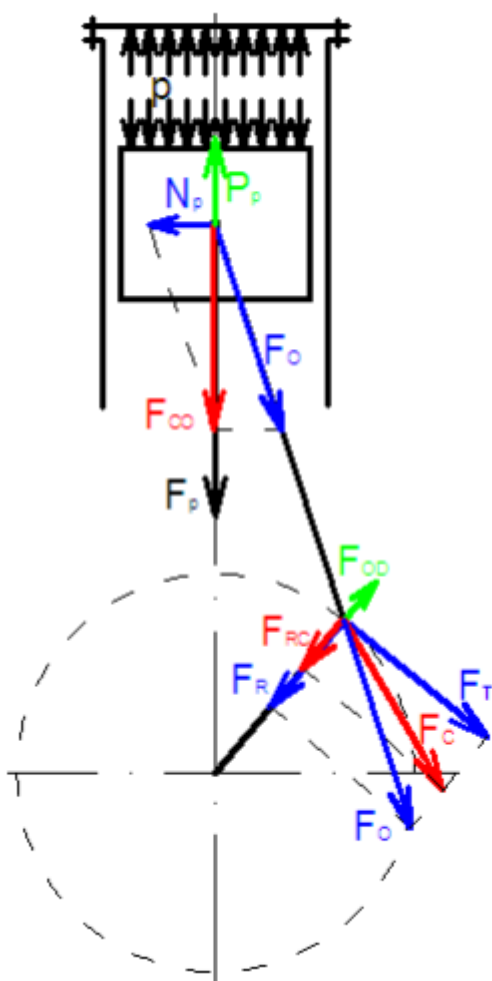
Tabulka 2 – Parametry naftového motoru



Graf 1 – Vnější charakteristika naftového motoru

5 Síly působící v klikovém mechanismu

Síly působící v klikovém mechanismu pístového spalovacího motoru dělíme na síly primární (od tlaku plynů), síly sekundární (spalování paliva ve válci a setrvačné síly) a síly vzniklé pohybem hmotností jednotlivých částí klikového mechanismu. Tyto síly jsou periodickými funkcemi úhlu natočení křídlového hřídele a jsou velmi důležité pro pevnostní výpočty konstrukčních částí motoru. V motoru kromě těchto sil působí také třecí síly a síly vznikající kmitáním torzním, ohybovým a prostorovým. [17]



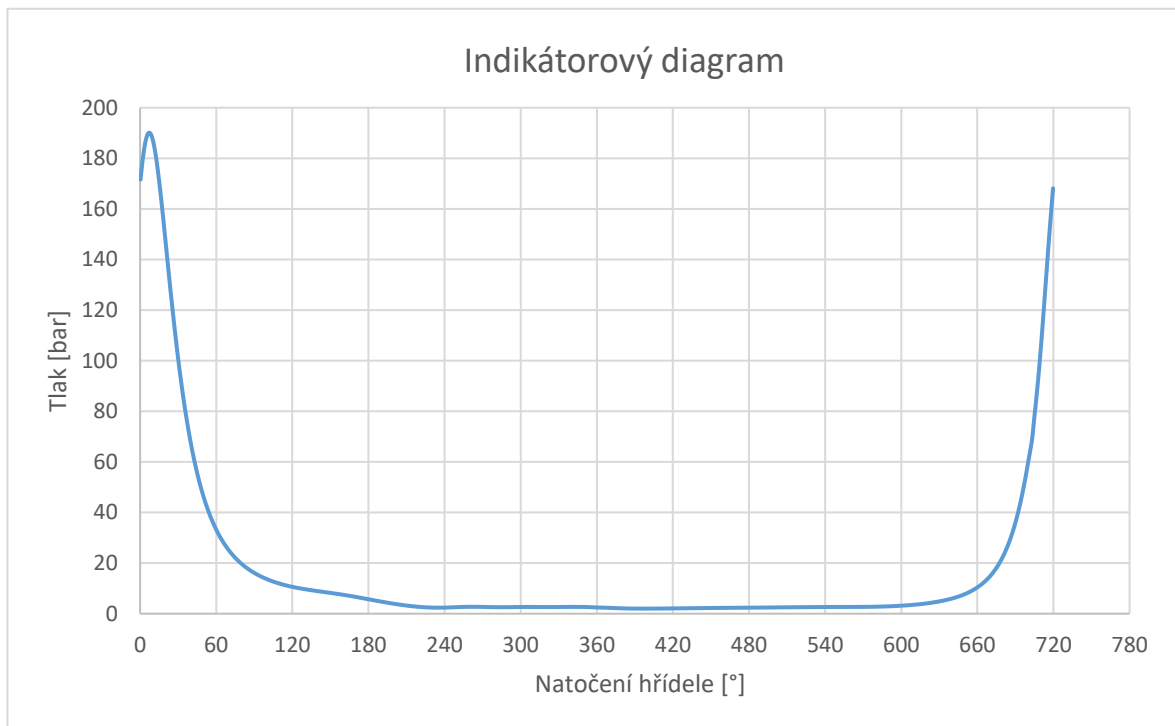
Obrázek 10 – Síly působící v klikovém mechanismu

5.1 Síly způsobené tlakem plynů

Síla způsobená tlakem plynů na píst vychází z rovnice:

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

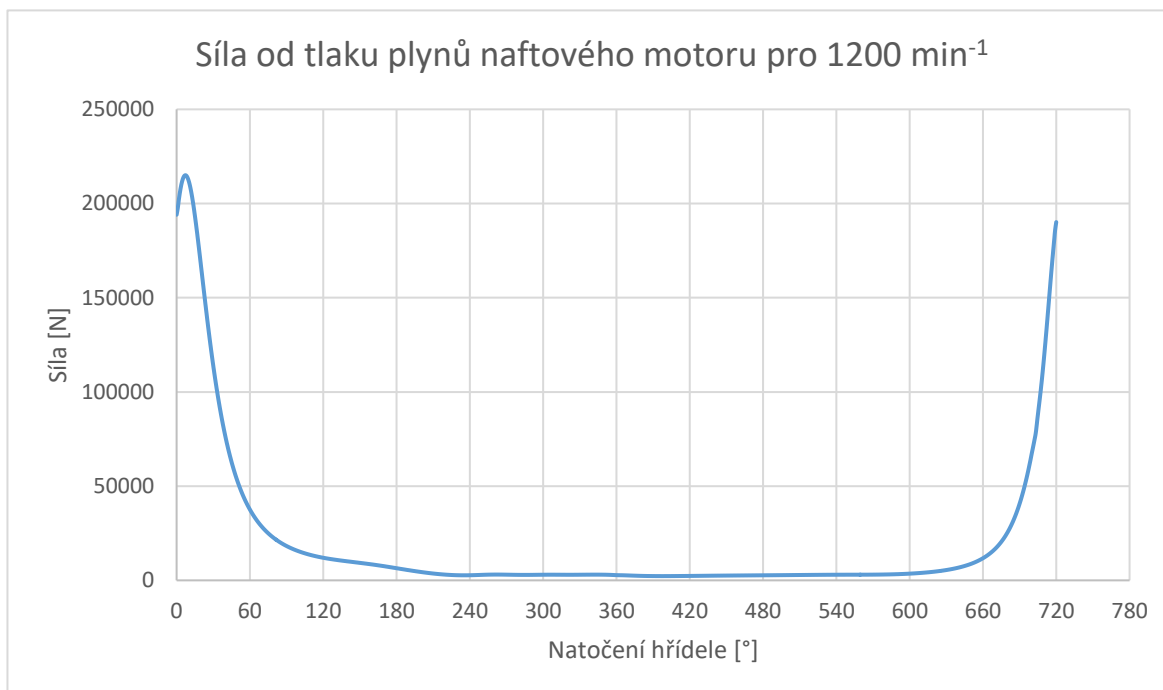
kde D je průměr válce. Indikační diagram (Graf 2) lze použít k určení průběhu absolutního tlaku p ve válci v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele. Předpokládá se, že okolní tlak ve výpočtové výšce je tlak, který tlačí na vnitřní stranu dna pístu, neboli p_0 .



Graf 2 – Indikátorový diagram pro 1200 min^{-1} naftový motor

5.1.1 Výsledky sil způsobené tlakem plynů

Velikost plochy jsem vypočítal na základě průměru vrtání, poté jsem převedl tlak na potřebné jednotky a pomocí vzorce (3) jsem v MS Excel vykreslil průběh křivky v grafu 3.



Graf 3 – Průběh síly od tlaku plynů pro 1200 min⁻¹

Otáčky [min ⁻¹]	Fp max [N]	Fp min [N]
1000	210 880	2367
1200	215 024	2258
1700	216 760	1983
1750	215 542	1941
1800	213 465	1883
2000	209 092	1799
2200	203 789	1741

Tabulka 3 - Výsledky sil od tlaku plynů pro naftový motor

5.2 Setrvačné síly

Setrvačné síly vznikají pohybem tělesa a mají tendenci snižovat účinky sil od tlaku plynů. Ojnice vykonává při otáčení klikového hřídele složitý rotační pohyb. Klikový čep společně s hlavou ojnice vykonává otáčivý pohyb. Oko ojnice společně s pístním čepem vykonává pohyb přímočarý v ose válce. Kvůli tomu je nezbytné redukovat hmotu ojnice a setrvačnou sílu ojnice nahradit setrvačnými silami redukovaných hmot ojnice:

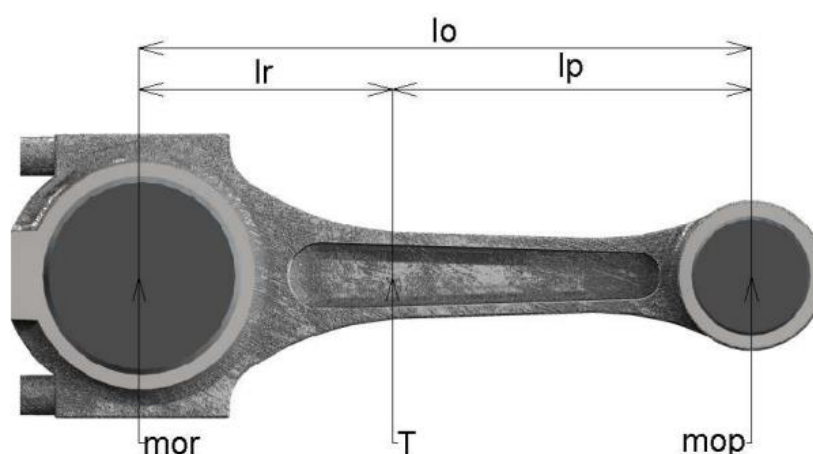
Setrvačnou silou té části ojnice, která koná přímočarý pohyb a je redukována do osy pístního čepu.

Setrvačnou silou části ojnice, která je redukována do klikového čepu. [18]

5.2.1 Redukce hmoty ojnice

Nahrazením hmotnosti ojnice myšlenou soustavou hmotnostních bodů lze hmotnost ojnice snížit. Aby statické i dynamické účinky hmotných bodů byly navenek ekvivalentní účinkům nahrazovaného tělesa, je třeba pečlivě zvážit jejich velikost a umístění. Aby byl tento požadavek splněn, musí náhradní hmotné body splňovat následující kritéria:

- součet hmot náhradních bodů se musí rovnat hmotě celého tělesa,
- náhradní hmotný systém musí mít stejné těžiště jako nahrazované těleso,
- náhradní hmotný systém i nahrazované těleso musí mít stejný moment setrvačnosti vzhledem k těžišti. [19]



Obrázek 11 – Redukce hmoty ojnice [17]

Část hmoty ojnice, redukováno do osy pístního čepu a konající posuvný pohyb spolu s pístem, určíme z rovnice:

$$m_{op} = m_o \cdot \frac{l_r}{l} \quad (5)$$

kde m_o je hmotnost ojnice.

Část hmoty ojnice, redukováno do osy klikového čepu konající rotační pohyb, určíme z rovnice:

$$m_{or} = m_o + m_{op} \quad (6)$$

5.2.1.1 Setrvačné síly hmotností pohybujících se přímočaře

Přímočarý pohyb využívá hmota celé pístní skupiny m_p a části ojnice redukováno do oka pístního čepu m_{op} . Posuvná hmota je soustředěna v ose pístního čepu.

Celková setrvačná síla hmot pohybujících se přímočaře má pak tvar:

$$P_p = -(m_p + m_{op}) \cdot a \quad (7)$$

kde a je zrychlení pístní skupiny.

Setrvačnou sílu P_p , stejně jako zrychlení pístu, lze považovat za složku ze dvou částí: setrvačné síly prvního řádu a setrvačné síly druhého řádu [18].

$$P_{pI} = -m_c \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (8)$$

$$P_{pII} = -m_c \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha \quad (9)$$

kde r je poloměr klikového hřídele, ω úhlová rychlost otáčení klikového hřídele, λ klikový poměr a α úhel otočení kliky.

5.2.1.2 Setrvačné síly hmotností rotujících spolu s klikou

Tímto způsobem se pohybuje hmota zalomení klikového hřídele a část hmoty ojnice redukovaná do klikového čepu.

Celková setrvačná síla rotujících hmot je dána rovnicí:

$$P_r = (m_{or} + m_{kred}) \cdot \omega^2 \cdot r \quad (10)$$

kde m_{kred} je redukovaná hmota kliky:

$$m_{kred} = m_k \cdot \frac{\zeta}{r} \quad (11)$$

kde ζ je vzdálenost těžiště kliky od osy otáčení, r je poloměr kliky a m_k je hmota kliky.

5.2.2 Výsledky setrvačných sil



Graf 4 – Setrvačná síla naftový motor pro 1200 min⁻¹

Otáčky [min ⁻¹]	F _{sp} max [N]	F _{sp} min [N]
1000	1653	-2839
1200	2380	-4089
1700	4777	-8206
1750	5063	-8696
1800	5356	-9199
2000	6612	-11358
2200	8001	-13742

Tabulka 4 – Výsledky setrvačných sil pro naftový motor

5.3 Výsledné síly působící v klikovém mechanismu

Jak již bylo uvedeno, na klikové ústrojí působí dva rozdílné druhy sil:

- síla od tlaků plynů
- setrvačná síla posuvných hmot

Výsledná síla působící na píst je tedy dána součtem obou sil:

$$F_{CO} = F_P + P_p \quad (12)$$

Vzhledem k úhlu, který svírá osa ojnice s osou válce, nemůže být celková síla přenášena pouze ojnící. Normálová složka, která působí kolmo ke stěně válce, je jedním ze dvou směrů, v nichž je rozptýlena:

$$N_P = F_{CO} \cdot \tan \beta \quad (13)$$

a dále pak na sílu působící ve směru osy ojnice

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

kde β je úhel vychýlení ojnice od osy válce.

Ojnice přenáší sílu F_o na klikový čep hřídele a síla N_p , která určuje, jak velké je tření mezi pístem a válcem, což vede k opotřebení těchto částí. Síla N_p také vytváří moment, který se snaží překlopit motor podél osy klikového hřídele v opačném směru, než je směr otáčení.[18]

Přenesenou sílu F_o můžeme rozložit na složku radiální:

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

a složku tangenciální:

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

Radiální síla prochází vždy osou otáčení, proto je tangenciální síla jediná, která vyvozuje kroutící moment na hřídeli:

$$M_{tK} = F_t \cdot r \quad (17)$$

Ve směru ramene kliky působí kromě radiální síly ještě odstředivá síla rotačních částí ojnice:

$$F_{OD} = m_{ok} \cdot \omega^2 \cdot r \quad (18)$$

Pro celkovou radiální sílu platí:

$$F_{RC} = F_R - F_{OD} \quad (19)$$

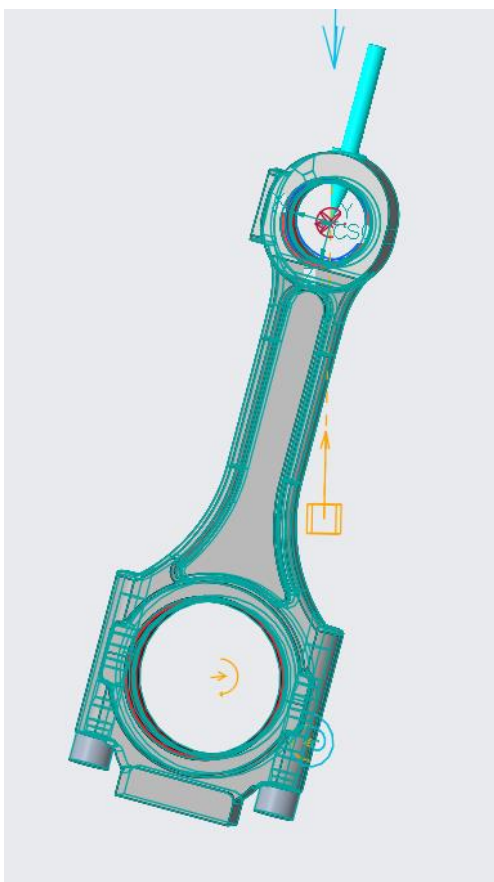
6 Dynamická analýza klikového mechanismu naftového motoru

Po vymodelování jednotlivých součástí klikového mechanismu jsem vytvořil funkční sestavu pomocí Creo parametric. Pro pevnostní analýzu za použití metody konečných prvků a následnou pevnostní kontrolu jsou důležité průběhy reakcí v jednotlivých kontaktech dané sestavy. Abych tyto průběhy získal, použil jsem modul Creo mechanism, ve kterém jsem vytvořenou sestavu zatížil silou od tlaku plynů a nadefinoval jsem otáčky motoru (kvůli setrvačným silám). Poté, co jsem získal průběhy reakcí jednotlivých komponentů, jsem zjistil maximální a minimální hodnoty pro různé režimy síly od tlaku plynů a otáčky motoru, ze kterých jsem vybral režim, který je nejvíce namáhán a hodnoty těchto reakcí jsem dále používal pro pevnostní analýzu.

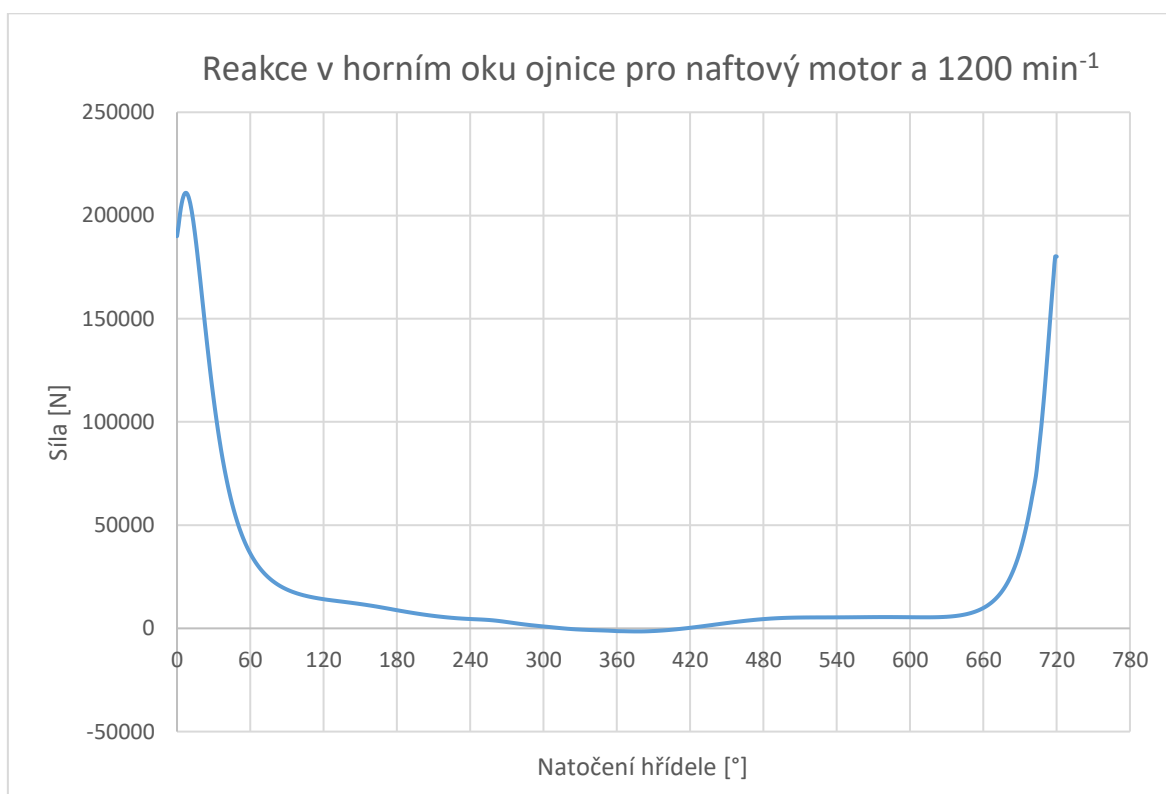


Obrázek 12 – Model klikového mechanismu

6.1 Reakce mezi pístem a horním okem ojnice



Obrázek 13 – Reakce v oku ojnice



Graf 5 – Výsledná reakce v horním oku ojnice pro naftový motor a 1200 min^{-1}

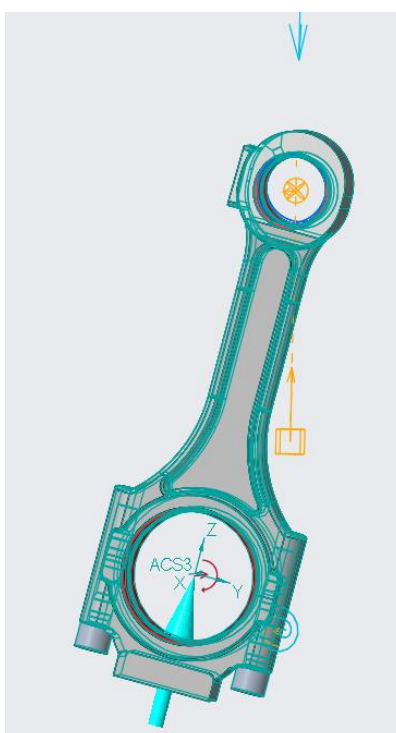
Otáčky [min^{-1}]	$F_{RO \text{ max}}$ [N]	$F_{RO \text{ min}}$ [N]
1000	208087	-223
1200	210939	-1476
1700	208654	-5645
1750	206949	-6163
1800	204352	-6680
2000	197841	-8732
2200	190036	-11077

Tabulka 5 – Maximální a minimální hodnoty síly pro horní oko ojnice naftového motoru

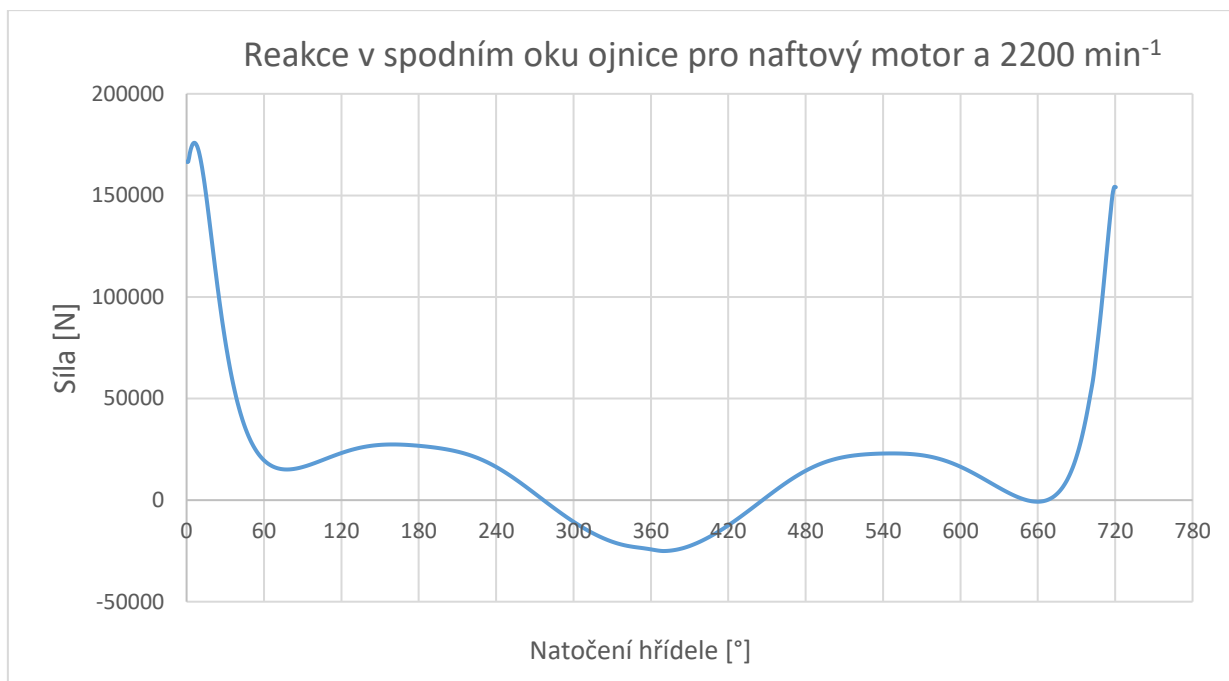
Reakce v horním oku ojnice (Tabulka 5) je maximální v režimu při otáčkách 1200 min^{-1} , to znamená, že pro tento režim se dělala pevnostní analýza.

V režimu otáček při otáčkách 2200 min^{-1} lze vidět, že jsou největší setrvačné síly, a tedy i pro tento režim se dělala pevnostní analýza.

6.2 Reakce mezi spodním okem ojnice a čepem klikového hřídele



Obrázek 14 – Reakce v hlavě ojnice



Graf 6 - Výsledná reakce v spodním oku ojnice pro naftový motor a 2200 min⁻¹

Otáčky [min⁻¹]	F_{RH max} [N]	F_{RH min} [N]
1000	205 164	-3058
1200	206 729	-5613
1700	200 183	-14039
1750	197 973	-15049
1800	194 854	-16075
2000	186 116	-20332
2200	175 851	-25050

Tabulka 6 - Maximální a minimální hodnoty síly pro spodní oko ojnice naftového motoru

Stejně jako v reakci v horním oku ojnice, i zde ve spodním oku ojnice je maximální hodnota v režimu při otáčkách 1200 min⁻¹, a v režimu při otáčkách 2200 min⁻¹ jsou zde největší setrvačné síly (Tabulka 6).

7 Pevnostní analýza klikového mechanismu naftového motoru

Pevnostní analýza jednotlivých komponentů byla prováděna pomocí softwaru PTC Creo Simulate, který umožňuje provádět strukturální a tepelné zatížení na jednotlivých dílech a sestavách.

7.1 Píst

Píst je namáhán jak tlaky při spalování, tak i jejich teplotami. Píst byl analyzován v případě, kdy působily největší tlaky a při největších setrvačných silách.

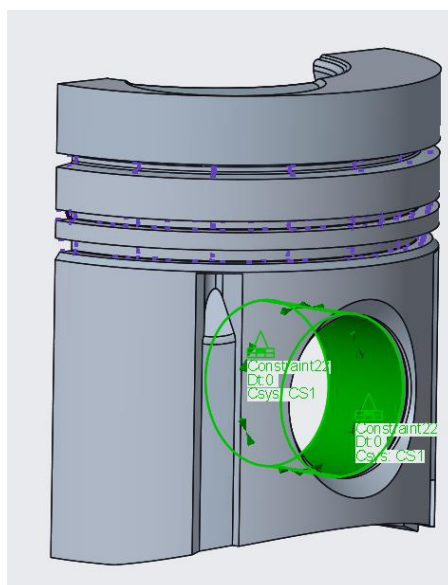
7.1.1 Materiál pístu

Název materiálu	
AlSi12CuMgNi	
Vlastnosti materiálu	
Hustota [Kg/m ³]	2700
Poissonovo číslo [-]	0.33
Youngův modul pružnosti [MPa]	78000
Koeficient roztažnosti [1/K]	2.05*10 ⁻⁵
Měrná tepelná kapacita [J/Kg K]	960
Tepelná vodivost [W/m K]	160
Mez kluzu [MPa]	280
Mez pevnosti [MPa]	300
Únavová pevnost [MPa]	140

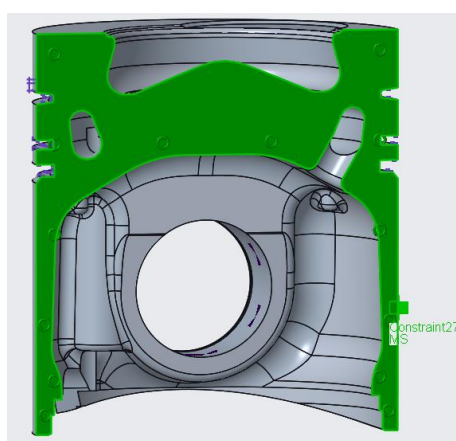
Tabulka 7 – Materiálové vlastnosti pístu [20] [21]

7.1.1 Uchycení, síť a zatížení pístního čepu

Píst je uložen pevně v cylindrickém souřadném systému, kde byla zakázána rotace kolem osy nálitků pro pístní čep, zobrazeno na obrázku 15. Dále kvůli tepelné analýze a výsledným deformacím od tepelné zátěže byl pístu uchycen za rovinu symetrie za použití symetrické vazby, která je zobrazena na obrázku 16. Síť pístu byla zvolena tak, aby byla dostatečně jemná na místech, kde se vyskytují špičky napětí. V mém případě jsem na pístní kroužky zvolil velikost elementu 1 mm a rádiusy v rozích 0.5 mm. Na zbytku modelu pístu je velikost elementu 4 mm, síť je zobrazena na obrázku 17.



