



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů  
a kolejových vozidel

Kontrola namáhání válce a pístu vodíkového  
zkušebního motoru

Check the cylinder and piston stresses of the  
hydrogen test engine

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
2023**

**Jindřich EICHLER**

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

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Eichler** Jméno: **Jindřich** Osobní číslo: **491886**  
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:

**Kontrola namáhání válce a pístu vodíkového zkušebního motoru**

Název bakalářské práce anglicky:

**Check the cylinder and piston stresses of the hydrogen test engine**

Pokyny pro vypracování:

Pro experimentální jednoválcový vodíkový spalovací motor o vrtání 120 mm a zdvihu 140 mm, proveďte kontrolu tepelného namáhání základních komponent. Na základě dodaných podkladů vytvořte 3D modely válce a pístu motoru a zkontrolujte rozložení teplot a tepelného a silového namáhání válce a pístu 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 Vítek, 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: Jindřich Eichler

Název práce: Kontrola namáhání válce a pístu vodíkového zkušebního motoru

Anglický název: Check the cylinder and piston stresses of the hydrogen test engine

Rozsah práce:

- 116 stran
- 150 obrázků
- 13 tabulek
- 4 grafy

Akademický rok: 2022/2023

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

Studijní program: Strojírenství

Vedoucí práce: Ing. Jindřich Hořenín

Klíčová slova: Vodík, spalovací motor, Tatra, píst, válec

Key words: Hydrogen, combustion engine, Tatra, piston, cylinder



## Abstrakt

Tato práce se zabývá tepelným a mechanickým namáháním pístu a válce vznětového a vodíkového experimentálního motoru. K vytvoření 3D modelů těchto komponent byl použit program PTC Creo 4.0 a vyhodnocení, zdali komponenty pevnostně vydrží, proběhlo pomocí pevnostních analýz v Creo Simulate.

## Abstract

The subject of this bachelor thesis is thermal and mechanical load on piston and cylinder of diesel and hydrogen experimental engines. The program PTC Creo 4.0 was used to create 3D models of these components and to determine, if they can withstand the loads, the module Creo Simulate was used.



## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: “Kontrola namáhání válce a pístu vodíkového zkušebního motoru ” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 10.7.2023

.....

(podpis autora)



## Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval svému vedoucímu práce za poskytnutí konzultací a cenných rad, které mi pomohly vypracovat bakalářskou práci. Dále bych rád vyjádřil svůj vděk mé rodině za to, že mi umožnila studovat na vysoké škole.



## Obsah

1 Úvod.....	10
2 Spalovací motory .....	11
2.1 Rozdělení spalovacích motorů.....	11
3 Paliva pístových spalovacích motorů.....	12
3.1 Kapalná paliva uhlovodíková .....	12
3.1.1 Automobilový benzin.....	13
3.1.2 Motorová nafta.....	14
3.2 Plynná uhlovodíková paliva .....	14
3.2.1 Propan-butan (LPG) .....	14
3.2.2 Zemní plyn .....	15
3.3 Paliva pocházející z biomasy.....	15
3.3.1 Rostlinné oleje .....	15
3.3.2 Alkoholy .....	15
3.3.3 Bioplyn .....	16
4 Vodík .....	17
5 Pístová sestava.....	19
5.1 Píst .....	19
5.1.1 Tepelné zatížení pístu .....	20
5.1.2 Konstrukční provedení pístu.....	21
5.1.2.1 Píst rychloběžného dvoudobého motoru.....	21
5.1.2.2 Píst čtyřdobého zážehového motoru .....	22
5.1.2.3 Píst čtyřdobého vznětového motoru.....	23
5.1.3 Chlazení pístů.....	28
5.2 Pístní kroužky.....	30
5.3 Pístní čep.....	30
6 Válec .....	31
6.1 Válec dvoudobého rychloběžného motoru .....	31
6.2 Válec čtyřdobého motoru.....	34
6.2.1 Válec vzduchem chlazeného čtyřdobého motoru.....	34
6.2.2 Válec kapalinou chlazeného čtyřdobého motoru .....	35
7 Zkušební jednoválcový motor Tatra .....	39



7.1 Parametry jednoválcového zkušebního motoru .....	41
8 Praktická část .....	42
8.1 Píst .....	42
8.1.1 Tvorba modelu a jeho příprava na výpočet MKP .....	42
8.1.2 Okrajové podmínky .....	44
8.1.3 Síťování modelu .....	45
8.1.4 Materiál pístu .....	46
8.1.5 Nadefinování výpočetních analýz .....	47
8.1.5.1 Teplotní analýza .....	47
8.1.5.2 Mechanické namáhání .....	51
8.1.5.3 Kombinované namáhání .....	51
8.1.6 Výsledky výpočtu .....	52
8.1.6.1 Rozložení teplot .....	52
8.1.6.2 Výsledná napětí .....	54
8.1.6.3 Závěr .....	63
8.2 Válec .....	64
8.2.1 Tvorba modelu .....	64
8.2.2 Analýzy .....	66
8.2.3 Creo Flow Analysis .....	66
8.2.3.1 Okrajové podmínky .....	66
8.2.3.2 Výsledky .....	66
8.2.4 Creo simulate .....	70
8.2.4.1 Okrajové podmínky .....	70
8.2.4.2 Síťování modelu .....	71
8.2.4.3 Materiál vložky .....	72
8.2.4.4 Teplotní analýza .....	73
8.2.4.5 Mechanické namáhání – předpětí od hlavy válce .....	76
8.2.4.6 Mechanické namáhání od tlaku plynů uvnitř spalovacího prostoru .....	80
8.2.5 Výsledky výpočtů .....	84
8.2.5.1 Rozložení teplot .....	84
8.2.5.2 Výsledná napětí .....	88
8.2.5.3 Závěr .....	110





9 Závěr ..... 111



## 1 Úvod

Automobilová doprava se ve 20. a 21. století stala nedílnou součástí našich každodenních životů. Je to však právě toto zevšednění, které bezpochyby zapříčiňuje rostoucí počet automobilů a s tím i spojené nevlídné dopady na životní prostředí. Navíc absolutní závislost automobilového průmyslu na ropných produktech má neklesající charakter, což se o světových zásobách ropy říct nedá. Tyto aspekty dohromady jsou příčinou neustále se zpříšňujících emisních norem a konstrukčních požadavků na spalovací motory. Tyto okolnosti otvírají bránu novým technologiím a konstrukčním nápadům v oblasti mobility, například využití vodíku jako paliva, které by mohlo dát spalovacím motorům druhý dech.



## 2 Spalovací motory

Spalovací motor je tepelný stroj transformující chemickou energii paliva na mechanickou práci pomocí spalování daného paliva a uvolňování této energie v něm vázané.

### 2.1 Rozdělení spalovacích motorů

Dle odvodu tepla do okolí rozdělujeme spalovací motory na motory s oběhem:

- Otevřeným
- Uzavřeným

Uzavřený oběh vyžaduje přívod i odvod tepla pomocí výměníků. Je typický pro oběhy pracující s látkou odlišnou od atmosférického vzduchu (vodní pára, helium atd.).

Dále dělíme spalovací motory na motory se spalováním:

- Vnější
- Vnitřní

U vnitřního spalování, které lze realizovat jen v otevřeném oběhu, se přívod tepla odehrává uvnitř pracovního prostoru, přičemž se mění chemické složení pracovní látky a spaliny přímo působí na pohyblivé části stroje, což přináší vyšší nároky na konstrukci dílů, avšak eliminuje se potřeba výměníků pro přívod i odvod tepla.

Spalovací motory lze pak ještě dělit podle působení pracovní látky na pohyblivé části stroje na:

- Pístové
- Lopatkové
- Proudové

Finální dělení spalovacích motorů dle místní a časové posloupnosti jednotlivých dějů při realizaci oběhu:

- Stroje s nestacionárními ději
- Stroje se stacionárními ději

V rámci zaměření této práce se budou následující kapitoly detailněji věnovat pouze pístovým motorům s otevřeným oběhem a vnitřním spalováním spadajících do kategorie strojů s nestacionárními ději. [1]



### 3 Paliva pístových spalovacích motorů

Obvyklý způsob získávání tepelné energie pro spalovací motory spočívá v uvolňování chemické energie vazeb složek paliva jejich chemickou přeměnou – změnou vazby na sloučeniny s menší vnitřní energií, na sloučeniny stabilnější (z hlediska chemického potenciálu). K tomuto procesu je zapotřebí vlastní palivo a obvykle i vhodná další látka, tvořící s prvky v palivu obsaženými stabilní sloučeniny. Obvykle jde o kyslík, obsažený ve vhodném oxysličovadle – nejčastěji v atmosférickém vzduchu. Pojem spalování se pak zužuje na oxidaci (prudce a za vývinu tepla probíhající). [1]

Motorová paliva musí vyhovovat následujícím požadavkům:

- Vysoká výhřevnost
- Co nejmenší podíl nespalitelných složek
- Chemická stálost
- Nízká agresivita vůči součástem palivového systému
- Nejvyšší možná šetrnost vůči zdraví
- Pokud možno co nejnižší tvorba zdraví škodlivých emisních produktů spalování
- Co nejnižší cena

Z hlediska pístových spalovacích motorů lze paliva rozdělit do tří základních skupin:

- Uhlovodíková:
  - Kapalná (benzin, nafta, petrolej)
  - Plynná (propan-butan, zemní plyn)
- Pocházející z biomasy:
  - Kapalná (etylalkohol, metylalkohol, rostlinné oleje)
  - Plynná (bioplyn, kalový plyn, dřevoplyn)
- Vodík

#### 3.1 Kapalná paliva uhlovodíková

Jedná se o nejrozšířenější kategorii paliv. Výchozí surovinou pro výrobu většiny kapalných paliv je ropa, což je kapalina obsahující široké spektrum uhlovodíků. Počet atomů uhlíku v molekule je obvykle od 1 do 30 až 40. Čím menší tento obsah je, tím mají uhlovodíky menší měrnou hmotnost a nižší bod varu. [1]

Dle bodu varu se kapalná uhlovodíková paliva rozdělují na dva základní druhy, jimiž jsou automobilový benzin s bodem varu 35-210°C a motorová nafta s bodem varu 150-360°C.



### 3.1.1 Automobilový benzin

Benzin pro vozidlové motory musí splňovat několik následujících požadavků:

- Dobré antidetonační vlastnosti, aby se předešlo klepání
- Absence těžkých frakčních podílů s bodem varu nad 210°C, čímž se předchází smývání olejového filmu na stěně válce a ředění oleje v motorové skříni
- Dobrá odpařitelnost za nízkých teplot zajišťující startovatelnost motoru
- Malý obsah síry, která má na svědomí korozi komponent palivového systému, přímo ovlivňuje oktanové číslo benzínu a zvyšuje obsah škodlivých emisí
- Absence pryskyřic, které zanášejí trysky a dochází k jejich usazování v sacím potrubí a na ventilech
- Dlouhodobá stabilita při skladování kvůli nízkým ztrátám [2]

Zážeh palivové směsi benzínu je realizován energií vnějšího zdroje, nejčastěji elektrickou jiskrou od zapalovací svíčky. Úspěšné zažehnutí směsi je možné pouze za přítomnosti vhodně bohaté směsi par paliva a vzduchu v oblasti elektrody. Příliš bohatou či příliš chudou směs nelze zapálit. Ideální poměr obsahu paliva ve vzduchu nám vyjadřuje stechiometrický poměr. Tento poměr pro spalování benzínu v zážehovém motoru činí 14,8:1, čili pro spálení 1kg benzínu je třeba 14,8kg vzduchu. Tohoto poměru je možno dosáhnout pouze pomocí elektronicky řízeného vstřikování benzínu, jež je řízeno pomocí signálu z lambda sondy. [2]

Další významnou vlastností benzínu je jeho schopnost odolávat detonačnímu spalování, které lze vysvětlit jako místní vzplanutí směsi paliva se vzduchem. Tlaková vlna vyvolaná tímto vzplanutím se šíří rychlostí zvuku a vyvolává rázy v pístní skupině a klikovém mechanismu. Tento jev je také znám jako klepání motoru. Odolnost paliva vůči klepání vyjadřuje oktanové číslo, s jeho rostoucí hodnotou roste i tato odolnost. [2]



### 3.1.2 Motorová nafta

Motorová nafta se vyrábí míšením petroleje a těžšího destilačního produktu zvaného plynový olej. Dle požadavku na bod vzplanutí je omezen obsah lehkých podílů a požadavkem na vznik usazenin ve spalovacím prostoru je dán obsah těžkých podílů. [2]

Vzhledem k vyššímu bodu varu nafty je nutné při vstřikování paliva do válce vyvinout stlačením vzduchu dostatečně vysokou teplotu pro samovznícení, k tomu je potřeba použít ve vznětovém motoru vyšší kompresní poměr oproti motoru zážehovému. Princip, na kterém pracuje vznětový motor, přímo evokuje požadavek na dobrou vznětlivost vstřikovaného paliva. Prodleva mezi vstřikem paliva do spalovacího prostoru a okamžikem vznícení musí být optimalizována. Tuto prodlevu nazýváme průtahem vznícení a je vyjádřena parametrem zvaným cetanové číslo. S rostoucím cetanovým číslem se prodleva vznícení zkracuje a naopak. [3]

### 3.2 Plynná uhlovodíková paliva

Obecně lze říct, že plynná paliva jsou z hlediska přípravy směsi výhodnější než kapalná paliva, jelikož látky stejných skupenství se snáze promísí a snadněji se dodrží směšovací poměr paliva se vzduchem, což přímo ovlivňuje obsah škodlivých emisí ve výfukových plynech motoru. Navíc při použití plynných paliv nedochází ke smývání olejového filmu ze stěn válce a nedochází ani k ředění olejové náplně ve klikové skříně motoru. Mezi další výhody lze zařadit lepší antidetonační vlastnosti v porovnání s kapalnými palivy a to, že nezpůsobují vznik karbonových usazenin ve spalovacím prostoru. [2]

Nevýhodou plynných paliv oproti palivům kapalným, která brání širšímu rozšíření, je obtížné skladování, následná distribuce a jejich malá energetická hustota, která vyžaduje velký zástavbový prostor pro palivovou nádrž ve vozidle. [2]

#### 3.2.1 Propan-butan (LPG)

Jedná se o směs dvou uhlovodíkových plynů (propan a butan), jenž jsou oba získávány při frakční destilaci ropy jako frakce s nejnižším bodem varu aneb jako vedlejší produkt při těžbě ropy a zemního plynu. Nejčastěji se používá jako palivo pro zážehové motory. Jedná se o poměrně vysoce výhřevné plyny, které je možné lehce zkapalnit při běžné teplotě a nízkém tlaku, z čehož vychází název LPG (liquefied petroleum gas). Při zkapalňování je možné z 250 litrů plynu získat 1 litr kapaliny. Oproti benzínu má lepší antidetonační vlastnosti, avšak jeho objemová výhřevnost je v porovnání s benzínem nižší, což zapříčiňuje pokles výkonu motoru. [3]



### 3.2.2 Zemní plyn

Zemní plyn se uplatňuje v zážehových motorech a případně i v motorech vznětových, které prošly konverzí na zážehový motor. Hlavní výhodou je podstatné snížení škodlivin ve výfukových plynech. Oproti propan-butanu má však nevýhodu v podobě ještě většího zástavbového objemu nádrží a jejich hmotnosti. Množství energie na jednotku objemu je u zemního plynu v porovnání s kapalnými palivy 4 až 5krát menší.

### 3.3 Paliva pocházející z biomasy

Zásadní rozdílem této kategorie paliv oproti uhlovodíkovým je jejich původ. Nezískávají se totiž z ropy, ale z obnovitelných zdrojů a navíc při jejich spalování nedochází k nárůstu oxidu uhličitého v atmosféře.

#### 3.3.1 Rostlinné oleje

Tento druh paliv se získává pomocí lisování semen olejnin. Především se jedná o řepkový a palmový olej. Tyto oleje mají nižší spalné teplo srovnatelné s naftou. Vysoká viskozita a vysoký bod vzplanutí zamezují přímému použití v běžném vznětovém motoru místo nafty. Klíčovým problémem těchto paliv je však tvorba poměrně velkých kapek oleje, když se k tomuto faktu přičte ještě jejich nízká odpařitelnost, dochází ke tvorbě a napečení karbonu v oblasti pístních kroužků, což má za následek jejich znehybnění a následné zadření motoru během relativně krátké doby provozu motoru. Tomuto problému se předchází za použití esterifikace oleje. V podstatě se jedná o štěpení velkých molekul oleje pomocí alkoholů na menší molekuly, čímž lze docílit nižší viskozity a tvorbě směsi se vzduchem, která odpovídá směsi motorové nafty. Takto získaný metylester lze využít při výrobě bionafty.

#### 3.3.2 Alkoholy

Z hlediska použití pro spalovací motory zastupují tuto kategorii paliv dvě hlavní látky, etanol a metanol. Metanol se získává konverzí metanu ze zemního plynu, zatímco etanol je vyráběn pomocí kvašení a destilace rostlinných produktů obsahujících cukr, škrob a celulózu. Alkoholy se vyznačují vyšší detonační odolností a nižším obsahem škodlivin ve výfukových plynech. Lze je využít pro pohon zážehových motorů, přičemž nejsou vyžadovány zásadnější úpravy krom palivového systému, u kterého je potřeba zajistit větší dodávku paliva, aby byl dodržen ideální směšovací poměr paliva se vzduchem vzhledem k menší výhřevnosti alkoholů. Tento ideální stechiometrický směšovací poměr činí pro metanol 6,5:1 a pro etanol 9:1. Díly palivového systému je dále potřeba chránit vůči korozním účinkům alkoholů, jelikož na sebe vážou vodu. Pro použití alkoholů ve vznětových motorech je třeba tyto motory konvertovat na motory zážehové. [1] [2]



### 3.3.3 Bioplyn

Bioplyn získáváme pomocí metanogenního kvašení organických látek. Je tvořen směsí metanu, oxidu uhličitého a dalších plynů. Primárně je používán v kogeneračních jednotkách, což jsou v zásadě spalovací motory používané staticky pro výrobu elektrické energie.





## 4 Vodík

Vodík je zdaleka nejhojnějším prvkem ve vesmíru. Z tohoto důvodu se v dlouhodobě perspektivním hledisku vodík jeví jako možná ideální náhrada uhlovodíkových paliv pro pístové spalovací motory.

Vodík má následující důležité vlastnosti s ohledem na použití ve spalovacích motorech:

- Široký rozsah hořlavosti
- Nízká energie potřebná pro vznícení
- Malá vzdálenost utlumení plamene
- Vysoká teplota samovznícení
- Vysoká rychlost plamene při stechiometrickém poměru
- Vysoká difuzivita
- Velmi nízká hustota

**Rozsah hořlavosti** – V porovnání s ostatními palivy má vodík široký rozsah hořlavosti. V důsledku toho může být vodík spalován ve spalovacím motoru při různých směsích paliva a vzduchu. Významnou výhodou je, že vodík může běžet na chudé směsi. Chudá směs je taková, ve které množství paliva je nižší než teoreticky, stechiometricky nebo chemicky ideální množství potřebné pro spalování s daným množstvím vzduchu. Proto je poměrně snadné nastartovat motor na vodík.

Obecně platí, že spotřeba paliva je lepší a spalovací reakce je dokončenější, když je motor provozován na chudou směs. Navíc je konečná teplota spalování obvykle nižší, což snižuje množství znečišťujících látek, jako jsou oxidy dusíku, emitovaných ve výfukových plynech. Existuje však omezení pro provoz motoru na chudou směs, protože takový provoz může významně snížit výkon z důvodu snížení objemového tepelného obsahu směsi vzduch/palivo.

**Energie potřebná pro vznícení** – Pro vznícení vodíku je třeba velmi malé množství energie, zhruba asi o jeden řád nižší než potřebné množství pro benzín. To umožňuje vodíkovým motorům zapálit chudé směsi a zajišťuje okamžité zapálení. Toto s sebou na druhou stranu nese i jisté riziko. Nízká energetická hodnota vznícení znamená, že horké plyny a teplotně výrazné body na válcích mohou sloužit jako zdroje zapálení, což může vytvořit problémy v podobě předčasného zapálení paliva a zpětného zážehu. Zabraňování tomu je jedním z výzev spojených s provozem motoru na vodík. Tento problém způsobuje, že téměř jakákoli směs může být zapálena horkým bodem.



**Tlumení plamene** – Vodík má malou vzdálenost utlumení, menší než benzín. V důsledku toho se plameny vodíku blíže přibližují ke stěně válců než plameny jiných paliv, než zhasnou. Je tedy obtížnější utlumit plamen vodíku než plamen benzínu. Menší vzdálenost utlumení také zvyšuje tendenci zpětného zážehu, protože plamen ze směsi vodík-vzduch snadněji projde téměř uzavřeným sacím ventilem než plamen uhlovodíkové směsi se vzduchem.

**Teplota samovznícení** – Vodík má relativně vysokou teplotu samovznícení. To má důležité dopady při kompresi směsi vodík-vzduch. Ve skutečnosti je teplota samovznícení důležitým faktorem při určování, jaké kompresní poměry může motor použít, jelikož zvýšení teploty během komprese souvisí s kompresním poměrem. Vysoká teplota samovznícení vodíku umožňuje použití větších kompresních poměrů ve vodíkovém motoru než v motoru s uhlovodíkovým palivem, což s sebou přináší vyšší tepelnou účinnost. Na druhou stranu je vodík obtížné zapálit ve vznětových motorech což si vyžaduje možné konstrukční změny, například instalaci zápalných svíček.

**Rychlost šíření plamene** – Vodík má vysokou rychlost plamene při stechiometrických poměrech. Za těchto podmínek je rychlost plamene vodíku téměř o jeden řád vyšší (rychlejší) než rychlost plamene benzínu. To znamená, že vodíkové motory se mohou blíže přiblížit termodynamicky ideálnímu cyklu motoru. Při chudších směsích však rychlost plamene výrazně klesá.

**Difuzivita** – Vodík má velmi vysokou difuzivitu. Tato schopnost se rozptýlit ve vzduchu je značně větší než u benzínu a přináší výhody hlavně ze dvou důvodů. Za prvé, usnadňuje vytvoření homogenní směsi paliva a vzduchu. Za druhé, pokud dojde k úniku vodíku, vodík se rychle rozptýlí. Tím lze buď zabránit vzniku nebezpečných podmínek nebo je minimalizovat.

**Hustota** – Vodík má velmi nízkou hustotu. To přináší problémy při použití ve spalovacím motoru. V první řadě je nutný velmi velký objem nádrže pro uložení dostatečného množství vodíku, aby vozidlo dosáhlo dostatečné dojezdové vzdálenosti. V druhé řadě se snižuje energetická hustota směsi vodík-vzduch a tím i výkon motoru. [4]



## 5 Pístová sestava

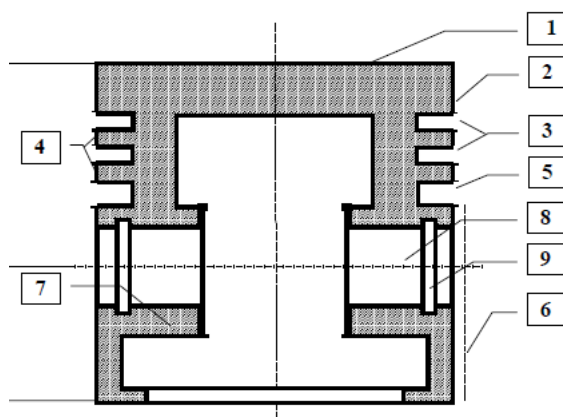
Píst s těsníci a stíracími kroužky, pístním čepem a pojistkami pístního čepu tvoří pístní skupinu na kterou jsou kladeny následující požadavky:

- Zabezpečení přenosu síly od tlaku spalín ve válci přes ojnici na klikový hřídel
- Zachycení boční síly vyvolané klikovým mechanismem a její přenos na stěnu válce
- Utěsnění spalovacího prostoru tak, aby byl omezen únik spalín do klikové skříně motoru a průnik motorového oleje do spalovacího prostoru
- Odvádění tepla ze dna pístu do chlazených stěn válce a do oleje v klikové skříně
- U dvoudobých motorů řídí rozvodové orgány pro výměnu náplně [5]

### 5.1 Píst

Při práci motoru je píst zatěžován mechanicky, silami od tlaku plynů a setrvačnými silami vyvolanými vratným pohybem pístu a tepelně vysokými teplotami spalín ve spalovacím prostoru motoru. Charakter zatěžujících účinků je rázový, vyvolaný prudkým nárůstem tlaku a teploty ve spalovacím prostoru. Současně, v důsledku cyklických změn těchto zatěžujících účinků, dochází k únavovému namáhání materiálu pístu. [5]

Na obr. 1 lze vidět základní konstrukční řešení pístu.