Obrázek 15 – Pevné uložení

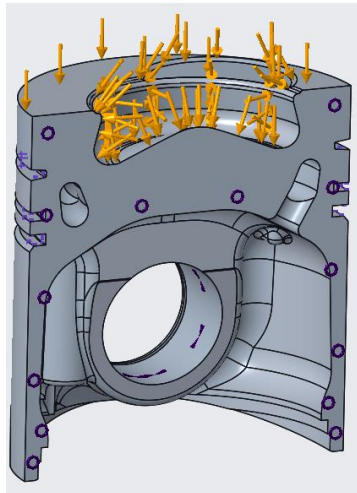


Obrázek 16 – Symetrická vazba

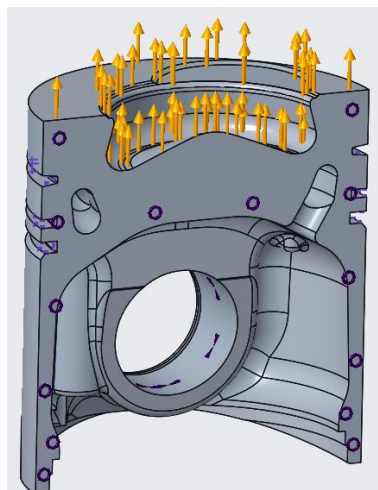


Obrázek 17 – Síť pístu

Zatížení pístu od tlaku plynů je nadefinováno pomocí funkce pressure load na horní plochu pístu, setrvačné síly byly nadefinovány pomocí funkce force na totožnou plochu pístu. Zobrazeno na obrázku 18 a obrázku 19.



Obrázek 18 – Zatížení pístu tlakem



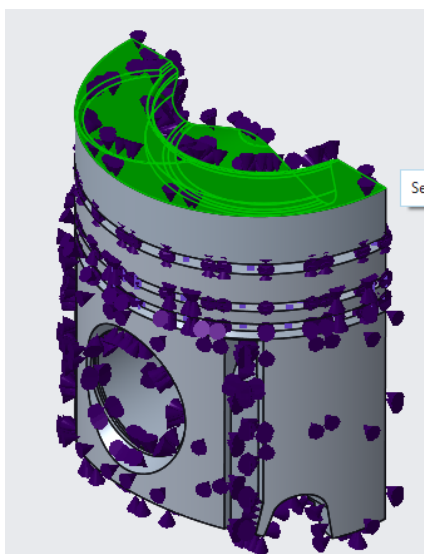
Obrázek 19 – Zatížení pístu setrvačnými silami

7.1.2 Tepelné namáhání pístu

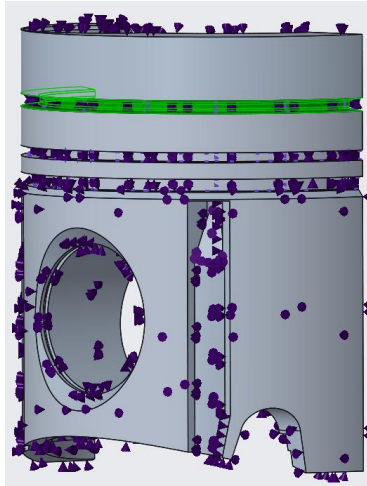
Na tepelné zatížení je použita funkce Convection condition, což je jedna z mála funkcí, díky které lze v Creo Simulate nadefinovat tepelné zatížení. Na horní ploše pístu byl nastaven přívod tepla ze spalnin ze spalovací komory přes konvekci tepla. Odvod tepla byl nastaven přes olejový šnek, spodkem pístu, pláštěm pístu, pístním čepem a pístními kroužky. Jednotlivé hodnoty koeficientů přestupu tepla a teploty jednotlivých částí pístu jsou zobrazeny v tabulce 8. Jednotlivé odvody tepla jsou zobrazeny na obrázcích 20, 21, 22, 23, 24 a 25.

Kroužek 1	Lambda [W/m ² *K]	16000
	t [°C]	200
Kroužek 2	Lambda [W/m ² *K]	16000
	t [°C]	180
Kroužek 3	Lambda [W/m ² *K]	16000
	t [°C]	160
Olejový šnek	Lambda [W/m ² *K]	8000
	t [°C]	103
Spodek pístu	Lambda [W/m ² *K]	1000
	t [°C]	110
Plášť pístu	Lambda [W/m ² *K]	2000
	t [°C]	112
Čep	Lambda [W/m ² *K]	8000
	t [°C]	110
Plocha pístu 1700 min ⁻¹	Lambda [W/m ² *K]	742
	t [°C]	892

Tabulka 8 – Koeficienty přestupu tepla, teploty



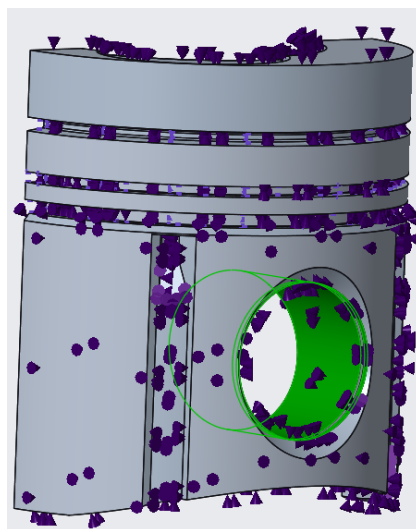
Obrázek 20 – Přívod tepla ze spalovací komory



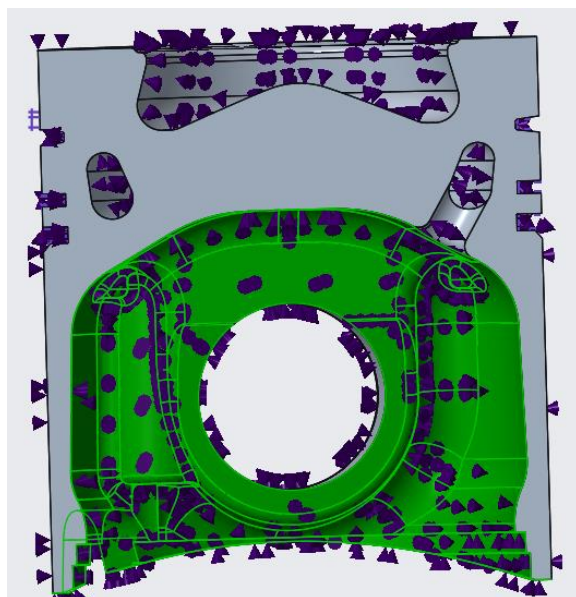
Obrázek 21 – Odvod tepla kroužky



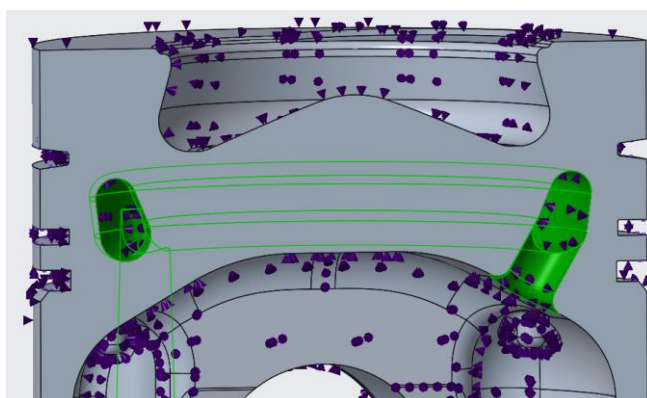
Obrázek 22 – Odvod tepla pláštěm pístu



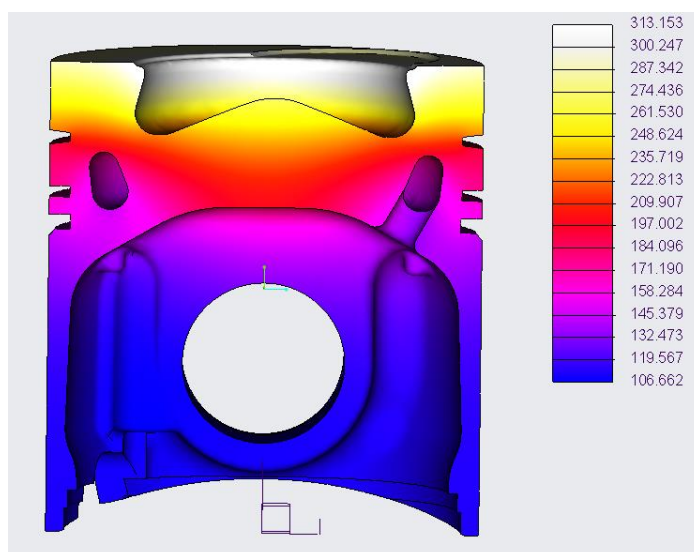
Obrázek 23 – Odvod tepla nálitkem pro pístní čep



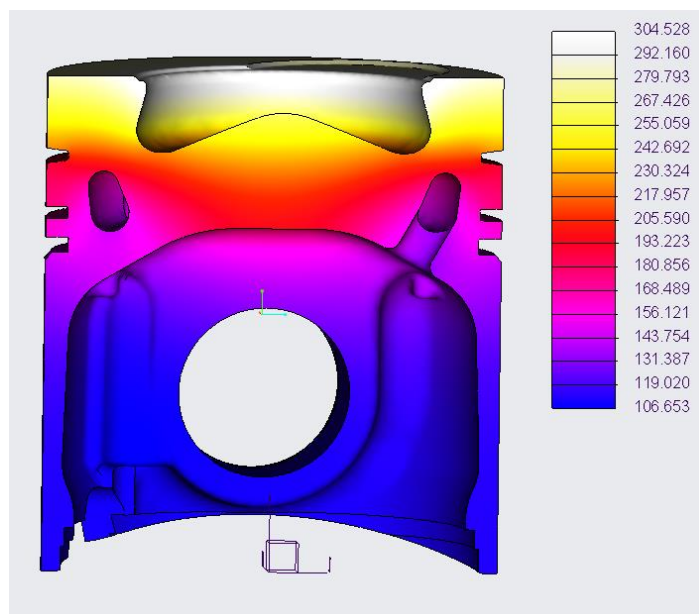
Obrázek 24 – Odvod tepla vnitřkem pístu



Obrázek 25 – Odvod tepla olejovým šnekem



Obrázek 26 – Rozložení teplot pro naftový motor 1700 min^{-1} [$^{\circ}\text{C}$]

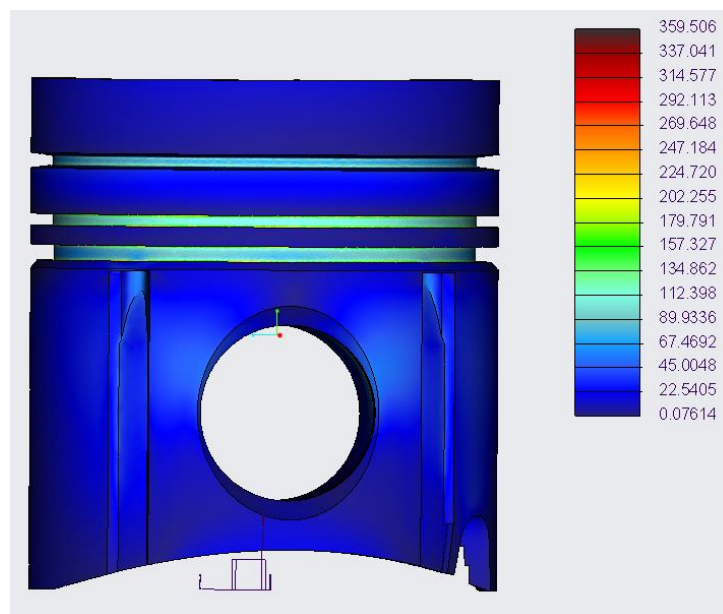


Obrázek 27 - Rozložení teplot pro naftový motor 2200 min^{-1} [$^{\circ}\text{C}$]

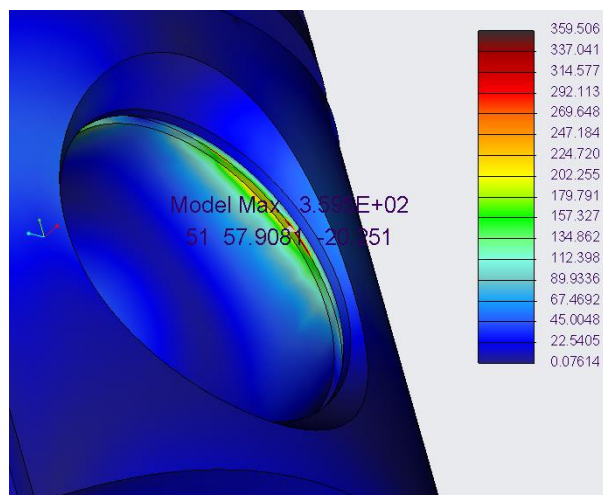
7.1.3 Výsledky pevnostní analýzy pístu

Z poskytnutých dat z programu GT – Power jsem zjistil, že největší tlak ve spalovací komoře je při otáčkách 1700 min^{-1} , největší setrvačné síly působí při otáčkách 2200 min^{-1} , viz tabulka 5. Tyto dva režimy jsem kontroloval v pevnostní analýze.

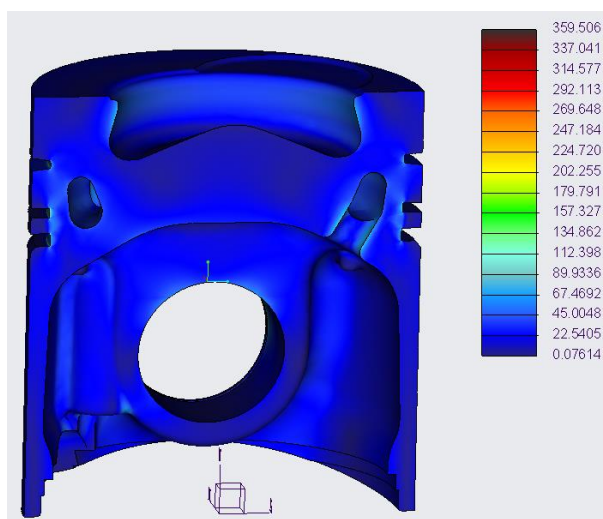
Celkové zatížení pístu se skládá z kombinace tlakového i tepelného zatížení.



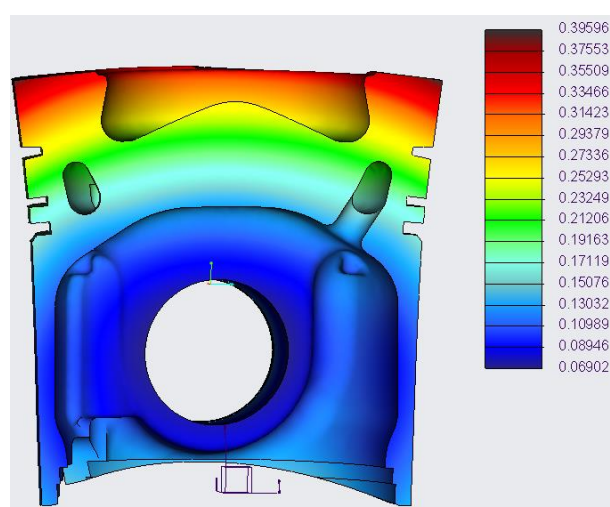
Obrázek 28 – Napětí na pístu naftového motoru 1700 min^{-1} [MPa]



Obrázek 29 – Koncentrace napětí naftového motoru 1700 min⁻¹ [MPa]



Obrázek 30 – Pohled na olejový šnek a dno pístu naftového motoru 1700 min⁻¹ [MPa]

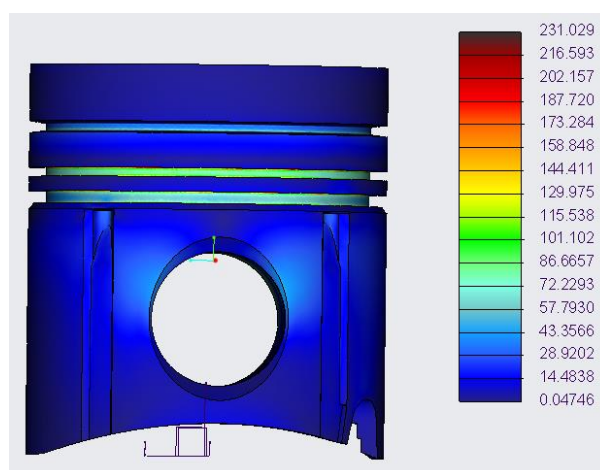


Obrázek 31 - Deformace pístu naftového motoru 1700 min⁻¹ [mm]

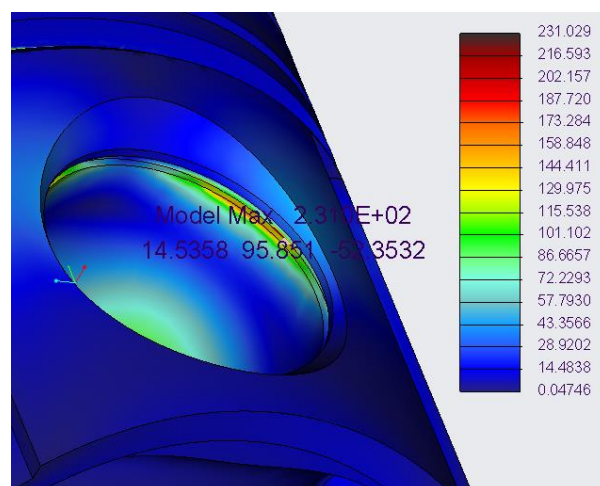
Píst je z hliníkové slitiny (Tabulka 7), jejíž maximální povolená únavová napětí jsou 135 MPa při teplotě 120 °C, 80 MPa při teplotě 250 °C a 60 MPa při teplotě 320 °C. [21]

V drážce pro pojistný kroužek vznikla velká koncentrace napětí (obrázek 29), protože se jedná o hranu, která je pevně uložena, tudíž simuluje vetknutí a je spojena s okrajovou podmínkou, tyto koncentrace napětí jsou zanedbány. Na dně pístu a ve spalovací komoře pístu podle obrázku 26 je maximální teplota 313 °C, maximální napětí na této ploše se může tedy pohybovat kolem 60 MPa, maximální napětí na dně pístu je podle obrázku 30 vyhovující.

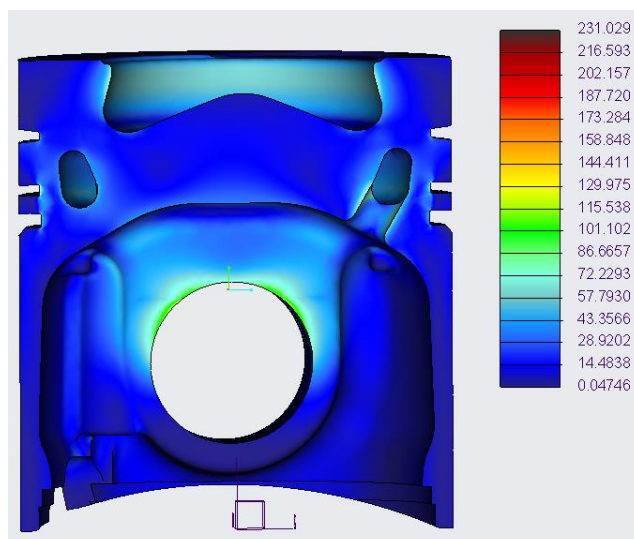
Na obrázku 28 jsou zobrazeny drážky pro pístní kroužky, zde je nejvyšší napětí 132 MPa. Podle materiálových vlastností (Tabulka 7) nebyla překročena mez únavy a díky tomu nedošlo k trhlinám nebo poškození pístu. Píst vyhovuje při daném tepelném zatížení a od největšího tlaku ve spalovací komoře.



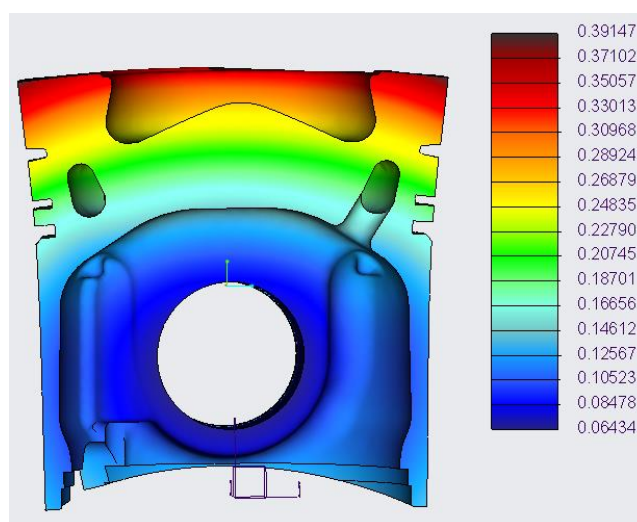
Obrázek 32 - Napětí na pístu naftového motoru 2200 min⁻¹[MPa]



Obrázek 33 – Koncentrace napětí naftového motoru 2200 min⁻¹[MPa]



Obrázek 34 - Pohled na olejový šnek a dno pístu naftového motoru 2200 min⁻¹[MPa]



Obrázek 35 - Deformace pístu naftového motoru 2200 min⁻¹[mm]

I zde se z důvodu výskytu okrajové podmínky koncentruje napětí (Obrázek 33). Napětí v pístních kroužcích bylo 83 MPa (obrázek 34), což je dostačující hodnota oproti dovolené mezi únavy a píst vyhovuje pevnostnímu a tepelnému namáhání.

7.2 Pístní čep

Pístní čep je namáhán na ohyb a stříh. Kromě těchto zatížení se u něj kontroluje i ovalizace průřezu. Pístní čep byl analyzován v případě, kdy působily největší reakční síly, a to při otáčkách 1200 min^{-1} a při největších setrvačných silách, které působily při otáčkách 2200 min^{-1} (Tabulka 5).

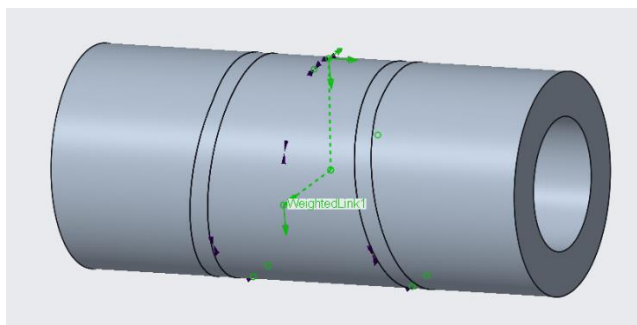
7.2.1 Materiál čepu

Název materiálu	
EN 1.8519 (31CrMoV9)	
Vlastnosti materiálu	
Hustota [Kg/m^3]	7800
Poissonovo číslo [-]	0.29
Youngův modul pružnosti [MPa]	190000
Měrná tepelná kapacita [J/Kg K]	470
Tepelná vodivost [W/m K]	40
Mez kluzu [MPa]	1030
Mez pevnosti [MPa]	1200
Mez únavy [Mpa]	630

Tabulka 9 – Materiálové vlastnosti pístního čepu [22]

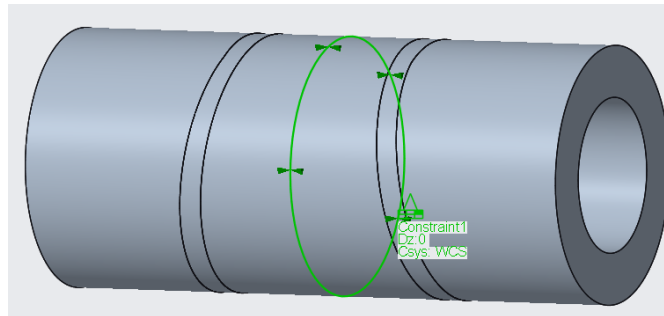
7.2.2 Uchycení a zatížení pístního čepu

Pístní čep byl napevno uložen na kontaktních plochách s ojnící pomocí funkce weighted links, která je zobrazena na obrázku 36.



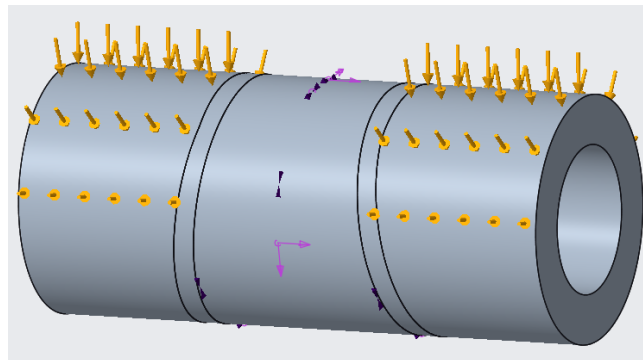
Obrázek 36 – Uchycení pomocí weighted links

Dále bylo potřeba čep zajistit vůči axiálnímu posuvu, který jsem zamezil zachycením za promítnutou křivku. Zamezení axiálního posuvu zobrazeno na obrázku 37.

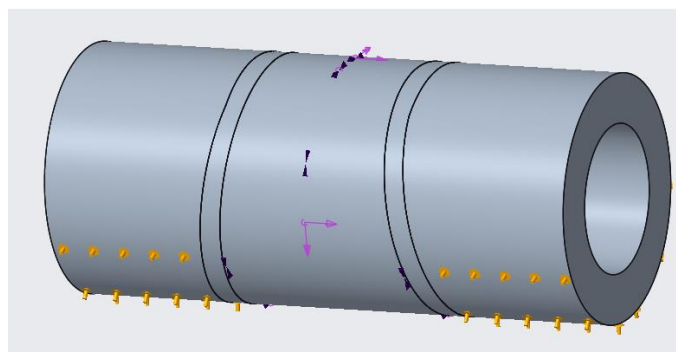


Obrázek 37 – Zamezení axiálního posuvu

Na obrázku 38 a obrázku 39 je vidět zatížení pístního čepu od zatížení tlaku plynů a zatížení od setrvačných sil na kontaktních plochách s pístem pomocí funkce bearing load.



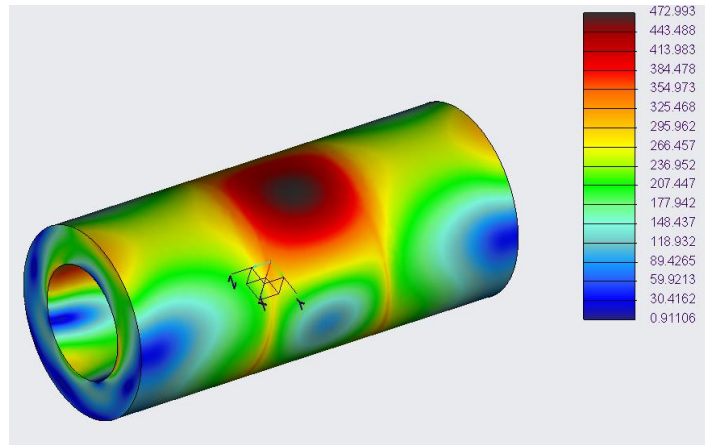
Obrázek 38 – Zatížení od tlaku plynů



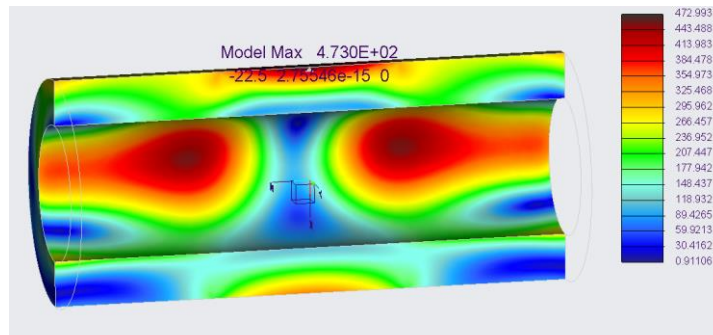
Obrázek 39 – Zatížení od setrvačných sil

7.2.3 Výsledky pevnostní analýzy pístního čepu

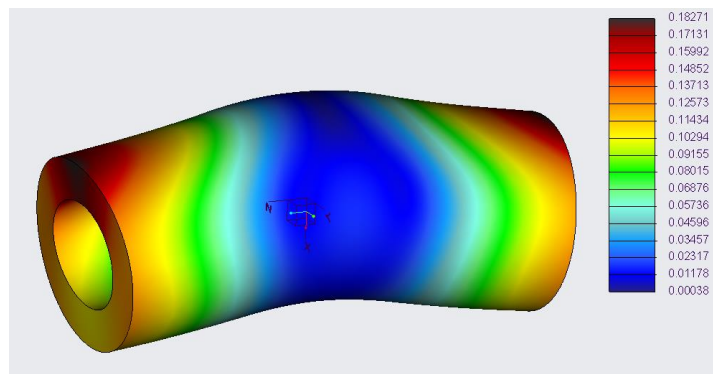
Výsledné napětí a deformace pístního čepu od zatížení tlaku plynů pro režim otáček 1200 min^{-1} zobrazeny na obrázcích 40, 41 a 42.



Obrázek 40 – Napětí na pístním čepu naftového motoru 1200 min^{-1} [MPa]



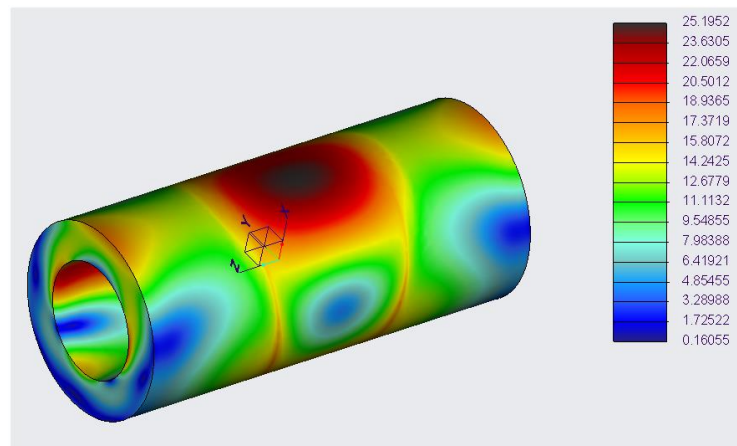
Obrázek 41 – Řez pístním čepem naftového motoru 1200 min^{-1} [MPa]



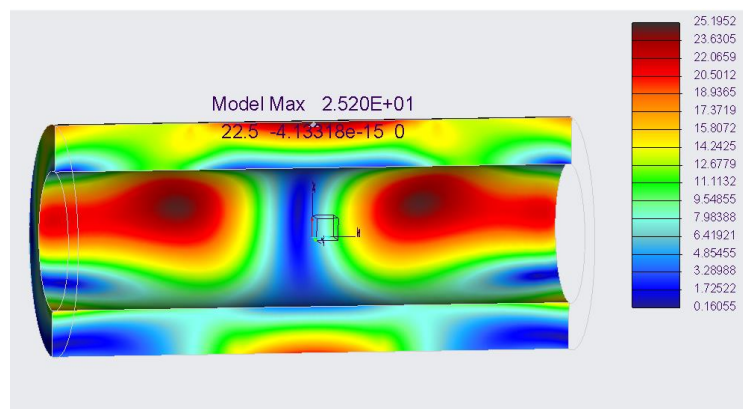
Obrázek 42 – Deformace pístního čepu naftového motoru 1200 min^{-1} [mm]

Maximální napětí na pístním čepu při největší reakční síle je 473 MPa, materiál ze kterého je čep vyroben má mez únavy 630 MPa, tudíž pístní čep vyhovuje při daném zatížení.

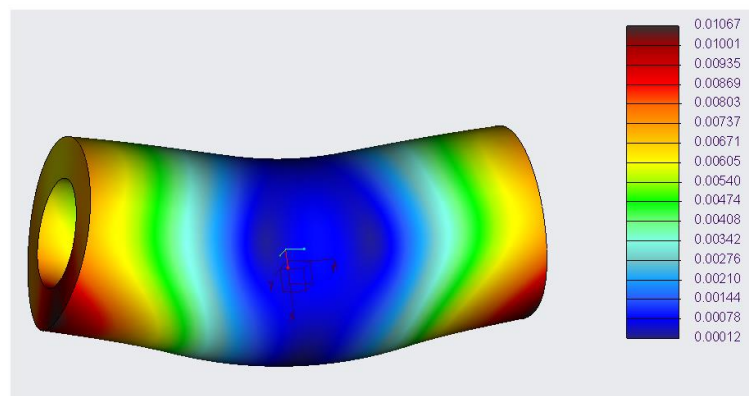
Výsledné napětí a deformace pístního čepu od zatížení setrvačnými silami pro režim otáček 2200 min⁻¹ zobrazeny na obrázcích 40, 41 a 42.



Obrázek 43 - Napětí na pístním čepu naftového motoru 2200 min⁻¹[MPa]



Obrázek 44 - Řez pístním čepem naftového motoru 2200 min⁻¹[MPa]



Obrázek 45 - Deformace pístního čepu naftového motoru 2200 min⁻¹[mm]

Největší napětí při zatížení setrvačnými silami je 25 MPa, s porovnáním s mezními hodnotami materiálu pístoní čep vyhovuje.

7.2.3.1 Výpočet ovalizace pístoního čepu

Poměr průměrů pístoního čepu:

$$\alpha_{\zeta} = \frac{d_i}{d} = 0,6 \quad (20)$$

Opravný součinitel vyjadřující vliv tloušťky stěny vzhledem k poloměru:

$$k_{\zeta} = 1,5 - 1,5 \cdot (\alpha - 0,4)^3 = 1,488 \quad (21)$$

Ovalizace s opravnými součiniteli:

$$\delta d_{OV\zeta} = 0,09 \cdot \frac{F_{\zeta max}}{E_{\zeta} \cdot L_{\zeta}} \cdot \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 = 0,0627 \text{ mm} \quad (22)$$

Maximální ovalizace je volena:

$$\delta d_{OVmax} = 0,0017 \cdot d = 0,0799 \text{ mm} \quad (23)$$

Pístoní čep vyhovuje extrémním stavům zatěžování, jak od tlaku plynů, tak i od setrvačných sil. Pístoní čep splňuje podmínku ovalizace průřezu, ovalizace je 0,0627 mm (22), maximální ovalizace byla volena 0,0799 (23).

7.3 Ojnice

Ojnice je zatěžována silami od tlaku plynů, setrvačnými silami a odstředivými silami. Při výpočtu se uvažuje namáhání tah/tlak a ohyb. Oko ojnice je ještě namáháno nalisovaným bronzovým pouzdrem.

7.3.1 Materiál ojnice

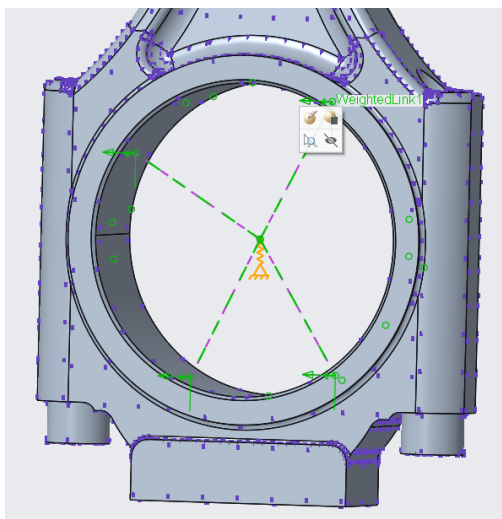
Název materiálu	
15 230	
Vlastnosti materiálu	
Hustota [Kg/m ³]	7850
Poissonovo číslo [-]	0.29
Youngův modul pružnosti [MPa]	212000
Koeficient roztažnosti [1/K]	1.1*10 ⁻⁵
Mez kluzu [MPa]	835
Mez pevnosti [MPa]	980
Mez únavy [Mpa]	710

Tabulka 10 – Materiálové vlastnosti ojnice [23] [17]

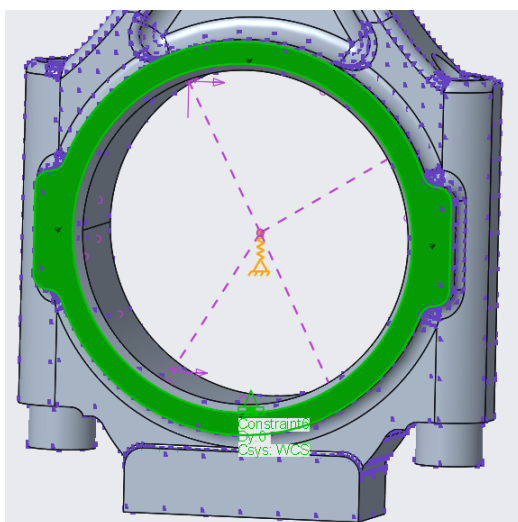
7.3.1 Uchycení, síť a zatížení ojnice

Uchycení ojnice se muselo provádět na dvou místech, aby bylo možné provést analýzu v horním i spodním oku ojnice. Při analýze horního oka ojnice byla uchycena za spodní oko a při analýze spodního oka byla uchycena za horní oko. Ojnice byla uchycena pomocí funkce weighted links a axiální posuv byl zamezen pomocí boční plochy ojnice. Uchycení je zobrazeno na obrázku 46, 47, 48 a 49.

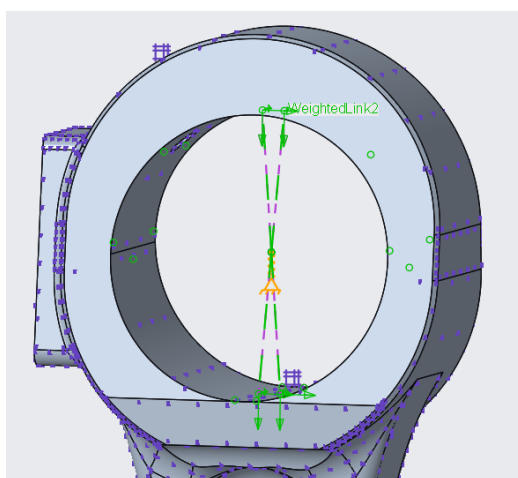
Síť ojnice je tvořena elementy o velikosti 5 mm, s tím že v rádiusech, kde se očekával vznik velkého napětí, je síť zjemněna na velikost elementu 2 mm. V místě pro mazací otvor je síť tvořena elementy o velikosti 1 mm. Síť je zobrazena na obrázku 50.



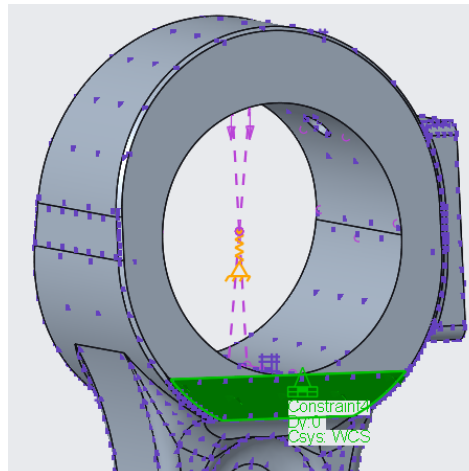
Obrázek 46 – Uchycení spodního oka pomocí weighted links



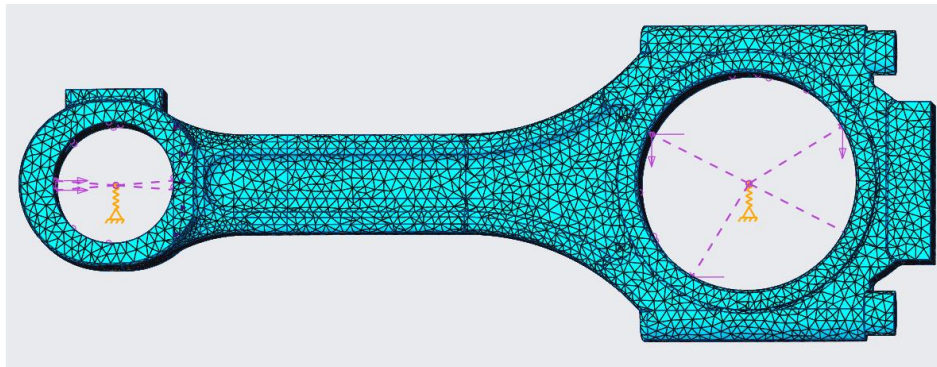
Obrázek 47 – Zamezení axiálního posuvu spodního oka



Obrázek 48 – Uchycení horního oka pomocí weighted links



Obrázek 49 – Zamezení axiálního posuvu horního oka



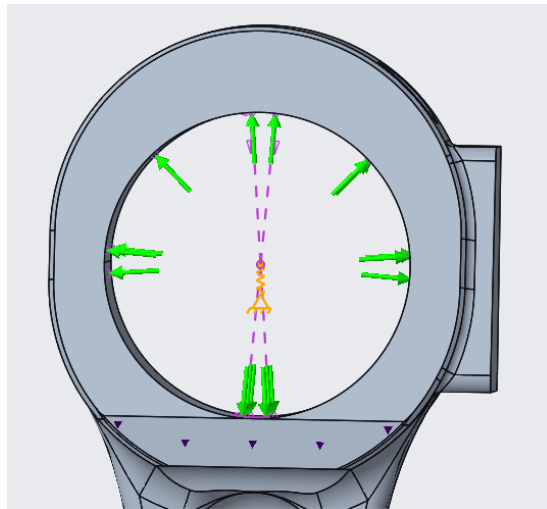
Obrázek 50 – Síť ojnice

Na obrázku 51 je vidět zatížení ojnice od nalisovaného ložiskového pouzdra, dále na obrázcích 52, 53, 54 a 55 je zobrazeno zatížení od tlaku plynů a zatížení od setrvačných sil v horním a spodním oku ojnice pomocí funkce bearing load.

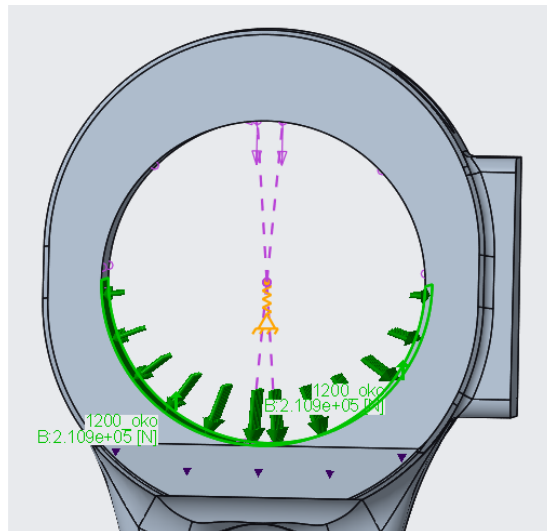
7.3.2 Výpočet tlaku od nalisování ložiskového pouzdra

Při otáčení klikového mechanismu se vysoké teploty pístu částečně dostávají na horní oko ojnice, a dokonce i na samotné pouzdro. Tepelná roztažnost způsobuje rozpínání pouzdra, čímž se zvyšuje tlak v kontaktní oblasti (24).

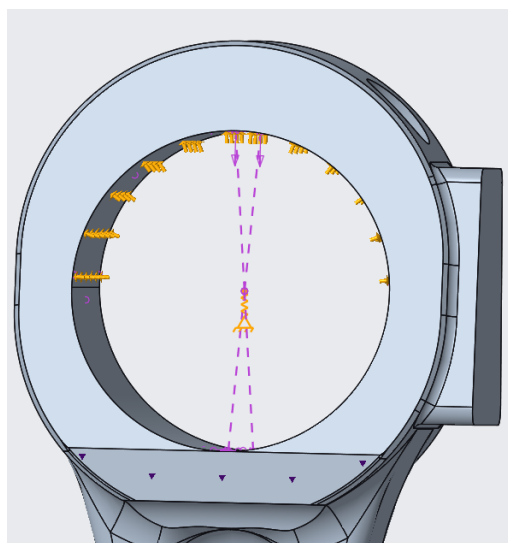
$$p = \frac{e + d \cdot \Delta t \cdot (\alpha_{\text{pouzdro}} - \alpha_{\text{oko}})}{d \cdot \left[\frac{\left(\frac{D_o^2 + d^2}{D_o^2 - d^2} \right) + \mu}{E_{\text{oko}}} + \frac{\left(\frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} \right) - \mu}{E_{\text{pouzdro}}} \right]} = 14,7 \text{ MPa} \quad (24)$$



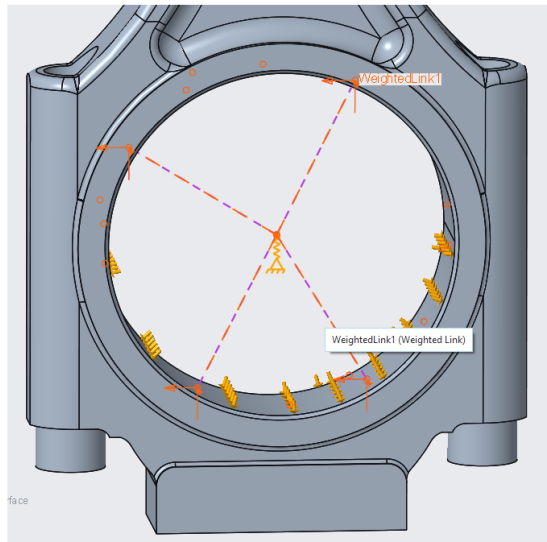
Obrázek 51 – Zatížení od nalisování



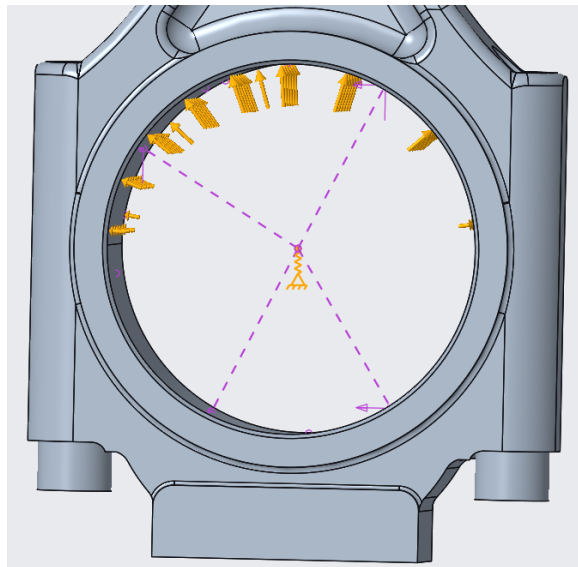
Obrázek 52 – Zatížení horního oka od tlaku plynů



Obrázek 53 – Zatížení horního oka od setrvačných sil



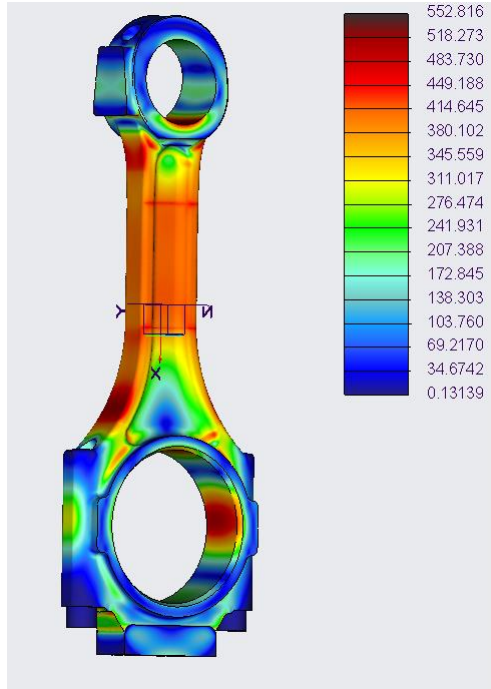
Obrázek 54 – Zatížení spodního oka od setrvačných sil



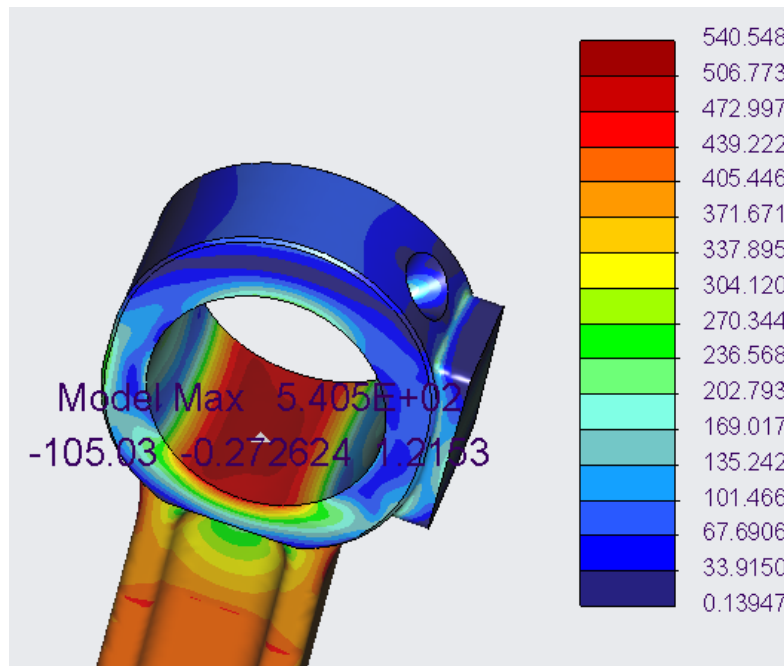
Obrázek 55 – Zatížení spodního oka od tlaku plynů

7.3.3 Výsledky pevnostní analýzy ojnice

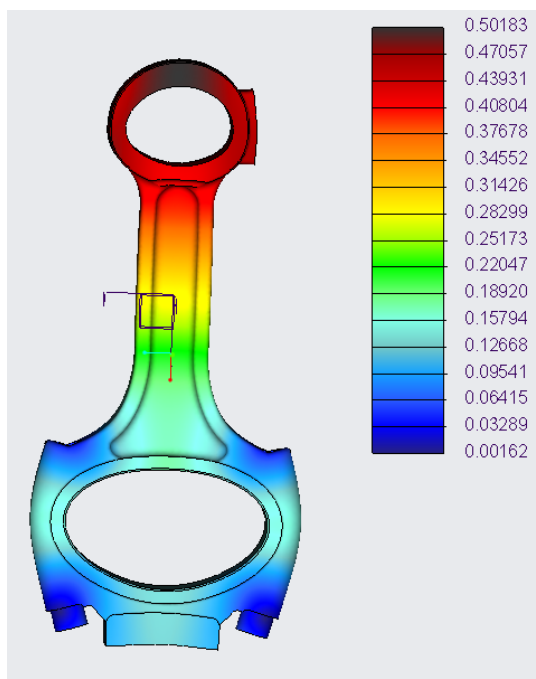
Výsledky pevnostní analýzy pro zatížení horního oka ojnice od největšího zatížení tlaku plynů pro otáčky 1200 min^{-1} jsou zobrazeny na obrázcích 56, 57 a 58.



Obrázek 56 - Zatížení horního oka ojnice od tlaku plynů pro 1200 min^{-1} [MPa]

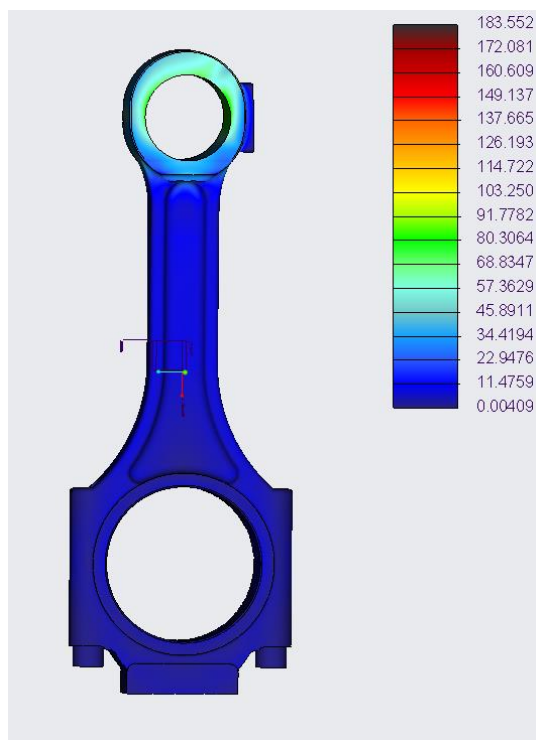


Obrázek 57 – Detail na maximální napětí pro 1200 min^{-1} [MPa]

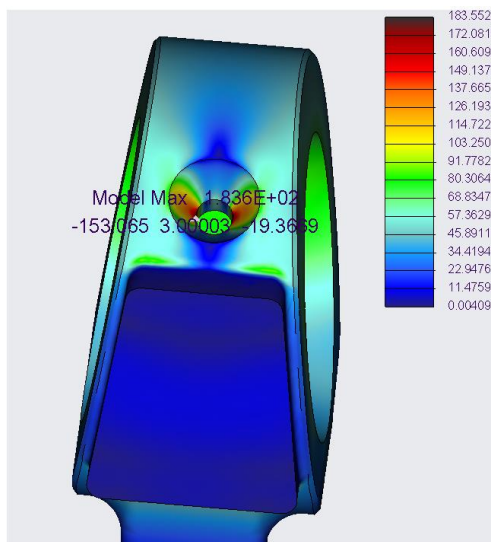


Obrázek 58 - Deformace horního oka ojnice od tlaku plynů pro 1 200 min⁻¹ [mm]

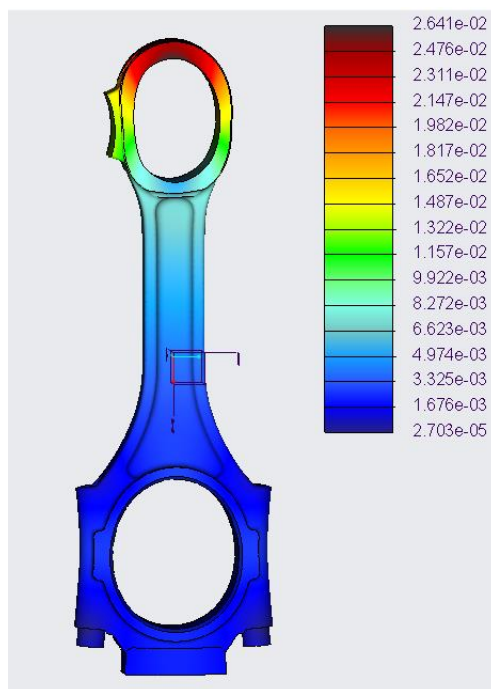
Výsledky pevnostní analýzy pro zatížení horního oka ojnice od největšího zatížení setrvačnými silami pro otáčky 2200 min⁻¹ jsou zobrazeny na obrázcích 59, 60 a 61.



Obrázek 59 – Zatížení horního oka ojnice setrvačnými silami pro 2200 min⁻¹ [MPa]

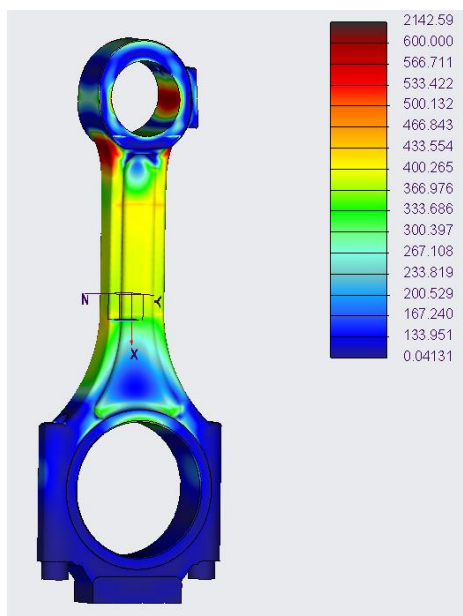


Obrázek 60 – Detail na maximální napětí od horního oka pro 2200 min⁻¹[MPa]

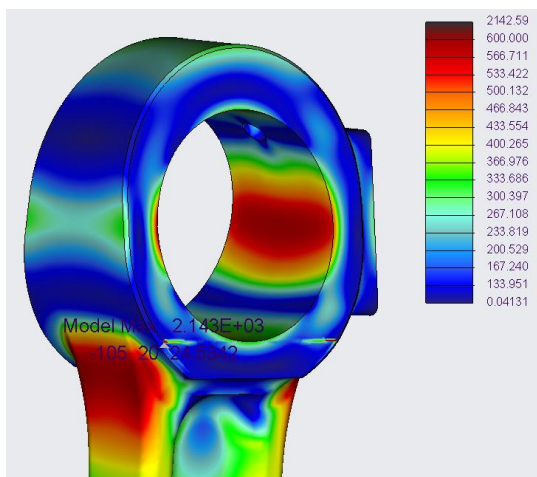


Obrázek 61 - Deformace horního oka ojnice setrvačnými silami pro 2200 min⁻¹ [mm]

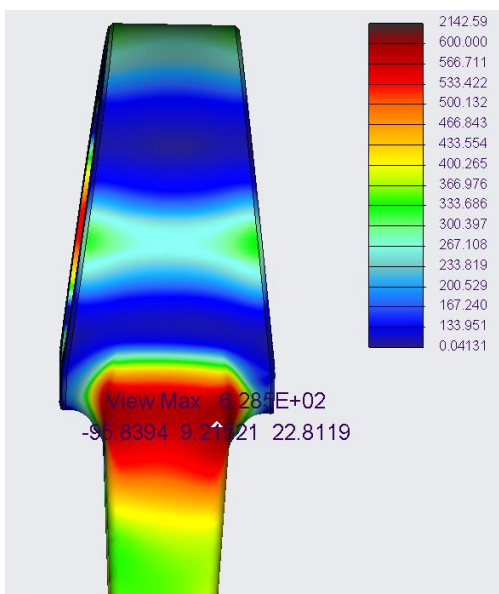
Výsledky pevnostní analýzy pro zatížení spodního oka ojnice od největšího zatížení tlaku plynů pro otáčky 1200 min⁻¹ jsou zobrazeny na obrázcích 62, 63, 64 a 65.