*Obr. 1 konstrukční provedení pístu: 1 - dno pístu, 2 - horní můstek, 3 – drážky pro pístní kroužky, 4 – můstky mezi drážkami pro pístní kroužky, 5 – drážka pro stírací kroužek, 6 – plášť pístu, 7 – nálitek pro pístní čep, 8 – uložení pístního čepu, 9 – drážka pro pojistku pístního čepu [5]*



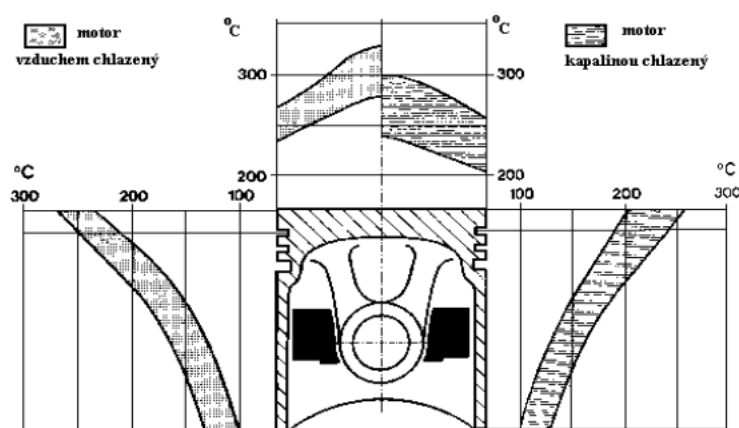
### 5.1.1 Tepelné zatížení pístu

Nejvíce tepelně namáhanými částmi pístu v důsledku přímého kontaktu se spaliny jsou dno pístu, horní můstek a přechodové hrany mezi dnem pístu a horním můstkem.

U pístů běžné konstrukce bez dodatečného chlazení se hlavní část tepla, čítající zhruba 40 až 60 % celkového tepla, odvádí přes těsnící pístní kroužky, zbylých 20 až 30 % je odváděno pomocí pláště pístu. Dodatečně může být přes mezikroužkové můstky odvedeno až 30 % tepla s předpokladem dosažení velmi dobrého styku můstku s povrchem stěny válce.

Krom tepla přejatého pístem ze spalin, je dodatečně tepelně zatěžován i teplem vznikajícím třením pístu a pístních kroužků o stěny válce. Třecí ztráty pístní skupiny představují 45 až 65 % celkových třecích ztrát v motoru. Ve vznětových motorech dochází k většímu tepelnému zatížení pístu v porovnání s motory zážehovými. Porovnání rozložení teplot na pístu u motorů chlazených vzduchem a kapalinou je uvedeno na obr. 2. Maximální povrchová teplota pístu by neměla překročit hodnotu cca. 320 °C u běžných litých pístů z hliníkové slitiny, nad touto teplotou již dochází k výraznému poklesu pevnosti hliníkových slitin. U kovaných pístů je pokles pevnosti s teplotou nižší.

Vedle maximální teploty na dně pístu je rozhodující pro správnou funkci pístní skupiny i teplota v drážce prvního pístního kroužku. Tato teplota by neměla překročit hodnotu, u které dochází ke karbonizaci pro daný použitý olej. Pro běžné minerální oleje je tato teplota zhruba 220°C a pro oleje syntetické se uvádí hodnota 240 až 260°C. Při překročení těchto teplot dojde k napečení karbonu v drážkách pro pístní kroužky, což znemožní správnou funkci pístních kroužků a způsobuje zadření motoru. [5]



Obr. 2 Rozložení teplot na dně a plášti pístu [5]

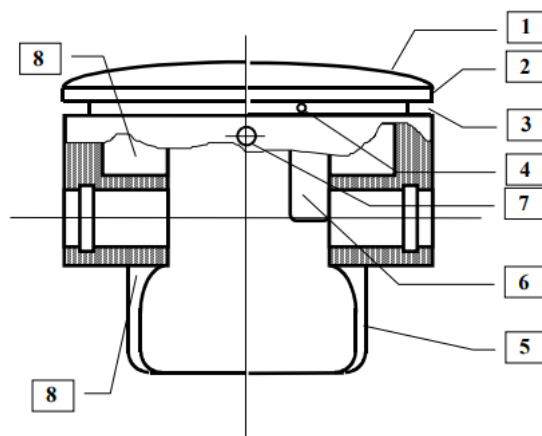


### 5.1.2 Konstrukční provedení pístu

Z konstrukčního hlediska se písty dvoudobých rychloběžných motorů významně liší od motorů čtyřdobých zážehových a motorů vznětových. Písty velkých pomaloběžných motorů stacionárních a lodních jsou zařazeny v samostatné skupině.

#### 5.1.2.1 Píst rychloběžného dvoudobého motoru

Charakteristický tvar pístu rychloběžného dvoudobého motoru je uveden na obr. 3. Jednotlivé číselné detaily označují základní konstrukční řešení. **Pozice 1** - Dno pístu, jehož mírně vypuklý tvar usměřňuje proud čerstvé náplně a odcházejících výfukových plynů při vratném výplachu. **Pozice 2** – Horní můstek, který bývá v porovnání se čtyřdobými motory velice nízký. **Pozice 3** - Drážka pro pístní kroužek. U motocyklových motorů se běžně používají jeden až dva těsnící pístní kroužky. **Pozice 4** - Kolík zajišťující polohu zámku pístního kroužku. Zamezuje pootočení zámku pístního kroužku do některého z rozvodových oken a následnému zlomení pístního kroužku. **Pozice 5** - Spodní vybrání v plášti pístu umožňuje konstrukci kratších přepouštěcích kanálů. **Pozice 6** - Některé konstrukční varianty pístů dvoudobých motorů mají vytvořené otvory pro průchod směsi do přepouštěcích kanálů. **Pozice 7** - Je-li výfukový otvor dělený přepážkou je nutno povrch válce na této přepážce mazat. Za tímto účelem je v pístu vyvrtán mazací otvor o průměru 1 až 1.5 mm, kterým se dostává palivová směs s olejem z vnitřního prostoru pístu na stěnu válce. **Pozice 8** - Výztužná žebra pláště pístu zajišťující vyšší tuhost. [5]

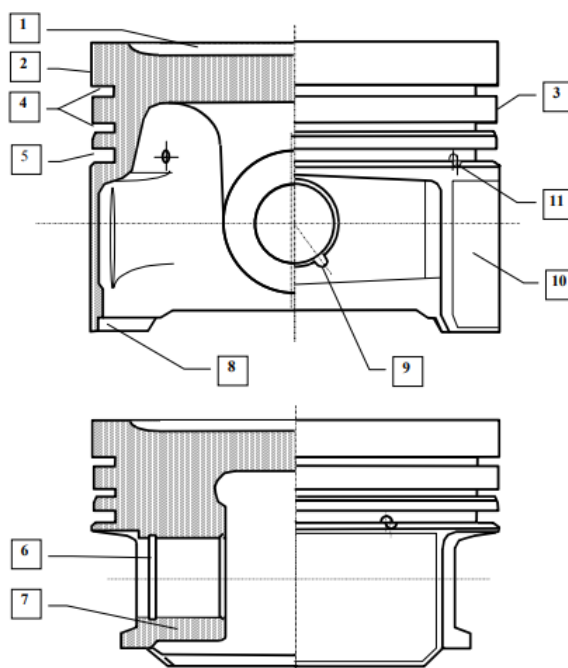


Obr. 3 Tvar pístu rychloběžného dvoudobého motoru [5]



### 5.1.2.2 Píst čtyřdobého zážehového motoru

Charakteristický tvar pro píst čtyřdobého zážehového motoru je uveden na obr. 4. **Pozice 1** - Dno pístu bývá u většiny současných zážehových motorů rovné. Některé motory mohou mít ve dnu pístu vytvořenou část spalovacího prostoru kvůli zlepšenému průběhu spalování. Pokud motor disponuje ventily skloněnými vůči ose válce, bývají ve dnu pístu vytvořena vybrání pro talířky ventilů, aby při překrytí ventilů během doběhu pístu do horní úvratě na konci výfuku a počátku sání nedošlo s kolizí ventilu a pístu. **Pozice 2** - Horní můstek, jehož výška je ovlivněna teplotou povrchu drážky pro první pístní kroužek. **Pozice 3** - První můstek, jehož výška je určována značným mechanickým namáháním vyplývajícím z rozložení tlaku spalin, které působí z horní a spodní strany na plochu můstku. **Pozice 4** - Drážky pro těsnicí pístní kroužky. U současných pístů zážehových motorů bývají používány dva těsnicí kroužky. **Pozice 5** - Drážka pro stírací pístní kroužek. Vzhledem ke konstrukci stíracích pístních kroužků je poněkud vyšší a je opatřena otvory **11**, spojujícími její dno s vnitřním prostorem pístu. **Pozice 7** - Nálitky pro pístní čep jsou spojeny se dnem pístu pomocí žeber, nebo jednoho souvislého bloku materiálu. Rozměry otvorů pro pístní čep jsou voleny tak, aby byl pístní čep u studeného motoru v nálitku bez vůle a teprve po prohřátí pístu na provozní teplotu se uvolnil, tzv. plovoucí pístní čep. **Pozice 6** - Drážka pro axiální pojištění polohy plovoucího pístního čepu pomocí drátěných kroužků. Tato drážka má půlkruhový průřez a pro snadné vyjímání pojistného kroužku je v ní vyfrézována nebo odlita malá drážka **9**. **Pozice 10** - Plášť pístu zachycuje normálovou sílu klikového mechanismu. [5]

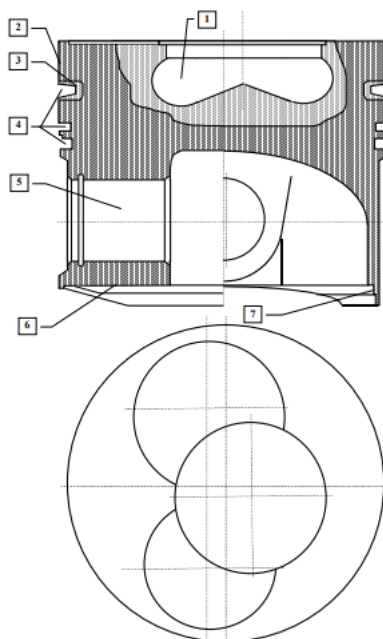


Obr. 4 Tvar pístu čtyřdobého zážehového motoru [5]



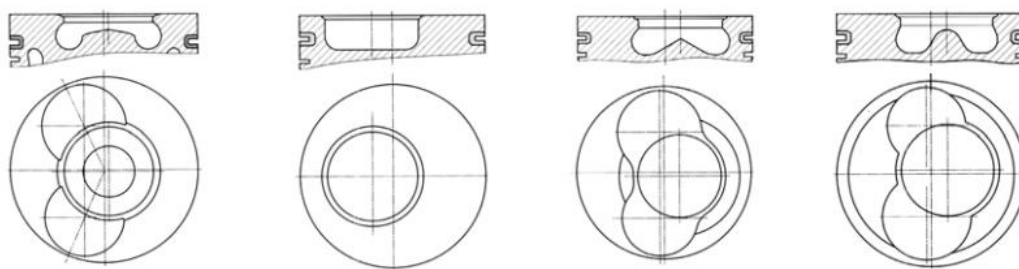
### 5.1.2.3 Píst čtyřdobého vznětového motoru

Tyto písty se od pístů zážehových motorů odlišují v několika parametrech. Konkrétněji disponují větší tloušťkou stěn, většími otvory pro pístní čep o větším průměru, větší celkovou a kompresní výškou. Všechny tyto rozdíly jsou z hlavní části zapříčiněny vyššími spalovacími tlaky a umístěním spalovacího prostoru do dna pístu, ať už celého nebo jenom z části. Základní konstrukční řešení pístu vznětového čtyřdobého motoru je uvedeno na obr. 5.



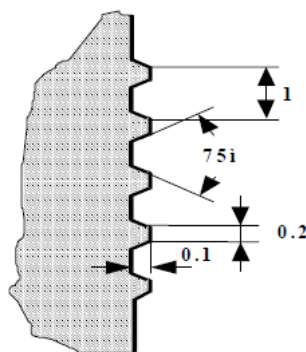
Obr. 5 Píst vznětového motoru [5]

**Pozice 1** - Spalovací prostor vytvořený ve dnu pístu. Pro motory s neděleným spalovacím prostorem, tj. s přímým vstřikem paliva, tvoří tento objem spalovacího prostoru celý kompresní objem. U motorů s děleným spalovacím prostorem, motorů komůrkových, činí část spalovacího prostoru vytvořená ve dnu pístu 40 až 60 % z celkového kompresního objemu a zbytek objemu zaujímá komůrka v hlavě válce. U jednotlivých výrobců se tvar spalovací komory pro vznětové motory s přímým vstřikem paliva může lišit, viz obr. 6. Výhodnost tvarového řešení spalovací komory je možno posoudit pouze na konkrétním motoru na základě měření indikovaných, nebo efektivních parametrů a posouzení obsahu škodlivých emisí ve výfukových plynech. [5] [6]



Obr. 6 Spalovací komory vznětových motorů s přímým vstřikem paliva [5]

**Pozice 2** – Horní můstek mezi dnem pístu a drážkou pro první těsnící kroužek bývá u pístů vznětových motorů oproti motorům zážehovým vyšší. To je zapříčiněno vyšším tepelným tokem pístem a snahou o dodržení maximální povolené teploty v oblasti prvního pístního kroužku. Jemné drážkování horního můstku, které je uvedeno na obr. 7, usnadňuje přizpůsobení pístu nekruhovitosti průměru válce. V počáteční fázi záběhu pístu zachycují drážky mazací olej a vrcholky drážkování se tvarují. Při další práci motoru vyplňuje drážky a částečně i povrch můstku karbon, který přispívá k utěsnění pístu. Nevýhodou tohoto řešení může být zalešťování povrchu válce velmi tvrdým karbonem vznikajícím z pronikajícího oleje. Toto vede k zahlazení honování povrchu válce a k nárůstu spotřeby oleje. Tento jev se často objevuje u přeplňovaných motorů. [5]



Obr. 7 Drážkování horního můstku [5]





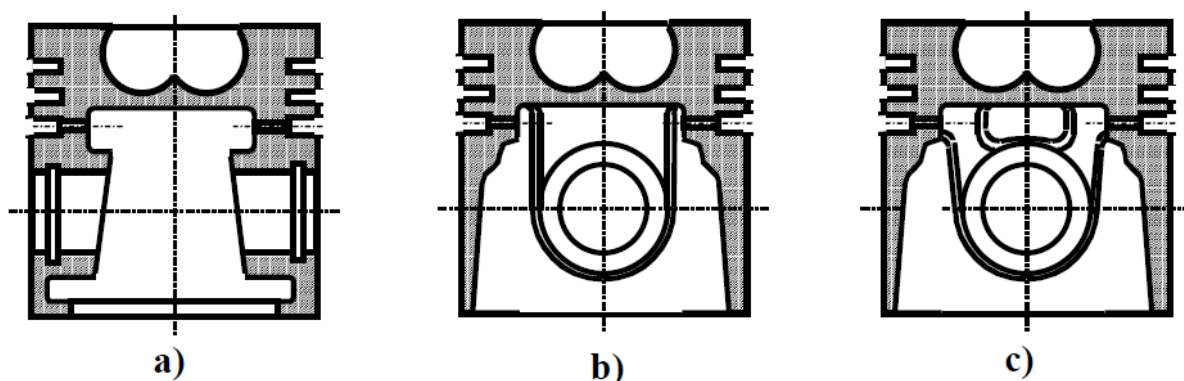
**Pozice 3** - Nosič pístního kroužku se v současné době používá u přeplňovaných vznětových motorů, jelikož u nich dochází k vyššímu mechanickému a tepelnému zatížení pístu a prvního pístního kroužku. Z tohoto důvodu je často píst osazován v první drážce trapézovým těsnicím kroužkem, jehož výhodou je, že při překlápění pístu a tedy i radiálním pohybu pístu vůči kroužku dochází při zasouvání kroužku do klínovité drážky k axiálnímu posuvu kroužku v drážce, to zapříčiňuje zmenšení axiální vůle kroužku a drcení napečeného karbonu a trvalému zachování axiální vůle kroužku v drážce. Nosič pístního kroužku bývá vyroben z vysoce legované austenické šedé litiny zvané Ni-Resist a do pístu je zalit pomocí metody alfin. Vedle pevnosti a odolnosti proti opotřebení je velice výhodnou vlastností tohoto materiálu přibližně stejná tepelná roztažnost jako u slitin Al-Si.

**Pozice 4** - Drážky pro pístní kroužky. U moderních motorů jsou dva těsnicí kroužky a jeden stírací kroužek. Tomu odpovídá i množství a konfigurace drážek.

**Pozice 5** - Nálitky pro uchycení pístního čepu. Vnější průměr pístního čepu je větší než průměr pístu u zážehových motorů, neboť se na něj přenášejí větší síly. Mohutnější také bývá ukotvení nálitku do vnitřních stěn pístu, nejčastěji je používána tzv. bloková koncepce spojení nálitku a dna pístu, viz obr. 8 b). U motorů s menším zatížením se ke snížení hmotnosti pístu používají výztužná žebra, viz obr. 8 c). Pro rovnoměrnější zatížení oka ojnice i nálitků pro pístní čep v pístu je používán trapézový tvar příčného průřezu oka ojnice, kterému odpovídá i tvarování vnitřního zakončení nálitků, viz obr. 8 a).

**Pozice 6** - Nálitky pro vyvažování, od nichž se odfrézováním spodní plochy docílí vyvážení pístů na stejnou hmotnost.

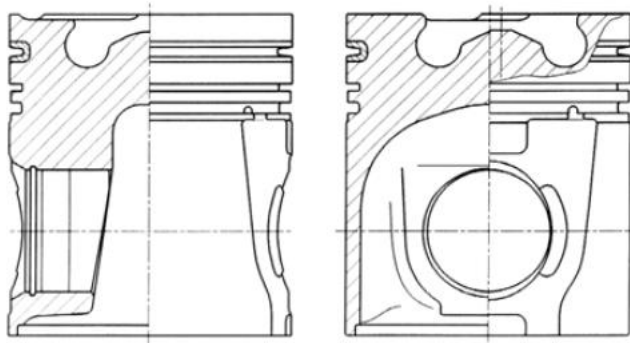
**Pozice 7** - Technologická plocha, jenž slouží k uchycení pístu při obrábění.



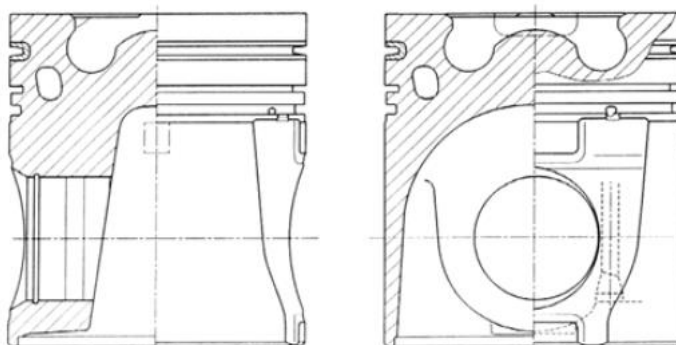
Obr. 8 Tvary nálitků pro pístní čep a jejich ukotvení ke dnu pístu [5]



Klasické konstrukční provedení pístu vznětového motoru nákladního automobilu je ukázáno na obr. 9. Používají se výhradně písty s dvěma těsníci a jedním stíracím písním kroužkem. Přepřítované vznětové motory vyžadují intenzivní chlazení v oblasti písních kroužků. Toho je docíleno pomocí vstřikování oleje do olejového chladícího kanálu uvnitř pístu, viz obr. 10.



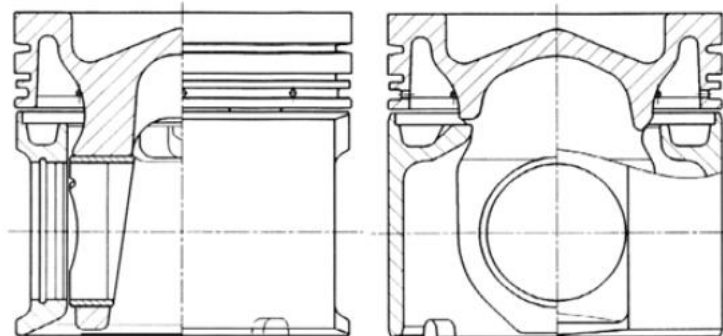
*Obr. 9 Klasické provedení pístu vznětového motoru nákladního automobilu [5]*



*Obr. 10 Chlazený píst vznětového motoru nákladního automobilu [5]*

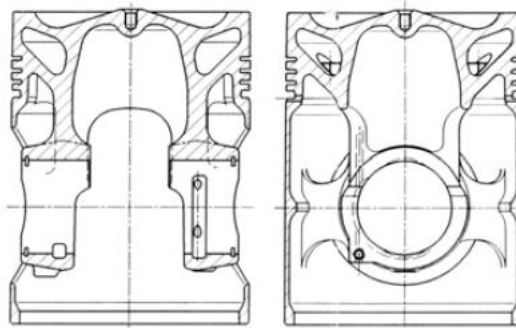


Netradičním řešením jsou tzv. písty křížákové viz obr. 11, s nimiž je možné se setkat u vysoce výkonných vozidlových motorů. Tato konstrukční varianta pístu má korunu oddělenou od pláště, což umožňuje kombinované použití hliníkového pláště a litinové či ocelové koruny. Spojení obou součástí zajišťuje pístní čep.

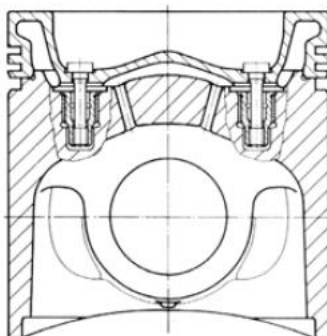


*Obr. 11 Křížákový píst vznětového motoru nákladního automobilu [5]*

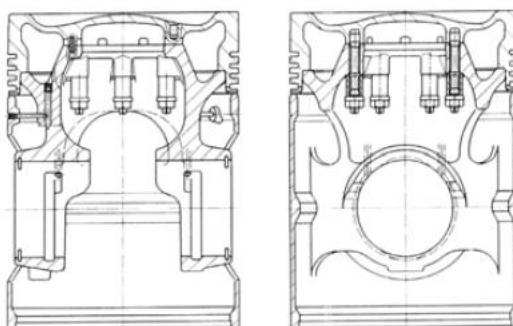
U lodních přeplňovaných pomaluběžných čtyřdobých motorů, které spalují těžké topné oleje, se používají buď písty litinové, obr. 12 anebo písty skládané. Skládané písty mají plášť vyroben z hliníkové slitiny, viz obr. 13, nebo litiny, viz obr. 14. K tomuto plášti je pak přišroubována ocelová nebo litinová koruna. [5]



*Obr. 12 Litinový píst velkého pomaluběžného motoru [5]*



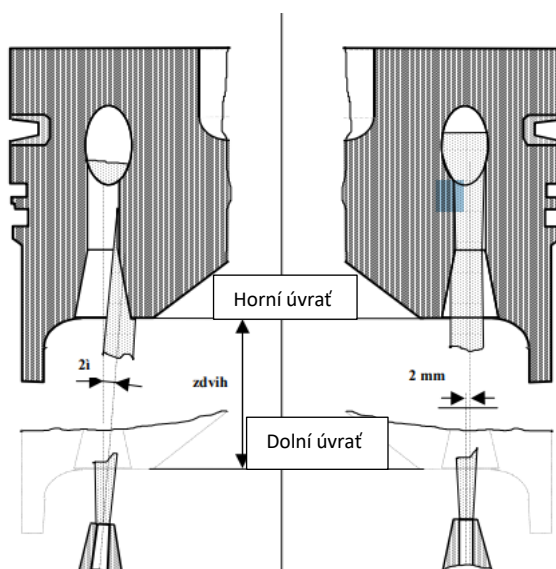
Obr. 13 Skládáný píst s ocelovou korunou a pláštěm z Al slitiny [5]



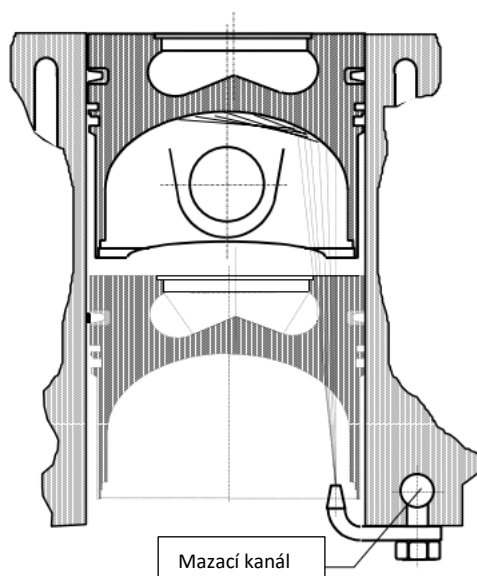
Obr. 14 Skládáný píst s ocelovou korunou a litinovým pláštěm [5]

### 5.1.3 Chlazení pístů

Dojde-li k překročení teploty 240 °C v drážce pro první pístní kroužek, je nezbytně nutné jí snížit. Dodatečné konstrukční zvětšení výšky horního můstku nelze připustit, jelikož s jeho rostoucí výškou roste i škodlivý objem nad pístem, což má za následek horší ekonomičnost provozu a nárůst obsahu uhlovodíků ve výfukových plynech. Alternativou je v tomto případě chlazení pístu, jenž se v současné době používá prakticky u všech přeplňovaných motorů zážehových i vznětových a je možné se s ním setkat i u některých značně zatížených nepřepřňovaných motorů. V hlavě pístů těchto motorů jsou vytvořeny chladicí kanály, do nichž je vstřikován olej pomocí trysky, viz obr. 16. Z tohoto obrázku je patrný i vliv výrobních nepřesností směřování trysky ovlivňující plnění kanálu. U méně zatížených motorů se používá nástřík dna pístu, viz obr. 15. Podíly jednotlivých složek odvodu tepla na chlazení pístu, podle použitého způsobu chlazení, jsou shrnuty v tab. 1. [5]



Obr. 16 Chladící kanál v hlavě pístu [5]



Obr. 15 Nástržik dna pístu [5]

Tab. 1 Odvod tepla z pístu v závislosti na způsobu chlazení [5]

	Nechlazený píst	Nástržik dna pístu	Chladící kanál
Chladící olej	x	45 %	68 %
Kroužky	62 %	41 %	18 %
Vzduch a olej v klikové skříni	24 %	8 %	8 %
Plášť pístu	14 %	6 %	6 %



## 5.2 Pístní kroužky

V zásadě existují dva typy pístních kroužků. Jedná se o kroužky těsnící a kroužky stírací. Těsnící kroužky plní hlavní úlohu v zajištění těsnosti spalovacího prostoru proti úniku spalin do klikové skříně a podstatným podílem přispívají k odvodu tepla do stěn válce. Stírací kroužky kontrolují přívod oleje k těsnícím kroužkům a na povrch pístu, přebytečný olej ze stěn válce otírají, načež dochází k jeho odkapání zpět do klikové skříně. Píst se dvěma těsnícími a jedním stíracím kroužkem je uveden na obr. 17.