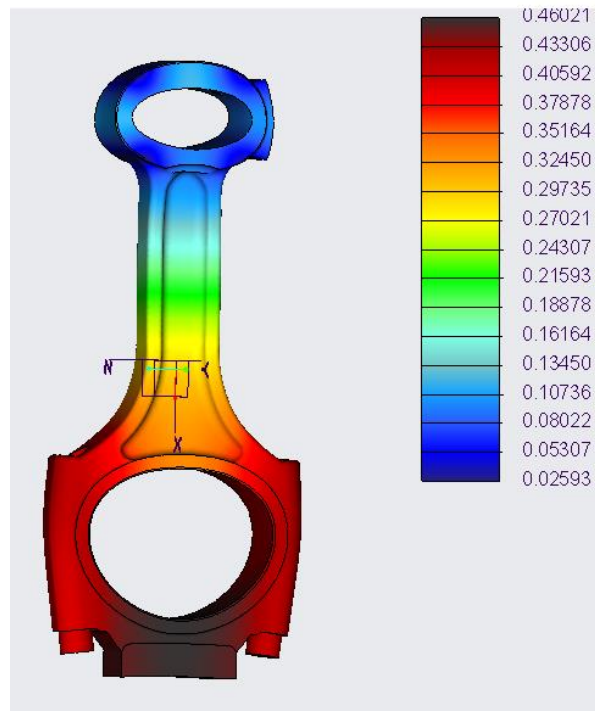
Obrázek 62 - Zatížení spodního oka ojnice od tlaku plynů pro $1\ 200\ \text{min}^{-1}$ [MPa]



Obrázek 63 – Koncentrace napětí z okrajové podmínky pro $1\ 200\ \text{min}^{-1}$ [MPa]

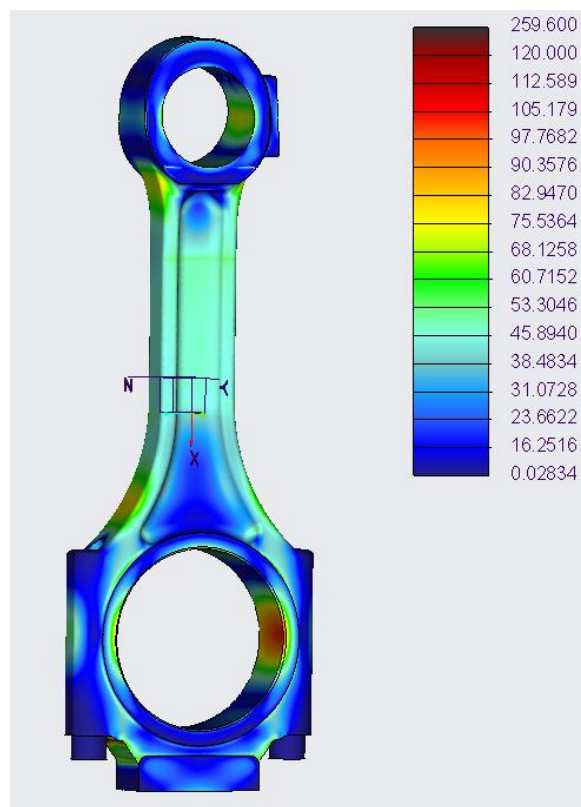


Obrázek 64 - Detail na maximální napětí od spodního oka pro $1200\ \text{min}^{-1}$ [MPa]

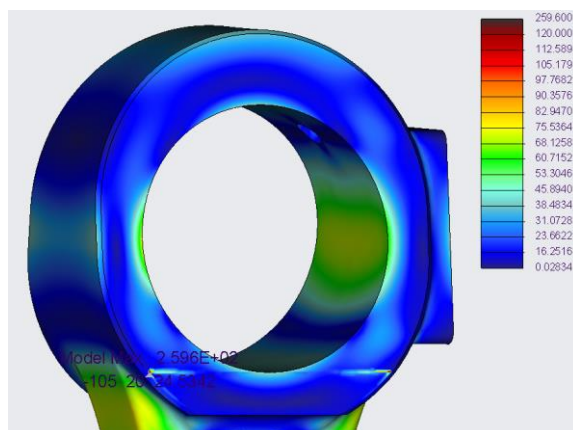


Obrázek 65 - Deformace spodního oka ojnice od tlaku plynů pro 1200 min⁻¹ [mm]

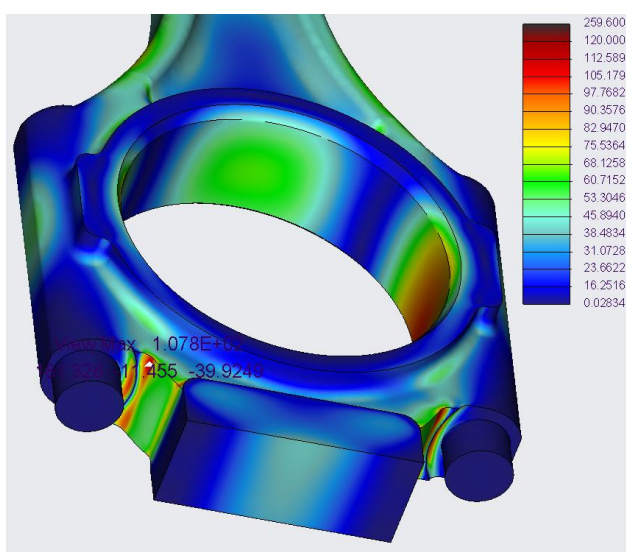
Výsledky pevnostní analýzy pro zatížení spodního oka ojnice od největšího zatížení setrvačnými silami pro otáčky 2200 min⁻¹ jsou zobrazeny na obrázcích 66, 67, 68 a 69.



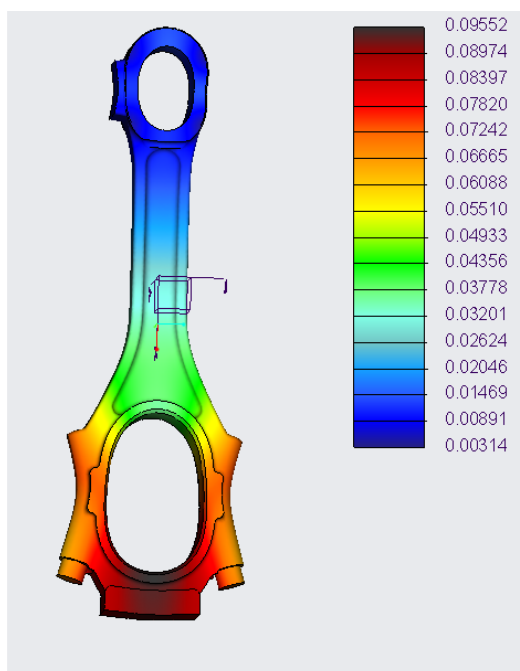
Obrázek 66 - Zatížení horního oka ojnice od tlaku plynů pro 2200 min⁻¹ [MPa]



Obrázek 67 - Koncentrace napětí z okrajové podmínky pro 2200 min⁻¹ [MPa]



Obrázek 68 - Detail na maximální napětí od spodního oka pro 2200 min⁻¹[MPa]



Obrázek 69 - Deformace spodního oka ojnice od setrvačných sil pro 2200 min⁻¹ [mm]

Koncentrace napětí, která vznikla při zamezení axiálního posuvu, tudíž jsou způsobená okrajovou podmínkou se zanedbávají, viz obrázek 63 a 67.

Největší hodnota napětí vznikla zatěžováním spodního oka zátěží od tlaku plynů a činí 628 MPa, viz obrázek 64. Mez únavy u materiálu, ze kterého je ojnice vyrobena, je 710 MPa, viz tabulka 10, nebyla překročena. Ojnice vyhovuje extrémním stavům zatěžování, jak od tlaku plynů, tak i od setrvačných sil.

7.4 Klikový hřídel

Klikový hřídel je namáhán silami od tlaku plynů, setrvačnými silami, vnějším zatížením a silami od torzního kmitání. Pevnostní analýzy byly provedeny pro největší reakční sílu od tlaku plynů, největší setrvačné síly a pro úhel natočení klikové hřídele, kdy na ni působí největší kroutící moment.

7.4.1 Materiál klikového hřídele

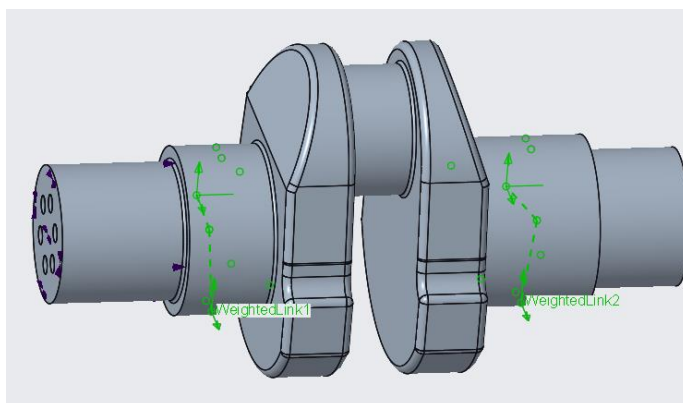
Název materiálu	
42 2306	
Vlastnosti materiálu	
Hustota [Kg/m ³]	7060
Poissonovo číslo [-]	0.26
Youngův modul pružnosti [MPa]	169000
Koeficient roztažnosti [1/K]	1.27*10 ⁻⁵
Mez kluzu [MPa]	370
Mez pevnosti [MPa]	600
Mez únavy [Mpa]	250

Tabulka 11 – Materiálové vlastnosti klikového hřídele [24] [17] [25]

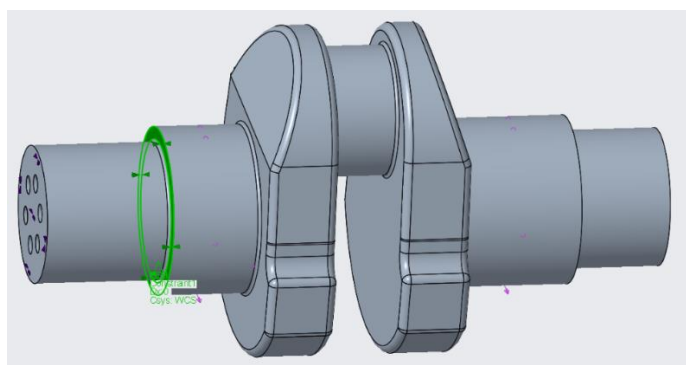
7.4.2 Uchycení, síť a zatížení klikového hřídele

Klikový hřídel je uložen na plochách pro ložiska pomocí funkce weighted links, viz obrázek 70. Axiální posuv byl zamezen za boční plochu pro ložiska, viz obrázek 71. Rotační pohyb klikového hřídele byl zamezen za montážní plochu, viz obrázek 72.

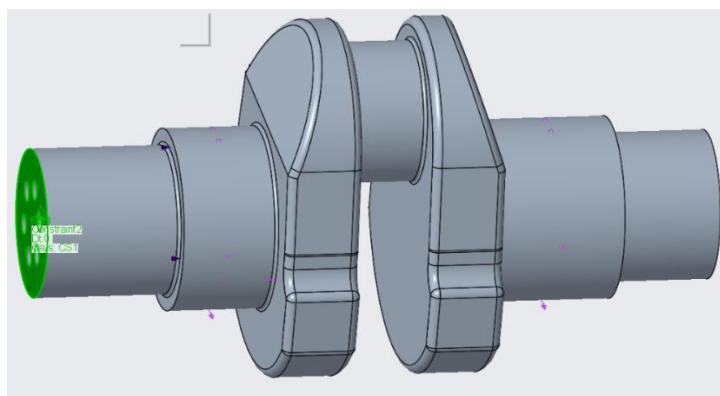
Síť na klikovém hřídeli je tvořena elementy o velikosti 8 mm. Rádiusy jsou zjemněny na velikost elementu 2 mm, viz obrázek 73.



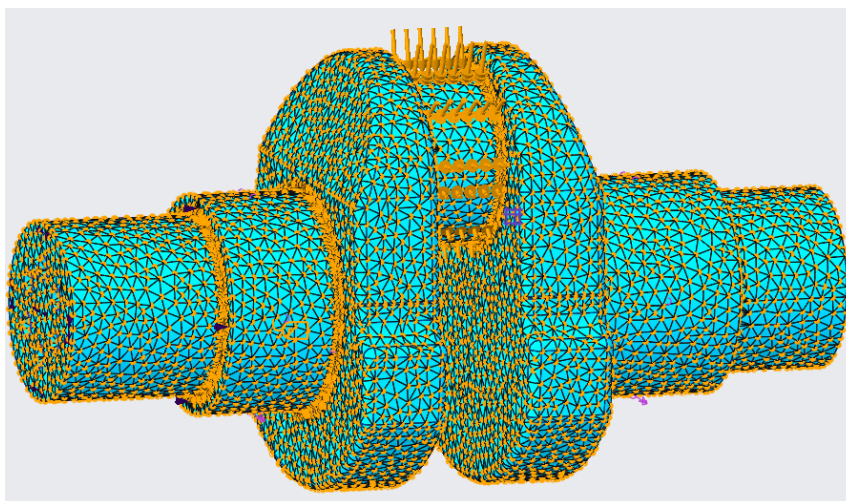
Obrázek 70 – Uchycení hřídele pomocí funkce weighted links



Obrázek 71 – Zamezení axiálního posuvu



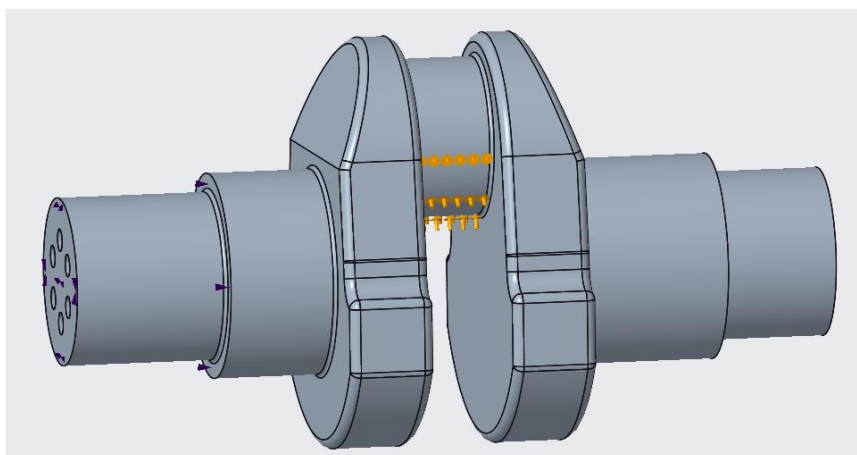
Obrázek 72 – Zamezení rotačního pohybu



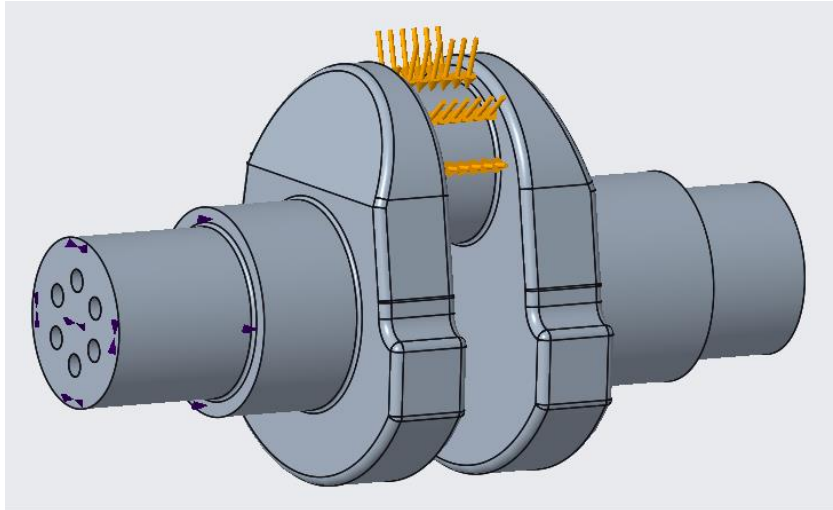
Obrázek 73 – Síť klikového hřídele

Největší hodnota setrvačných sil byla odečtena z tabulky 6, největší síla působí, když je píst v horní úvratí, tudíž není klikový hřídel natočen, viz obrázek 74.

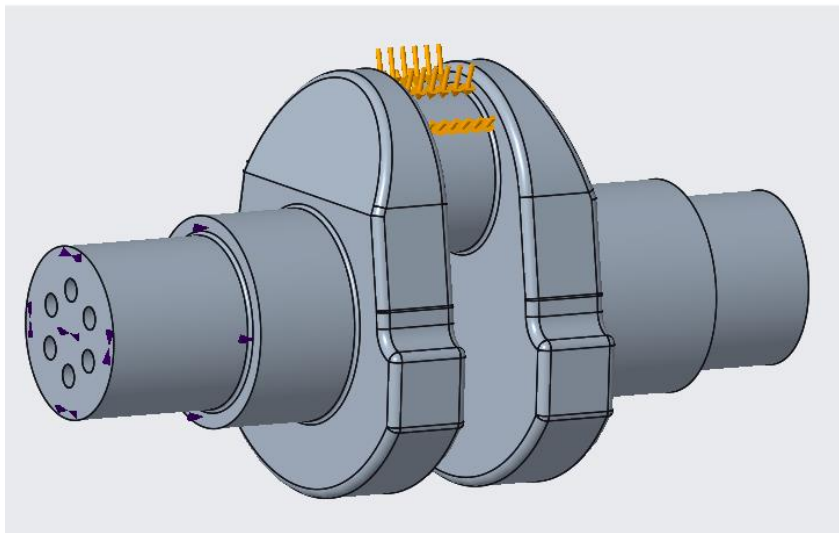
Na obrázku 75 je zobrazeno zatížení pístního čepu od zatížení tlaku plynů. Největší reakční síla od tlaku plynů působí při natočení klikového hřídele o 8° , tuto hodnotu jsem odečetl z výsledků dynamické analýzy, viz graf 6. Zatížení jsem definoval na kontaktních plochách čepu pomocí funkce bearing load. Natočení hřídele je simulováno rozložením sil do os X a Y, které je možné použít ve funkci bearing load.



Obrázek 74 – Zatížení od setrvačných sil

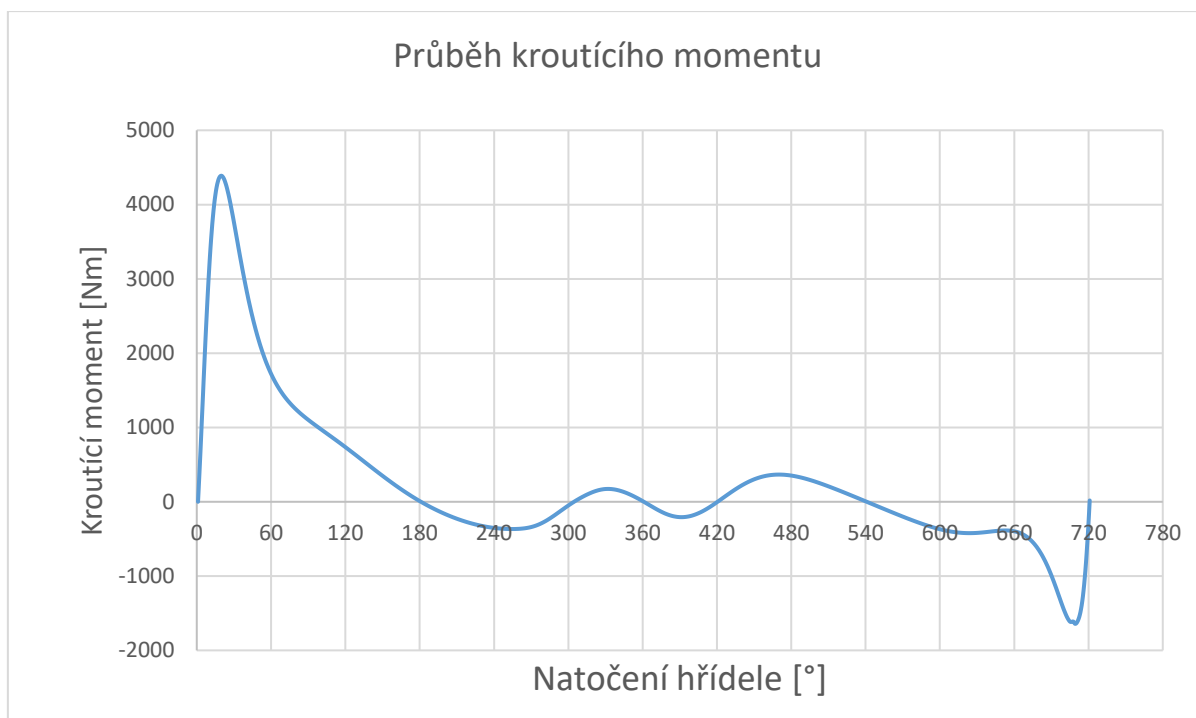


Obrázek 75 – Zatížení od tlaku plynů



Obrázek 76 – Zatížení při natočení, kdy je největší kroutící moment

7.4.3 Průběh kroutícího momentu

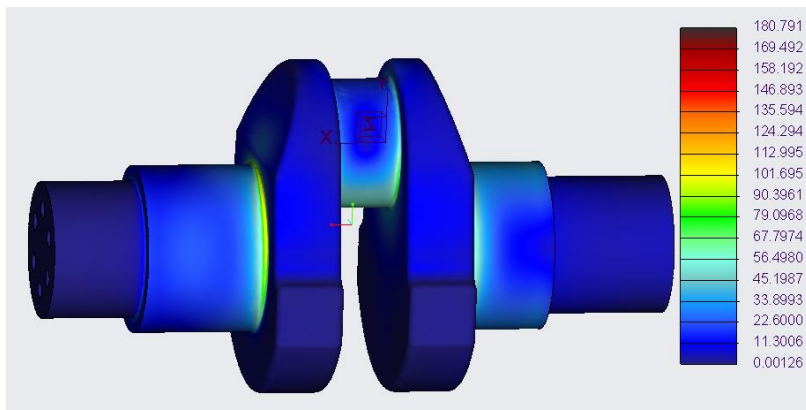


Graf 7 – Průběh kroutícího momentu pro režim otáček 1200 min^{-1}

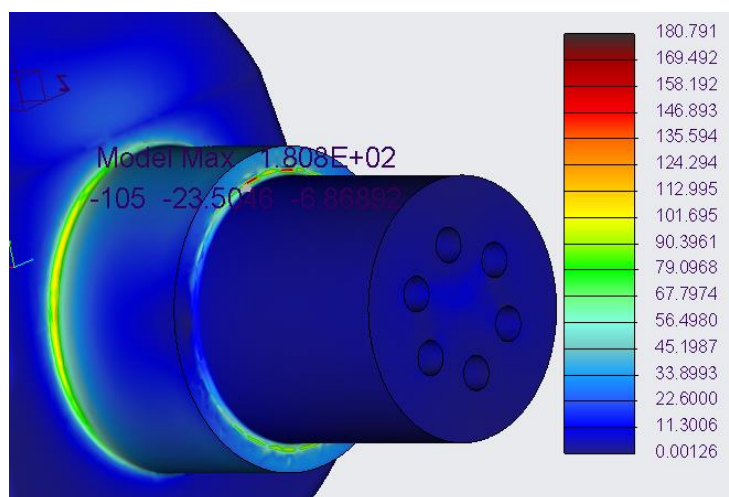
Dle grafu 7 je největší kroutící moment ve chvíli, kdy je klikový hřídel natočen o 24° . I pro tento extrémní případ byla provedena pevnostní analýza. Zatížení klikové hřídele je zobrazeno na obrázku 76. Na získání průběhu kroutícího momentu jsem použil rovnice (12), (14), (16) a (17).

7.4.4 Výsledky pevnostní analýzy klikového hřídele

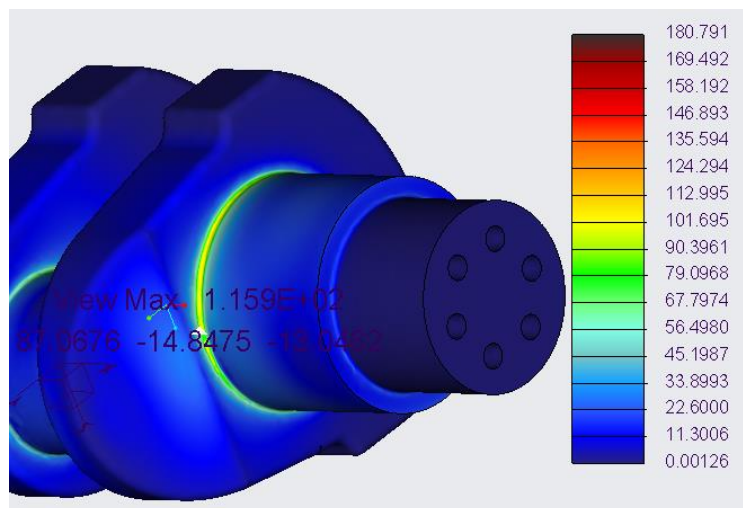
Výsledky pevnostní analýzy pro zatížení klikového hřídele od největšího zatížení tlaku plynů pro otáčky 1200 min^{-1} jsou zobrazeny na obrázcích 77, 78, 79, 80 a 81.



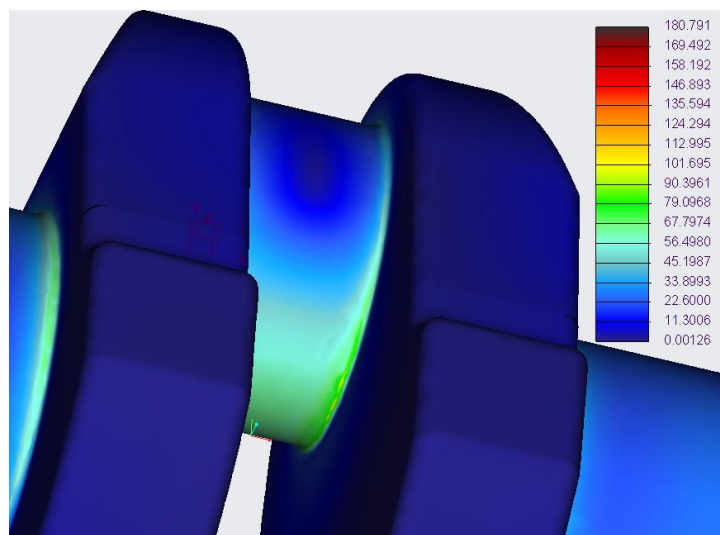
Obrázek 77 - Zatížení klikového hřídele od tlaku plynů pro 1200 min^{-1} [MPa]



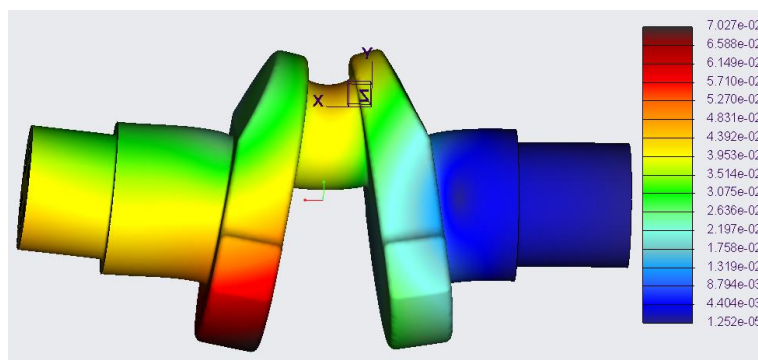
Obrázek 78 - Koncentrace napětí klikové hřídele z okrajové podmínky pro 1200 min^{-1} [MPa]



Obrázek 79 - Detail na maximální napětí pro 1200 min^{-1} [MPa]

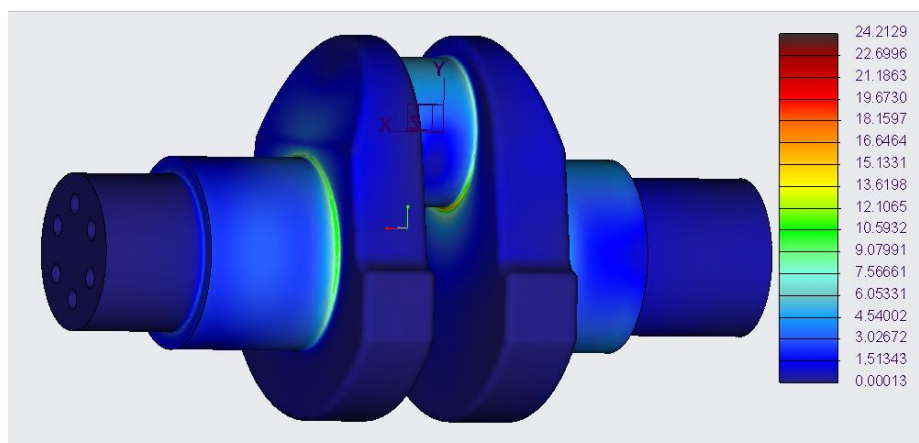


Obrázek 80 - Zatížení klikového hřídele od tlaku plynů pro $1\,200\text{ min}^{-1}$ [MPa]

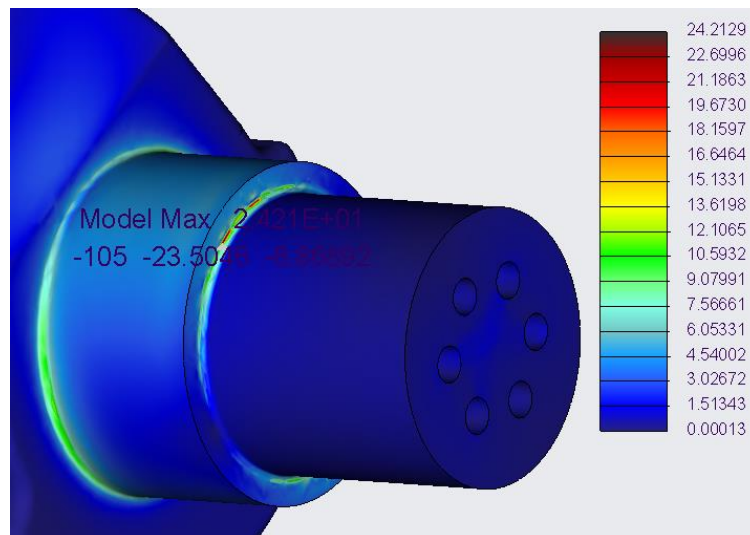


Obrázek 81 - Deformace klikového hřídele od tlaku plynů pro $1\,200\text{ min}^{-1}$ [mm]

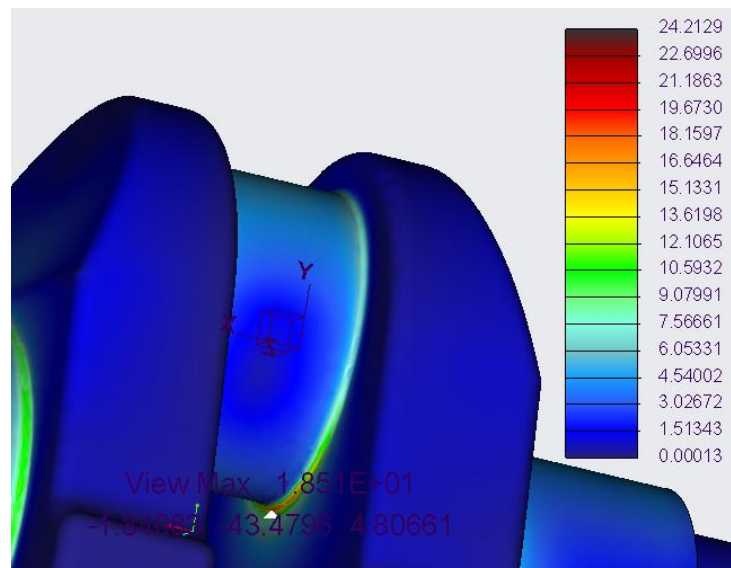
Výsledky pevnostní analýzy pro zatížení klikového hřídele od největších setrvačných sil pro otáčky $2\,200\text{ min}^{-1}$ jsou zobrazeny na obrázcích 82, 83, 84 a 85.



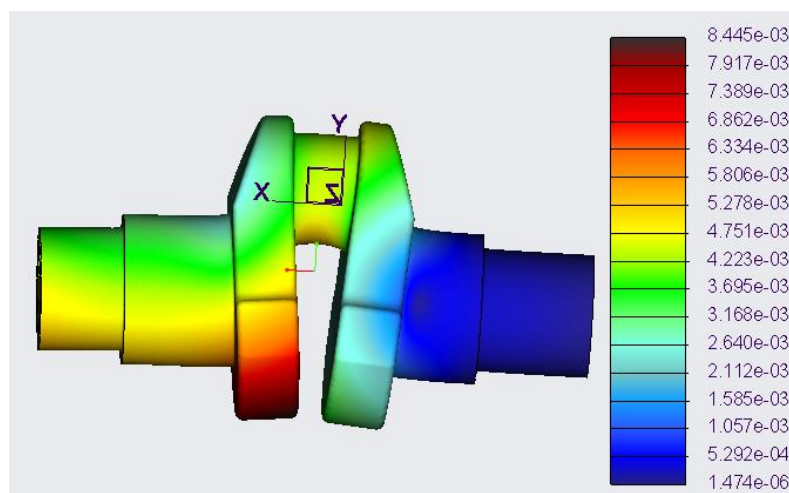
Obrázek 82 - Zatížení klikového hřídele od tlaku plynů pro $2\,200\text{ min}^{-1}$ [MPa]



Obrázek 83 - Koncentrace napětí klikové hřídele z okrajové podmínky pro 2200 min⁻¹ [MPa]

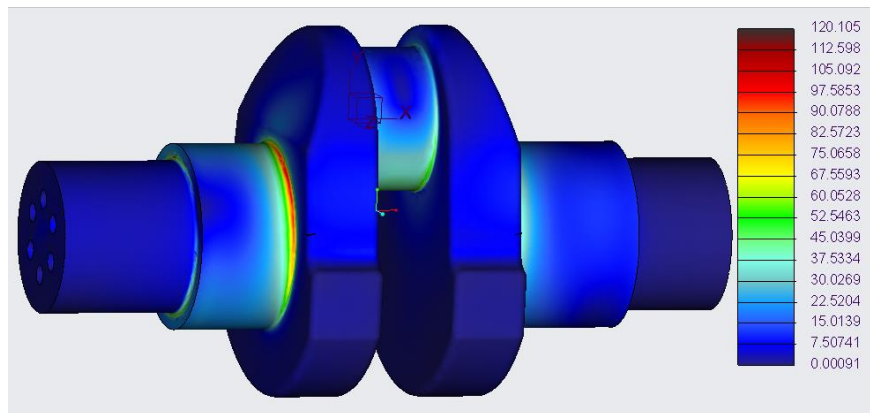


Obrázek 84 - Detail na maximální napětí pro 2200 min⁻¹[MPa]

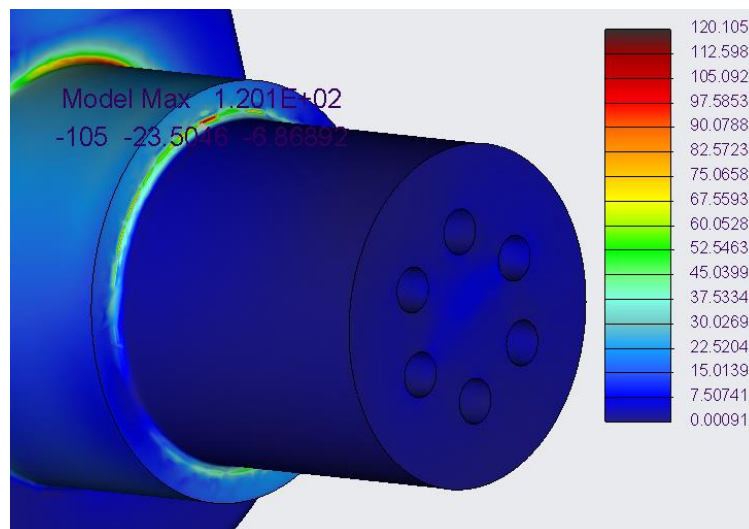


Obrázek 85 - Deformace klikového hřídele od tlaku plynů pro 2200 min⁻¹ [mm]

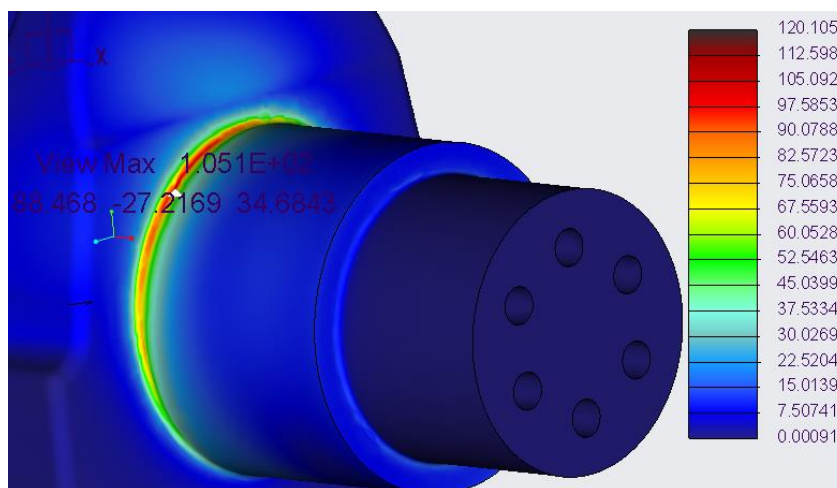
Výsledky pevnostní analýzy pro zatížení klikového hřídele při působení největšího kroutícího momentu pro otáčky 1200 min^{-1} jsou zobrazeny na obrázcích 86, 87, 88 a 89.



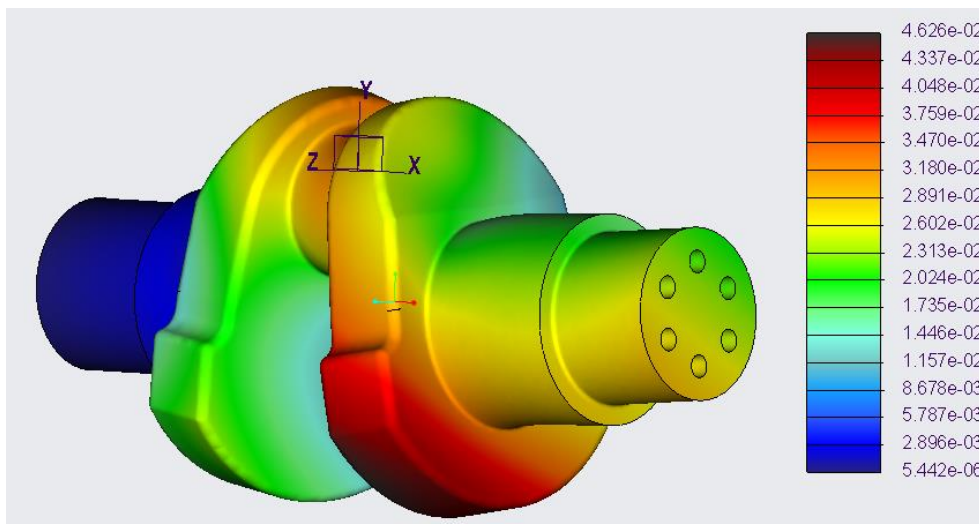
Obrázek 86 - Zatížení klikového hřídele v momentě největšího kroutícího momentu pro 1200 min^{-1} [MPa]



Obrázek 87 - Koncentrace napětí klikového hřídele z okrajové podmínky v momentě největšího kroutícího momentu pro 1200 min^{-1} [MPa]



Obrázek 88 - Detail na maximální napětí v momentě největšího kroutícího momentu pro 1200 min^{-1} [MPa]



Obrázek 89 - Deformace klikového hřídele v momentě největšího kroučícího momentu pro 1200 min^{-1} [mm]

Koncentrace napětí, která vznikla při zamezení axiálního posuvu, tudíž jsou způsobena okrajovou podmínkou a zanedbávají se, zobrazeno na obrázcích 78, 83 a 87.

Největší hodnota napětí vznikla zatížením klikové hřídele od tlaku plynů při úhlu natočení 8° a činí 115 MPa, viz obrázek 79. Mez únavy u materiálu, ze kterého je klikový hřídel vyroben je 250 MPa, viz tabulka 11, mez únavy nebyla překročena, a tak klikový hřídel vyhovuje extrémním stavům zatěžování, jak od tlaku plynů, tak i od setrvačných sil.

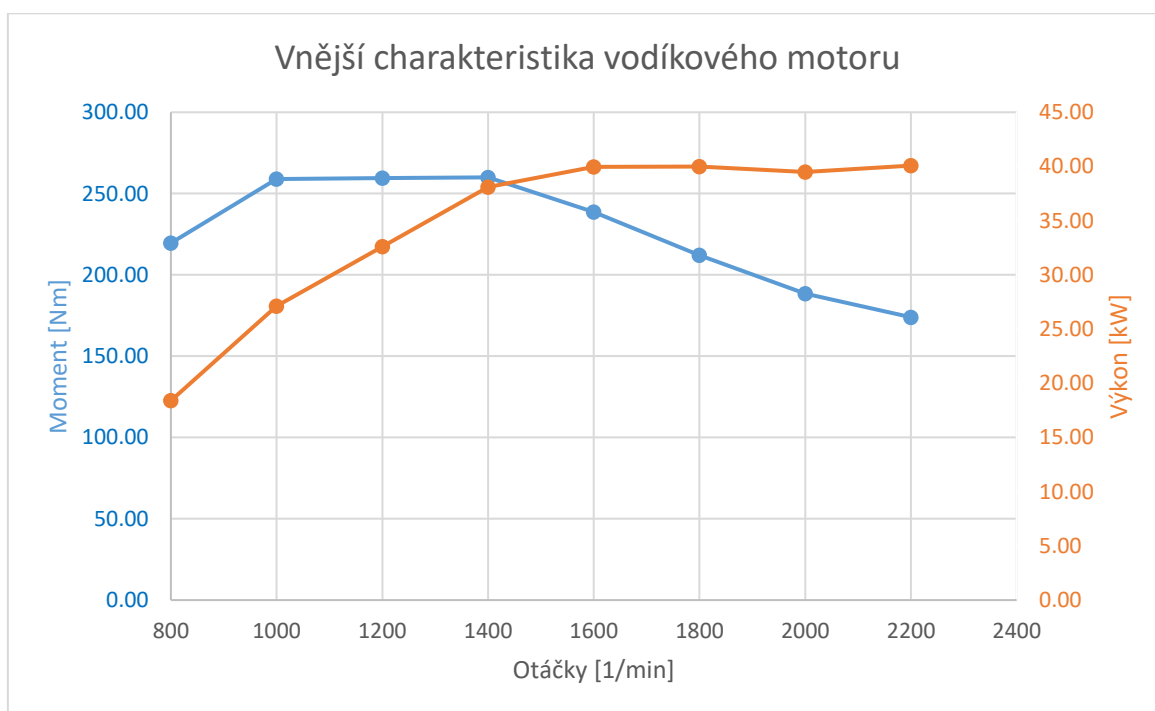
8 Základní parametry vodíkového motoru

Pro přestavbu byl zvolen naftový motor značky Tatra, a to model T815 ve verzi T3-928. Tento motor je předělán na vodíkový pohon. Největší rozdíl mezi naftovým a vodíkovým pohonem je tvar spalovacího prostoru na dně pístu, kvůli kterému se snížil kompresní poměr z 16:1 na 13:1.

Zbylé dílčí komponenty klikového mechanismu zůstaly stejné.

Název parametru	Hodnota parametru
Průměr vrtání [mm]	120
Zdvih [mm]	140
Maximální točivý moment [Nm]	253 Nm při 1 200 min ⁻¹
Maximální výkon [kW]	40 kW při 1 750 min ⁻¹
Kompresní poměr [-]	13: 1
Zdvihový objem [cm ³]	1583,4
Střední pístová rychlost [m/s]	8,4 m/s

Tabulka 12 – Základní vlastnosti vodíkového motoru

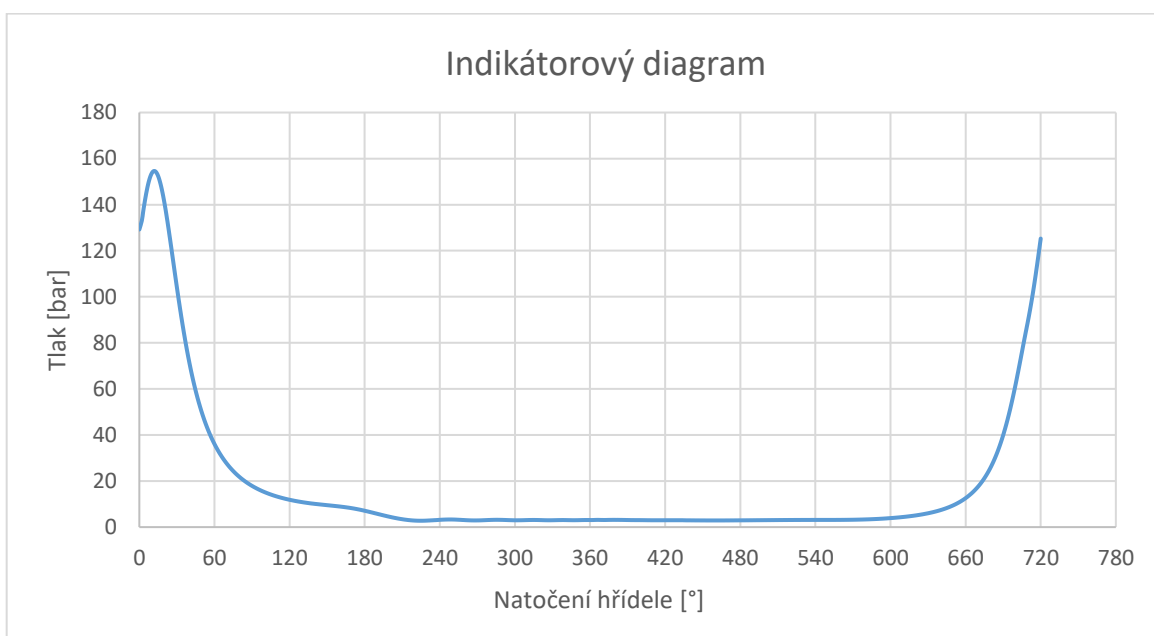


Graf 8 – Vnější charakteristika vodíkového motoru

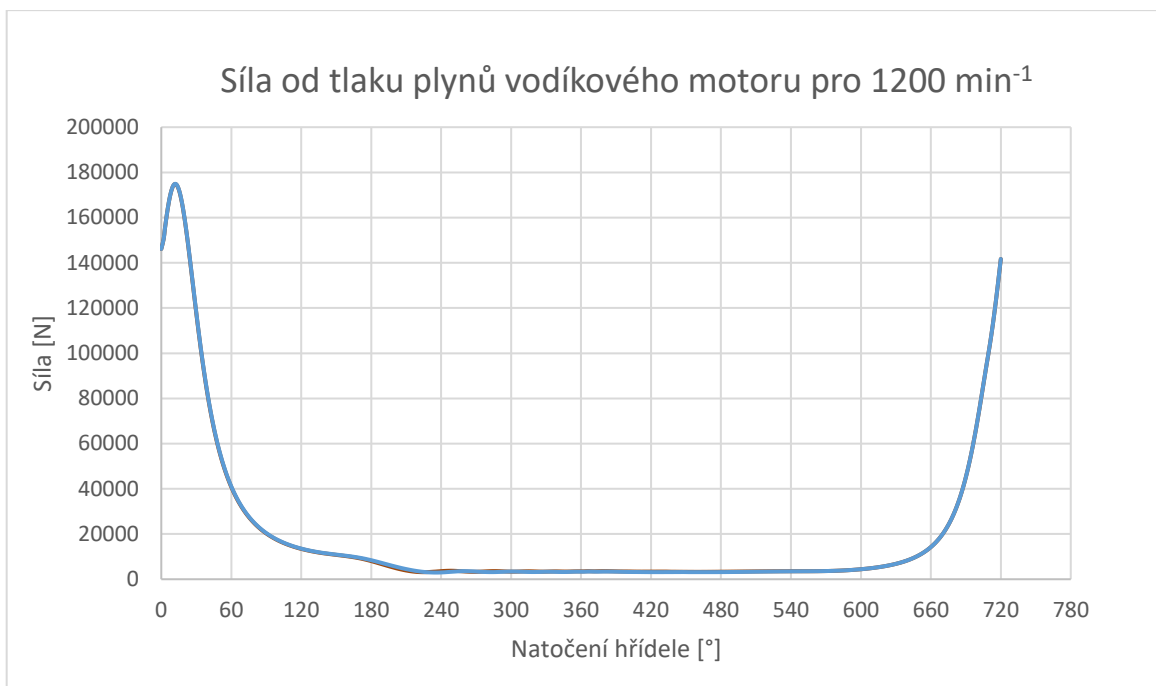
9 Síly v klikovém mechanismu vodíkového motoru

Stejně jako u naftového motoru, tak i u vodíkového motoru bylo potřeba určit působící síly na píst. Nejprve jsem vyhodnotil indikační diagram vytvořený na základě získaných dat z výsledků GT – Power v programu MS Excel, který zobrazuje průběh tlaku v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele. Na grafu 9 je zobrazen indikátorový diagram pro největší tlakové zatížení pístu, a to pro režim otáček 1200 min^{-1} .

Pomocí vzorce (3) jsem získal průběhy sil, velikost plochy jsem vypočítal na základě průměru vrtání a po převedení tlaku na potřebné jednotky. Všechny grafy a výpočty jsou uloženy v MS Excel.



Graf 9 - Indikátorový diagram vodíkový motor pro 1200 min^{-1}



Graf 10 - Průběh síly od tlaku plynů vodíkového motoru pro 1200 min⁻¹

Otáčky [min ⁻¹]	Fp max [N]	Fp min [N]
800	149 588	2757
1000	174 869	3127
1200	174 941	2960
1400	162 415	2848
1600	151 675	2589
1800	143 847	2282
2000	132 166	1968
2200	122 945	1848

Tabulka 13 - Výsledky sil od tlaku plynů pro vodíkový motor

10 Dynamická analýza vodíkového motoru

Pro pevnostní kontrolu jsou důležité průběhy reakcí v jednotlivých kontaktech dané sestavy. V nastavení dynamické analýzy se změnil pouze průběh zatěžující síly na dno pístu. Zbylé nastavení zůstalo stejné jako u naftového motoru.

10.1 Reakce mezi pístem a horním okem ojnice

Maximální zatížení v kontaktu mezi pístní skupinou a horním okem ojnice nastalo pro režim otáček 1000 min^{-1} . Největší setrvačné zatížení v kontaktu dle dynamické analýzy je při režimu otáček 2200 min^{-1} .



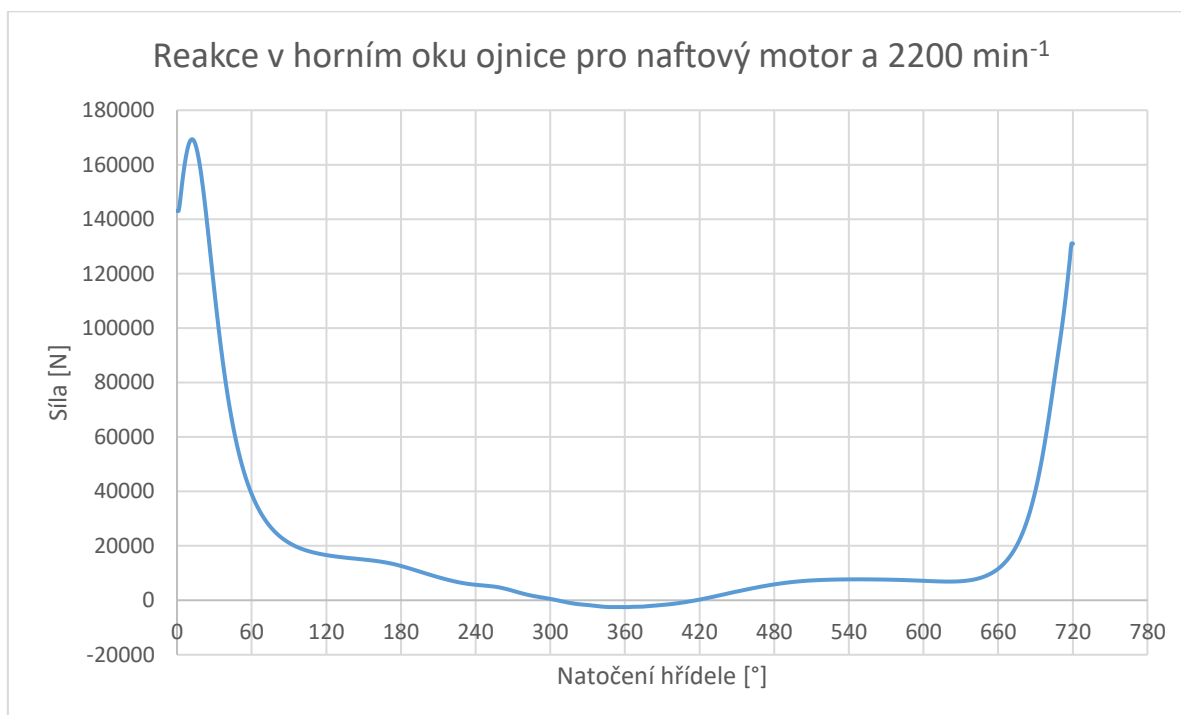
Graf 11 - Výsledná reakce mezi pístní skupinou a horním okem ojnice pro vodíkový motor a 1000 min^{-1}

Otáčky [min^{-1}]	$F_{RO \text{ max}}$ [N]	$F_{RO \text{ min}}$ [N]
800	147 784	1181
1000	172 128	401
1200	170 801	-683
1400	157 122	-2471
1600	144 682	-4525
1800	134 828	-6831
2000	120 902	-9151
2200	109 299	-11793

Tabulka 14 - Maximální a minimální hodnoty mezi pístní skupinou a horním okem ojnice vodíkového motoru

10.2 Reakce mezi spodním okem ojnice a čepem klikového hřídele

Maximální zatížení v kontaktu mezi spodním okem ojnice a čepem klikového hřídele nastalo pro režim otáček 1000 min^{-1} . Největší setrvačné zatížení v kontaktu nastalo dle analýzy při režimu otáček 2200 min^{-1} .



Graf 12 - Výsledná reakce v kontaktu mezi spodním okem ojnice a čepem klikového hřídele pro vodíkový motor a 2200 min^{-1}

Otáčky [min ⁻¹]	F _{RH max} [N]	F _{RH min} [N]
800	145 935	-704
1000	169 251	-2502
1200	166 652	-4922
1400	151 512	-8251
1600	137 357	-12052
1800	125 504	-16384
2000	109 394	-20947
2200	95 311	-26066

Tabulka 15 - Maximální a minimální hodnoty síly v kontaktu mezi spodním okem ojnice a čepem klikového hřídele vodíkového motor

11 Pevnostní kontrola klikového mechanismu vodíkového motoru

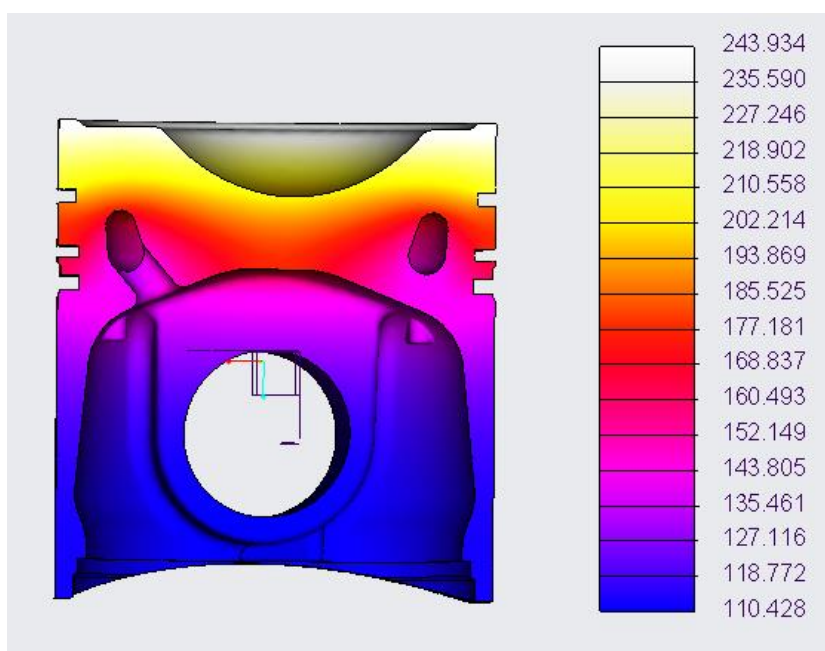
11.1 Píst

Pevnostní analýza pro píst vodíkového motoru je provedena pro největší tlak ve spalovací komoře a pro největší setrvačné síly. Data jsem získal z výsledků z programu GT – Power v MS Excel. Největší tlak ve spalovací komoře nastává v režimu pro otáčky 1200 min^{-1} , největší setrvačné síly dle dynamické analýzy nastávají v režimu otáček 2200 min^{-1} , viz tabulka 14.

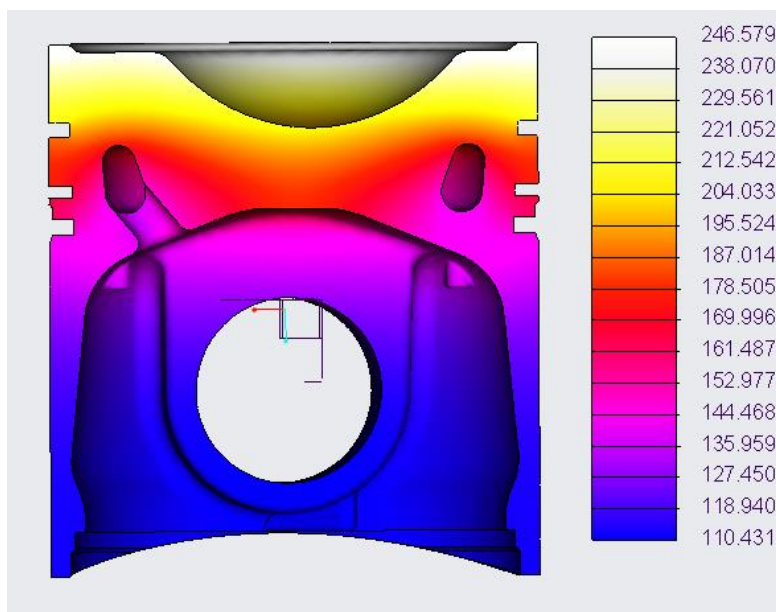
Okrajové podmínky zůstaly stejné jako u naftového motoru. Geometrický tvar pístu není stejný jako u naftového motoru, došlo zde ke změně spalovacího prostoru.

11.1.1 Výsledky pevnostní analýzy pístu vodíkového motoru

Výsledky teplotní analýzy pístu vodíkového motoru pro režim největšího tlaku pro otáčky 1200 min^{-1} a největší setrvačné síly pro režim otáček 2200 min^{-1} . Zobrazeny na obrázcích 90 a 91.

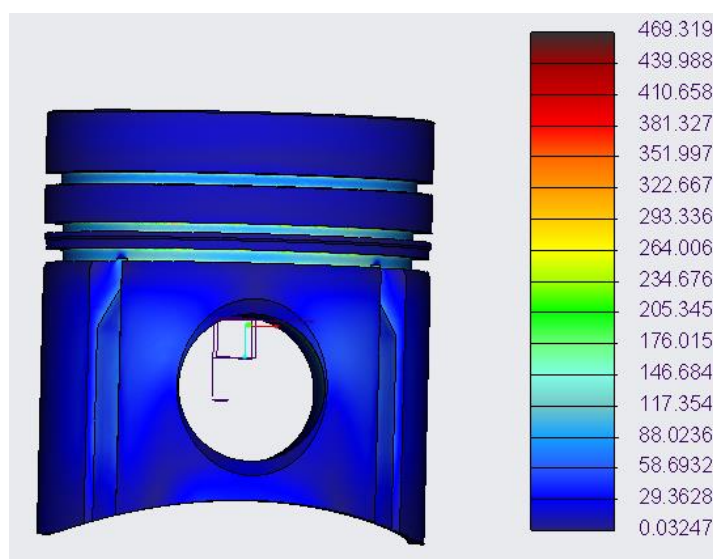


Obrázek 90 - Rozložení teplot pro vodíkový motor $1200 \text{ min}^{-1} [^{\circ}\text{C}]$

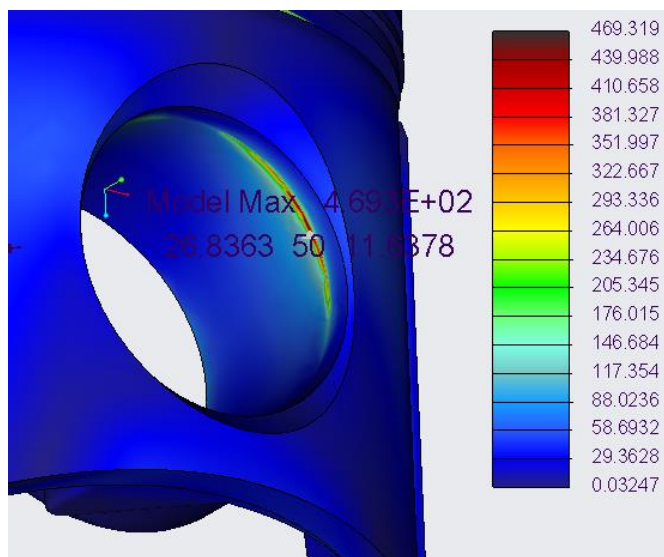


Obrázek 91 - Rozložení teplot pro vodíkový motor 2200 min^{-1} [°C]

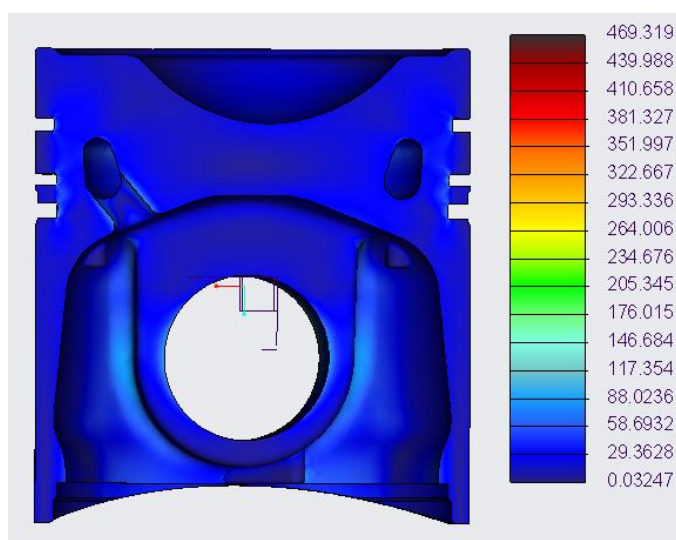
Výsledky pevnostní analýzy pístu vodíkového motoru pro režim otáček 1200 min^{-1} .
Zobrazeno na obrázcích 92, 93, 94 a 95.