*Obr. 17 Píst se stíracími kroužky [13]*

## 5.3 Pístní čep

Hlavní funkcí pístního čepu je přenos silových účinků od tlaku plynů z pístu na ojnici a zachycení setrvačných sil od pístu. Jelikož je charakter tohoto zatížení proměnlivý, co se do směru a velikosti týče, je pístní čep namáhán hlavně únavově. Tato proměnlivost společně s jednostranným vymezováním vůle v uložení pístního čepu vede k vytlačování oleje od styčných ploch. Toto v kombinaci s malým relativním pohybem, který pístní čep vykonává vůči ojnici a pístu vytváří náročné podmínky pro mazání pístního čepu. [2]



## 6 Válec

Na válce pro pístové spalovací motory jsou kladeny následující požadavky:

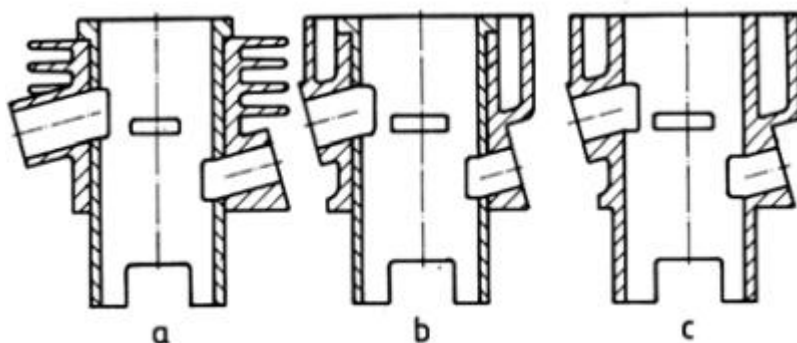
- Stěny válců musí ohraničovat pracovní prostor motoru
- Vedení pístu při pohybu mezi úvratěmi a zachycení reakčních účinků od klikového mechanismu
- Zajištění ideální plochy, jenž je schopna utěsnit spalovací prostor společně s pístními kroužky
- Tvorba a udržení olejového filmu ideální tloušťky na stěnách válce ve všech pracovních režimech motoru
- Zajištění odvodu tepla z pístu skrze pístní kroužky do chladícího média a chlazení spalovacího prostoru
- U dvoudobých motorů jsou v něm umístěny rozvodová okna

Během provozu motoru je válec zatěžován silami od tlaků plynů, reakčními silami od pístu a změnou teploty. Zatěžující účinky mají časově proměnný charakter, z čehož plyne že válec je namáhán únavově. Navíc vlivem tření pístu, pístních kroužků a smývání maziva neodpařeným palivem dochází k abrazivnímu opotřebení plochy stěn válce. [2]

### 6.1 Válec dvoudobého rychloběžného motoru

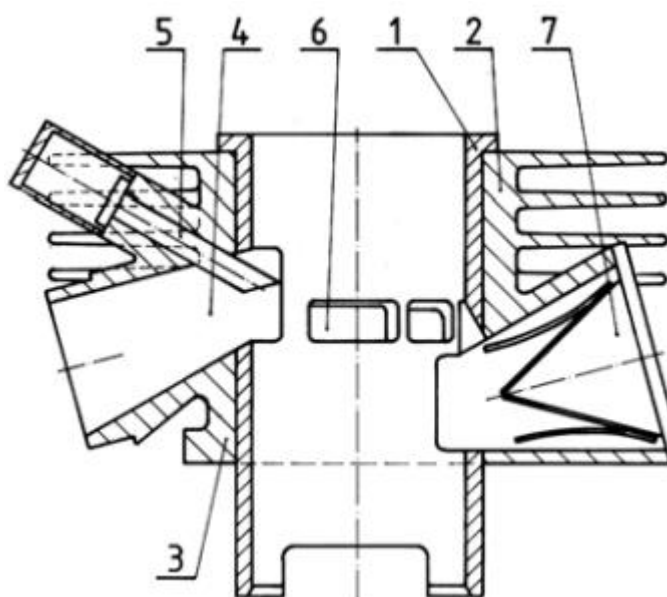
Jedná se o samostatný monolitní díl, který je připevněn ke klikové skříni pomocí dlouhých svorníků, jenž připevňují současně hlavu válce anebo je připevněn pomocí příruby. U vzduchem chlazených motorů mohou být jednotlivé válce připevňovány ke klikové skříni motoru zvlášť, zatímco u kapalinou chlazených motorů bývají válce slity do konkrétní formace a utvářejí tzv. blok válců.

Konstrukční varianty válců současných dvoudobých motorů jsou uvedeny na obr. 18. Tzv. heterogenní válec, jenž je uveden na obr. 18 a), má do chladícího pláště z hliníkové slitiny vlisováno pouzdro válce. S podobně řešenou konstrukcí se můžeme setkat i u válce pro kapalinou chlazený motor, které je uvedeno na obr. 18 b). Lukrativnějším řešením se z hlediska přenosu tepla jeví varianta, kdy je do pláště z hliníkové slitiny zalito pouzdro válce z jiného materiálu metodou Alfin. Pro materiál pouzdra se nejčastěji používá šedá litina, ocelolitina, Ni-Resist, nebo bronz s povrchem pokrytým chromem u závodních motorů. Monolitický válec, jehož pracovní plochu tvoří přímo materiál, z kterého je válec vyroben, je uveden na obr. 18 c). V současnosti se k výrobě těchto válců používají hliníkové slitiny, přičemž pracovní povrch válce je vhodným způsobem upravován. [5]



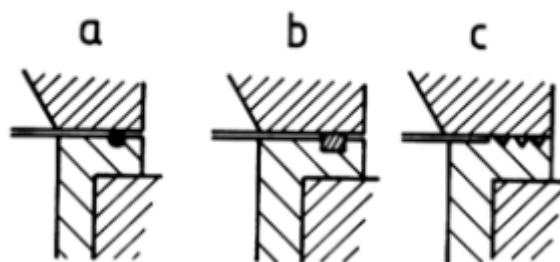
Obr. 18 Provedení válců dvoudobého motoru [5]

Válec dvoudobého vzduchem chlazeného motoru s vlisovaným pouzdrém je uveden na obr. 19. Pouzdro válce **1** bývá vyrobeno z litiny nebo jiných materiálů a do chladícího pláště **2** je zalisováno nebo zalito metodou ALFIN. Těsnost spalovacího prostoru mezi válcem a hlavou válce je zajištěna měděnými kroužky vloženými do drážky v pouzdru, viz obr. 20 a) a obr. 20 b). Pro méně zatížené motory se využívají ostré hrany soustružených výstupků, viz obr. 20 c).



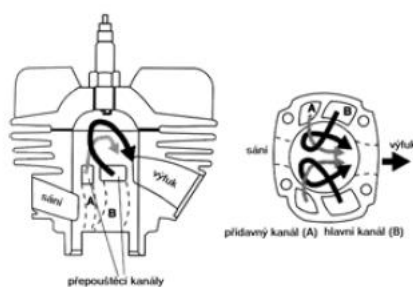
Obr. 19 Heterogenní válec dvoudobého motoru [5]





Obr. 20 Utěsnění spalovacího prostoru [5]

V případě kapalinou chlazených motorů, viz obr. 18 b), může chladicí plášť válce zasahovat až do oblasti výfukového či sacího. Utěsnění prostoru, jenž je ve styku s chladícím kapalným médiem, vůči prostoru spalovacímu zajišťují silikonové „O“ kroužky, které jsou vloženy do drážek v pouzdra a plášti válce. Uložení válce v klikové skříni zajišťuje broušený vnější průměr vložky a příruba **3**. Výfukový kanál **4** navazuje na výfukový otvor pouzdra válce. Rozměry a tvar tohoto kanálu a otvoru mají podstatný vliv na výkon motoru. Je nutné, aby spodní hrana výfukového otvoru byla v dolní úvratí pod hranou dna pístu. Časování výfukového rozvodu je pak určeno horní hranou, která začíná otevírat výfukový kanál. Posunutím polohy výfukové přívěry **5** lze změnit začátek otevírání výfukového kanálu. Toto řešení se používá u některých motocyklových motorů pro rozšíření rezonanční oblasti výfukového systému. Okna přepouštěcích kanálů **6** zajišťují dostatečný přívod čerstvé palivové směsi ze spodního kompresního prostoru v klikové skříni do pracovního prostoru nad pístem a co nejlepší vypláchnutí spalin z objemu pracovního prostoru válce. Proudění čerstvé směsi ve válci motoru je znázorněno šipkami na obr. 21. [5]



Obr. 21 Přepouštěcí kanály dvoudobého motoru [5]

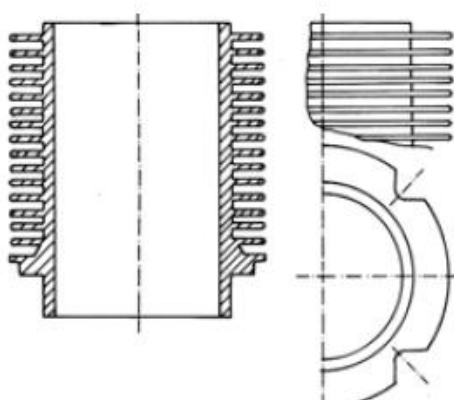


## 6.2 Válec čtyřdobého motoru

Konstrukční řešení válce pro vzduchem chlazený motor se zásadně odlišuje od válce kapalinou chlazeného motoru. V hlavní řadě se jedná o způsob montáže válce ke klikové skříni, přičemž v případě chlazení vzduchem jsou samostatné válce jednotlivě připevněny ke klikové skříni motoru, zatímco válce kapalinou chlazených motorů sdílí společný chladicí plášť a jsou slity v jeden celek tvořící blok válců. V současnosti bývá blok válců společně s klikovou skříní odlit v jeden celek tvořící tzv. blok motoru. [5]

### 6.2.1 Válec vzduchem chlazeného čtyřdobého motoru

Konstrukčně a způsobem montáže jsou pouzdra válce čtyřdobých vzduchem chlazených motorů, až na absenci kanálů pro výměnu náplně ve válci, velmi podobné válcům dvoudobých vzduchem chlazených motorů. Výměnu náplně válce v tomto případě obstarávají ventily, jež jsou umístěné v hlavě válce. Válce pro větší motory bývají nejčastěji odlévány jako jeden celek metodou odstředivého lití. Následným řízeným ochlazováním je možné dosáhnout na pracovním povrchu válce tvrdé perlitické struktury, zatímco u vnější části s žebry struktury feritické. Pro zajištění vyhovujícího chlazení motoru i při nízkých pojzdových rychlostech vozidla je používán nucený oběh vzduchu. Tento oběh je realizován pomocí ventilátoru, který zvyšuje průtok vzduchu mezi chladíci žebry. Toto řešení umožňuje podstatné snížení žeborů oproti žeborům motorů využívajících náporové chlazení. Proto jsou žebra těchto motorů podstatně nižší a rozteč mezi jednotlivými žebry je menší než u motorů s náporovým chlazením viz obr. 22. Pro zachování kratších zástavbových délek víceválcových motoru bývají mezi jednotlivými válci žebra kratší. Vzduch v těchto místech bývá usměrňován vhodně umístěnými deflektory, aby se zamezilo rozdílné deformaci průřezu válce v důsledku velkých teplotních rozdílů. [5] [2]

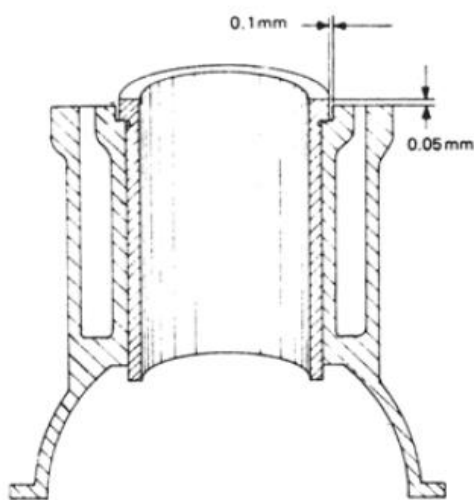


Obr. 22 Válec vzduchem chlazeného čtyřdobého motoru [5]



### 6.2.2 Válec kapalinou chlazeného čtyřdobého motoru

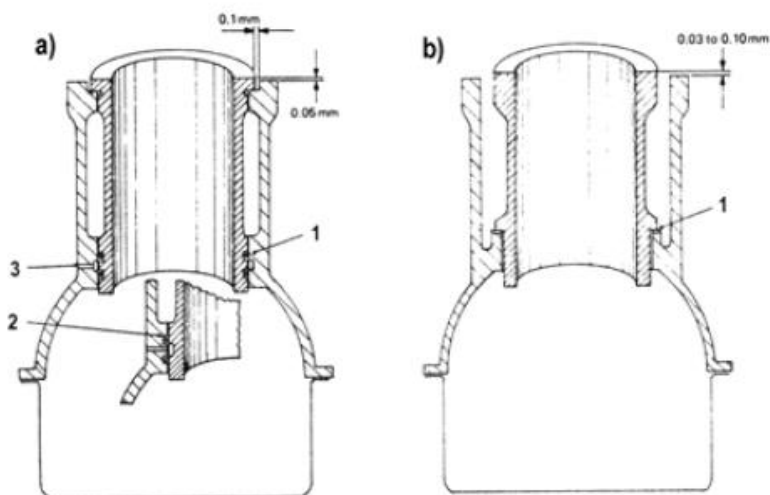
Válce kapalinou chlazeného motoru jsou tvořeny společným odlitkem s klikovou skříní a toto uskupení tvoří blok motoru. Pracovní plocha válce je obrobena buďto přímo v materiálu bloku motoru anebo může být vytvořena pomocí pouzder, jež se vkládají do vývrtu v bloku motoru. Vložené válce se používají především kvůli lepším třecím vlastnostem jejich materiálu a jeho odolnosti vůči opotřebení v porovnání s materiálem bloku motoru. V současnosti jsou spíše používány monolitické a quasi-monolitické bloky, jelikož jsou schopné nabídnout dostatečně vysokou životnost pracovního povrchu válce, kompaktnější rozměry a nižší hmotnost bloku motoru. Od vkládaných válců se v motorech osobních automobilů tedy spíše ustupuje, avšak s tímto řešením se stále můžeme setkat u motorů nákladních automobilů, zemědělských strojů a jiných strojů s velkými motory, jelikož při možném zadření pístu ve válci a následné opravě pracovní plochy válce není potřebná demontáž celého motoru. Podle toho, zdali se vnější povrch vloženého válce nachází v kontaktu s chladicí kapalinou rozlišujeme vložené válce na suché a mokré. Suchý vložený válec, viz obr. 23, nepřichází do přímého kontaktu s chladicím médiem a je buďto do bloku motoru vložen s posuvným uložením anebo je do bloku zalisován s malým přesahem. Takto vložený válec je zhotoven buďto z ocelového plechu anebo jako tenkostěnný litinový odlitek. Tloušťka stěny takového válce činí většinou 2 až 4 mm. Posuvně uložená vložka se vyvrtává a honuje ještě před vložením do bloku, zatímco k obrábění pracovní plochy vložky nalisované dochází až po montáži. Vlisované vložky mají značnou nevýhodu v případě poruchy, kdy je nutné motor vymontovat z vozidla a zajistit jeho kompletní demontáž a specializované pracoviště pro honování. Obecnou nevýhodou vložených válců je horší přestup tepla do chladicího média. [5] [2]



Obr. 23 Suchý vložený válec [5]

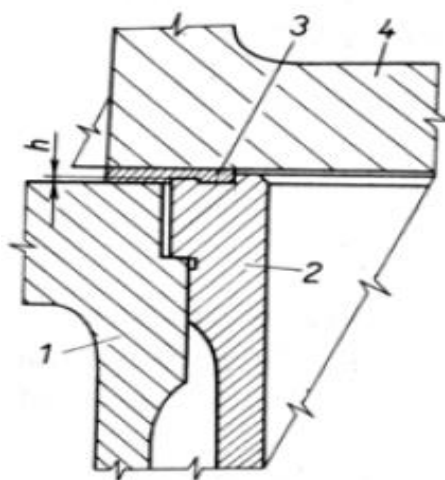


Mokrý vložený válec je v přímém kontaktu s chladícím médiem, viz obr. 25, toto řešení značně zlepšuje odvod tepla z válce, a navíc se eliminují problémy spojené s opravou a demontáží válce, jelikož válec lze v případě poruchy jednoduše demontovat a vyměnit. Dle způsobu uložení vložky mokrého válce v bloku motoru lze tuto kategorii rozdělit na vložené válce s horní dosedací plochou, viz obr. 25 a), a vložené válce se spodní dosedací plochou, viz obr. 25 b). Vložené válce s horní dosedací plochou se středí vůči ose vývrtu přes horní středící průměr a axiální síly zachycuje příruba. Jejich spodní těsnící průměr bývá menší v porovnání s horním středícím průměrem, aby byla usnadněna montáž vložky. Tímto řešením se snáze dosahuje předepsaných tolerancí přesahu vložky nad plochou bloku motoru, čímž je docíleno i lepšího utěsnění všech spalovacích prostorů. Dále zde nedochází k tak velkým ohybovým deformacím vyvolaných normálovou složkou síly od tlaku plynů při spalování a možnost tepelné dilatace v osovém směru minimalizují vznik vzpěrných napětí a deformací vývrtu válce. Toto provedení vložených válců je vzhledem ke jmenovaným výhodám používáno u vznětových motorů. Nevýhodou tohoto konstrukčního řešení je omezený průtok chladícího média v oblasti doběhu prvního pístního kroužku, což má za následek snížení odvodu tepla. Těsnění prostoru chladícího média vůči klikové skříni je realizováno pomocí pryžových „O“ kroužků, jenž jsou umístěny buď v drážkách vytvořených na vložce nebo v bloku motoru, viz obr. 25 a) pozice **1** a **2**. Případný průnik chladící kapaliny může lze pozorovat kontrolním otvorem **3**. Vložené válce se spodní dosedací plochou mají zásadní přednost v podobě výborného odvodu tepla. Jelikož působící normálové síly na stěnu válce jsou v tomto případě menší, uplatňuje se toto řešení především u zážehových motorů. Středící válcová plocha, jenž z části zachycuje i ohybový moment bývá poměrně vysoká. Utěsnění prostoru s chladícím médiem vůči klikové skříni zajišťují měděné podložky, viz obr. 25 b) pozice **1**. Za účelem zvýšení těsnosti mohou být na čelní ploše použita plochá silikonová těsnění nebo „O“ kroužky umístěné na válcové středící ploše pouzdra. [5]



Obr. 25 a) Mokrý vložený válec s horní dosedací plochou, b) Mokrý vložený válec s dolní dosedací plochou [5]

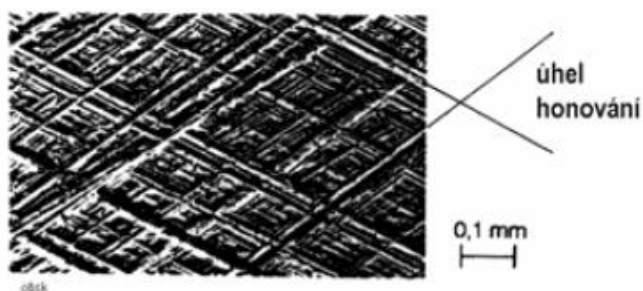
Čelo vložky přechází nad dosedací plochu bloku motoru o vzdálenost  $h$ , viz obr. 24. Tento přesah se zde nachází, aby došlo k upevnění a zamezení axiálního pohybu vložky **2** v bloku motoru **1**. Zároveň je tímto docíleno i utěsnění spalovacího prostoru pomocí těsnění **3**, které je vloženo mezi hlavu válců **4** a blok motoru. Přesahy se pohybují ve velice úzkých tolerancích. Pakliže by některá z vložek měla menší přesah, docházelo by k profuku spalin mimo spalovací prostor do chladící kapaliny. S tímto problémem se lze převážně setkat u motorů využívající válce se spodní dosedací plochou.