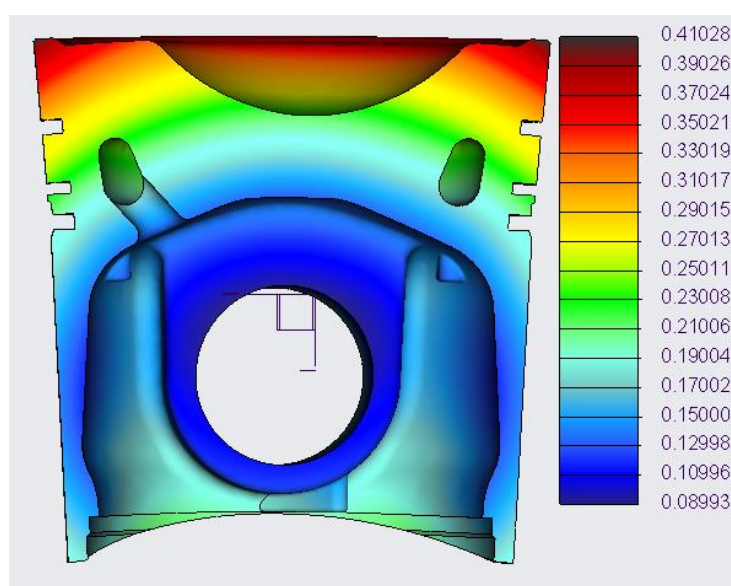
Obrázek 92 - Napětí na pístu vodíkového motoru 1200 min^{-1} [MPa]



Obrázek 93 - Koncentrace napětí vodíkového motoru 1200 min⁻¹[MPa]

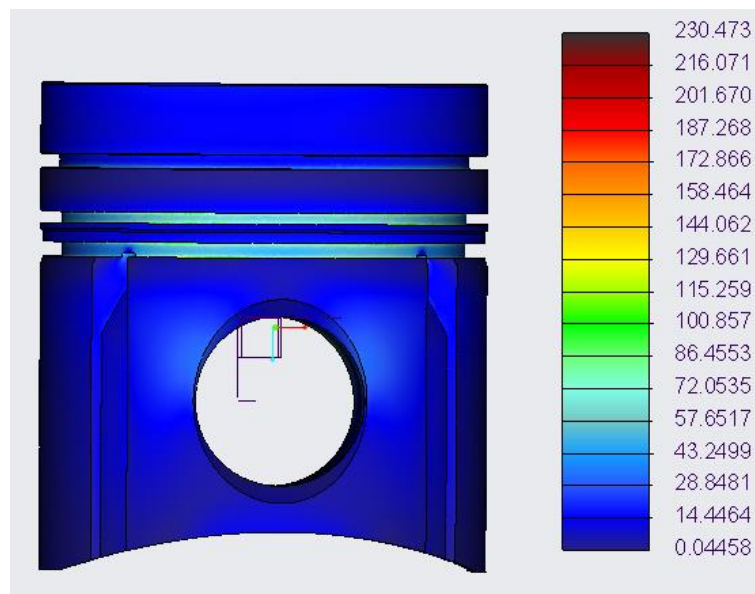


Obrázek 94 - Pohled na olejový šnek a dno pístu vodíkového motoru 1200 min⁻¹[MPa]

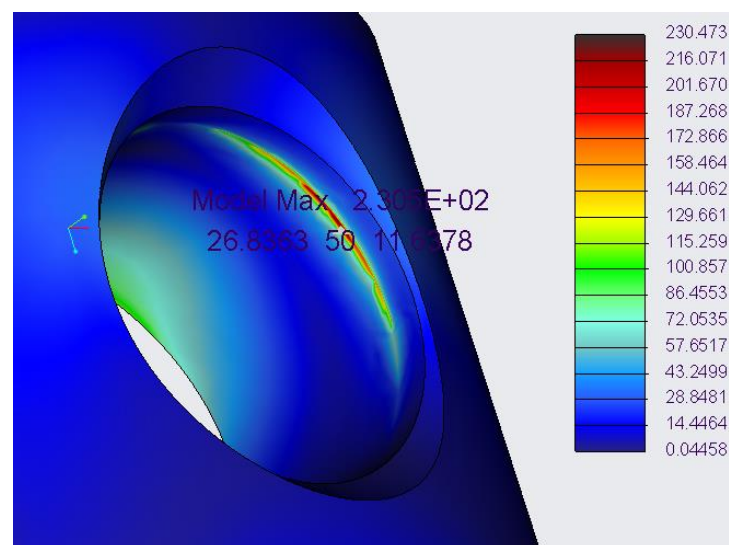


Obrázek 95 - Deformace pístu vodíkového motoru 1200 min⁻¹[mm]

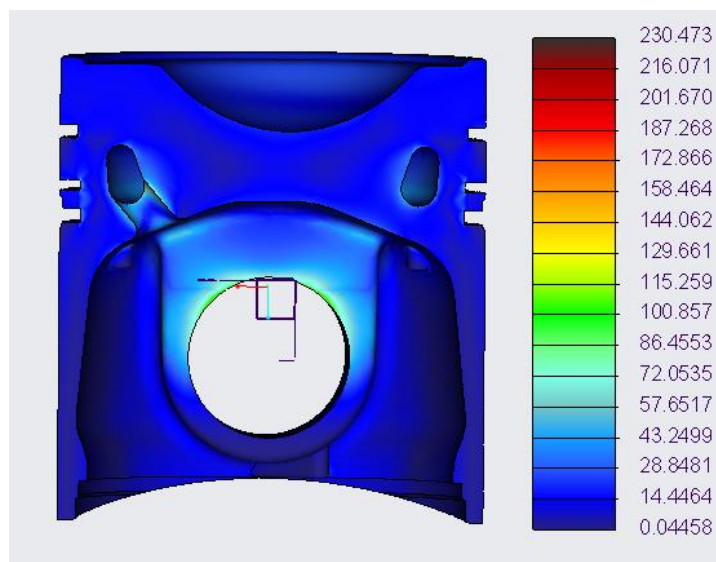
Výsledky pevnostní analýzy pístu vodíkového motoru pro režim otáček 2200 min⁻¹.
Zobrazeno na obrázcích 96, 97, 98 a 99.



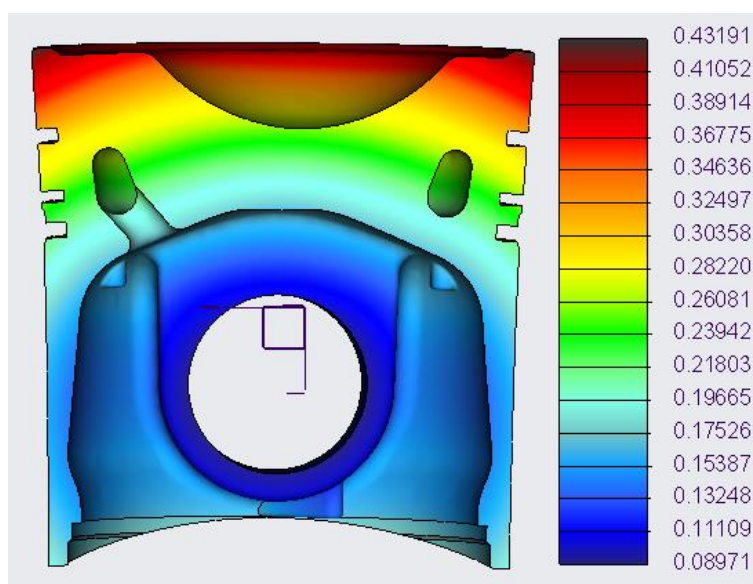
Obrázek 96 - Napětí na pístu vodíkového motoru 2200 min⁻¹[MPa]



Obrázek 97 - Koncentrace napětí vodíkového motoru 2200 min⁻¹[MPa]



Obrázek 98 - Pohled na olejový šnek a dno pístu vodíkového motoru 2200 min⁻¹[MPa]



Obrázek 99 - Deformace pístu vodíkového motoru 2200 min⁻¹[mm]

V drážce pro pojistný kroužek vznikla velká koncentrace napětí (Obrázky 93 a 97), protože se jedná o hranu, která je pevně uložena, tudíž simuluje vetknutí a je spojena s okrajovou podmínkou, tyto koncentrace napětí jsou zanedbány.

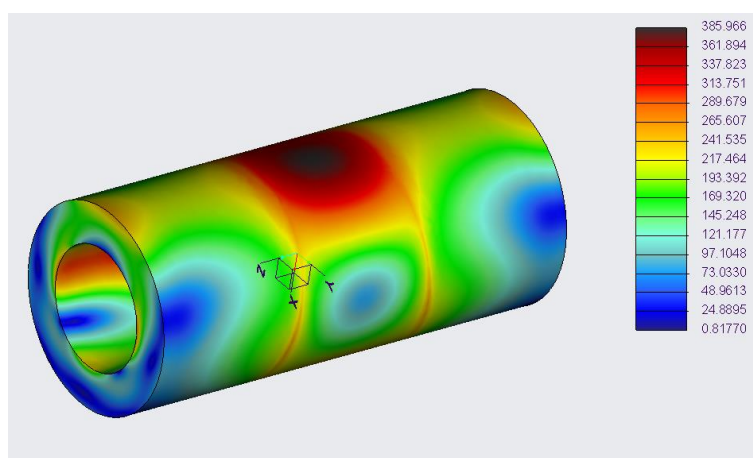
V drážkách pro pístní kroužky vzniklo maximální napětí, jehož hodnota je 130 MPa, napětí nepřekročilo mez únavy materiálu. Píst vodíkového motoru vyhovuje extrémním stavům zatěžování, jak od největšího tlaku ve spalovací komoře, tak i od setrvačných sil.

11.2 Pístní čep

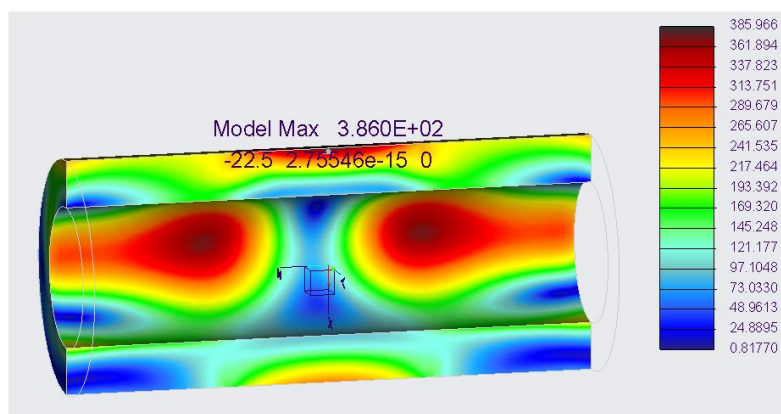
Pevnostní analýza je provedena pro nejextrémnější hodnoty, které vyšly z dynamické analýzy, což je pro otáčky 1000 min^{-1} od zatížení tlaku plynů a pro otáčky 2200 min^{-1} od setrvačných sil, viz tabulka 14. Geometrický tvar zůstal stejný jako pro naftový motor. Okrajové podmínky taktěž zůstaly stejné jako pro naftový motor.

11.2.1 Výsledky pevnostní analýzy pístního čepu

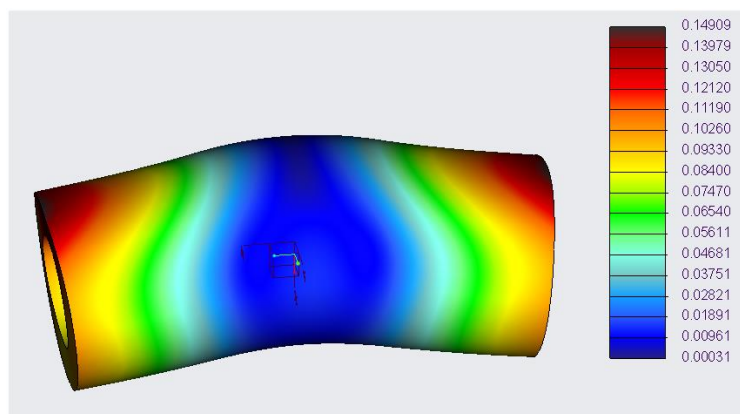
Výsledky pevnostní analýzy pístního čepu pro režim otáček 1000 min^{-1} . Zobrazeno na obrázcích 100, 101 a 102.



Obrázek 100 - Napětí na pístním čepu vodíkového motoru 1000 min^{-1} [MPa]

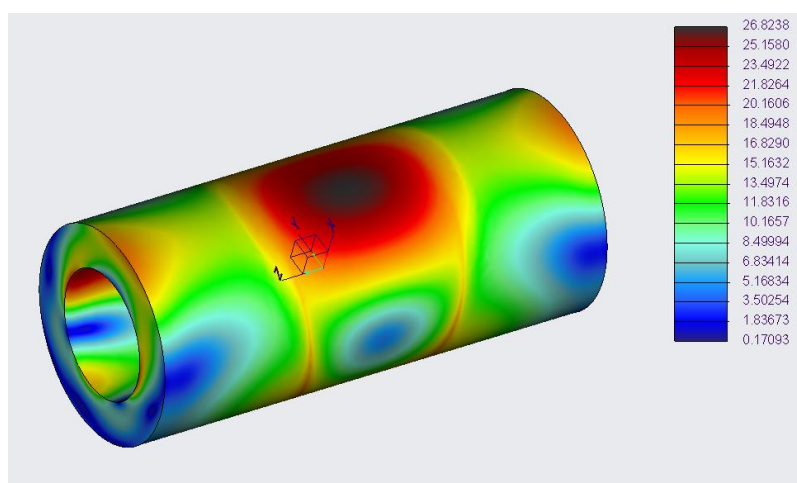


Obrázek 101 - Řez pístním čepem vodíkového motoru 1000 min^{-1} [MPa]

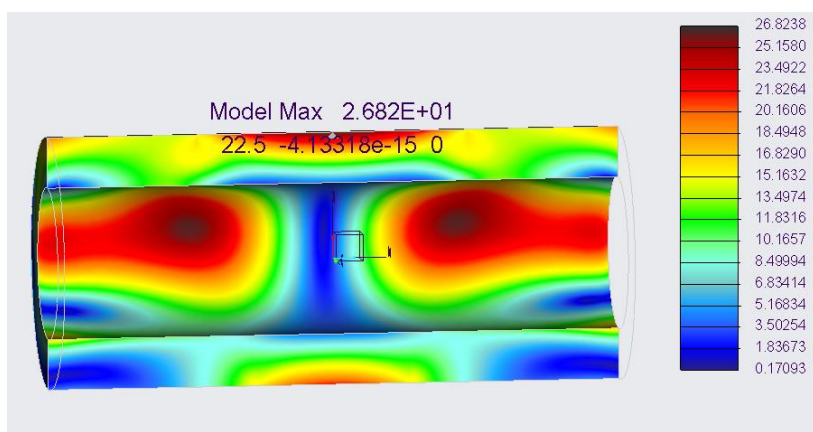


Obrázek 102 - Deformace pístního čepu vodíkového motoru 1000 min^{-1} [mm]

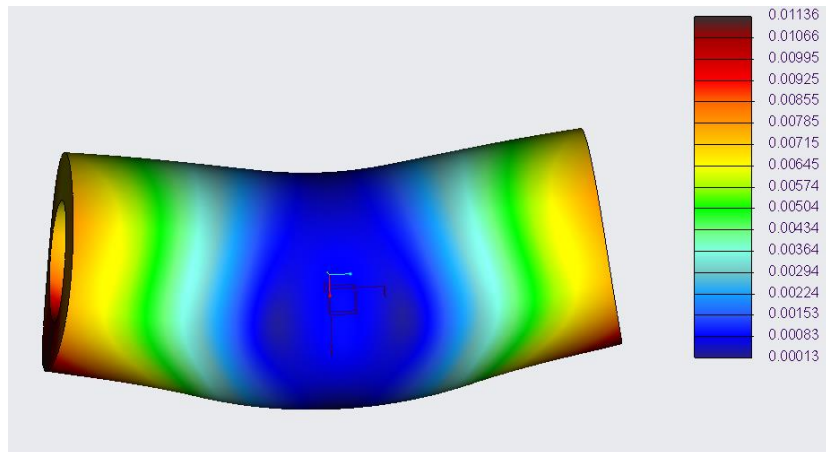
Výsledky pevnostní analýzy pístního čepu pro režim otáček 2200 min^{-1} . Zobrazeno na obrázcích 103, 104 a 105.



Obrázek 103 - Napětí na pístním čepu vodíkového motoru 2200 min^{-1} [MPa]



Obrázek 104 - Řez pístním čepem vodíkového motoru 1000 min^{-1} [MPa]



Obrázek 105 - Deformace pístního čepu vodíkového motoru 2200 min⁻¹[mm]

11.2.1.1 Výpočet ovalizace pístního čepu vodíkového motoru

Poměr průměrů pístního čepu:

$$\alpha = \frac{d_i}{d} = 0,6 \quad (25)$$

Opravný součinitel vyjadřující vliv tloušťky stěny vzhledem k poloměru:

$$k_{\zeta} = 1.5 - 1.5 \cdot (\alpha - 0.4)^3 = 1,488 \quad (26)$$

Ovalizace s opravnými součiniteli:

$$\delta d_{OV\zeta} = 0.09 \cdot \frac{F_{\zeta max}}{E_{\zeta} \cdot L_{\zeta}} \cdot \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 = 0,0512 \text{ mm} \quad (27)$$

Maximální ovalizace je volena:

$$\delta d_{OVmax} = 0.0017 \cdot d = 0,0799 \text{ mm} \quad (28)$$

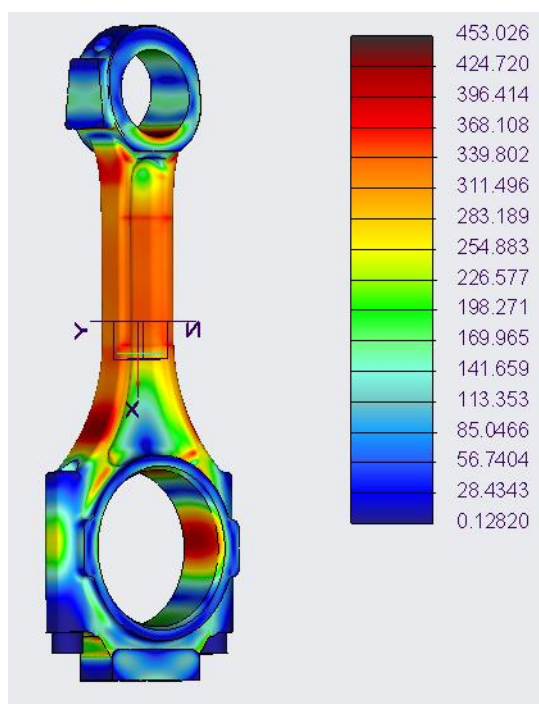
Maximální napětí na pístním čepu vzniklo při zatěžování od tlaku plynů, jeho hodnota je 386 MPa, napětí nepřekročilo mez únavy materiálu. Pístní čep vyhovuje extrémním stavům zatěžování, jak od tlaku plynů, tak i od setrvačných sil. Pístní čep splňuje podmínku ovalizace průřezu, ovalizace je 0,0512 mm (27), maximální ovalizace byla volena 0,0799 (28).

11.3 Ojnice

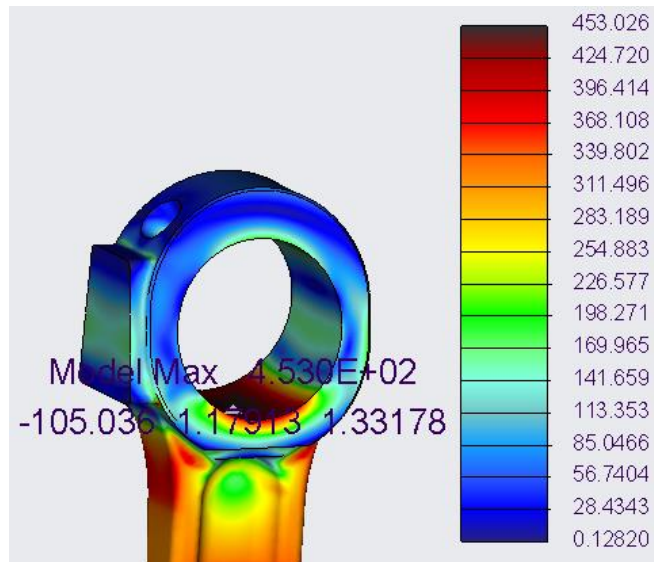
Pevnostní analýza je provedena pro stejné režimy jako pro pístní čep, kvůli největším hodnotám reakční síly v dynamické analýze. Geometrický tvar je nezměněn a okrajové podmínky jsou stejné jako pro naftový motor.

11.3.1 Výsledky pevnostní analýzy ojnice

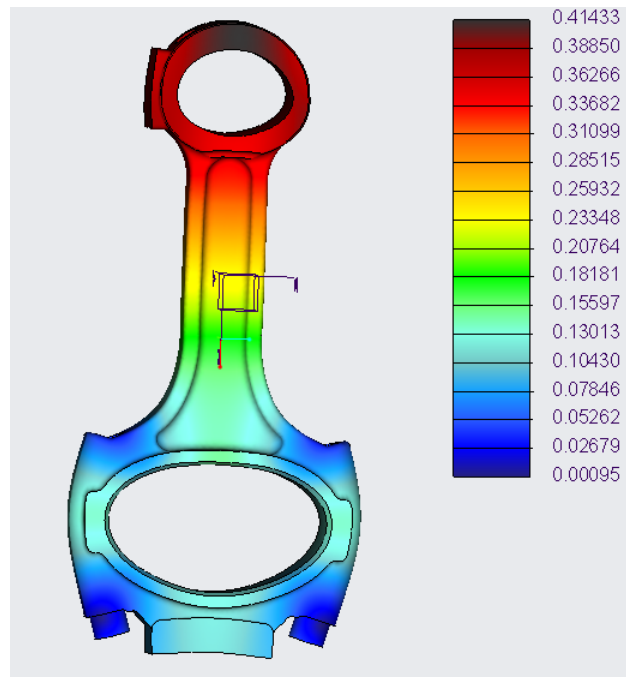
Výsledky pevnostní analýzy pro zatížení horního oka ojnice vodíkového motoru od největšího zatížení tlaku plynů pro otáčky 1000 min^{-1} jsou zobrazeny na obrázcích 106, 107 a 108.



Obrázek 106 - Zatížení horního oka ojnice od tlaku plynů pro 1000 min^{-1} [MPa]

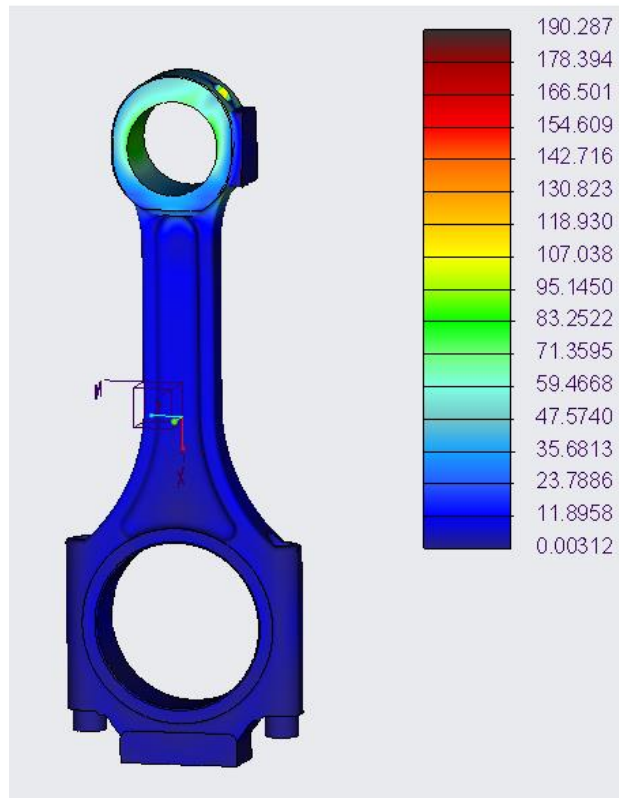


Obrázek 107 - Detail na maximální napětí pro 1000 min^{-1} [MPa]

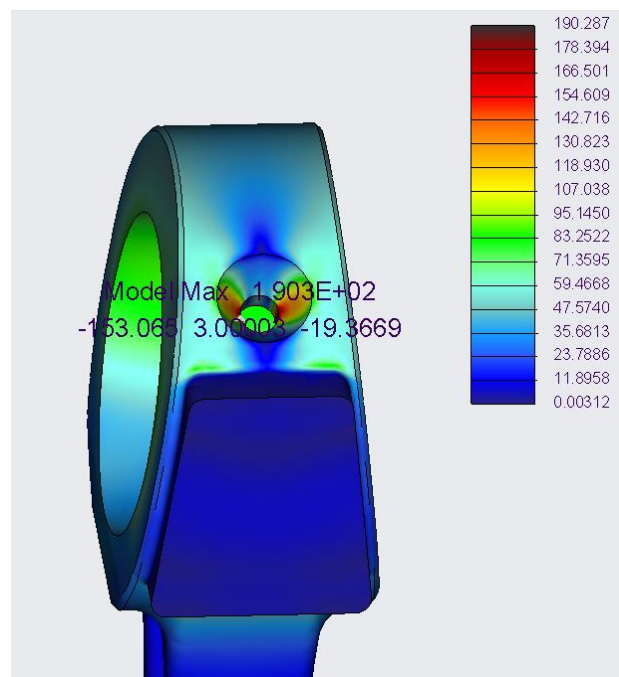


Obrázek 108 - Deformace horního oka ojnice od tlaku plynů pro 1000 min^{-1} [mm]

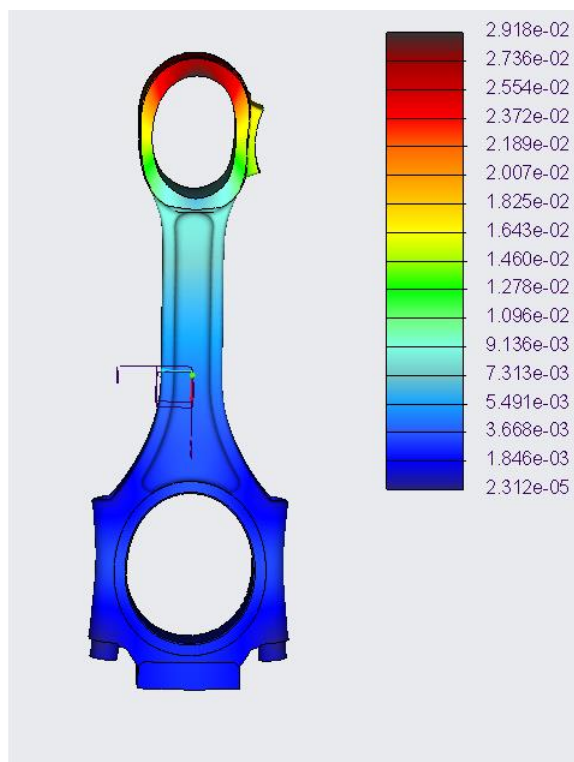
Výsledky pevnostní analýzy pro zatížení horního oka ojnice vodíkového motoru od největšího zatížení setrvačnými silami pro otáčky 2200 min^{-1} jsou zobrazeny na obrázcích 109, 110 a 111.