Obr. 24 Přesah vložky vůči motoru [5]



Vložené válce se vyrábí odstředivým litím na výstelku, jejich materiál musí splňovat dobré třecí vlastnosti, které zabezpečují nízké opotřebení a dlouhou životnost vůči písním kroužkům. K výrobě vkládaných válců se využívá nízkolegovaná perlitická šedá litina, v ojedinělých případech bývá použita vysoce legovaná litina nebo ocel. Po běžném obrábění vnitřní plochy válce následuje dokončovací operace v podobě honování brusnými kameny z karbidu křemíku. Honování vytváří křížové šrafování v podobě rýh na stěně válce, viz obr. 26. Drážky směřují pod úhlem 40 až 70° a jejich úkolem je udržení olejové vrstvy na stěně válce. [5]

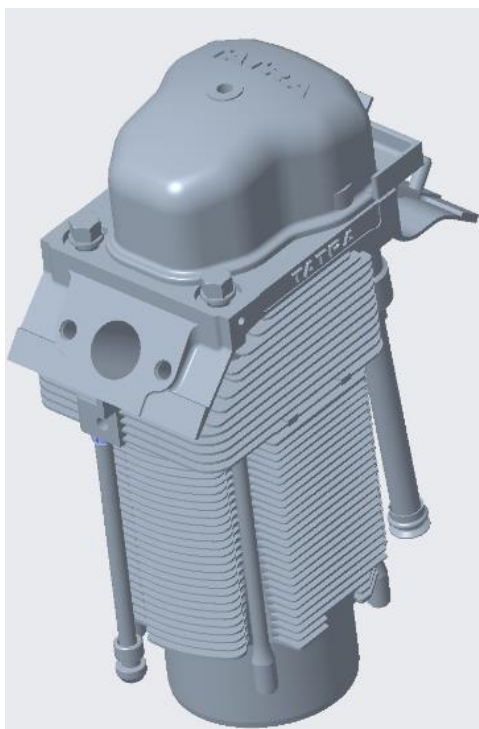


Obr. 26 Detail pracovního povrchu válce po honování [5]



## 7 Zkušební jednoválcový motor Tatra

Pro konverzi na vodíkový pohon byl zvolen motor z automobilů typové řady Tatra 815, konkrétněji motor T3B928-40 EUROII. V této řadě automobilů se použité motory liší co do počtu válců, výkonu, přeplňování, olejového systému a palivového systému. Co však všechny tyto motory spojuje, je použití jednotlivých válců, jejich hlav a segmentově sešroubovaného klikového hřídele. Toto konstrukční řešení umožňuje navyšovat, či snižovat počet válců agregátu a díky tomuto lze pro výpočty řešit pouze jednu samostatnou skupinu válcové jednotky. [7]



*Obr. 28 Model experimentálního jednoválcového motoru*

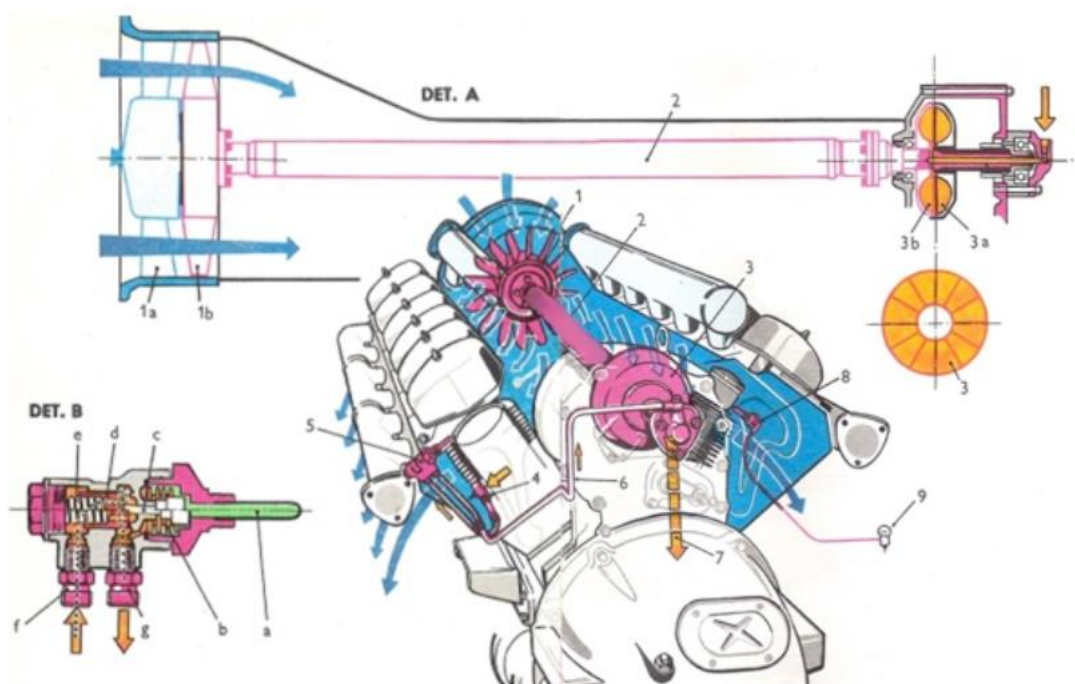


*Obr. 27 Motor Tatra T3C-928-81 s přeplňováním*



Motory této řady jsou čtyřdobé, vznětové, vzduchem chlazené s přímým vstřikem paliva. Samostatné válce ve dvou řadách jsou spolu s hlavami válců upevněny kotevními šrouby ke klikové skříni a svírají úhel 90°. V hlavě každého válce je jeden sací a jeden výfukový ventil. Rozvod OHV je proveden jedním vačkovým hřídelem uloženým v klikové skříni. Hřídel je poháněn rozvodovými ozubenými koly od klikového hřídele. Segmentovaný klikový hřídel je v klikové skříni uložen na válečkových ložiskách. Vodící kluzné (axiální) ložisko pro uložení hřídele je u zadního čepu. Na každém klikovém čepu jsou vedle sebe dvě ojnice pro písty protilehlých válců. Chlazení vzduchem je realizováno ventilátorem, který protlačuje vzduch kolem žebrování hlav válců a válců. Pro pohon ventilátoru je použita kapalinová spojka. [7]

Na obr. 29 DET. A je znázorněna činnost nuceného chlazení motoru Tatra 930. Je zde zobrazeno rozváděcí kolo **1a** a axiální ventilátor **1b**, poháněný prostřednictvím hřídele **2** od hnané části kapalinové (hydrodynamické) spojky **3b**. Hnané části kapalinové spojky **3a** je poháněna ozubeným kolem od hřídele pohonu vstřikovacího čerpadla (není zobrazeno). Na prvním válci od setrvačnicku je ovládací termostatický ventil kapalinové spojky **5** (DET.B). Ten otevře přívod mazacího oleje do kapalinové spojky až po zahřátí motoru na nastavenou pracovní teplotu a teprve potom je poháněn ventilátor chlazení.



Obr. 29 Nucené chlazení vzduchem (Tatra T930) [8]





Vlnovec termostatického ventilu **b** je zahříván a ochlazován prostřednictvím čidla **a**. Otvírání ventilu **c, d** nastává vlivem roztažnosti kapaliny ve vlnovci **b**. Zavírání ventilů při ochlazení a smrštění kapaliny ve vlnovci zajistí pružina **e**. Při ochlazení motoru pod nastavenou teplotu (85–90 °C), např. při jízdě z kopce, se uzavřením ventilu **c, d** pohon ventilátoru přeruší – do kapalinové spojky olej termostatickým ventilem neteče. Tím způsoben je regulovaná správná pracovní teplota motoru. [7] [8]

### 7.1 Parametry jednoválcového zkušebního motoru

Parametry původního vznětového jednoválcového motoru jsou uvedeny v tab. 2.

*Tab. 2 Parametry experimentálního naftového motoru*

<i>Parametr</i>	<i>Hodnota</i>
<i>Maximální moment</i>	<i>253 Nm při 1200 min<sup>-1</sup></i>
<i>Maximální výkon</i>	<i>40 kW při 1750 min<sup>-1</sup></i>
<i>Vrtání</i>	<i>120 mm</i>
<i>Zdvih</i>	<i>140 mm</i>
<i>Zdvihový objem</i>	<i>1583,4 cm<sup>3</sup></i>
<i>Kompresní poměr</i>	<i>16:1</i>

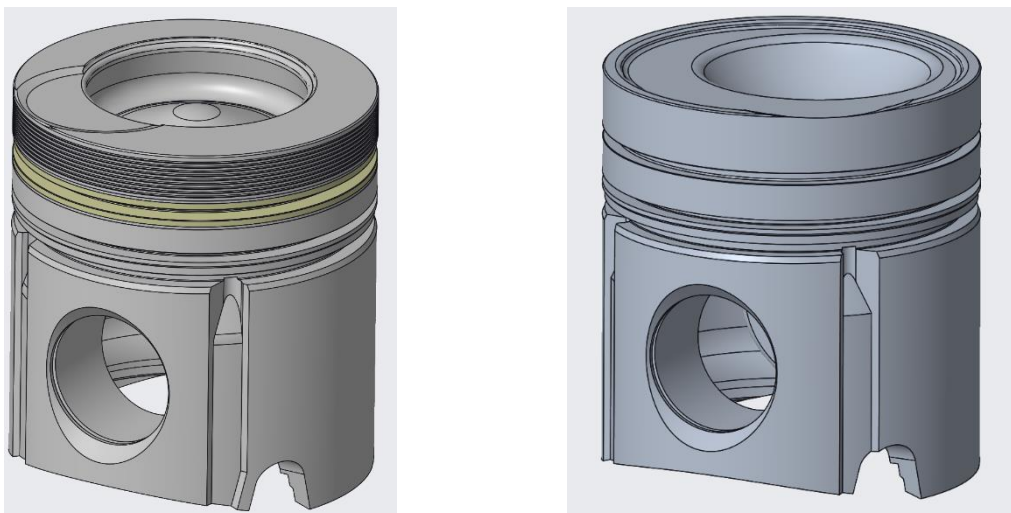


## 8 Praktická část

### 8.1 Píst

#### 8.1.1 Tvorba modelu a jeho příprava na výpočet MKP

Prvním krokem bylo vytvoření CAD modelu pístu v prostředí Creo 4.0 Parametric dle daných rozměrů reálné součásti, které mi byly poskytnuty. Pro výpočet vodíkového motoru mi byl poskytnut model konstrukčního návrhu pístu upraveného pro vodíkový pohon, viz obr. 30.

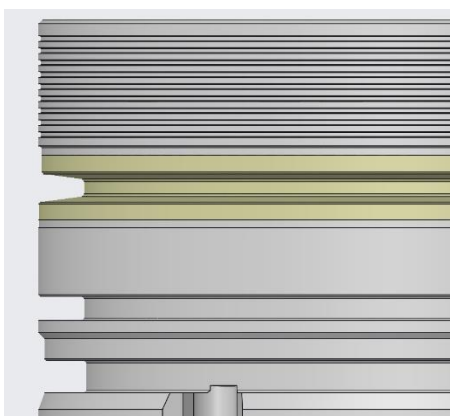


*Obr. 30 Model pístu naftového a vodíkového motoru*

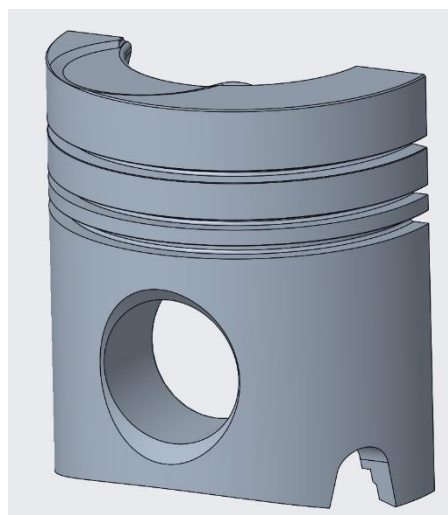
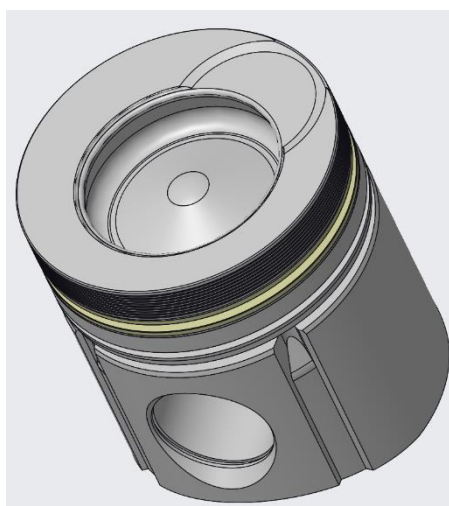
Následujícím krokem byla úprava a zjednodušení geometrie pro lepší vysíťování a průběh výpočtu analýzy. Jelikož se jedná o (téměř) symetrickou součást, byla pro urychlení výpočtu analýzy použita pouze polovina součásti. Další úpravy spočívaly v odstranění drážkování na horním můstku, nahrazení zkosení v drážkách pro pístní kroužky rádiusem, sjednocení vnějších průměrů pístu na stejnou hodnotu pro odstranění drobných hran, odstranění drážky pro pojistný kroužek pístního čepu, odtokových kanálů oleje a technologických výstupků ve spodku pístu.



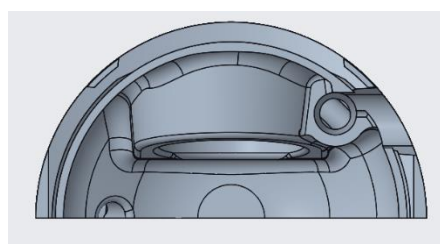
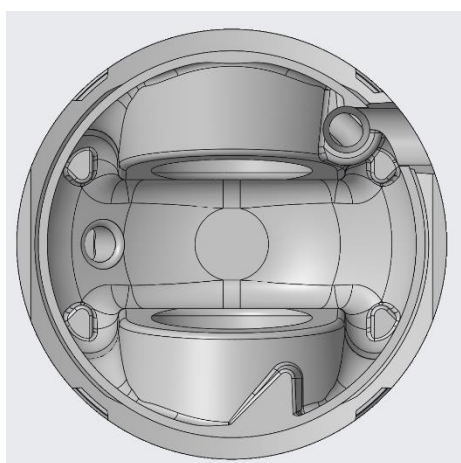
Na obr. 31, obr. 32 a obr. 33 je uvedena původní geometrie součásti (vlevo) a zjednodušená geometrie (vpravo).



*Obr. 31 Porovnání původní a zjednodušené geometrie – pístní kroužky*



*Obr. 32 Porovnání původní a zjednodušené geometrie – plášť pístu*



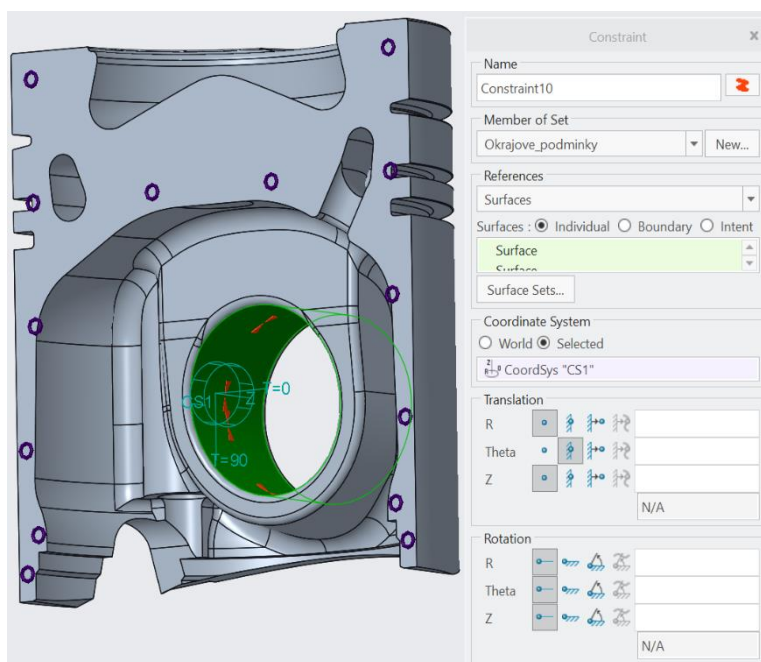
*Obr. 33 Porovnání původní a zjednodušené geometrie – řez součástí*



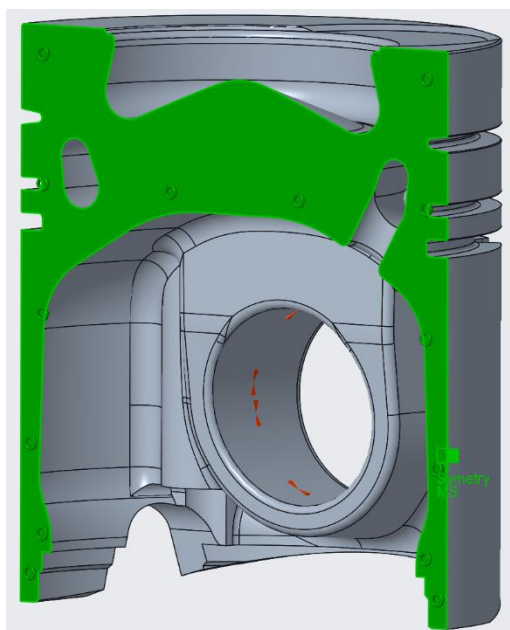
### 8.1.2 Okrajové podmínky

Pro zamezení pohybu pístu bylo použito zavazbení v místě pístního čepu, viz obr. 34. Pro tuto okrajovou podmínku byl vytvořen cylindrický souřadný systém, přičemž pístu byla odebrána možnost rotovat kolem osy, avšak možnost expandovat v radiálním směru či osovém směru mu byla ponechána.

Poslední stupeň volnosti byl odebrán pomocí vazby symetrie, viz obr. 35.



Obr. 34 Okrajové podmínky – vetknutí

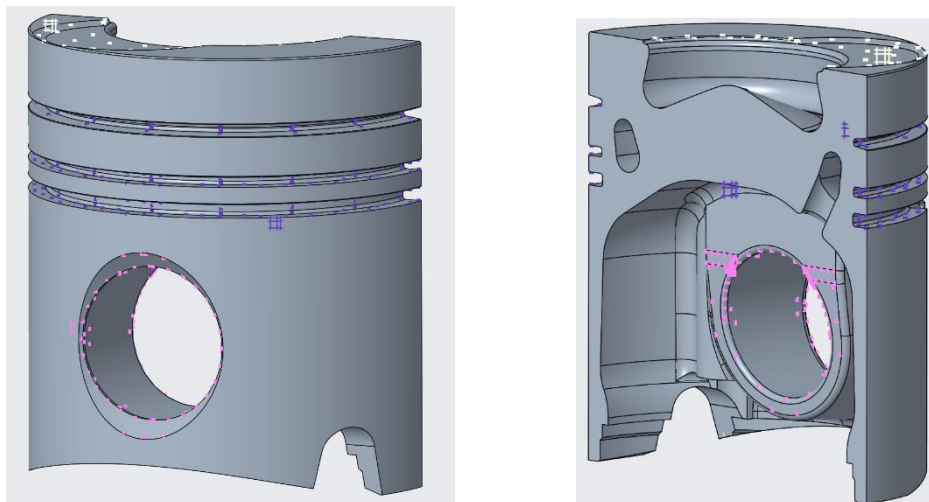


Obr. 35 Okrajové podmínky - symetrie

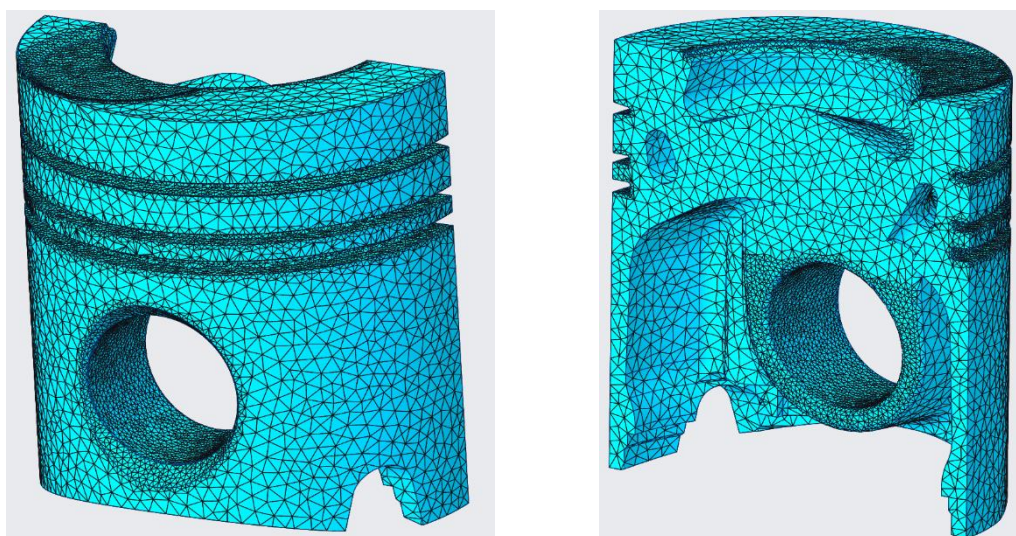


### 8.1.3 Síťování modelu

Maximální velikost elementu byla globálně nastavena na 5 mm. Pro lepší optimalizaci byla na vybraných místech zavedena předepsaná maximální velikost elementu, tato místa zahrnují pouzdro pro pístní čep, drážky pro pístní kroužky a vybrání na dně pístu, viz obr. 36. Na obr. 37 je zobrazen již vysíťovaný model pístu.



*Obr. 36 Místa s jemnější sítí*



*Obr. 37 Vysíťovaný model*



#### 8.1.4 Materiál pístu

V současnosti se k výrobě pístů pro spalovací motory nejčastěji využívají slitiny hliníku a křemíku pro svou tepelnou vodivost a malou hmotnost. S obsahem křemíku roste odolnost materiálu vůči opotřebení a klesá tepelná roztažnost. [2]

Materiálové vlastnosti vybrané slitiny jsou uvedeny v tab. 3.

Tab. 3 Vlastnosti hliníkové slitiny

<i>AlSi12CuMgNi</i>	
<i>Hustota [kg/m<sup>3</sup>]</i>	<i>2680</i>
<i>Poissonovo číslo [-]</i>	<i>0,33</i>
<i>Mez kluzu [MPa]</i>	<i>280</i>
<i>Mez pevnosti [MPa]</i>	<i>300</i>
<i>Únavová pevnost [MPa]</i>	<i>140</i>
<i>Youngův modul pružnosti [GPa]</i>	<i>73</i>
<i>Měrná tepelná kapacita [J/kg K]</i>	<i>963</i>
<i>Tepelná vodivost [W /mK]</i>	<i>152</i>
<i>Koeficient tepelné roztažnosti [1/K]</i>	<i>2,15 e<sup>-5</sup></i>

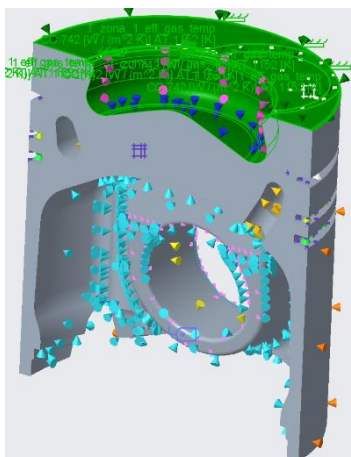


### 8.1.5 Nadefinování výpočetních analýz

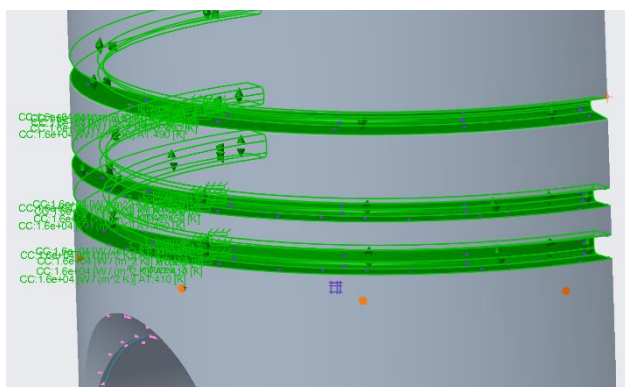
V prostředí Creo simulate byly vytvořeny následující výpočtové analýzy a okrajové podmínky. Výpočty budou pro každou variantu pístu pokrývat dva stavy, při nichž se ve spalovacím prostoru nachází nejvyšší tlak nebo nejvyšší teplota. Pro naftový motor dochází k největšímu teplotnímu zatížení při 1000ot, zatímco pro vodík tento stav nastane při 1800ot. Nejvyšší tlak se v naftovém motoru vyskytuje při 1700ot a ve vodíkovém motoru při 1200.

#### 8.1.5.1 Teplotní analýza

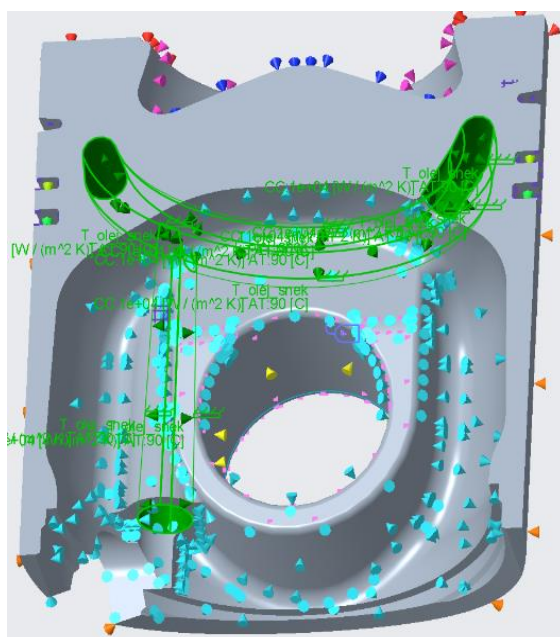
V okrajových podmínkách byl zohledněn přívod tepla ze spalování přes dno pístu. Následný odvod tohoto přivedeného tepla je z hlavní části realizován chlazením skrze vstřikování oleje do chladicího kanálu v pístu, přestupem tepla přes pístní kroužky do stěny válce a olejové mlhy ve spodním prostoru pístu. Teplo je dodatečně odváděno pomocí oleje ulpívajícího na plášti pístu a přestupem tepla do pístního čepu. Hodnoty součinitele přestupu tepla pro chladicí kanál a spodek pístu byly získány iteračně, jelikož okrajové podmínky v těchto oblastech nebyly předem známy. Definování okrajových podmínek je znázorněno na následujících obrázcích.