Obrázek 109 - Zatížení horního oka ojnice setrvačnými silami pro 2200 min^{-1} [MPa]

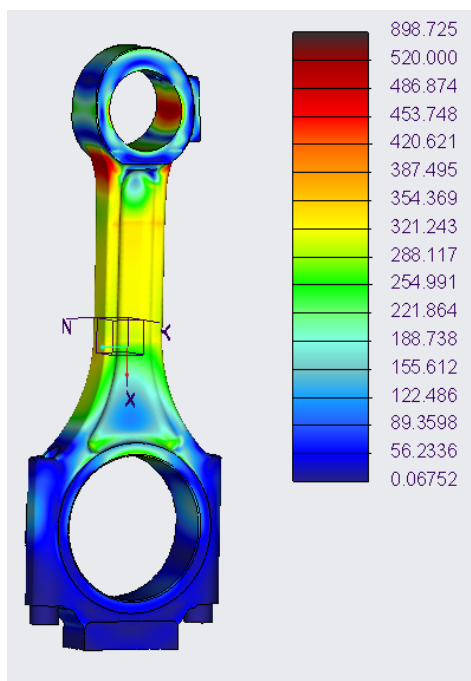


Obrázek 110 - Detail na maximální napětí od horního oka pro 2200 min^{-1} [MPa]

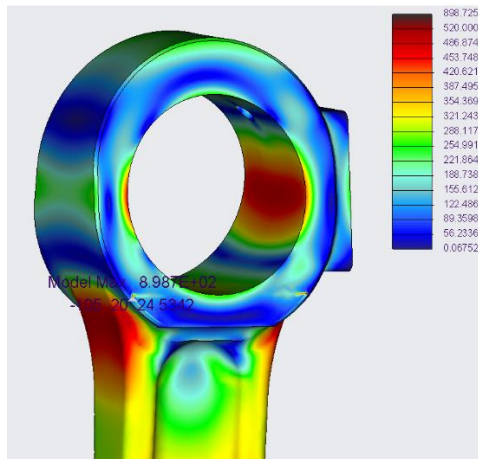


Obrázek 111 - Deformace horního oka ojnice setrvačnými silami pro 2200 min^{-1} [mm]

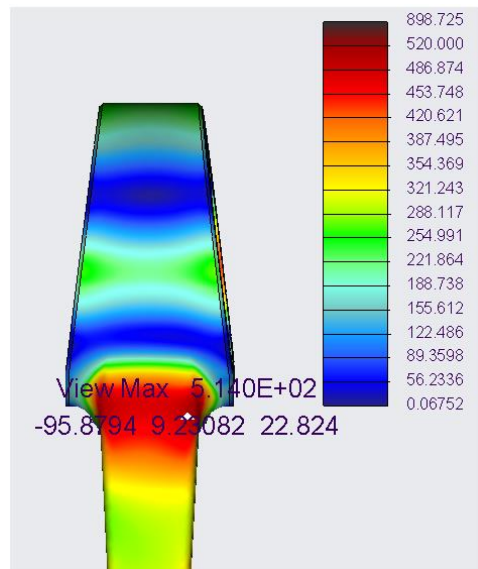
Výsledky pevnostní analýzy pro zatížení spodního oka ojnice vodíkového motoru od největšího zatížení tlaku plynů pro otáčky 1000 min^{-1} jsou zobrazeny na obrázcích 112, 113, 114 a 115.



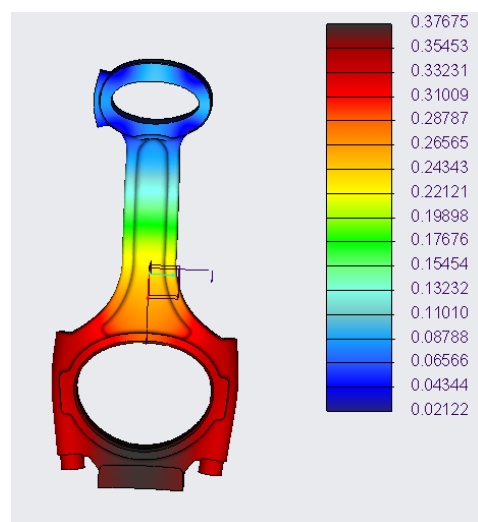
Obrázek 112 - Zatížení spodního oka ojnice od tlaku plynů pro 1000 min^{-1} [MPa]



Obrázek 113 - Koncentrace napětí z okrajové podmínky pro 1000 min⁻¹ [MPa]

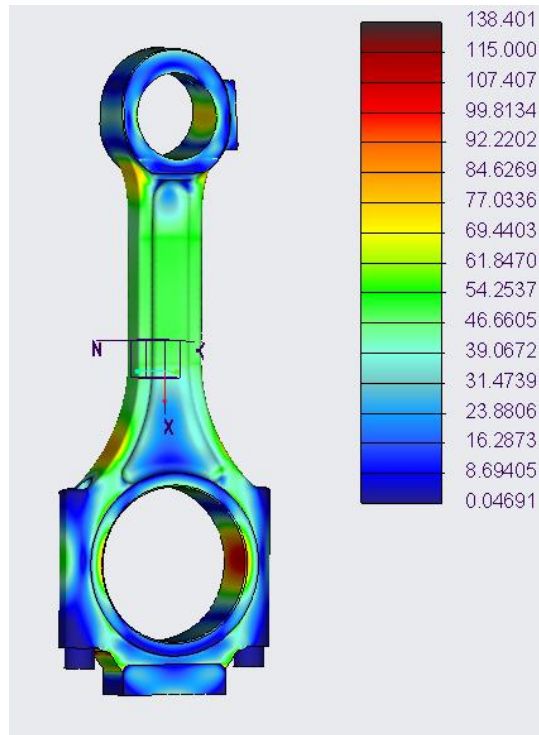


Obrázek 114 - Detail na maximální napětí od spodního oka pro 1000 min⁻¹ [MPa]

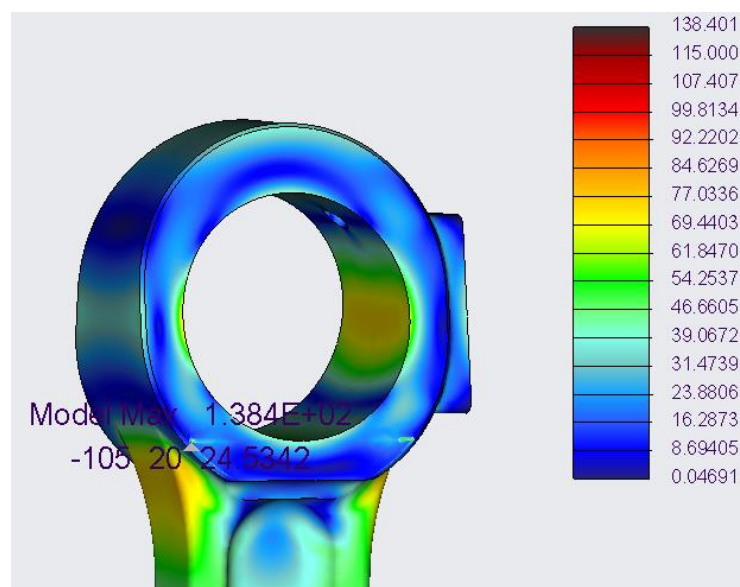


Obrázek 115 - Deformace spodního oka ojnice od tlaku plynů pro 1000 min⁻¹ [mm]

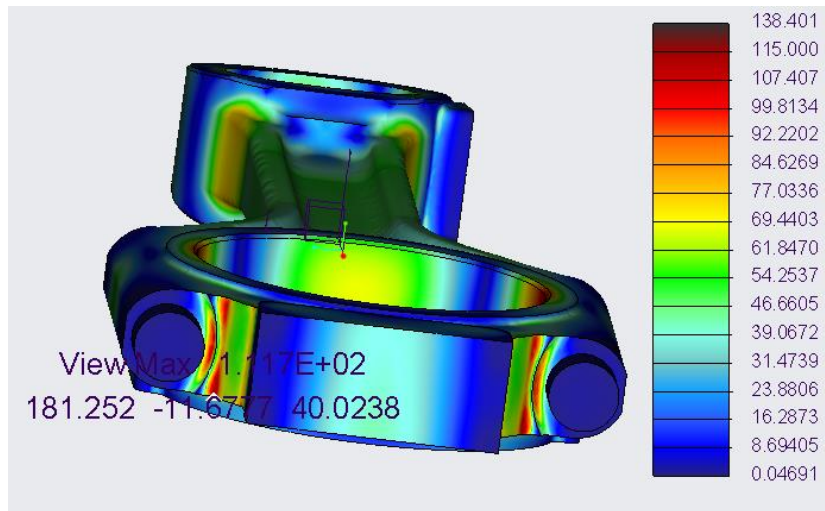
Výsledky pevnostní analýzy pro zatížení spodního oka ojnice vodíkového motoru od největšího zatížení setrvačnými silami pro otáčky 2200 min^{-1} jsou zobrazeny na obrázcích 116, 117, 118 a 119.



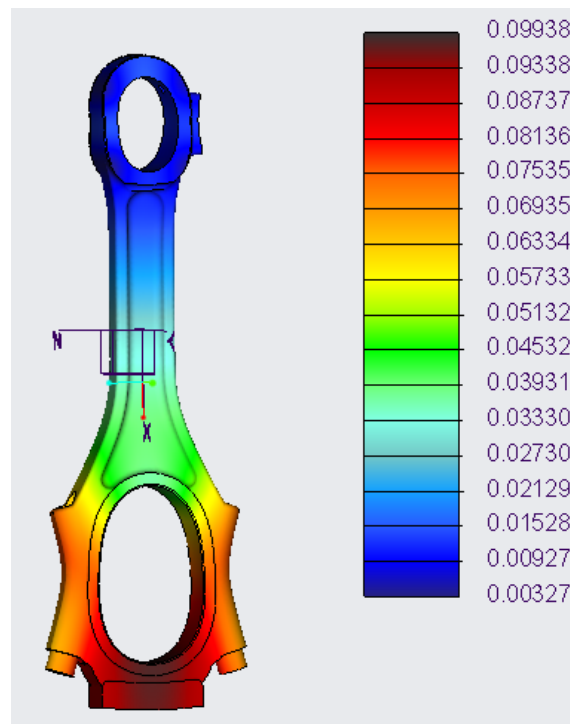
Obrázek 116 - Zatížení horního oka ojnice vodíkového motoru od tlaku plynů pro 2200 min^{-1} [MPa]



Obrázek 117 - Koncentrace napětí z okrajové podmínky vodíkového motoru pro 2200 min^{-1} [MPa]



Obrázek 118 - Detail na maximální napětí od spodního oka vodíkového motoru pro 2200 min^{-1} [MPa]



Obrázek 119 - Deformace spodního oka ojnice vodíkového motoru od setrvačných sil pro 2200 min^{-1} [mm]

Stejně jako u pevnostní analýzy naftového motoru, tak i u uchycení horního oka vzniká koncentrace napětí, které je způsobeno okrajovou podmínkou a kvůli němuž se tato napětí zanedbávají. Zobrazeno na obrázcích 113, 117.

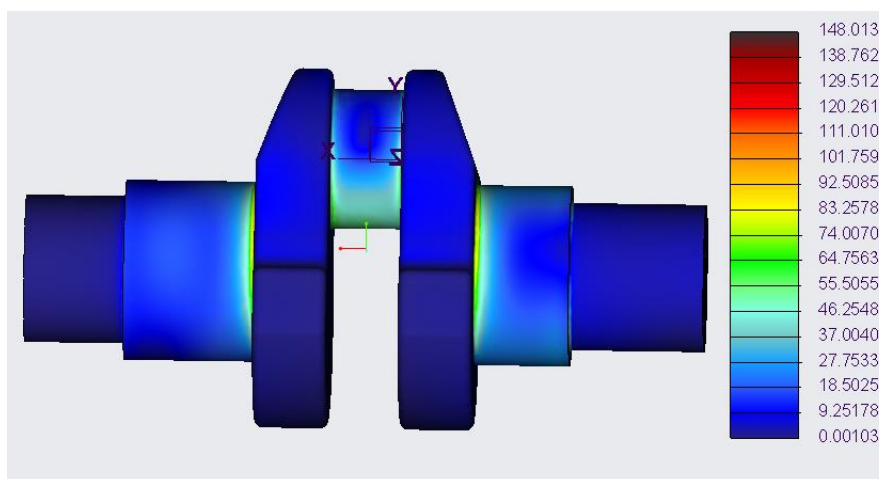
Největší hodnota napětí vznikla zatěžováním spodního oka zátěží od tlaku plynů a činí 514 MPa, obrázek 114. Mez únavy nebyla překročena. Ojnice vyhovuje extrémním stavům zatěžování, jak od tlaku plynů, tak i od setrvačných sil.

11.4 Klikový hřídel

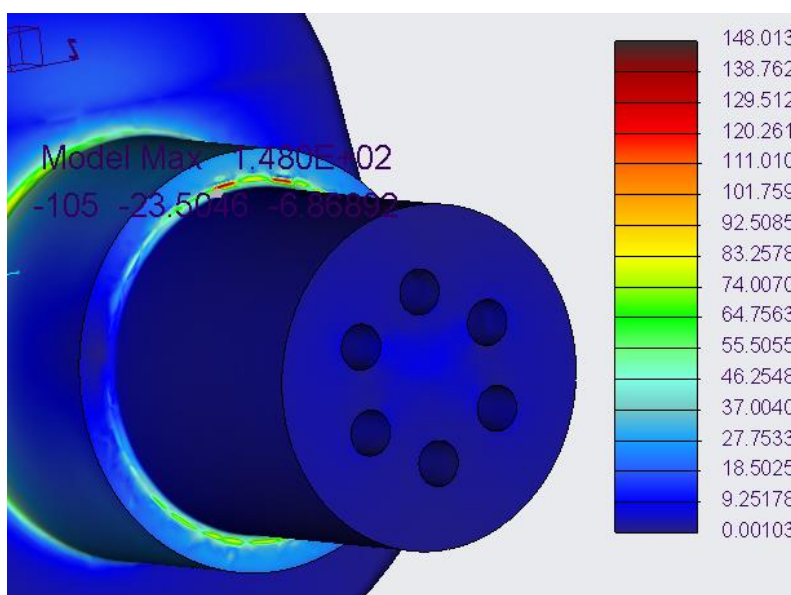
Pevnostní analýza klikového hřídele je provedena pro největší reakční sílu způsobenou zatížením od tlaku plynů, největšími setrvačnými silami a v momentě kdy působí největší kroutící moment. Změna nastala v úhlu natočení hřídele při zatěžování od tlaku plynů, který u vodíkového motoru je 13° a u zatížení při působení největšího kroutícího momentu je úhel natočení 26° . Geometrický tvar je nezměněn a okrajové podmínky jsou stejné jako pro naftový motor.

11.4.1 Výsledky pevnostní analýzy klikového hřídele

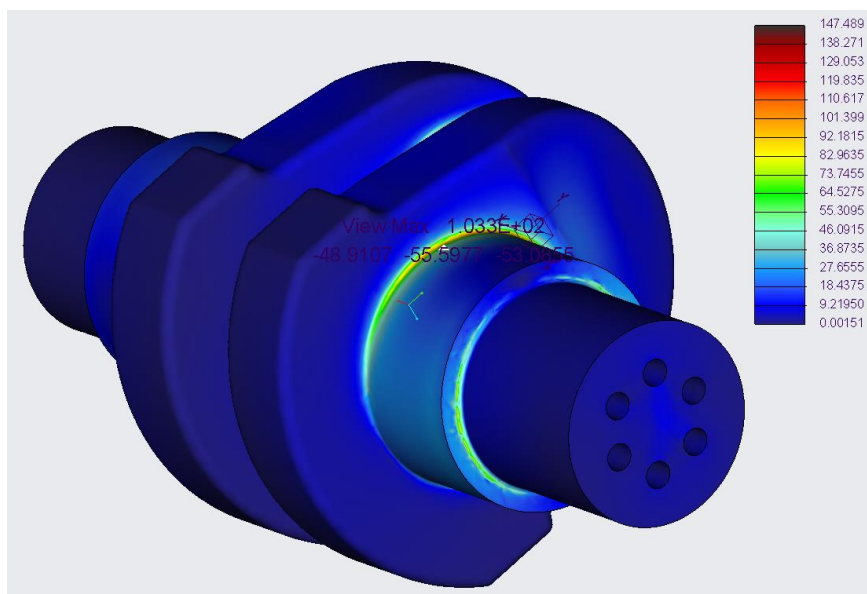
Výsledky pevnostní analýzy pro zatížení klikového hřídele vodíkového motoru od největšího zatížení tlaku plynů pro otáčky 1000 min^{-1} jsou zobrazeny na obrázcích 120, 121, 122 a 123.



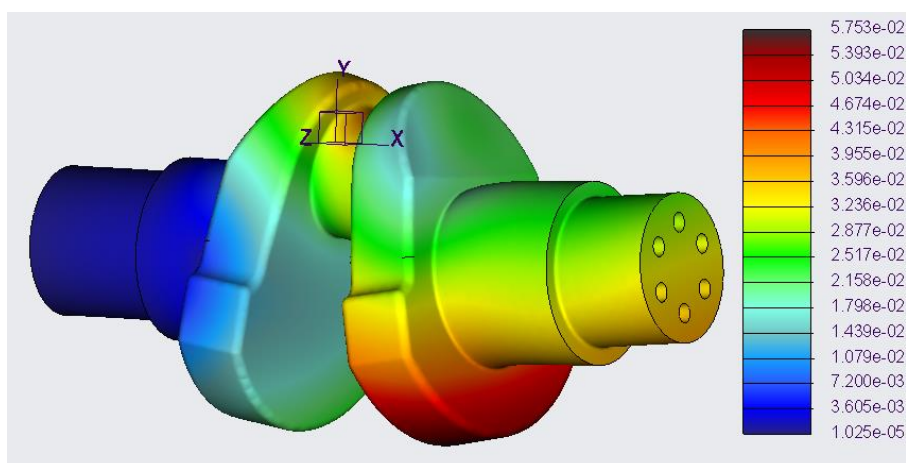
Obrázek 120 - Zatížení klikového hřídele od tlaku plynů pro 1000 min^{-1} [MPa]



Obrázek 121 - Koncentrace napětí klikového hřídele z okrajové podmínky pro 1000 min^{-1} [MPa]

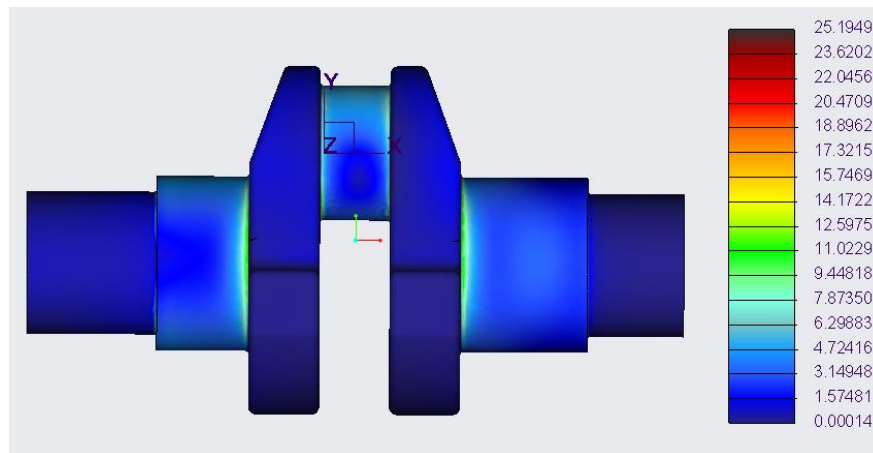


Obrázek 122 - Detail na maximální napětí klikového hřídele vodíkového motoru pro 1000 min⁻¹[MPa]

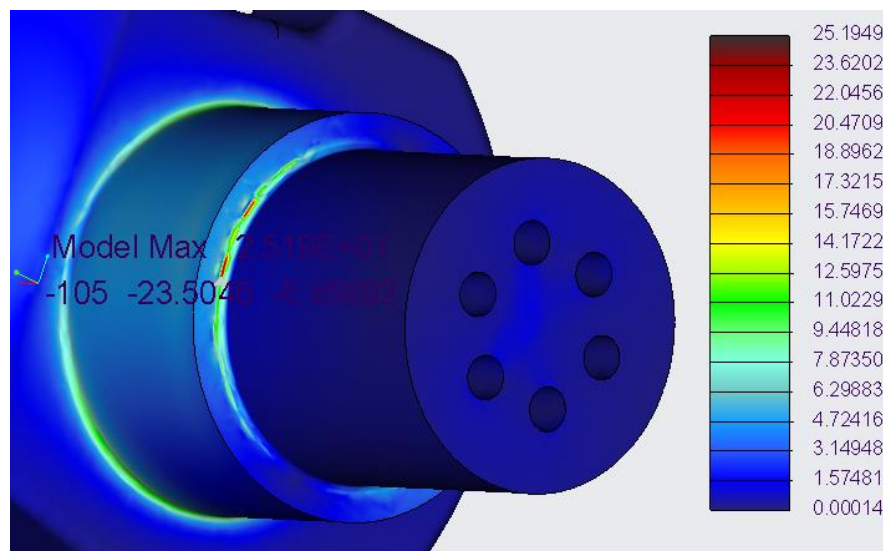


Obrázek 123 - Deformace klikového hřídele od tlaku plynů pro 1000 min⁻¹ [mm]

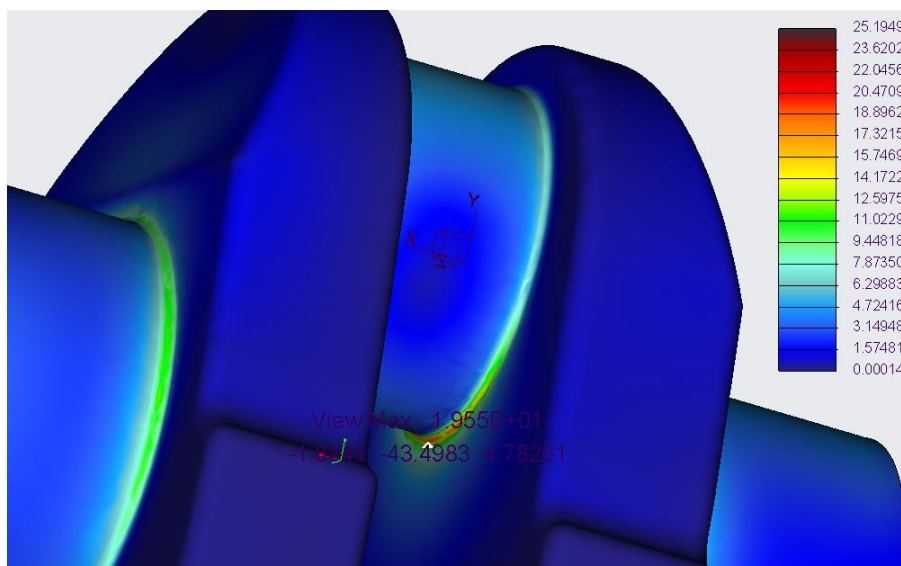
Výsledky pevnostní analýzy pro zatížení klikového hřídele vodíkového motoru od největších setrvačných sil pro otáčky 2200 min^{-1} jsou zobrazeny na obrázcích 124, 125, 126 a 127.



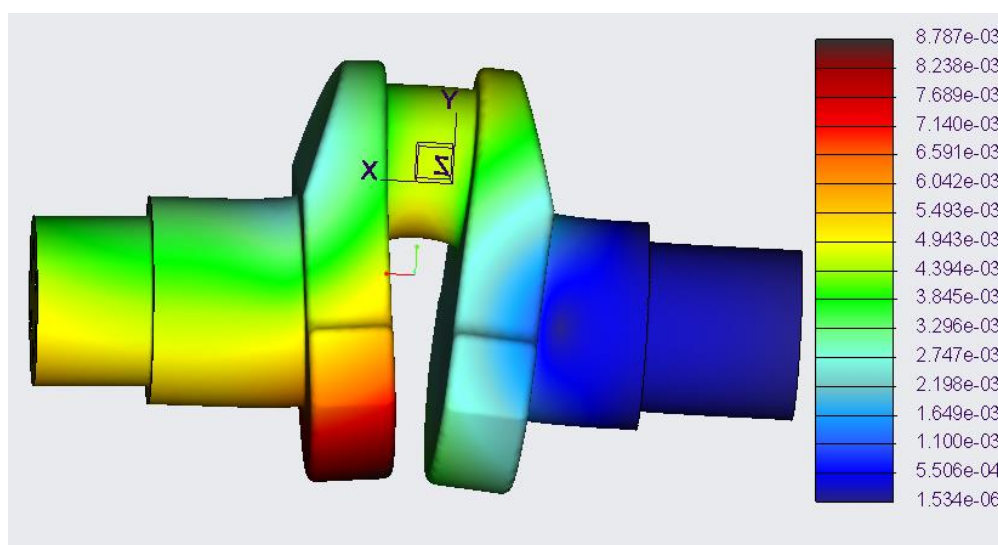
Obrázek 124 - Zatížení klikového hřídele vodíkového motoru od tlaku plynů pro 2200 min^{-1} [MPa]



Obrázek 125 Koncentrace napětí klikového hřídele vodíkového motoru z okrajové podmínky pro 2200 min^{-1} [MPa]

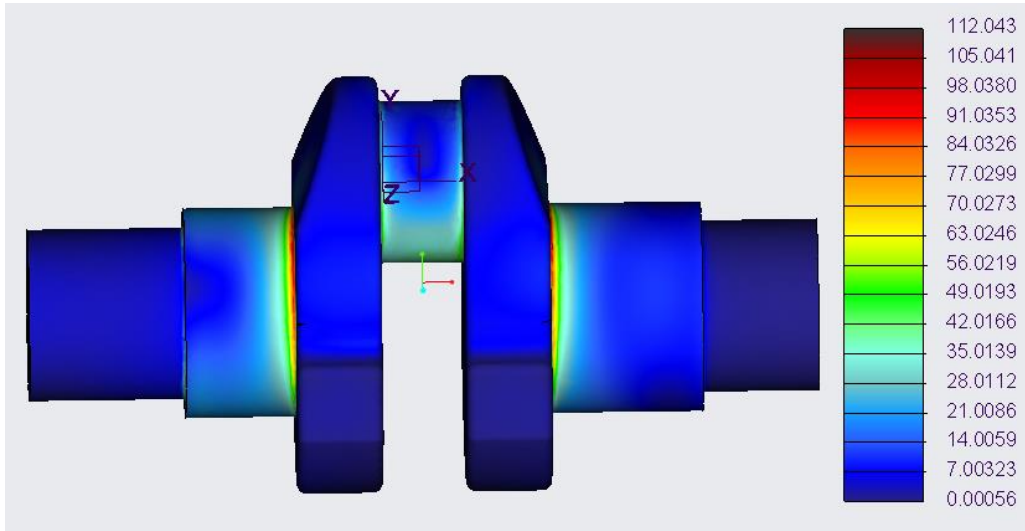


Obrázek 126 - Detail na maximální napětí klikového hřídele vodíkového motoru pro 2200 min^{-1} [MPa]

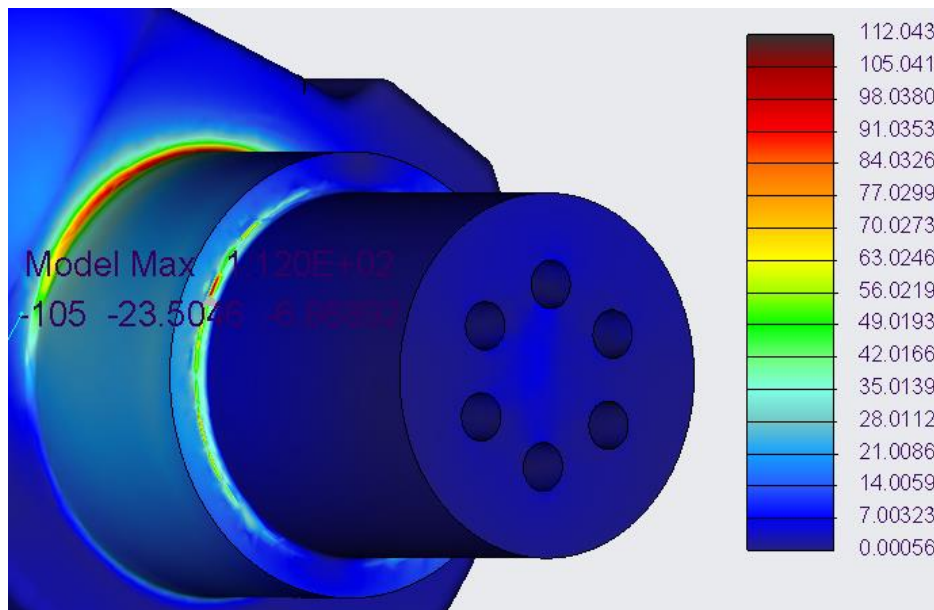


Obrázek 127 - Deformace klikového hřídele vodíkového motoru od tlaku plynů pro 2200 min^{-1} [mm]

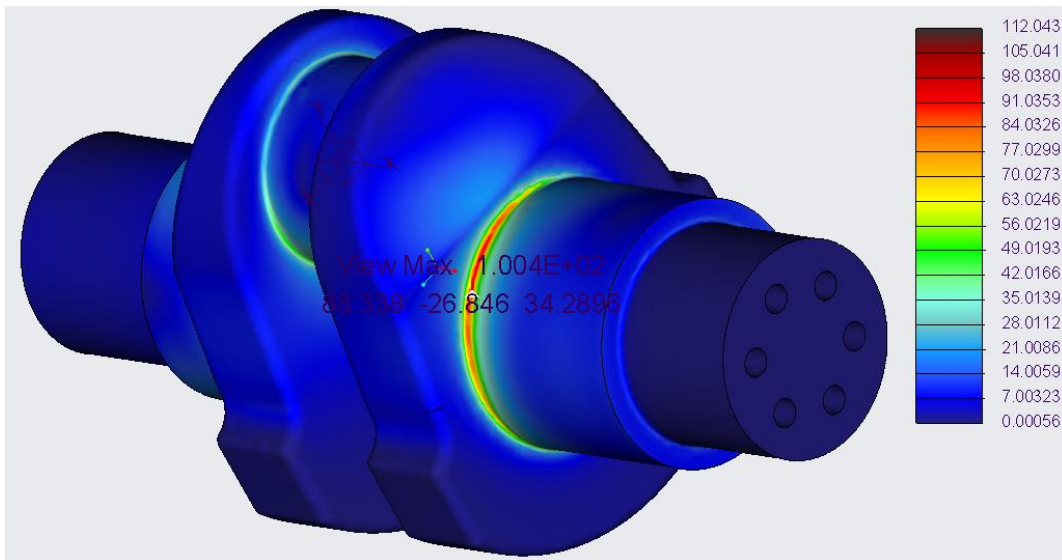
Výsledky pevnostní analýzy pro zatížení klikového hřídele při působení největšího kroučícího momentu pro otáčky 1000 min^{-1} jsou zobrazeny na obrázcích 128, 129, 130 a 131.



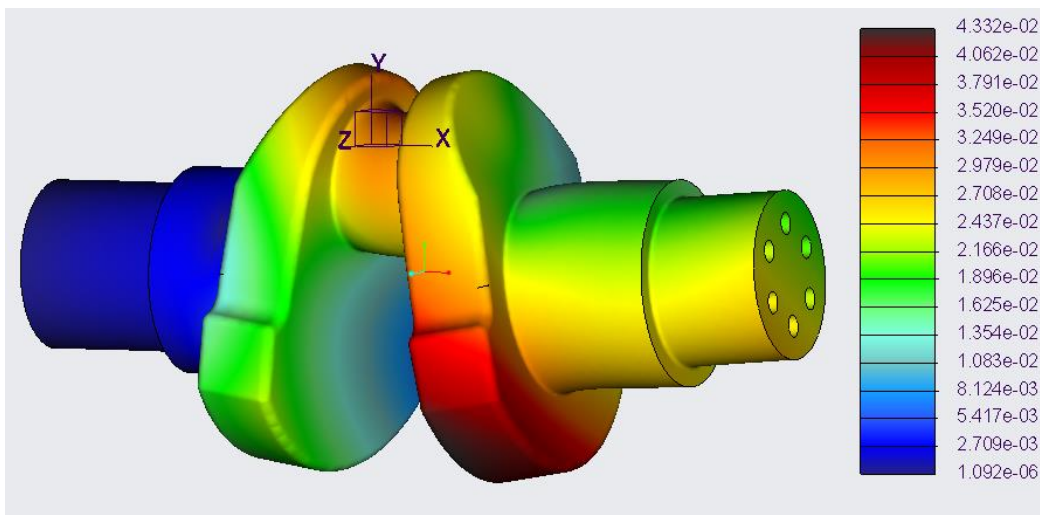
Obrázek 128 - Zatížení klikového hřídele v momentě největšího kroučícího momentu pro 1000 min^{-1} [MPa]



Obrázek 129 - Koncentrace napětí klikového hřídele z okrajové podmínky v momentě největšího kroučícího momentu pro 1000 min^{-1} [MPa]



Obrázek 130- Detail na maximální napětí v momentě největšího kroutícího momentu pro 1000 min^{-1} [MPa]



Obrázek 131 - Deformace klikového hřídele v momentě největšího kroutícího momentu pro 1200 min^{-1} [mm]

Stejně jako v případě naftového motoru vzniká lokální koncentrace napětí na hraně plochy, na které je okrajová podmínka, tudíž se toto napětí zanedbává. Zobrazeno na obrázcích 121, 125 a 129.

Největší hodnota napětí vznikla zatížením klikového hřídele od tlaku plynů při úhlu natočení 13° a činí 103 MPa, obrázek 122. Mez únavy u materiálu nebyla překročena, a tak klikový hřídel vyhovuje extrémním stavům zatěžování, jak od tlaku plynů, tak i od setrvačných sil.

Závěr

Cílem bakalářské práce bylo provést pevnostní kontrolu klikového mechanismu zkušebního jednoválcového vodíkového motoru a stanovit maximální limity provozního zatížení motoru.

Úvodní část byla věnována popisu vodíkového pohonu a jeho rozdělení podle druhu.

Další část bakalářské práce byla věnována popisu komponent a výpočtům potřebných sil v klikovém mechanismu. Konstrukce modelů jednotlivých součástí byl proveden v programu PTC Creo podle dat, které mi byla poskytnuta. Poté jsem vytvořil pohyblivou sestavu, která byla potřeba pro dynamickou analýzu a zjištění reakčních sil v jednotlivých kontaktech. Následovalo nastavení všech potřebných okrajových podmínek, podmínek týkajících se sítě a zatížení jednotlivých částí klikového mechanismu, které vycházelo z dynamické analýzy a výsledků z programu GT – Power, které mi byly poskytnuty. Totožný postup následoval i u vodíkového motoru. Po provedení pevnostních analýz a vyhodnocení výsledků mohu shrnout a porovnat největší napětí jednotlivých součástí klikového mechanismu naftového i vodíkového motoru.

	Naftový motor	Vodíkový motor
<i>Maximální napětí na pístu [MPa]</i>	132	130
<i>Maximální dovolené napětí [MPa]</i>	135	
<i>Maximální napětí na pístním čepu [MPa]</i>	473	386
<i>Maximální dovolené napětí [MPa]</i>	630	
<i>Maximální napětí na ojnici [MPa]</i>	628	514
<i>Maximální dovolené napětí [MPa]</i>	710	
<i>Maximální napětí na klikovém hřídeli [MPa]</i>	115	103
<i>Maximální dovolené napětí [MPa]</i>	250	

Tabulka 16 – Přehled výsledných největších napětí v klikovém mechanismu

Srovnáním maximálních napětí se ukazuje, že napětí u vodíkového motoru jsou nižší než u naftového motoru. Největší z výsledků vodíkového motoru vyšel píst, jehož největší napětí dosahovalo hodnoty 130 MPa, což je blízko hranice meze únavy materiálu. Na základě těchto údajů vyvozují závěr, že limity provozního zatížení motoru by se měly ponechat na dosavadních hodnotách. Zvednutím provozních limitů by mohlo dojít k poškození pístu.

Seznam použitých veličin

Symbol	Jednotky	Název
a	$m \cdot s^{-2}$	Zrychlení posuvných částí
D_p	mm	vnější průměr pouzdra
D_o	mm	vnější průměr oka
d_o	mm	vnitřní průměr pouzdra
d_p	mm	vnitřní průměr pouzdra
e	mm	Lisovací přesah
E_{oko}	MPa	youngův modul pro ocel
$E_{pouzdro}$	MPa	youngův modul pro bronz
F	N	Obecný výraz pro sílu
F_n	N	Normálová síla
F_o	N	Osová síla
F_p	N	Výsledná síla
N_p	N	Síla působící na píst
F_r	N	Radiální síla
F_{rh}	N	Reakční síla v hlavě ojnice
F_{ro}	N	Reakční síla v oku ojnice
F_{rp-o}	N	Reakční síla mezi pístem a čepem
P_p	N	Setrvačná síla
F_{OD}	N	Odstředivá síla rotačních hmot
F_t	N	Tangenciální síla
F_o	N	síla přenášená ojnící v její ose
$k_{\check{c}}$	-	Opravný součinitel vyjadřující vliv tloušťky stěny
l_p	mm	Vzdálenost těžiště od pístního čepu

l_r	<i>mm</i>	Vzdálenost těžiště od ojničního čepu
m	<i>kg</i>	Obecný výraz pro hmotnost
m_o	<i>kg</i>	Hmotnost ojnice
m_{op}	<i>kg</i>	Redukovaná hmotnost ojnice od pístního čepu
m_{kred}	<i>kg</i>	redukovaná hmota kliky
m_p	<i>kg</i>	Hmotnost oka ojnice
m_{sp}	<i>kg</i>	Hmotnost pístní skupiny
M_{tK}	<i>Nmm</i>	Kroutící moment klikové hřídele
p	<i>Pa</i>	Tlak
P_{PI}	<i>N</i>	setrvačná síla I. řádu
P_{PII}	<i>N</i>	setrvačná síla II. řádu
p_I	<i>Mpa</i>	Tlak od nalisování
P_R	<i>N</i>	celková setrvačná síla rotujících hmot
R	<i>mm</i>	Rameno kliky
α	<i>stupeň</i>	Úhel natočení klikové hřídele
α_{ζ}	-	Poměr průměrů pístního čepu
β	<i>stupeň</i>	Úhel odklonu ojnice od osy válce
$\delta d_{OV\check{c}}$	<i>mm</i>	Ovalizace s opravnými součiniteli
δd_{OVmax}	<i>mm</i>	Maximální ovalizace
λ	-	Ojniční poměr
ω	<i>s⁻¹</i>	Úhlová rychlost

Použitá literatura

- [1] *Vodík* [online]. [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: <http://ucebnicechemie.wz.cz/index.php?prvek=vodik&fbclid=IwAR2tRzCNRJ5jr--OXMgh3gl-060mjHMQUyxgkgoAG3cMGc4RwMJOeZF130>
- [2] *Vodík: vlastnosti, výroba a využití* [online]. [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: https://web.vscht.cz/~nadhernl/projektIV/vodik.html?fbclid=IwAR2z_4FzjKHe7GzgfjdjWCxQfKMaNCQgvS4iPAINp-QP3rLbP2ddh0RARsU
- [3] *Periodická tabulka: Vodík* [online]. © 2009-2021 [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: http://www.prvky.com/1.html?fbclid=IwAR17W4yav9Mt6ynugvY_kt4rvX_cC30gThcWbKMmfQsG-cj2hQIl8p9Vjk4
- [4] “Ve 300 slovech popiš vodíkové pohony.” navazující prompt k uvedení zdrojů. ChatGPT, verze z 13. 2., OpenAI, 23. 5. 2023, chat.openai.com/chat.
- [5] PORŠ, Zdeněk. *Palivové články* [online]. 2002 [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/edee/content/file/vzdelavani/palivove-clanky.pdf>
- [6] *Battery university: How does the Fuel Cell Work?* [online]. 22 Října 2021 [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: <https://batteryuniversity.com/article/bu-210-how-does-the-fuel-cell-work>
- [7] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. 1. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [8] *The aircraft powerplant* [online]. In: . [cit. 2023-07-08]. Dostupné z: <http://www.free-online-private-pilot-ground-school.com/aircraft-powerplant.html>
- [9] *Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies* [online]. 2001 [cit. 2023-07-08]. Dostupné z: https://www1.eere.energy.gov/hydrogenandfuelcells/tech_validation/pdfs/fcm03r0.pdf
- [10] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily*. 6. vyd. Brno: AVID, 2010, 179 s. ISBN 978-80-87143-15-5.
- [11] RAUSCHER, Jaroslav. *Vozidlové motory* [online]. [cit. 2023-07-08]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/ramik/files/Vozidlove%20motory.pdf>
- [12] PÍST MOTORU HOLÝ TATRA. In: *Ath-tatra* [online]. 2016 [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.ath-tatra.cz/pist-motoru-holy-t-815-d1210/>

- [13] Evo IV-IX Piston Rings. In: *Stmtuned* [online]. 2023 [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://stmtuned.com/products/je-4g63-7-bolt-dsm-evo-iv-ix-piston-rings>
- [14] Pístní čep. In: *Kasumex* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.kasumex.cz/pisty-kompletni/pistni-cep-husqvarna-365-vyrobeno-v-italii-oem-12x33/>
- [15] Ojnice a její součásti. In: *Publi: Opravy klikového mechanismu pístových spalovacích motorů* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/160/10.html>
- [16] Kliková hřídel. In: *Eluc.ikap* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://eluc.ikap.cz/verejne/lekce/1452>
- [17] KOVAŘÍK, L., V. FERENCEY, R. SKALSKÝ a L. ČÁSTEK. Konstrukce vozidlových spalovacích motorů. Praha: Naše vojsko, 1992, 492 s.
- [18] MASLENNIKOV, M. M.; RAPIPORT, M. S. Letadlové pístové motory. Díl 2. Praha : SNTL, 1955. 419 s.
- [19] SKALSKÝ, R.; BUKOVSKÝ, J. Konstrukce pístových spalovacích motorů Část 1. : Dynamika, vyvažování a torzní kmity. 1. vydání. Brno : Vojenská akademie Antonína Zápotockého, 1971. 180 s.
- [20] EN AC-47000 (47000-F, AlSi12(Cu)) Cast Aluminum. *Makeitfrom* [online]. [cit. 2023-07-09]. Dostupné z: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/EN-AC-47000-47000-F-AlSi12Cu-Cast-Aluminum>
- [21] *Applications – Power train – Pistons* [online]. 2011 [cit. 2023-07-09]. Dostupné z: <https://european-aluminium.eu/wp-content/uploads/2022/11/aam-applications-power-train-1-pistons.pdf>
- [22] EN 1.8519 (31CrMoV9) Nitriding Steel [online]. [cit. 2023-07-09]. Dostupné z: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/EN-1.8519-31CrMoV9-Nitriding-Steel>
- [23] Ocel 15 230. *Ydylstandards.org* [online]. 1977 [cit. 2023-07-10]. Dostupné z: http://www.ydylstandards.org.cn/static/down/pdf/CSN%2041%205230-1977_9375.pdf
- [24] Kenmerken van GGG40. *Dijkkamp* [online]. [cit. 2023-07-10]. Dostupné z: <https://www.dijkkamp.nl/materialen/ggg40-en-gjs-400-15/>
- [25] Tvárná litina 42 2306. *Ydylstandards* [online]. [cit. 2023-07-11]. Dostupné z: http://www.ydylstandards.org.cn/static/down/pdf/CSN%2042%202306%20Za-1984_0625.pdf

[26] VÝROBA VODÍKU. *Devinn* [online]. 2019 [cit. 2023-07-12]. Dostupné z: <https://www.devinn.cz/blog/vyroba-vodiku>

Seznam obrázků

Obrázek 1 – Transformace energie [5]	13
Obrázek 2 – Princip činnosti palivového článku [5]	13
Obrázek 3 – Fáze pracovního oběhu [8]	17
Obrázek 4 – Schéma klikového mechanismu [10]	20
Obrázek 5 – Píst motoru Tatra T815 [12]	21
Obrázek 6 – Pístní kroužky [13]	22
Obrázek 7 – Pístní čep [14]	22
Obrázek 8 – Ojnice [15]	23
Obrázek 9 – Klikový hřídel [16]	24
Obrázek 10 – Síly působící v klikovém mechanismu	26
Obrázek 11 – Redukce hmoty ojnice [17]	29
Obrázek 12 – Model klikového mechanismu	34
Obrázek 13 – Reakce v oku ojnice	35
Obrázek 14 – Reakce v hlavě ojnice	36
Obrázek 15 – Pevné uložení	39
Obrázek 16 – Symetrická vazba	39
Obrázek 17 – Síť pístu	40
Obrázek 18 – Zatížení pístu tlakem	40
Obrázek 19 – Zatížení pístu setrvačnými silami	40
Obrázek 20 – Přívod tepla ze spalovací komory	41
Obrázek 21 – Odvod tepla kroužky	42
Obrázek 22 – Odvod tepla pláštěm pístu	42
Obrázek 23 – Odvod tepla nálitkem pro pístní čep	42
Obrázek 24 – Odvod tepla vnitřkem pístu	43
Obrázek 25 – Odvod tepla olejovým šnekem	43
Obrázek 26 – Rozložení teplot pro naftový motor $1700 \text{ min}^{-1} [^{\circ}\text{C}]$	43
Obrázek 27 – Rozložení teplot pro naftový motor $2200 \text{ min}^{-1} [^{\circ}\text{C}]$	44
Obrázek 28 – Napětí na pístu naftového motoru $1700 \text{ min}^{-1} [\text{MPa}]$	44
Obrázek 29 – Koncentrace napětí naftového motoru $1700 \text{ min}^{-1} [\text{MPa}]$	45
Obrázek 30 – Pohled na olejový šnek a dno pístu naftového motoru $1700 \text{ min}^{-1} [\text{MPa}]$	45
Obrázek 31 – Deformace pístu naftového motoru $1700 \text{ min}^{-1} [\text{mm}]$	45
Obrázek 32 – Napětí na pístu naftového motoru $2200 \text{ min}^{-1} [\text{MPa}]$	46
Obrázek 33 – Koncentrace napětí naftového motoru $2200 \text{ min}^{-1} [\text{MPa}]$	46
Obrázek 34 – Pohled na olejový šnek a dno pístu naftového motoru $2200 \text{ min}^{-1} [\text{MPa}]$	47
Obrázek 35 – Deformace pístu naftového motoru $2200 \text{ min}^{-1} [\text{mm}]$	47
Obrázek 36 – Uchycení pomocí weighted links	48
Obrázek 37 – Zamezení axiálního posuvu	49
Obrázek 38 – Zatížení od tlaku plynů	49
Obrázek 39 – Zatížení od setrvačných sil	49
Obrázek 40 – Napětí na pístním čepu naftového motoru $1200 \text{ min}^{-1} [\text{MPa}]$	50
Obrázek 41 – Řez pístním čepem naftového motoru $1200 \text{ min}^{-1} [\text{MPa}]$	50
Obrázek 42 – Deformace pístního čepu naftového motoru $1200 \text{ min}^{-1} [\text{mm}]$	50
Obrázek 43 – Napětí na pístním čepu naftového motoru $2200 \text{ min}^{-1} [\text{MPa}]$	51
Obrázek 44 – Řez pístním čepem naftového motoru $2200 \text{ min}^{-1} [\text{MPa}]$	51
Obrázek 45 – Deformace pístního čepu naftového motoru $2200 \text{ min}^{-1} [\text{mm}]$	51
Obrázek 46 – Uchycení spodního oka pomocí weighted links	54
Obrázek 47 – Zamezení axiálního posuvu spodního oka	54
Obrázek 48 – Uchycení horního oka pomocí weighted links	54
Obrázek 49 – Zamezení axiálního posuvu horního oka	55
Obrázek 50 – Síť ojnice	55
Obrázek 51 – Zatížení od nalisování	56

Obrázek 52 – Zatížení horního oka od tlaku plynů	56
Obrázek 53 – Zatížení horního oka od setrvačných sil.....	56
Obrázek 54 – Zatížení spodního oka od setrvačných sil	57
Obrázek 55 – Zatížení spodního oka od tlaku plynů.....	57
Obrázek 56 - Zatížení horního oka ojnice od tlaku plynů pro 1 200 min ⁻¹ [MPa]	58
Obrázek 57 – Detail na maximální napětí pro 1200 min ⁻¹ [MPa].....	58
Obrázek 58 - Deformace horního oka ojnice od tlaku plynů pro 1 200 min ⁻¹ [mm]	59
Obrázek 59 – Zatížení horního oka ojnice setrvačnými silami pro 2200 min ⁻¹ [MPa]	59
Obrázek 60 – Detail na maximální napětí od horního oka pro 2200 min ⁻¹ [MPa]	60
Obrázek 61 - Deformace horního oka ojnice setrvačnými silami pro 2200 min ⁻¹ [mm]	60
Obrázek 62 - Zatížení spodního oka ojnice od tlaku plynů pro 1 200 min ⁻¹ [MPa]	61
Obrázek 63 – Koncentrace napětí z okrajové podmínky pro 1 200 min ⁻¹ [MPa]	61
Obrázek 64 - Detail na maximální napětí od spodního oka pro 1200 min ⁻¹ [MPa].....	61
Obrázek 65 - Deformace spodního oka ojnice od tlaku plynů pro 1200 min ⁻¹ [mm].....	62
Obrázek 66 - Zatížení horního oka ojnice od tlaku plynů pro 2200 min ⁻¹ [MPa]	62
Obrázek 67 - Koncentrace napětí z okrajové podmínky pro 2200 min ⁻¹ [MPa].....	63
Obrázek 68 - Detail na maximální napětí od spodního oka pro 2200 min ⁻¹ [MPa].....	63
Obrázek 69 - Deformace spodního oka ojnice od setrvačných sil pro 2200 min ⁻¹ [mm]	63
Obrázek 70 – Uchycení hřídele pomocí funkce weighted links	65
Obrázek 71 – Zamezení axiálního posuvu	65
Obrázek 72 – Zamezení rotačního pohybu.....	65
Obrázek 73 – Síť klikového hřídele	66
Obrázek 74 – Zatížení od setrvačných sil.....	66
Obrázek 75 – Zatížení od tlaku plynů	67
Obrázek 76 – Zatížení při natočení, kdy je největší kroutící moment	67
Obrázek 77 - Zatížení klikového hřídele od tlaku plynů pro 1 200 min ⁻¹ [MPa].....	69
Obrázek 78 - Koncentrace napětí klikové hřídele z okrajové podmínky pro 1 200 min ⁻¹ [MPa]	69
Obrázek 79 - Detail na maximální napětí pro 1200 min ⁻¹ [MPa]	69
Obrázek 80 - Zatížení klikového hřídele od tlaku plynů pro 1 200 min ⁻¹ [MPa].....	70
Obrázek 81 - Deformace klikového hřídele od tlaku plynů pro 1200 min ⁻¹ [mm]	70
Obrázek 82 - Zatížení klikového hřídele od tlaku plynů pro 2200 min ⁻¹ [MPa]	70
Obrázek 83 - Koncentrace napětí klikové hřídele z okrajové podmínky pro 2200 min ⁻¹ [MPa]	71
Obrázek 84 - Detail na maximální napětí pro 2200 min ⁻¹ [MPa]	71
Obrázek 85 - Deformace klikového hřídele od tlaku plynů pro 2200 min ⁻¹ [mm]	71
Obrázek 86 - Zatížení klikového hřídele v momentě největšího kroutícího momentu pro 1 200 min ⁻¹ [MPa]	72
Obrázek 87 - Koncentrace napětí klikového hřídele z okrajové podmínky v momentě největšího kroutícího momentu pro 1 200 min ⁻¹ [MPa].....	72
Obrázek 88 - Detail na maximální napětí v momentě největšího kroutícího momentu pro 1200 min ⁻¹ [MPa]	72
Obrázek 89 - Deformace klikového hřídele v momentě největšího kroutícího momentu pro 1200 min ⁻¹ [mm]	73
Obrázek 90 - Rozložení teplot pro vodíkový motor 1200 min ⁻¹ [°C]	80
Obrázek 91 - Rozložení teplot pro vodíkový motor 2200 min ⁻¹ [°C]	81
Obrázek 92 - Napětí na pístu vodíkového motoru 1200 min ⁻¹ [MPa].....	81
Obrázek 93 - Koncentrace napětí vodíkového motoru 1200 min ⁻¹ [MPa].....	82
Obrázek 94 - Pohled na olejový šnek a dno pístu vodíkového motoru 1200 min ⁻¹ [MPa]	82
Obrázek 95 - Deformace pístu vodíkového motoru 1200 min ⁻¹ [mm]	82
Obrázek 96 - Napětí na pístu vodíkového motoru 2200 min ⁻¹ [MPa].....	83
Obrázek 97 - Koncentrace napětí vodíkového motoru 2200 min ⁻¹ [MPa].....	83
Obrázek 98 - Pohled na olejový šnek a dno pístu vodíkového motoru 2200 min ⁻¹ [MPa]	84
Obrázek 99 - Deformace pístu vodíkového motoru 2200 min ⁻¹ [mm]	84
Obrázek 100 - Napětí na pístním čepu vodíkového motoru 1000 min ⁻¹ [MPa].....	85
Obrázek 101 - Řez pístním čepem vodíkového motoru 1000 min ⁻¹ [MPa].....	85

Obrázek 102 - Deformace pístního čepu vodíkového motoru 1000 min ⁻¹ [mm].....	86
Obrázek 103 - Napětí na pístním čepu vodíkového motoru 2200 min ⁻¹ [MPa].....	86
Obrázek 104 - Řez pístním čepem vodíkového motoru 1000 min ⁻¹ [MPa].....	86
Obrázek 105 - Deformace pístního čepu vodíkového motoru 2200 min ⁻¹ [mm].....	87
Obrázek 106 - Zatížení horního oka ojnice od tlaku plynů pro 1000 min ⁻¹ [MPa]	88
Obrázek 107 - Detail na maximální napětí pro 1000 min ⁻¹ [MPa]	89
Obrázek 108 - Deformace horního oka ojnice od tlaku plynů pro 1000 min ⁻¹ [mm].....	89
Obrázek 109 - Zatížení horního oka ojnice setrvačnými silami pro 2200 min ⁻¹ [MPa]	90
Obrázek 110 - Detail na maximální napětí od horního oka pro 2200 min ⁻¹ [MPa].....	90
Obrázek 111 - Deformace horního oka ojnice setrvačnými silami pro 2200 min ⁻¹ [mm]	91
Obrázek 112 - Zatížení spodního oka ojnice od tlaku plynů pro 1000 min ⁻¹ [MPa].....	91
Obrázek 113 - Koncentrace napětí z okrajové podmínky pro 1000 min ⁻¹ [MPa].....	92
Obrázek 114 - Detail na maximální napětí od spodního oka pro 1000 min ⁻¹ [MPa].....	92
Obrázek 115 - Deformace spodního oka ojnice od tlaku plynů pro 1000 min ⁻¹ [mm]	92
Obrázek 116 - Zatížení horního oka ojnice vodíkového motoru od tlaku plynů pro 2200 min ⁻¹ [MPa] ..	93
Obrázek 117 - Koncentrace napětí z okrajové podmínky vodíkového motoru pro 2200 min ⁻¹ [MPa]	93
Obrázek 118 - Detail na maximální napětí od spodního oka vodíkového motoru pro 2200	94
Obrázek 119 - Deformace spodního oka ojnice vodíkového motoru od setrvačných sil pro 2200 min ⁻¹ [mm]	94
Obrázek 120 - Zatížení klikového hřídele od tlaku plynů pro 1000 min ⁻¹ [MPa]	95
Obrázek 121 - Koncentrace napětí klikového hřídele z okrajové podmínky pro 1000 min ⁻¹ [MPa]	95
Obrázek 122 - Detail na maximální napětí klikového hřídele vodíkového motoru pro 1000 min ⁻¹ [MPa].....	96
Obrázek 123 - Deformace klikového hřídele od tlaku plynů pro 1000 min ⁻¹ [mm]	96
Obrázek 124 - Zatížení klikového hřídele vodíkového motoru od tlaku plynů pro 2200 min ⁻¹ [MPa].....	97
Obrázek 125 Koncentrace napětí klikového hřídele vodíkového motoru z okrajové podmínky pro 2200 min ⁻¹ [MPa]	97
Obrázek 126 - Detail na maximální napětí klikového hřídele vodíkového motoru pro 2200 min ⁻¹ [MPa].....	98
Obrázek 127 - Deformace klikového hřídele vodíkového motoru od tlaku plynů pro 2200 min ⁻¹ [mm]	98
Obrázek 128 - Zatížení klikového hřídele v momentě největšího kroutícího momentu pro 1000 min ⁻¹ [MPa]	99
Obrázek 129 - Koncentrace napětí klikového hřídele z okrajové podmínky v momentě největšího kroutícího momentu pro 1000 min ⁻¹ [MPa]	99
Obrázek 130- Detail na maximální napětí v momentě největšího kroutícího momentu pro 1000 min ⁻¹ [MPa].....	100
Obrázek 131 - Deformace klikového hřídele v momentě největšího kroutícího momentu pro 1200 min ⁻¹ [mm]	100

Seznam tabulek

Tabulka 1 – Fyzikální a chemické vlastnosti vodíku [2] [3]	11
Tabulka 2 – Parametry naftového motoru	25
Tabulka 3 - Výsledky sil od tlaku plynů pro naftový motor.....	28
Tabulka 4 – Výsledky setrvačných sil pro naftový motor	32
Tabulka 5 – Maximální a minimální hodnoty síly pro horní oko ojnice naftového motoru.....	36
Tabulka 6 - Maximální a minimální hodnoty síly pro spodní oko ojnice naftového motoru	37
Tabulka 7 – Materiálové vlastnosti pístu [20] [21].....	38
Tabulka 8 – Koeficienty přestupu tepla, teploty.....	41
Tabulka 9 – Materiálové vlastnosti pístního čepu [22].....	48
Tabulka 10 – Materiálové vlastnosti ojnice [23] [17]	53
Tabulka 11 – Materiálové vlastnosti klikového hřídele [24] [17] [25]	64
Tabulka 12 – Základní vlastnosti vodíkového motoru	74
Tabulka 13 - Výsledky sil od tlaku plynů pro vodíkový motor	76
Tabulka 14 - Maximální a minimální hodnoty mezi pístní skupinou a horním okem ojnice vodíkového motoru.....	78
Tabulka 15 - Maximální a minimální hodnoty síly v kontaktu mezi spodním okem ojnice a čepem klikového hřídele vodíkového motor	79
Tabulka 16 – Přehled výsledných největších napětí v klikovém mechanismu.....	101

Seznam grafů

Graf 1 – Vnější charakteristika naftového motoru	25
Graf 2 – Indikátorový diagram pro 1200 min ⁻¹ naftový motor.....	27
Graf 3 – Průběh síly od tlaku plynů pro 1200 min ⁻¹	28
Graf 4 – Setrvačná síla naftový motor pro 1200 min ⁻¹	31
Graf 5 – Výsledná reakce v horním oku ojnice pro naftový motor a 1200 min ⁻¹	35
Graf 6 - Výsledná reakce v spodním oku ojnice pro naftový motor a 2200 min ⁻¹	37
Graf 7 – Průběh kroutícího momentu pro režim otáček 1200 min ⁻¹	68
Graf 8 – Vnější charakteristika vodíkového motoru	74
Graf 9 - Indikátorový diagram vodíkový motor pro 1200 min ⁻¹	75
Graf 10 - Průběh síly od tlaku plynů vodíkového motoru pro 1200 min ⁻¹	76
Graf 11 - Výsledná reakce mezi pístní skupinou a horním okem ojnice pro vodíkový motor a 1000 min ⁻¹	77
Graf 12 - Výsledná reakce v kontaktu mezi spodním okem ojnice a čepem klikového hřídele pro vodíkový motor a 2200 min ⁻¹	78

Přílohy

Data v programu MS Excel

Modely, sestavy v programu PTC Creo