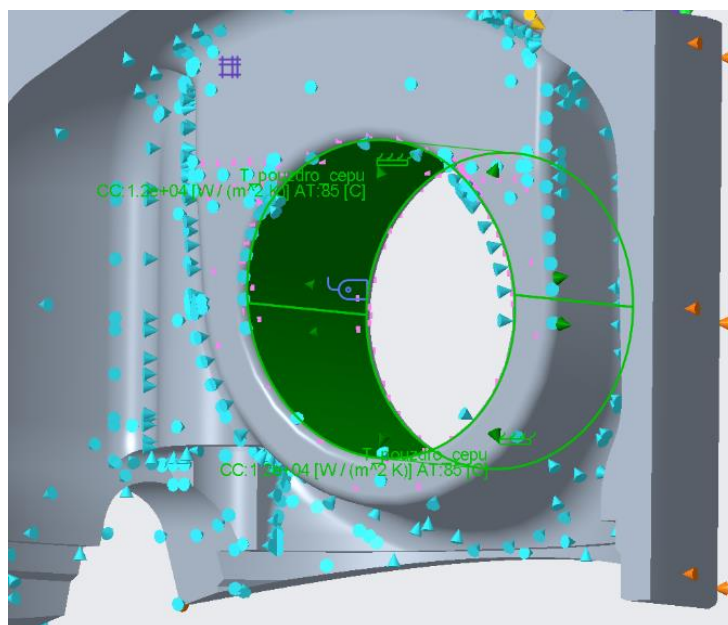
Obr. 38 Okrajové podmínky – dno pístu



Obr. 39 Okrajové podmínky – pístní kroužky

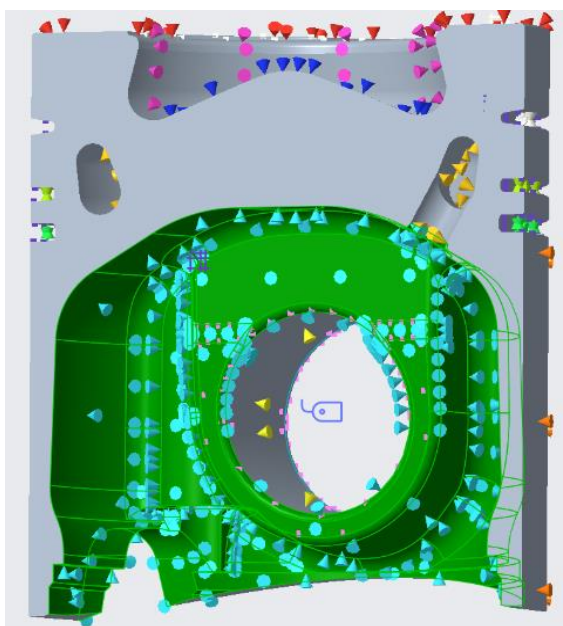


Obr. 40 Okrajové podmínky – chladičí kanál

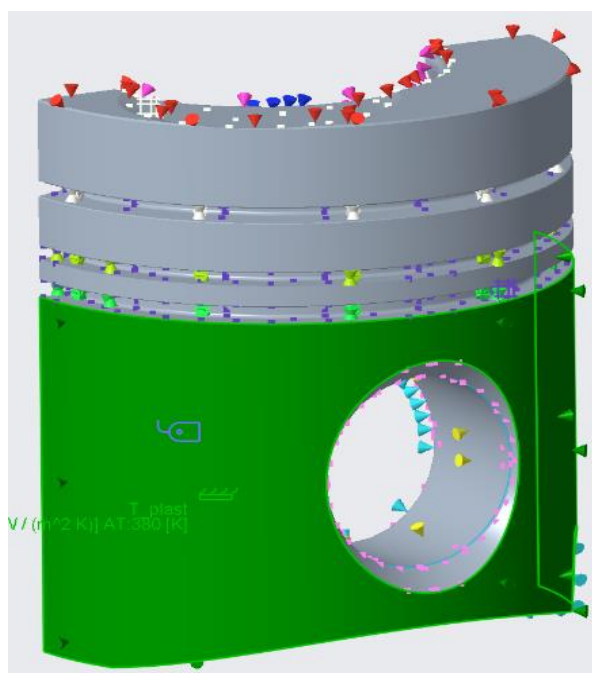


Obr. 41 Okrajové podmínky – pouzdro pístního čepu





Obr. 42 Okrajové podmínky – spodek pístu



Obr. 43 Okrajové podmínky – plášť pístu



Hodnoty okrajových podmínek pro výpočet naftového motoru jsou uvedeny v tab. 4 a pro vodíkový motor v tab. 5.

Tab. 4 Okrajové podmínky pro naftu

	Nafta při 1000ot		Nafta při 1700ot	
	Teplota média $T [^{\circ}\text{C}]$	Součinitel přestupu tepla $\alpha [\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})]$	Teplota média $T [^{\circ}\text{C}]$	Součinitel přestupu tepla $\alpha [\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})]$
Kroužek 1	200	16000	200	16000
Kroužek 2	180	16000	180	16000
Kroužek 3	160	16000	160	16000
Dno pístu	1009	571	893	735
Chladicí kanál	103	8000	103	8000
Spodek pístu	110	1000	110	1000
Uložení pístního čepu	110	8000	110	8000
Plášť pístu	112	2000	112	2000

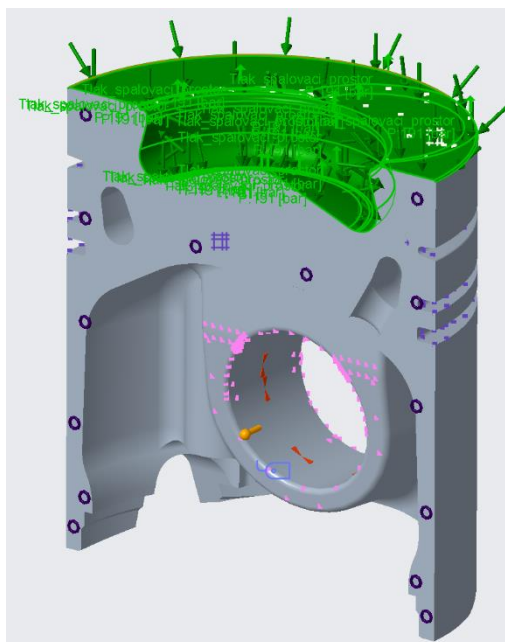
Tab. 5 Okrajové podmínky pro vodík

	Vodík při 1200ot		Vodík při 1800ot	
	Teplota média $T [^{\circ}\text{C}]$	Součinitel přestupu tepla $\alpha [\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})]$	Teplota média $T [^{\circ}\text{C}]$	Součinitel přestupu tepla $\alpha [\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})]$
Kroužek 1	200	16000	200	16000
Kroužek 2	180	16000	180	16000
Kroužek 3	160	16000	160	16000
Dno pístu	862	562	832	618
Chladicí kanál	103	8000	103	8000
Spodek pístu	110	1000	110	1000
Uložení pístního čepu	110	8000	110	8000
Plášť pístu	112	2000	112	2000



### 8.1.5.2 Mechanické namáhání

V rámci mechanického namáhání pístu byly okrajové podmínky sestaveny tak, aby zachycovaly působení tlaku spalin ve spalovacím prostoru na dno pístu, viz obr. 44. Hodnoty tlaku použité pro výpočet jsou uvedeny v tab. 6.



Obr. 44 Okrajové podmínky – tlak na dno pístu

Tab. 6 Maximální tlaky pro jednotlivé zátěžné stavy

	<i>Tlak na dno pístu [bar]</i>
<i>Nafta při 1000ot</i>	<i>186,5</i>
<i>Nafta při 1700ot</i>	<i>191,7</i>
<i>Vodík při 1200ot</i>	<i>154,7</i>
<i>Vodík při 1800ot</i>	<i>127,2</i>

### 8.1.5.3 Kombinované namáhání

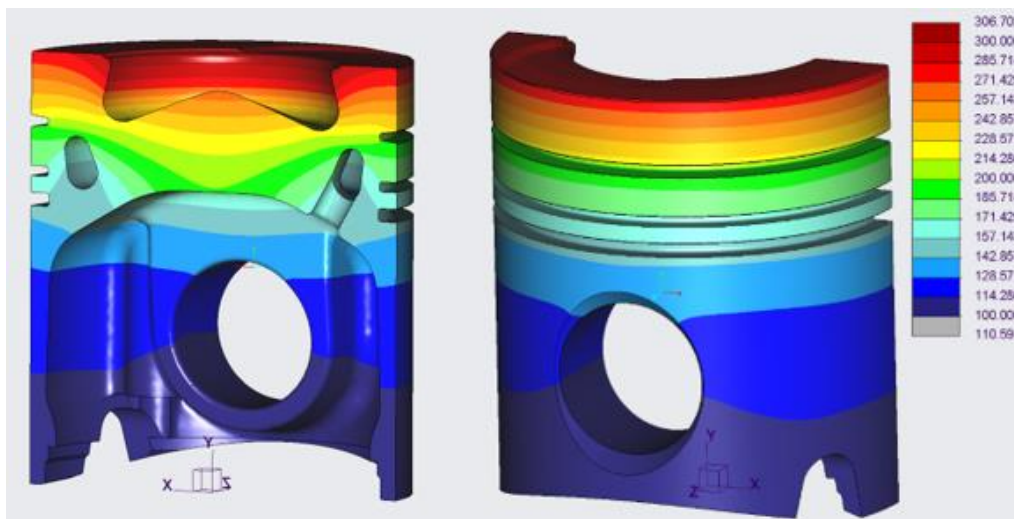
Obě předchozí zatížení byla použita zároveň při výpočtu finálního kombinovaného namáhání.



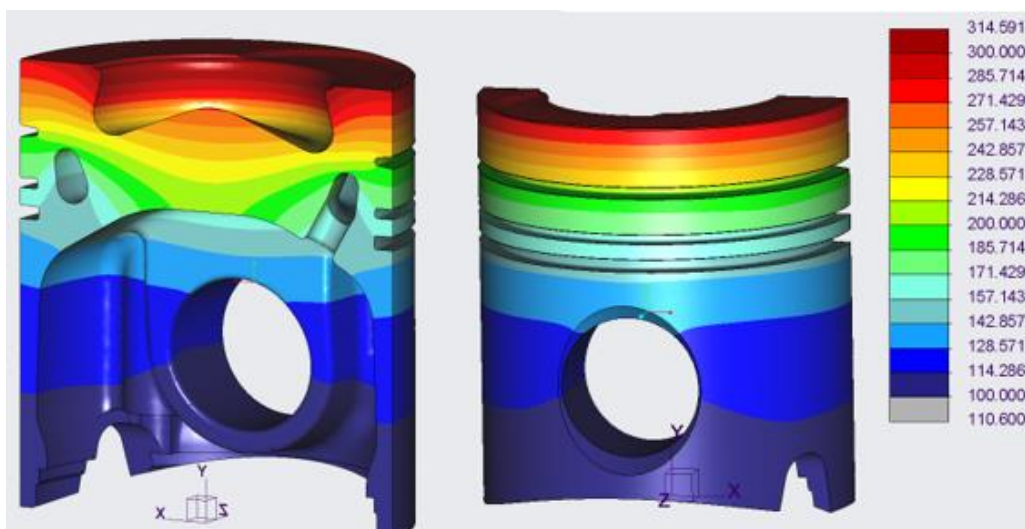
## 8.1.6 Výsledky výpočtu

### 8.1.6.1 Rozložení teplot

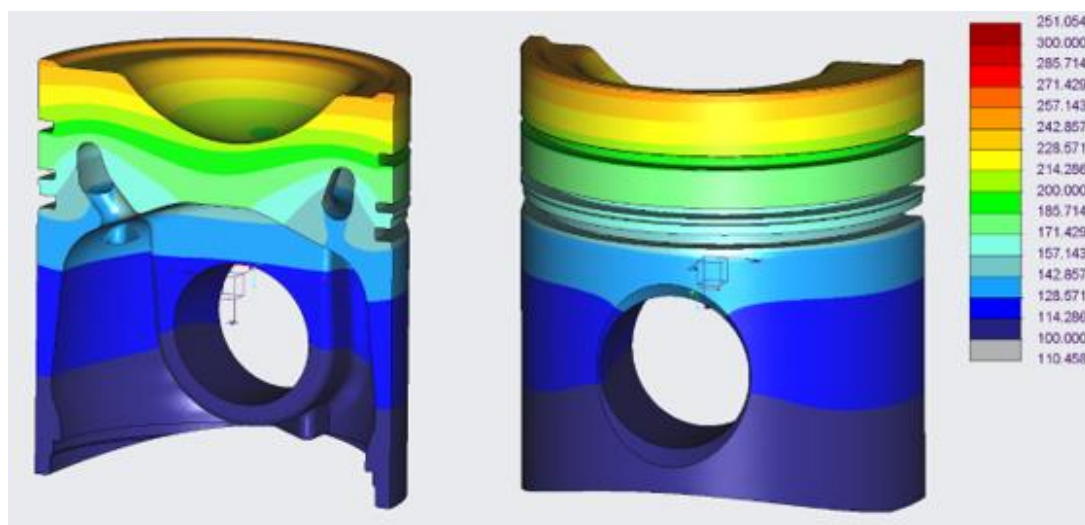
Na následujících obrázcích je znázorněno teplotní rozložení na pístu pro všechny čtyři výpočtové stavy.



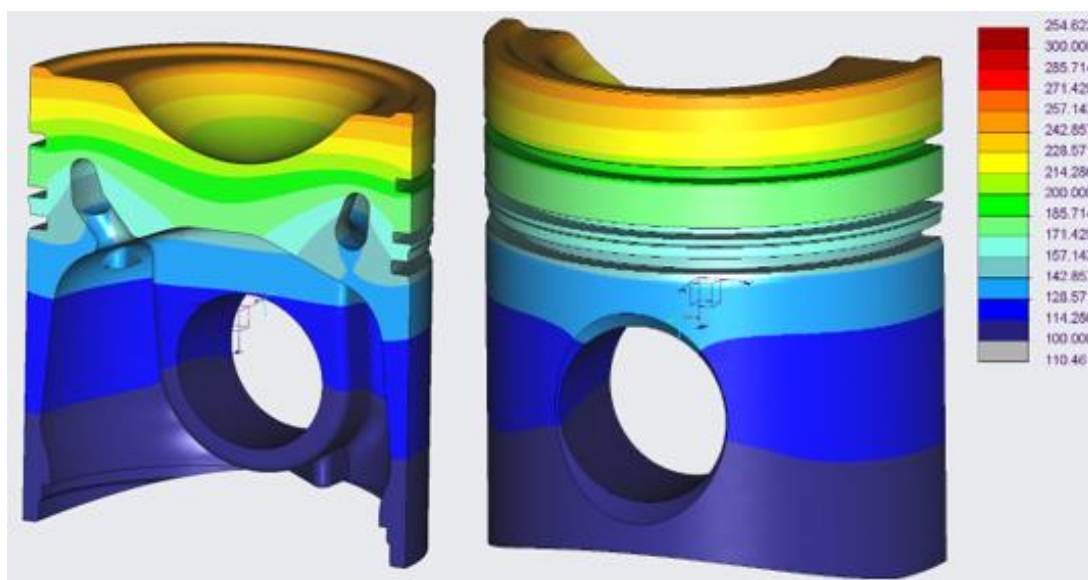
Obr. 46 Výsledné teplotní rozložení na pístu (nafta 1000ot) [°C]



Obr. 45 Výsledné teplotní rozložení na pístu (nafta 1700ot) [°C]



Obr. 47 Výsledné teplotní rozložení na pístu (vodík 1200ot) [°C]



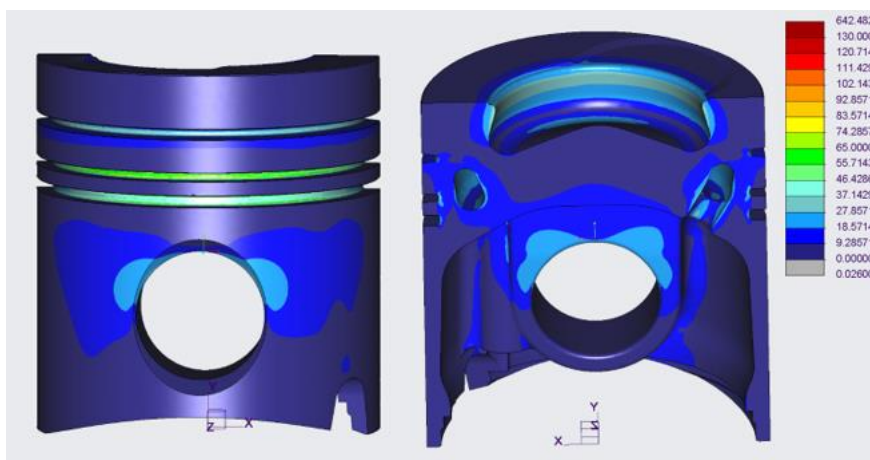
Obr. 48 Výsledné teplotní rozložení na pístu (vodík 1800ot) [°C]

Z výsledků je patrné, že píst naftového motoru je mnohem více teplotně zatížen. Teplota dna pístu nepřekročila u žádné varianty hodnotu 320°C, při které dochází k výrazným odpevňujícím procesům materiálu. Ani teplota v drážce pro první pístní kroužek nepřekročila hodnotu 220°C, tudíž i při použití minerálního oleje by nemělo docházet k napékání karbonu. Tyto výsledky mohou být použity jako ujištění, že teplotní okrajové podmínky na pístu byly správně nastaveny.

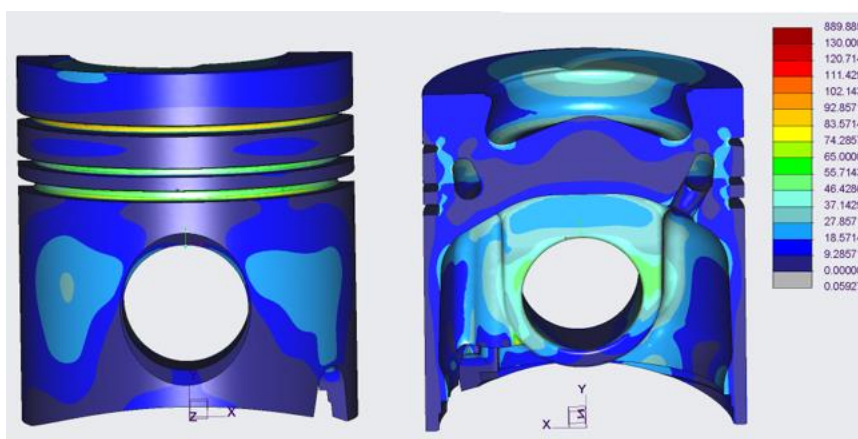


### 8.1.6.2 Výsledná napětí

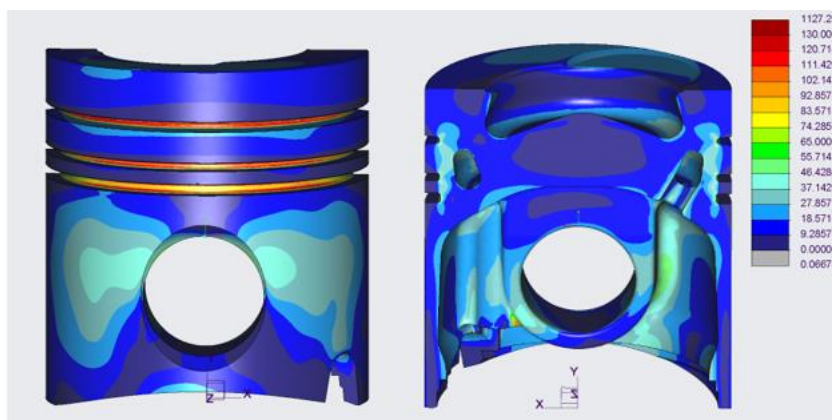
Výsledky jsou vyhodnocovány dle hypotézy von Mises a jsou uvedeny v jednotkách MPa.



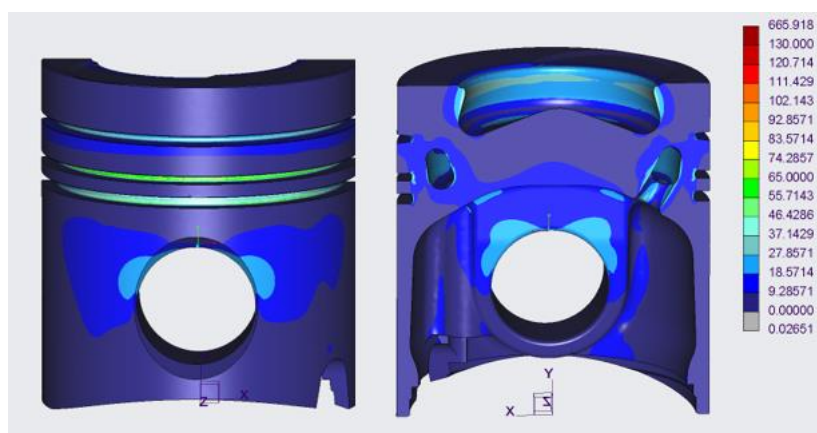
Obr. 49 Napětí vlivem teplot (nafta 1000ot) [MPa]



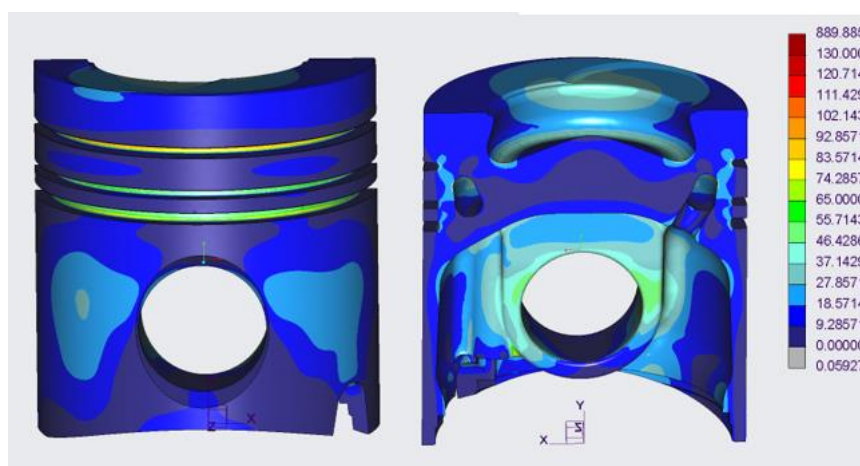
Obr. 50 Napětí vlivem tlaku (nafta 1000ot) [MPa]



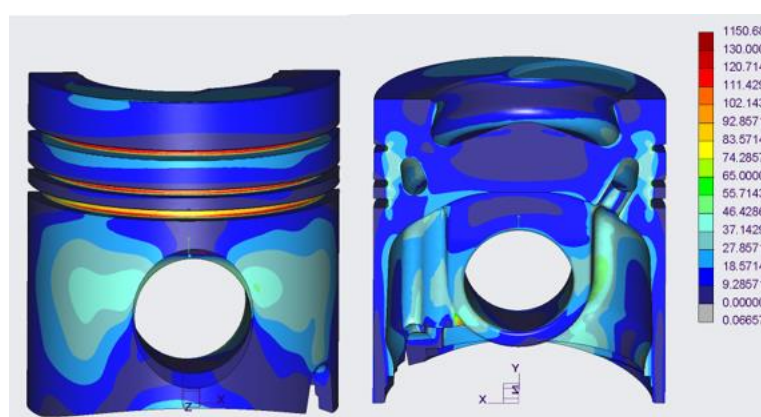
Obr. 51 Napětí vlivem kombinovaného namáhání (nafta 1000ot) [MPa]



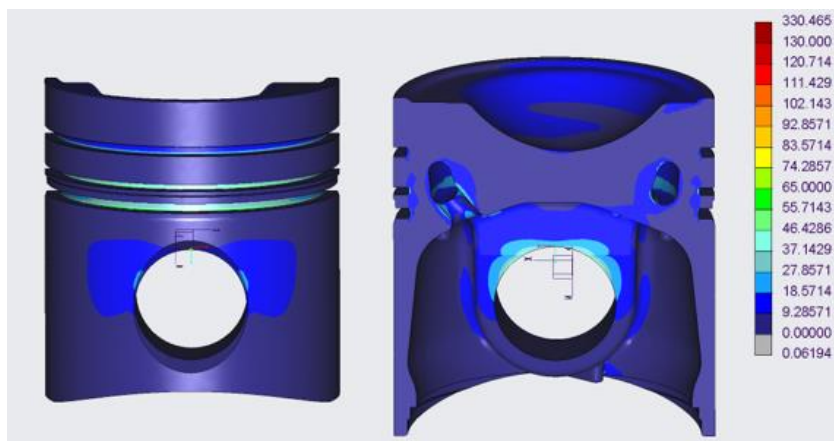
Obr. 52 Napětí vlivem teplot (nafta 1700ot) [MPa]



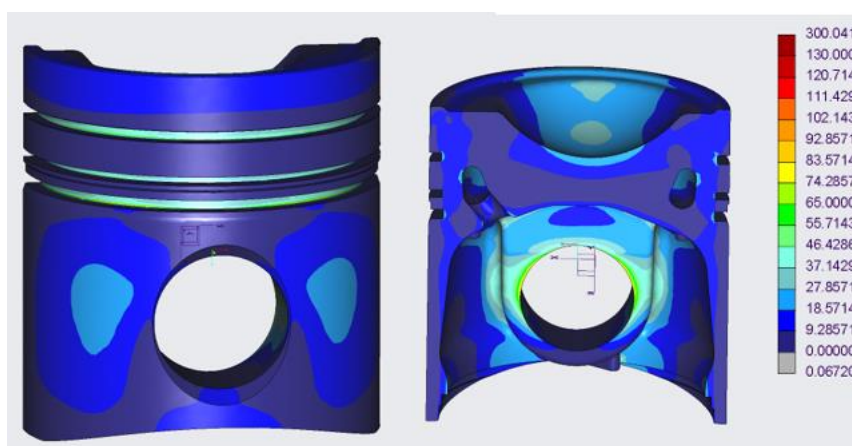
Obr. 53 Napětí vlivem tlaku (nafta 1700ot) [MPa]



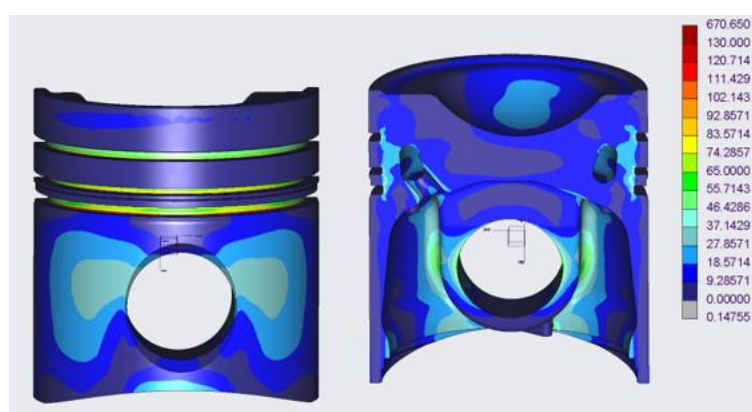
Obr. 54 Napětí vlivem kombinovaného namáhání (nafta 1700ot) [MPa]



Obr. 55 Napětí vlivem teplot (vodík 1200ot) [MPa]

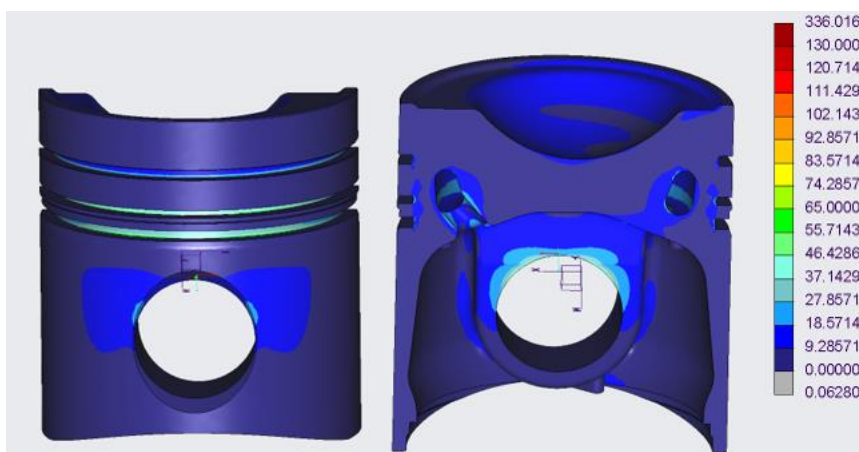


Obr. 56 Napětí vlivem tlaku (vodík 1200ot) [MPa]

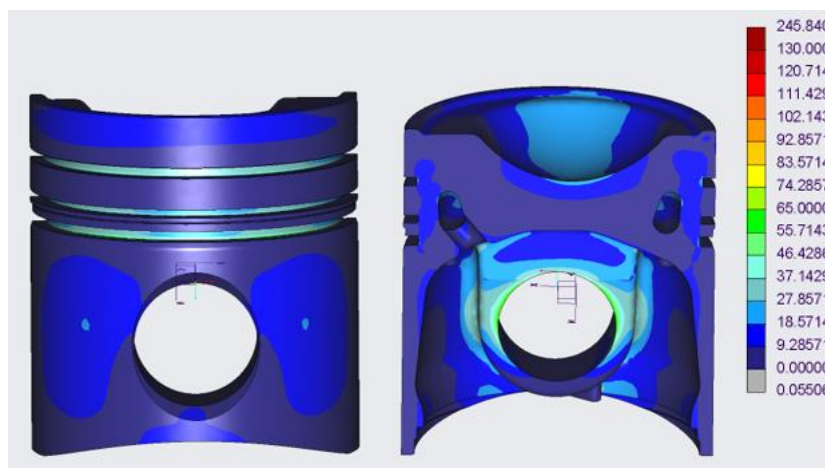


Obr. 57 Napětí vlivem kombinovaného namáhání (vodík 1200ot) [MPa]

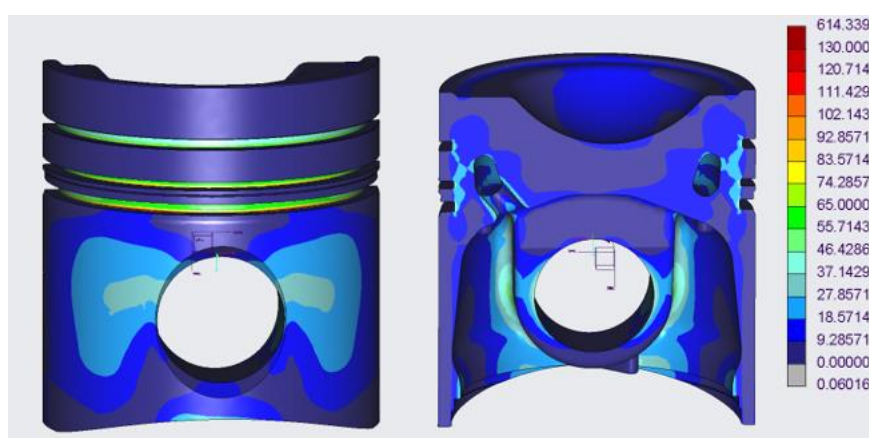




Obr. 58 Napětí vlivem teplot (vodík 1800ot) [MPa]



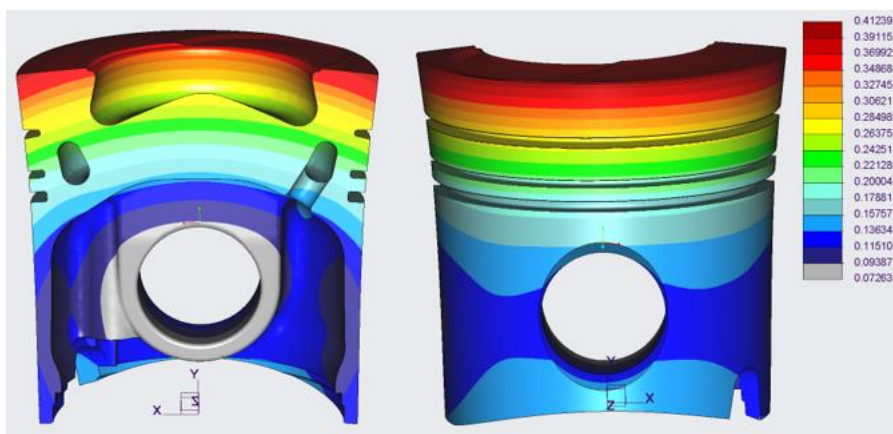
Obr. 59 Napětí vlivem tlaku (vodík 1800ot) [MPa]



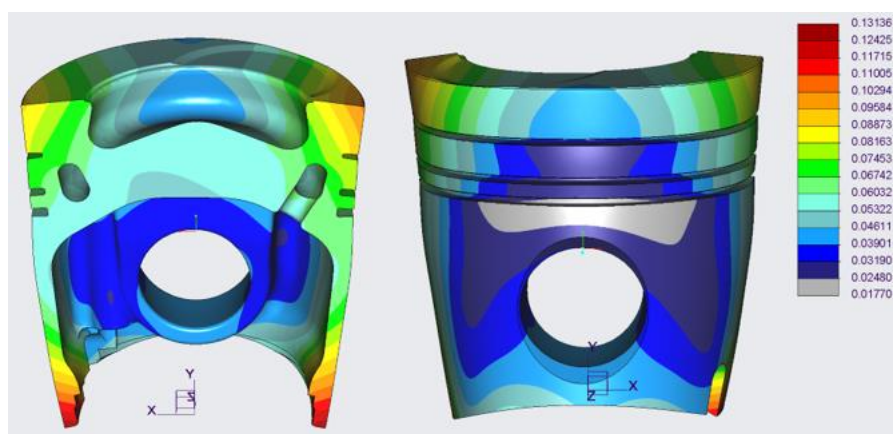
Obr. 60 Napětí vlivem kombinovaného namáhání (vodík 1800ot) [MPa]



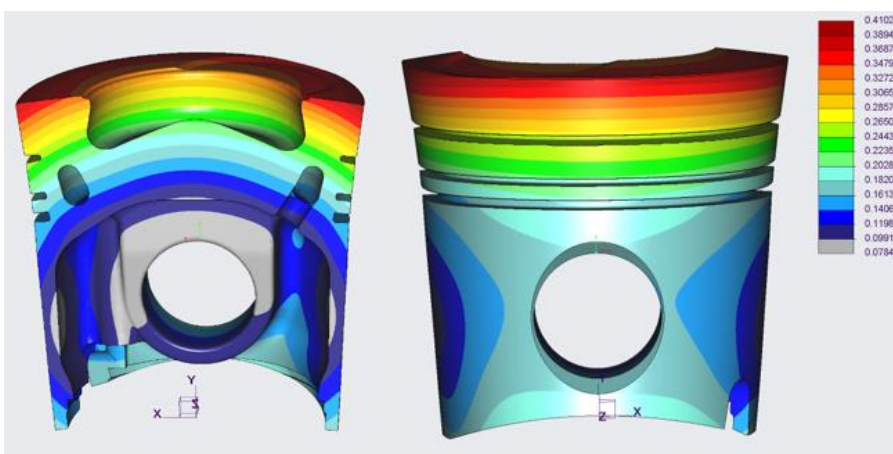
Deformace jsou uvedeny v milimetrech.



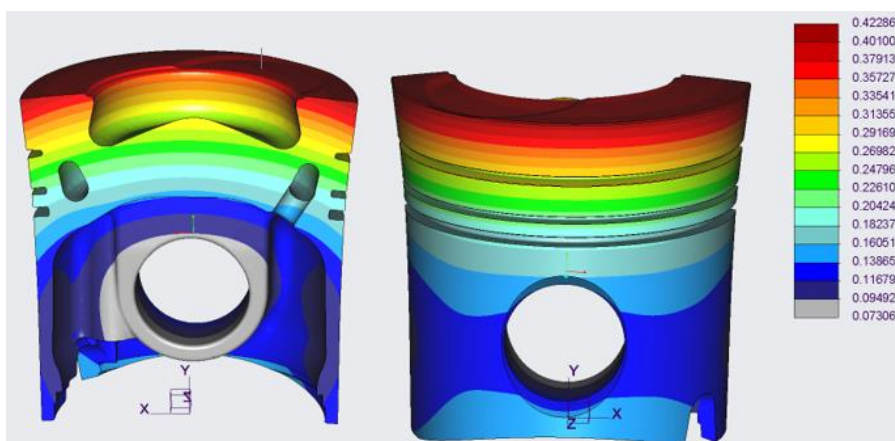
Obr. 61 Deformace vlivem teplot (nafta 1000ot) [mm]



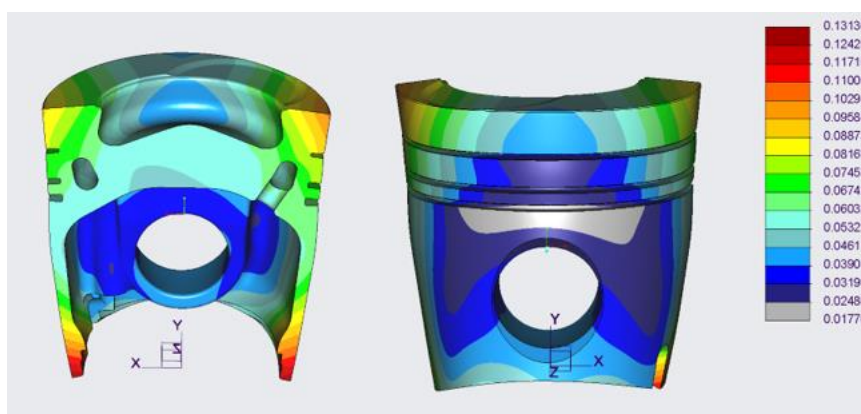
Obr. 62 Deformace vlivem tlaku (nafta 1000ot) [mm]



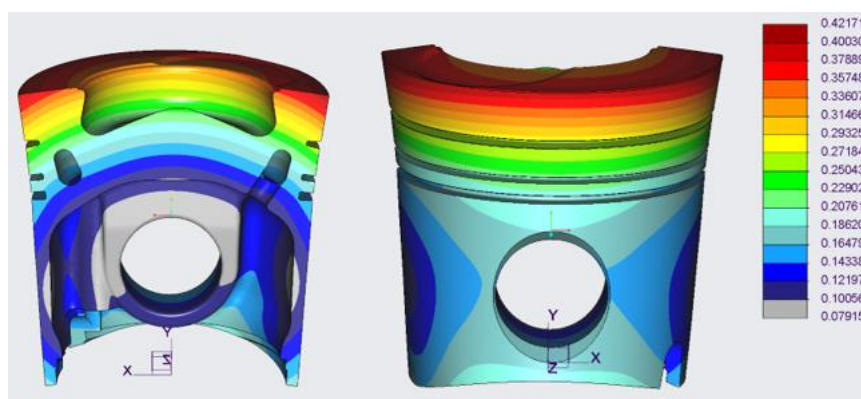
Obr. 63 Deformace vlivem kombinovaného namáhání (nafta 1000ot) [mm]



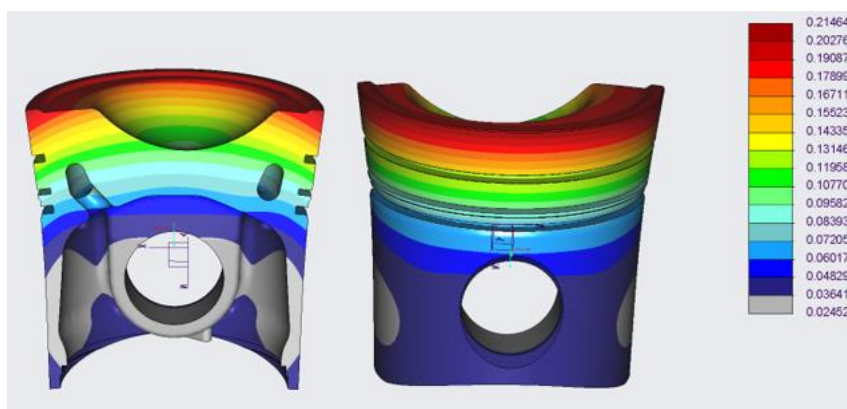
Obr. 64 Deformace vlivem teplot (nafta 1700ot) [mm]



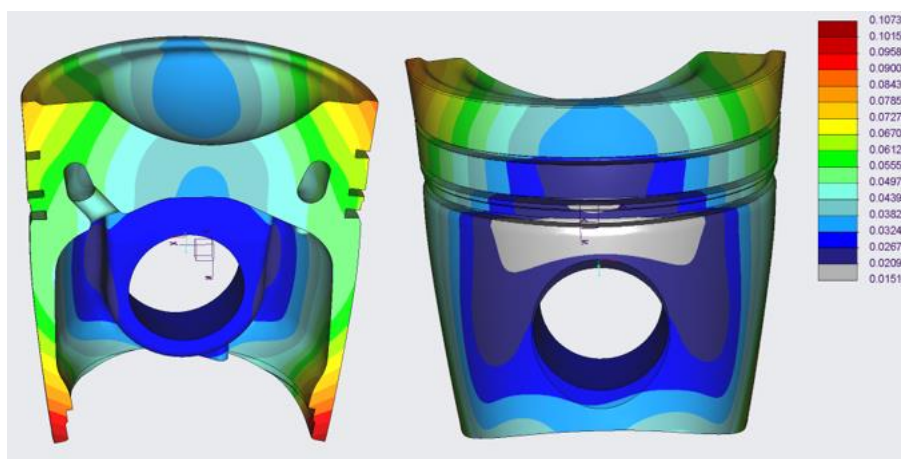
Obr. 65 Deformace vlivem tlaku (nafta 1800ot) [mm]



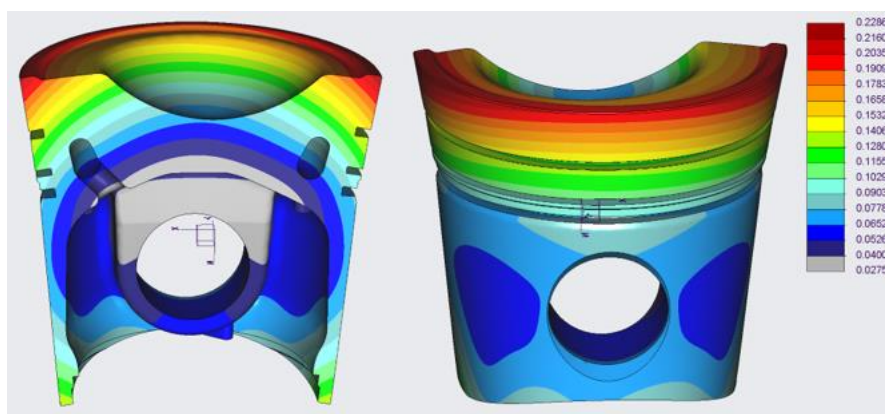
Obr. 66 Deformace vlivem kombinovaného namáhání (nafta 1800ot) [mm]



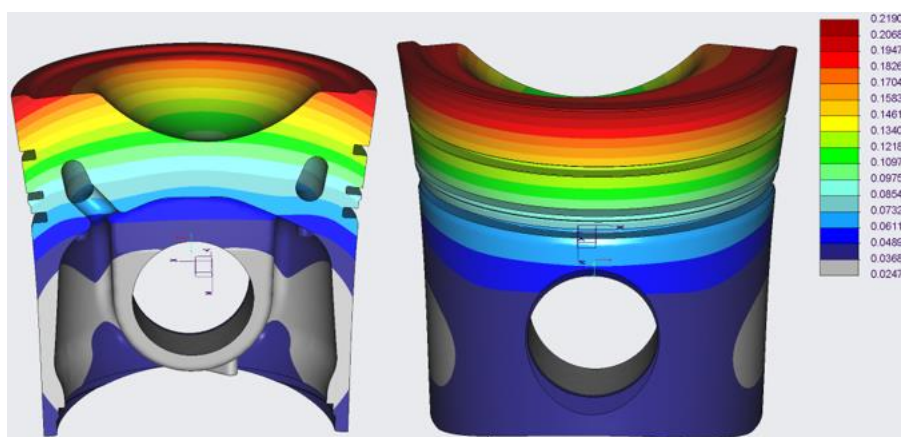
Obr. 67 Deformace vlivem teplot (vodík 1200ot) [mm]



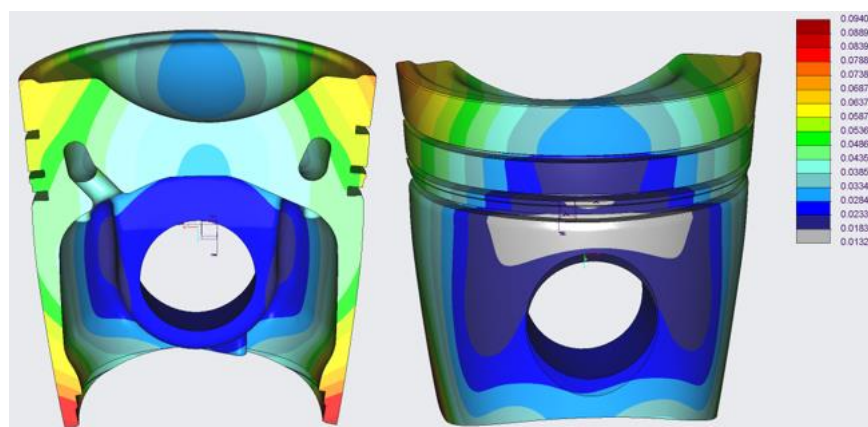
Obr. 68 Deformace vlivem tlaku (vodík 1200ot) [mm]



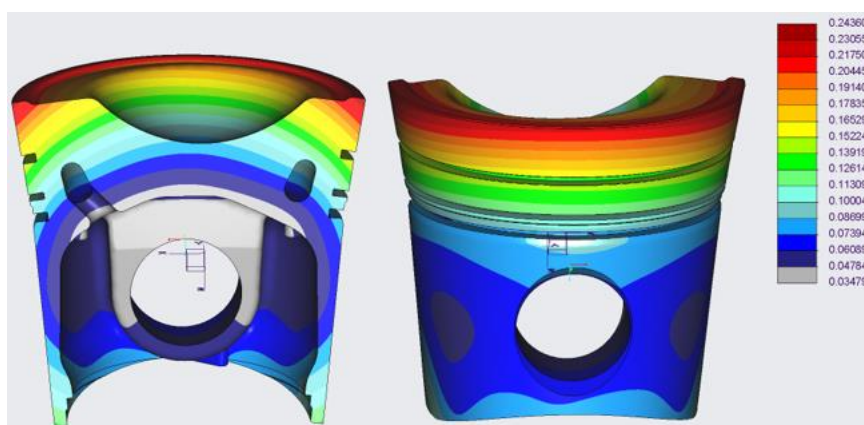
Obr. 69 Deformace vlivem kombinovaného namáhání (vodík 1200ot) [mm]



Obr. 70 Deformace vlivem teplot (vodík 1800ot) [mm]



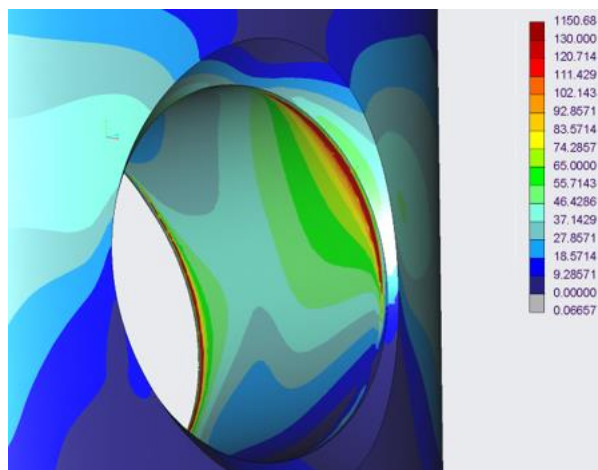
Obr. 71 Deformace vlivem tlaku (vodík 1800ot) [mm]



Obr. 72 Deformace vlivem kombinovaného namáhání (vodík 1800ot) [mm]

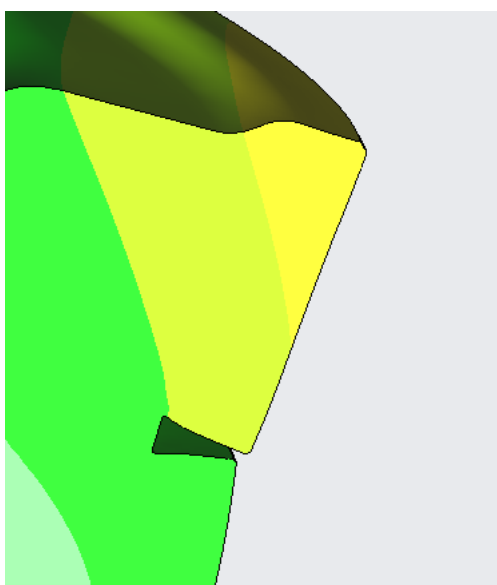


Z uvedených výsledků je patrné, že nejvíce namáhané oblasti jsou drážky pro pístní kroužky a dalším místem výskytu extrémů je pouzdro pro pístní čep, viz obr. 73. Tento extrém je však zapříčiněn způsobem zavazbení pístu, jelikož tato okrajová podmínka se chová jako vetknutí. Pro další vyhodnocení bude tedy tento extrém ignorován.



Obr. 73 Extrém v pouzdře pro pístní čep [MPa]

K největšímu napětí od teplot dochází v drážce pro druhý pístní kroužek, což odpovídá předpokladům. Koruna pístu se totiž vůči jeho plášti mnohonásobně více tepelně rozpíná a vzhledem k tomu, že mezi chladícím kanálem a drážkou druhého pístního kroužku je nejmenší masa materiálu, tak zde vznikají extrémní napětí. Maximální napětí od tlakového zatížení se projevuje v oblasti prvního pístního kroužku, což se také dalo očekávat, jelikož ve směru od spalovacího prostoru je zde první zeslabený průřez materiálu a dochází tak k ohybu horního můstku, viz obr. 74.



Obr. 74 Znárodnění ohybu horního můstku



Naměřená maximální napětí pro jednotlivé drážky pístních kroužků jsou uvedena v tab. 7.

Tab. 7 Naměřená napětí na pístu

Druh	Otáčky	Drážka	Napětí [MPa]		
			Teploty	Tlak	Kombinované
Nafta	1000	1	37	88	126
		2	68	55	120
		3	42	74	116
	1700	1	33	93	128
		2	59	62	119
		3	47	81	124
Vodík	1200	1	21	56	79
		2	52	44	95
		3	62	67	128
	1800	1	32	39	73
		2	55	37	92
		3	63	50	111

#### 8.1.6.3 Závěr

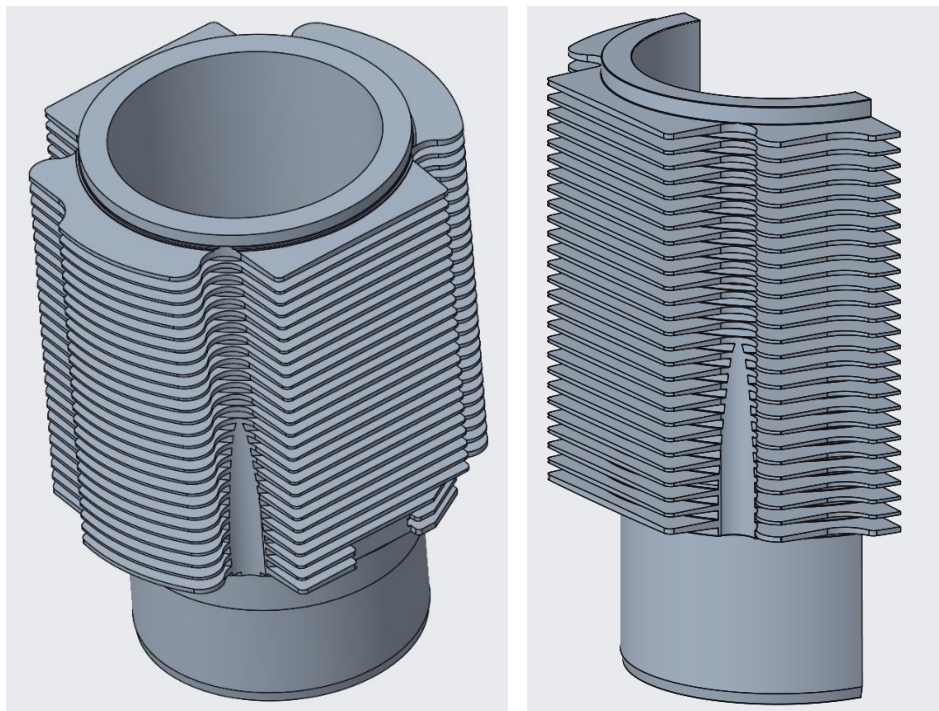
Maximální napětí 128 MPa bylo zaznamenáno pro dva zátěžné stavy, těmi jsou nafta při 1700ot v oblasti prvního pístního kroužku a vodík při 1200ot v oblasti třetího pístního kroužku. Hodnota napětí nepřekročila hodnotu meze únavy, tudíž lze konstatovat, že píst by měl splňovat pevnostní a tepelné podmínky pro provoz.



## 8.2 Válec

### 8.2.1 Tvorba modelu

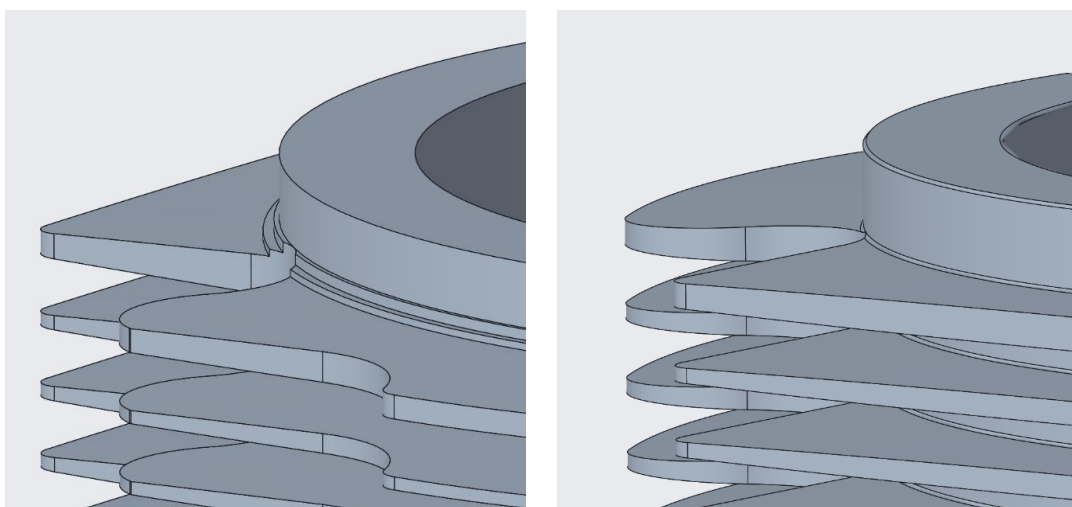
Stejně jako u pístu, bylo i pro válec potřeba vytvořit model v CREO 4.0 parametric a následně ho připravit pro výpočet. Model je zobrazen na obr. 75.



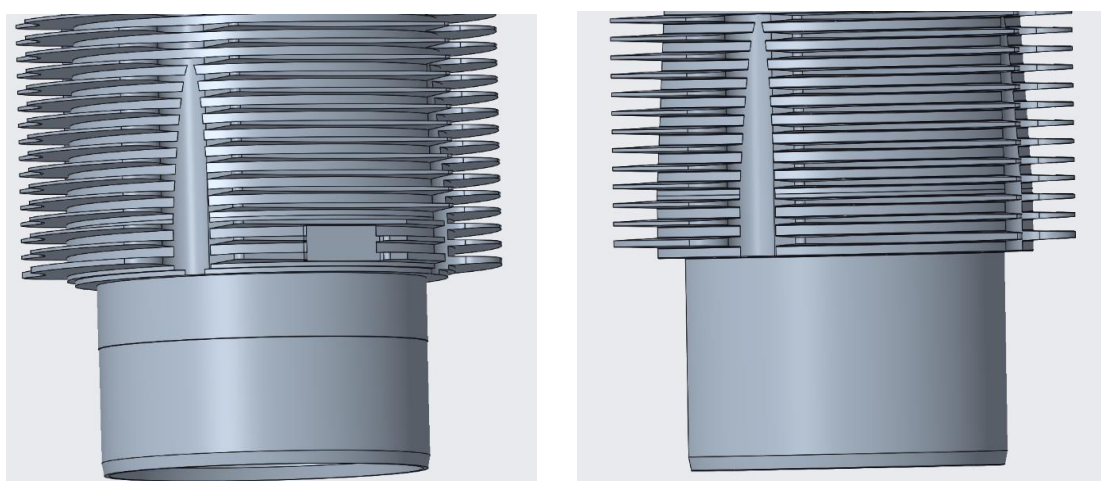
*Obr. 75 Model válcové vložky*

Příprava pro výpočet opět spočívala ve zjednodušení součásti. S ohledem na symetrii součásti, lze pro výpočet použít pouze její polovina, viz obr. 75. Následně byly odstraněny malé hrany, technologické výstupky a ostatní věci nepodstatné pro výpočet, které by mohly komplikovat sítování součásti a deformaci elementů sítě, viz obr. 76 a obr. 77. Pro vyhodnocování CFD simulací ve Flow Analysis byl vnější povrch válce rozdělen na vícero regionů, viz obr. 78.

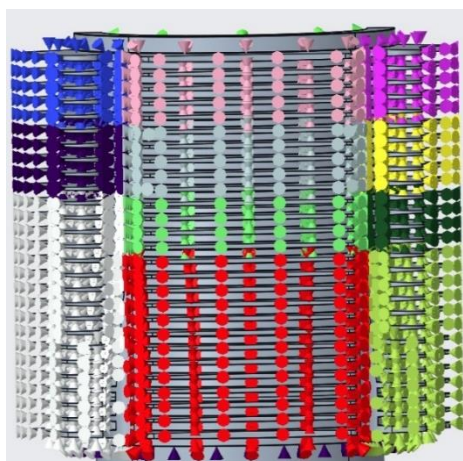




*Obr. 76 Porovnání původní a zjednodušené geometrie – horní osazení*



*Obr. 77 Porovnání původní a zjednodušené geometrie – technologické prvky*



*Obr. 78 Vnější povrch válce rozdělen do regionů*

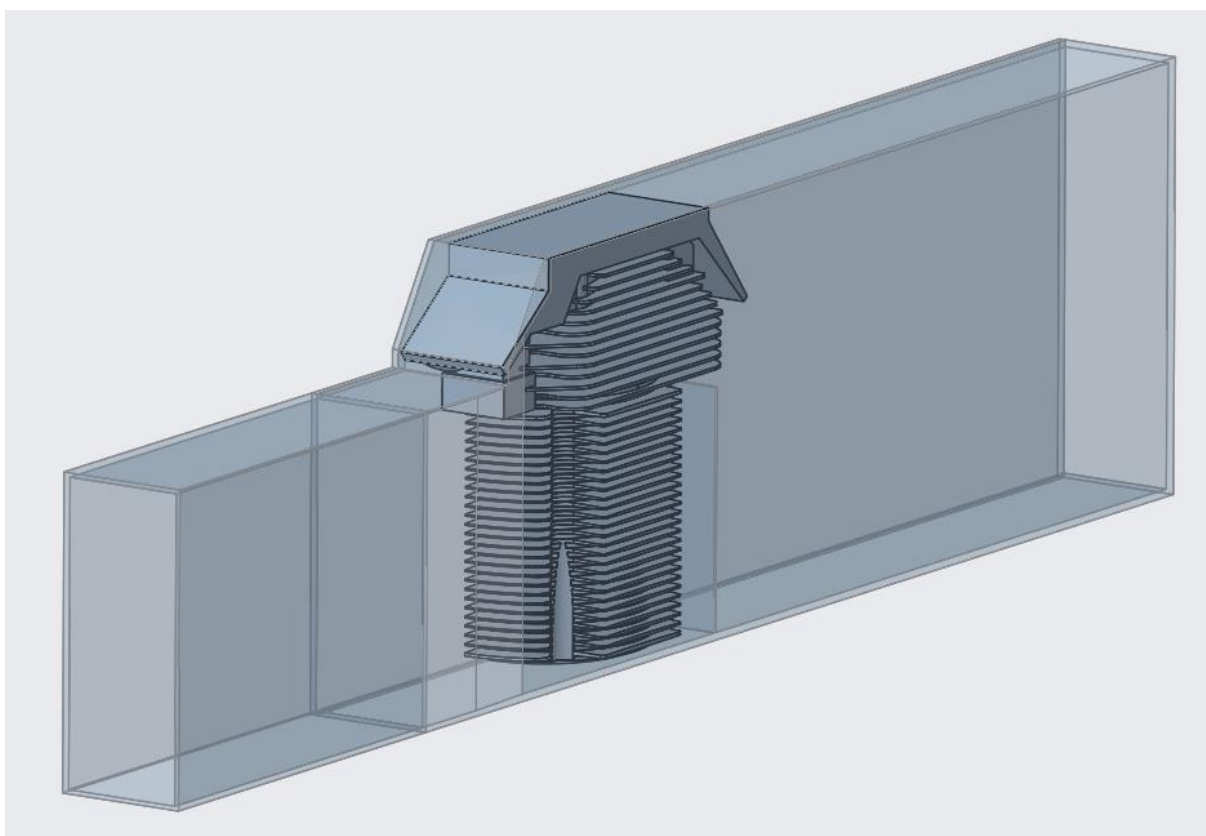


### 8.2.2 Analýzy

Aby mohla být provedena výpočetní analýza v Creo Simulate, bylo nejdříve potřeba iterativně získat vstupní parametry za pomoci CFD analýzy v prostředí Creo Flow Analysis.

### 8.2.3 Creo Flow Analysis

Vstupními daty pro simulaci byl CFD model chladicí sestavy zkušebního stanoviště v laboratořích ČVUT na Julisce, viz obr. 79.



*Obr. 79 Model chladicí sestavy pro CFD simulace*

#### 8.2.3.1 Okrajové podmínky

Na vstupu do chladicí soustavy byl definován hmotnostní průtok 0,488 kg/s a vzduchu byla přiřazena teplota 298 K. Na výstupu byl předepsán atmosférický tlak 101325 Pa. Těleso válce mělo nastavenou počáteční teplotu 450 K.

#### 8.2.3.2 Výsledky

Pro každý region válce byly odečteny vstupní a výstupní teploty vzduchu vycházejícího z konkrétního regionu. Jelikož modul flow analysis neumožňuje přesné zobrazení teplot pro regiony, byly data odečteny aproximativně. Tyto teploty byly následovně použity pro analytický výpočet součinitele přestupu tepla v daném regionu. K výpočtu součinitele přestupu tepla vycházím z výpočetního vztahu pro tepelný tok.



$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (1)$$

Kde

- $\dot{Q}$  [W] je tepelný tok
- $\alpha$  [W/m<sup>2</sup>K] součinitel přestupu tepla
- $C_p$  [kJ/kgK] měrná tepelná kapacita vzduchu při konstantním tlaku
- $\dot{m}$  [kg/s] hmotnostní tok
- $T_{in}$  [K] vstupní teplota vzduchu
- $T_{out}$  [K] výstupní teplota vzduchu

Z tohoto vztahu získám tepelný tok pro daný region, který následně dosadím do následujícího vztahu, jehož úpravou získám součinitele přestupu tepla regionu.

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (T_{poč} - T_{in}) \rightarrow \alpha = \frac{\dot{Q}}{A \cdot (T_{poč} - T_{in})} \quad (2)$$

Kde

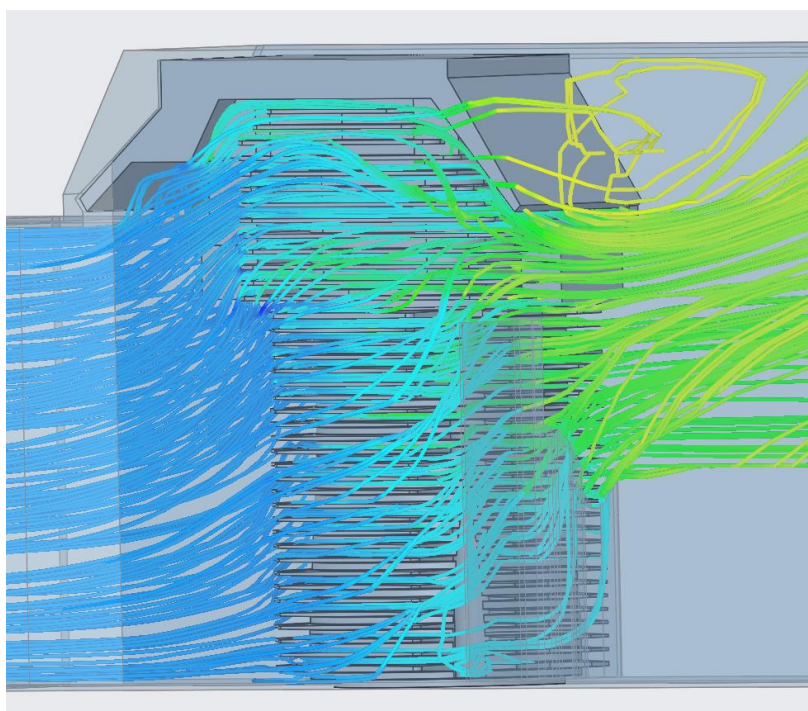
- $\dot{Q}$  [W] je tepelný tok
- $\alpha$  [W/m<sup>2</sup>K] součinitel přestupu tepla
- $T_{in}$  [K] vstupní teplota vzduchu
- $T_{poč}$  [K] počáteční teplota válce



Takto získané součinitele přestupu tepla, viz tab. 8, byly následně dosazeny do Creo Simulate pro ověření správnosti výsledných hodnot. Rozdílné hodnoty součinitelů přestupu tepla pro dané zóny korespondují s reálným průtokem vzduchu kolem vložky. Ten je ovlivněn plechovým krytem na usměrnění vzduchu umístěným za vložkou, viz obr. 80. Funkcí tohoto plechu je zvýšení průtoku kolem hlavy válce a teplotně kriticky namáhané horní části válce.

Tab. 8 Součinitele přestupu tepla pro jednotlivé zóny

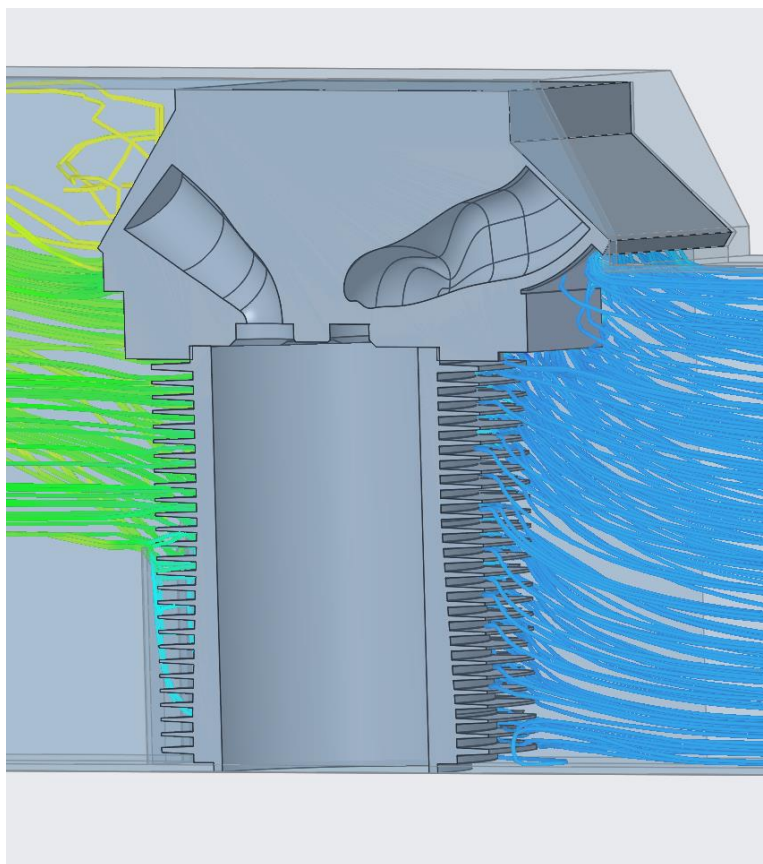
Zóna	Součinitel přestupu tepla $\alpha$ [ $W/m^2K$ ]
1	120
2	110
3	40
4	170
5	160
6	120
7	30
8	140
9	130
10	20
11	10



Obr. 80 Ovlivnění toku vzduchu krytováním válce



Z pozorování proudnic lze vyvodit, že na čelní návětrné ploše vložky dochází jenom k minimálnímu přestupu tepla, viz obr. 81. Tento fakt bude zohledněn při vyhodnocování rozložení teplot na válci.



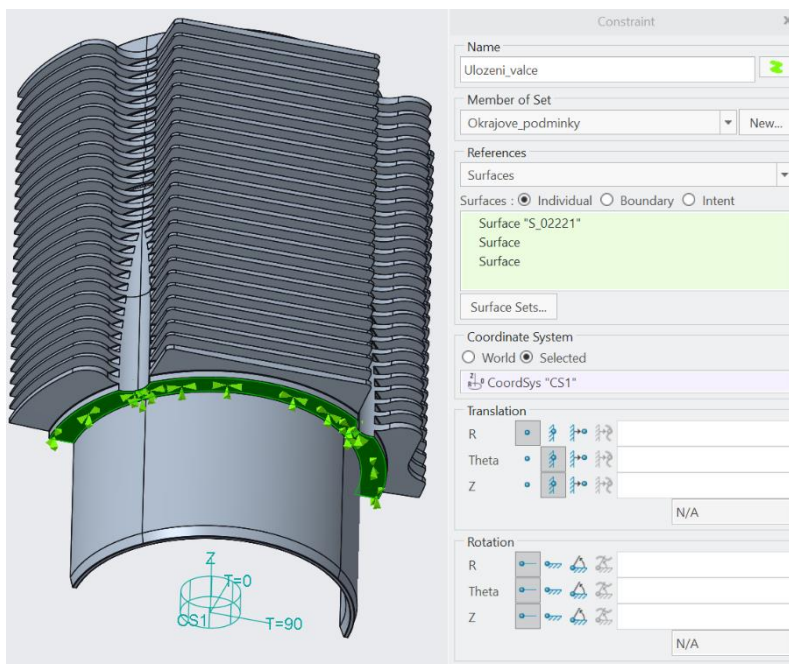
*Obr. 81 Návětrná strana válcové jednotky*



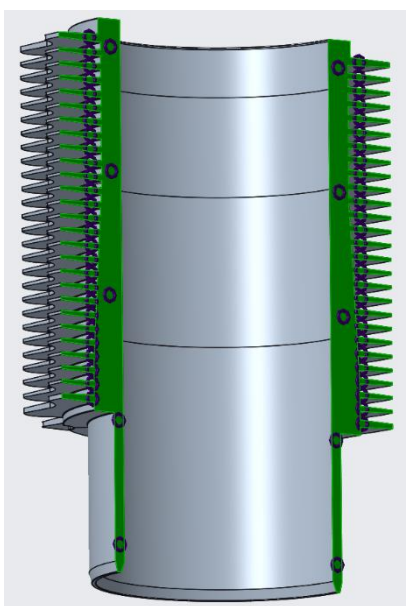
## 8.2.4 Creo simulate

### 8.2.4.1 Okrajové podmínky

Válec byl zavazben za spodní dosedací plochu, aby bylo simulováno uchycení válce k bloku motoru. Pro tuto vazbu byl vytvořen cylindrický souřadný systém. Válci byla ponechána možnost expandovat v radiálním směru, viz obr. 82. Druhou vazební podmínkou byla symetrie součásti, viz obr. 83.



Obr. 82 Okrajové podmínky – zavazbení válce

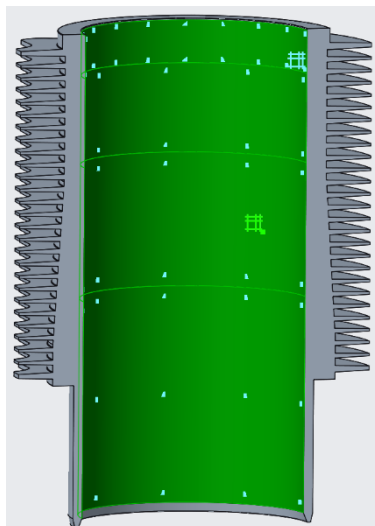


Obr. 83 Okrajové podmínky – symetrie válce

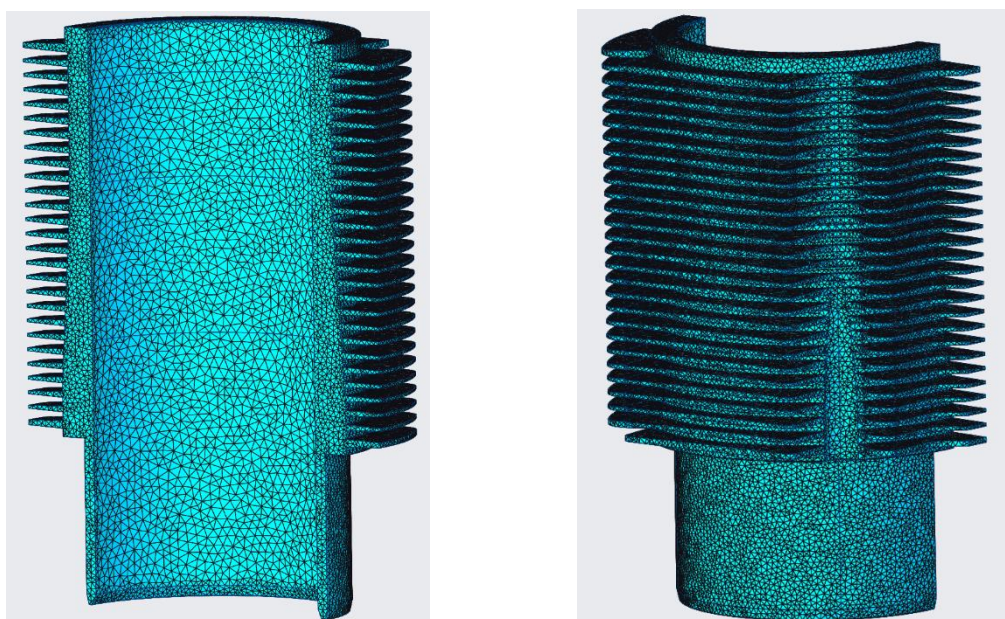


#### 8.2.4.2 Sítování modelu

Globální velikost elementu pro celou součást byla nastavena na 3 mm kvůli vysokému počtu žeber. Vnitřní válcové ploše byla přiřazena velikost elementu 5 mm, viz obr. 84. Vysíťovaná součást je pak zobrazena na obr. 85.



Obr. 84 Nastavení velikosti elementu na vnitřním povrchu válce



Obr. 85 Vysíťovaný model válce



### 8.2.4.3 Materiál vložky

Pro materiál vložky byla zvolena šedá litina ČSN 42 2435 s vlastnostmi uvedenými v

Tab. 9 Vlastnosti šedé litiny [9]

ČSN 42 2435	
<i>Hustota [kg/m<sup>3</sup>]</i>	7200
<i>Poissonovo číslo [-]</i>	0,26
<i>Mez pevnosti [MPa]</i>	203
<i>Únavová pevnost [MPa]</i>	80
<i>Youngův modul pružnosti [GPa]</i>	124
<i>Měrná tepelná kapacita [J/kg K]</i>	482
<i>Tepelná vodivost [W/mK]</i>	47,4
<i>Koeficient tepelné roztažnosti [1/K]</i>	1,25e <sup>-5</sup>

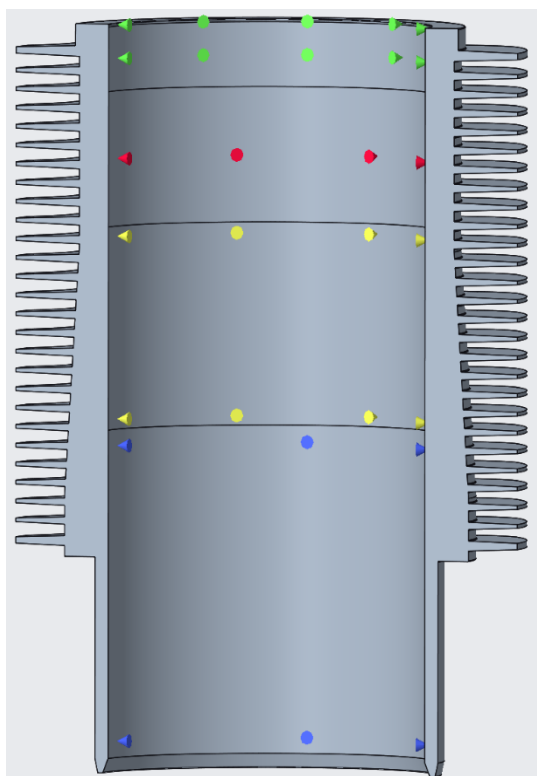




#### 8.2.4.4 Teplotní analýza

Vstupními daty pro teplotní analýzu byly výstupy z modulu Flow analysis tvořící okrajové podmínky na vnějším povrchu válce a data získaná z GT power, která sloužila pro zadefinování okrajových podmínek uvnitř válce.

V rámci aplikace dat z GT power byl vnitřní povrch válce rozdělen do tří zón představujících polohu pístu, viz obr. 86. První zóna byla definována po 23,5 mm, druhá 70 mm a třetí 140 mm od vrchního okraje válce, čtvrtá zóna představuje oblast, v které nedochází ke spalovacím procesům a vyskytuje se zde jenom olejová vrstva na stěně válce. Těmto zónám byly přiřazeny průměrné teploty a součinitele přestupu tepla získané pro tyto zóny v GT power. Vstupní hodnoty teplot a součinitelů přestupu tepla jsou uvedeny v tab. 10.



Obr. 86 Rozdělení vnitřní plochy válce na teplotní zóny



Tab. 10 Hodnoty pro teplotní okrajové podmínky vnitřku válce

<i>Druh</i>	<i>Otáčky [1/min]</i>	<i>Zóna</i>	<i>Teplota [°C]</i>	<i>Součinitel přestupu tepla <math>\alpha</math> [W/m<sup>2</sup>k]</i>
<i>Nafta</i>	<i>1000</i>	<i>1</i>	<i>824</i>	<i>295</i>
		<i>2</i>	<i>511</i>	<i>147</i>
		<i>3</i>	<i>399</i>	<i>68</i>
		<i>4</i>	<i>120</i>	<i>2000</i>
	<i>1700</i>	<i>1</i>	<i>716</i>	<i>414</i>
		<i>2</i>	<i>466</i>	<i>224</i>
		<i>3</i>	<i>376</i>	<i>112</i>
		<i>4</i>	<i>120</i>	<i>2000</i>
<i>Vodík</i>	<i>1200</i>	<i>1</i>	<i>747</i>	<i>346</i>
		<i>2</i>	<i>497</i>	<i>191</i>
		<i>3</i>	<i>408</i>	<i>93</i>
		<i>4</i>	<i>120</i>	<i>2000</i>
	<i>1800</i>	<i>1</i>	<i>735</i>	<i>395</i>
		<i>2</i>	<i>512</i>	<i>227</i>
		<i>3</i>	<i>427</i>	<i>115</i>
		<i>4</i>	<i>120</i>	<i>2000</i>



Jak již bylo zmíněno, vnější okrajové podmínky byly získány z Flow analysis. Vnější povrch byl rozdělen do jedenácti zón, viz obr. 78, přičemž těmto zónám byly přiřazeny součinitele přestupu tepla a teploty získané z Flow analysis, navíc zde byl zavedena zóna teplotního účinku od bloku motoru, viz tab. 11.

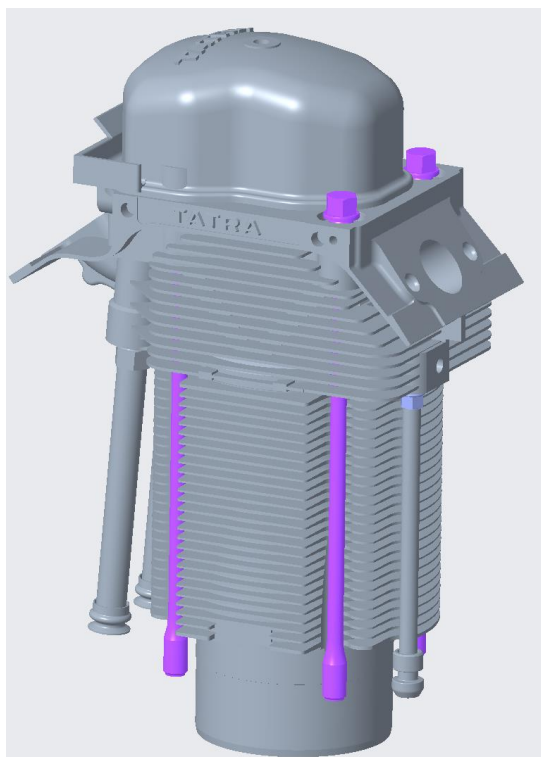
Tab. 11 Hodnoty pro teplotní okrajové podmínky vnějšku válce

Zóna	Teplota [°C]	Součinitel přestupu tepla $\alpha$ [W/m <sup>2</sup> K]
1	25	120
2	25	110
3	25	40
4	27	170
5	26	160
6	26	120
7	26	30
8	35	140
9	34	130
10	32	20
11	30	10
12	80	4000

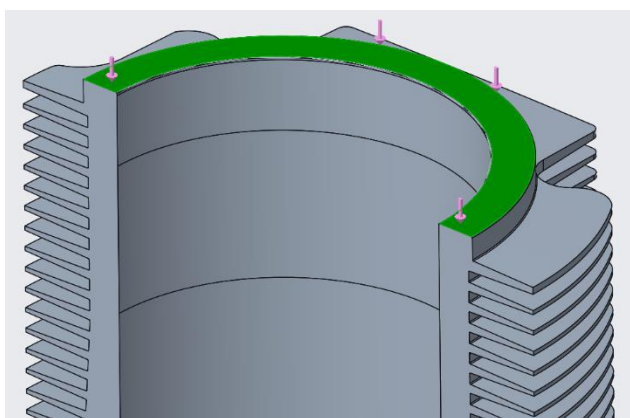


#### 8.2.4.5 Mechanické namáhání – předpětí od hlavy válce

Jelikož samotný válec je do bloku motoru pouze vložen, zajišťuje jeho pevné ukotvení hlava válce uchycená k bloku pomocí čtyř šroubů, viz obr. 87 (na obrázku barevně zvýrazněno). Předpětí vyvolané osovými silami v těchto šroubech je třeba uvažovat v dalších výpočtech, viz obr. 88.



*Obr. 87 Šrouby hlavy válce (zvýrazněno)*



*Obr. 88 Tlak na horní plochu válce vyvolaný předpětím šroubů hlavy válce*



Pro výpočet osová síly ve šroubu jsem vycházel ze vztahu pro výpočet utahovacího momentu. [10]

$$M_u = M_{tH} + M_z \quad (3)$$

Kde

- $M_u$  [Nm] je utahovací moment
- $M_{tH}$  [Nm] je kroutící moment pod hlavou šroubu
- $M_z$  [Nm] je kroutící moment v závitu

$M_{tH}$  lze vyjádřit pomocí vztahu: [10]

$$M_{tH} = Q_o \cdot \mu_H \cdot \rho_H \quad (4)$$

Kde

- $Q_o$  [N] je osová síla ve šroubu
- $\mu_H$  [-] je součinitel tření pod hlavou šroubu
- $\rho_H$  [mm] je střední poloměr třecí plochy pod hlavou šroubu

$M_z$  lze vyjádřit jako: [10]

$$M_z = Q_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') = Q_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left( \frac{P}{\pi \cdot d_2} + \tan \varphi' \right) \quad (5)$$

Kde

- $d_2$  [mm] je střední průměr závitu
- $P$  [mm] je rozteč závitu
- $\gamma$  [°] je úhel stoupání závitu
- $\varphi'$  [°] je redukovaný úhel tření v závitu



Dosazením rovnic (2) a (3) do rovnice (1) získáme následující rovnici:

$$M_u = Q_o \cdot \mu_H \cdot \rho_H + Q_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left( \frac{P}{\pi \cdot d_2} + \tan \varphi' \right) \quad (6)$$

Úpravou této rovnice vyjádříme osovou sílu  $Q_o$ :

$$Q_o = \frac{M_u}{\mu_H \cdot \rho_H + \frac{d_2}{2} \cdot \left( \frac{P}{\pi \cdot d_2} + \tan \varphi' \right)} \quad (7)$$

Šrouby mají metrický závit M16 s hrubou roztečí, z čehož vyplývá, že  $P = 2 \text{ mm}$  a  $d_2 = 14,701 \text{ mm}$ . Utahovací moment  $M_u$  pro tyto šrouby pak činí  $120 \text{ Nm}$ . [11] [12] Střední poloměr třecí plochy pod hlavou  $\rho_H$  lze získat následovně:

$$\rho_H = \frac{d_{out} + d_{in}}{2} = \frac{24 + 17,5}{2} = 20,75 \text{ mm} \quad (8)$$

Kde

- $d_{out} [mm]$  je vnější dosedací průměr hlavy šroubu
- $d_{in} [mm]$  je vnitřní dosedací průměr hlavy šroubu

Dosedací průměry hlav šroubů byly odměřeny z modelu, přičemž  $d_{out} = 24 \text{ mm}$  a  $d_{in} = 17,5 \text{ mm}$ .

Tangens úhlu  $\varphi'$  lze vyjádřit pomocí vztahu:

$$\tan \varphi' = f' = \frac{f}{\cos \beta} = \frac{0,15}{\cos 30^\circ} = \frac{\sqrt{3}}{10} \quad (9)$$

Kde

- $f [-]$  je součinitel tření v závitě
- $f' [-]$  je součinitel tření v ostrém závitě
- $\beta [^\circ]$  je úhel profilu závitu



Všechny neznámé jsou v tento okamžik vyjádřeny a lze je dosadit do rovnice (5), čímž získáme výslednou osovou sílu v jednom šroubu.

$$Q_o = \frac{130}{0,15 \cdot 20,75 + \frac{14,701}{2} \cdot \left( \frac{2}{\pi \cdot 14,701} + \frac{\sqrt{3}}{10} \right)} = 27\,636 \text{ N} \quad (10)$$

Výsledné napětí na horní povrch válce získáme pomocí vztahu:

$$\sigma = \frac{Q_o \cdot 4}{A} = \frac{27\,636 \cdot 4}{4954} = 22,3 \text{ MPa} \quad (11)$$

Kde

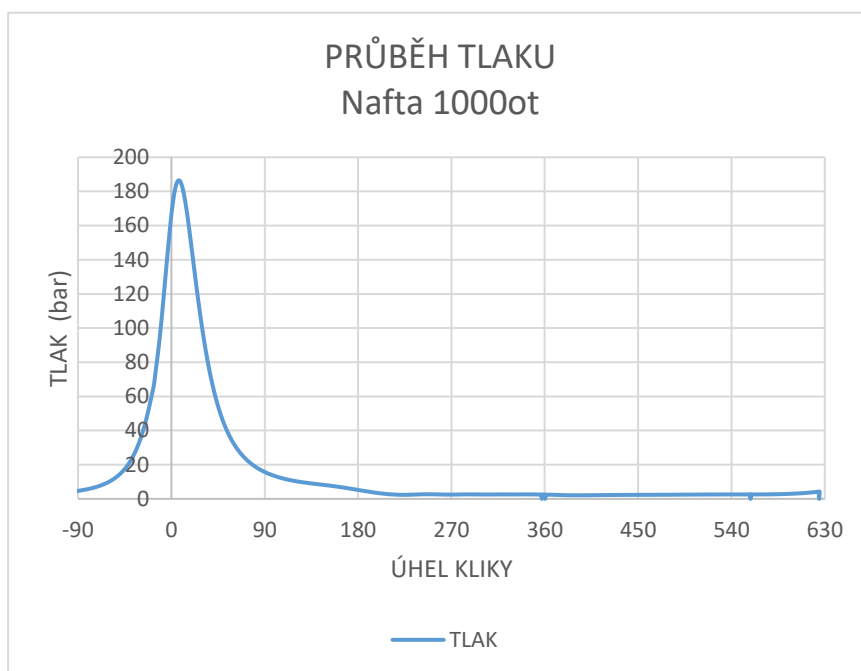
- $A [mm^2]$  je naměřená plocha horního povrchu válce
- $\sigma [MPa]$  je výsledné napětí

Jelikož pro výpočty uvažujeme pouze polovinu součásti, bude bráno pouze poloviční napětí  $\sigma = 11,15 \text{ MPa}$ .

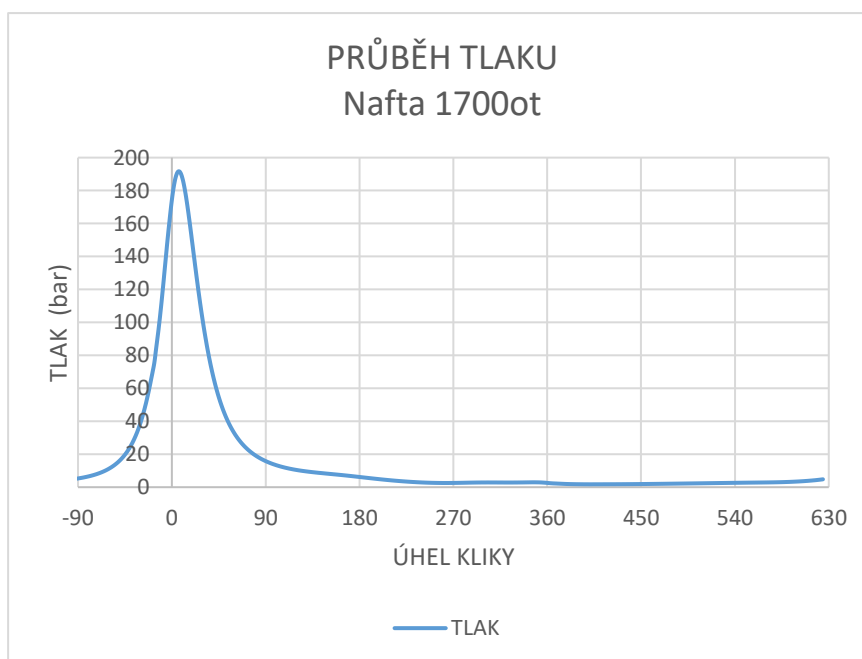


#### 8.2.4.6 Mechanické namáhání od tlaku plynů uvnitř spalovacího prostoru

Vnitřní povrch válce je namáhán tlaky spalin ze spalovacího prostoru, přičemž tlakové zatížení se mění dle polohy pístu. Tento fakt je brán v potaz při výpočtu, kdy je použito zón, které byly definovány v předchozí teplotní analýze, navíc je zde přidána zóna maximálního tlaku, jenž má výšku zhruba 5mm od horního okraje vložky. Hodnota tlaku pro danou zónu je vždy odečtena z indikátorového diagramu dle úhlu natočení kliky, viz obr. 90, obr. 89, obr. 91 a obr. 92.



Obr. 90 Průběh tlaku (nafta 1000ot)

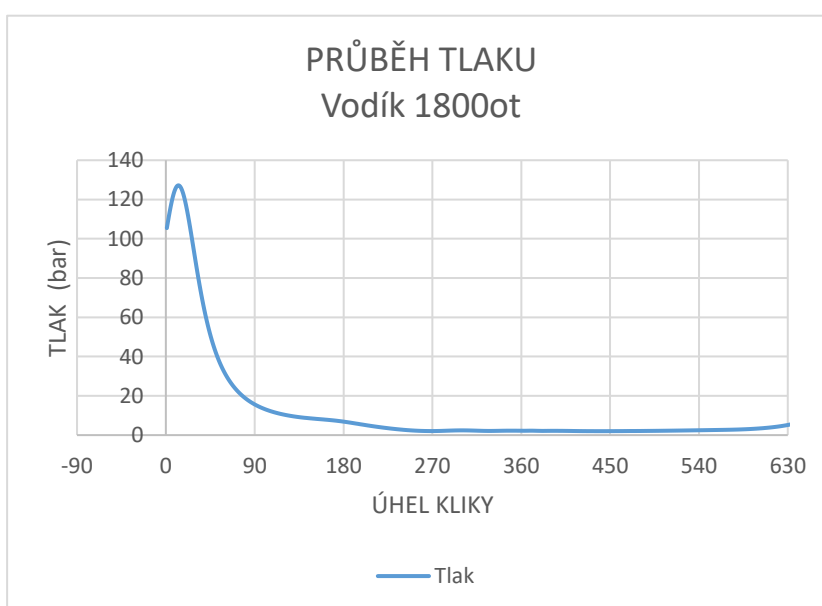


Obr. 89 Průběh tlaku (nafta 1700ot)





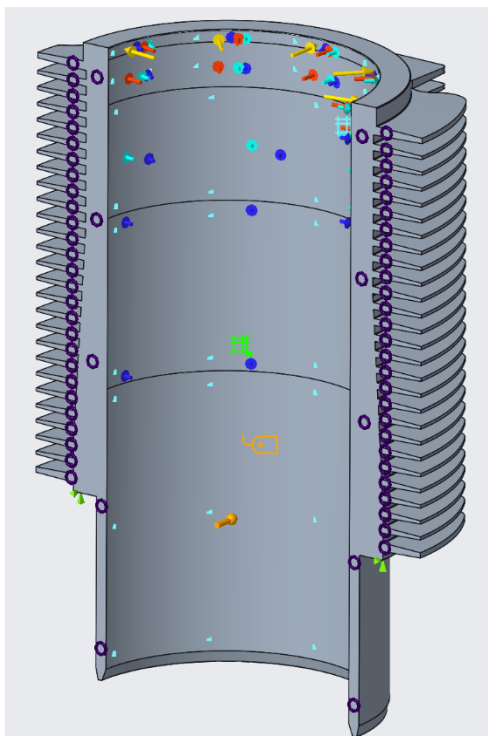
*Obr. 91 Průběh tlaku (vodík 1200ot)*



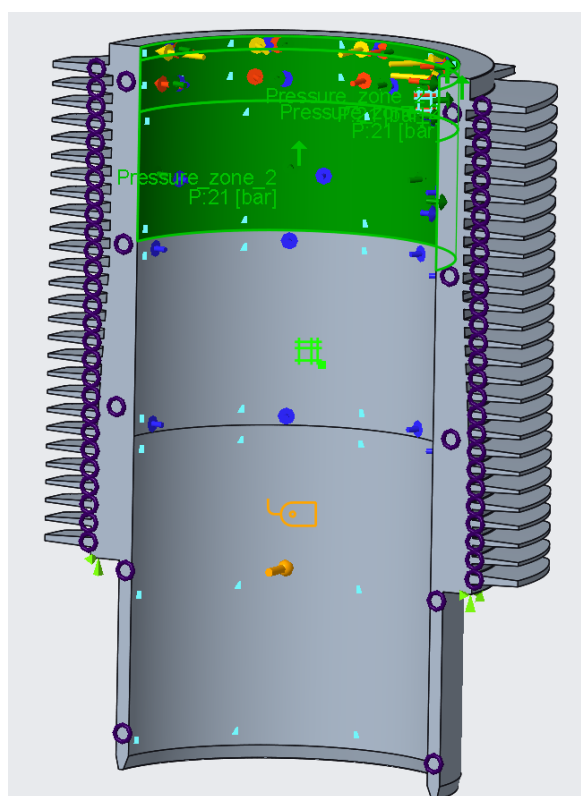
*Obr. 92 Průběh tlaku (nafta 1800ot)*



Rozdělení tlakových zón je zobrazeno na Obr. 93. Při výpočtu pro danou zónu je hodnota tlaku zavedena do všech ostatních zón doposud se vyskytujících nad aktuální zónou, například výpočet tlaku pro zónu 2, viz obr. 94.



Obr. 93 Rozdělení tlakových zón uvnitř



Obr. 94 Výpočet tlaku pro zónu 2



Konkrétní hodnoty tlaků použitých pro výpočet jsou uvedeny v tab. 12.

Tab. 12 Hodnoty tlaků v jednotlivých zónách

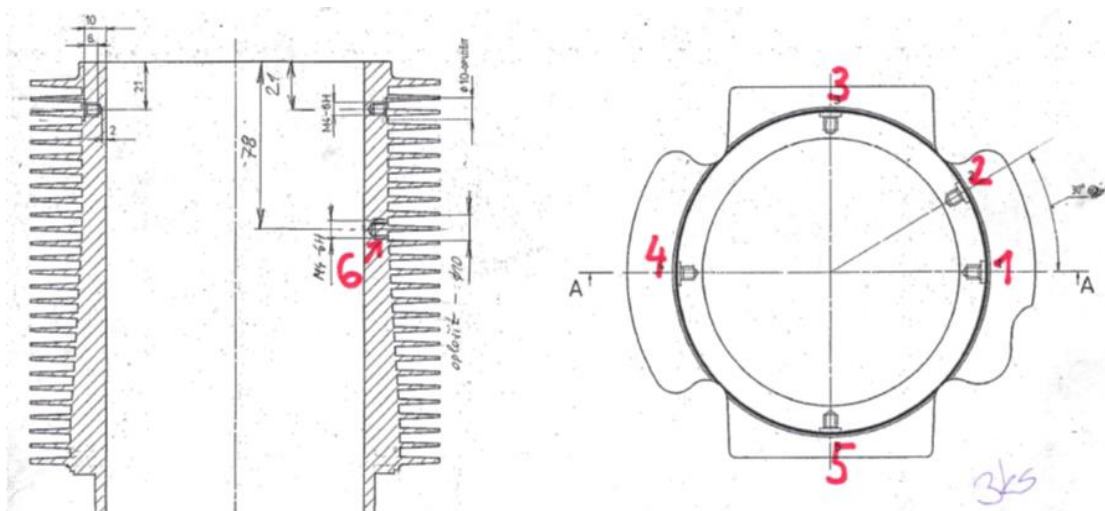
<i>Druh</i>	<i>Otáčky [1/min]</i>	<i>Zóna</i>	<i>Tlak [bar]</i>
<i>Nafta</i>	<i>1000</i>	<i>Max</i>	<i>186,5</i>
		<i>1</i>	<i>57,5</i>
		<i>2</i>	<i>18,3</i>
		<i>3</i>	<i>5,2</i>
	<i>1700</i>	<i>Max</i>	<i>191,7</i>
		<i>1</i>	<i>57,8</i>
		<i>2</i>	<i>18,6</i>
		<i>3</i>	<i>6,2</i>
<i>Vodík</i>	<i>1200</i>	<i>Max</i>	<i>154,7</i>
		<i>1</i>	<i>64</i>
		<i>2</i>	<i>21,1</i>
		<i>3</i>	<i>7,4</i>
	<i>1800</i>	<i>Max</i>	<i>127,2</i>
		<i>1</i>	<i>54,9</i>
		<i>2</i>	<i>18,2</i>
		<i>3</i>	<i>6,9</i>



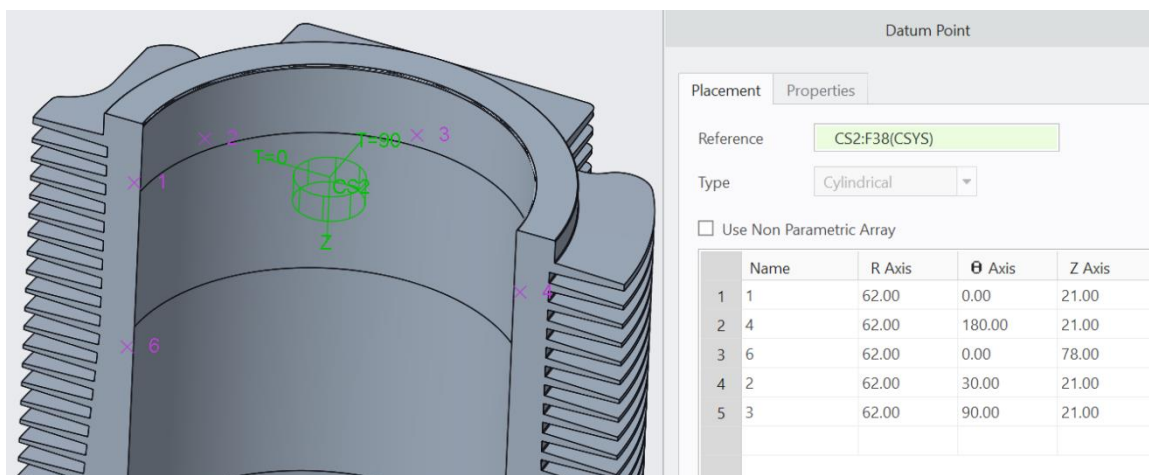
## 8.2.5 Výsledky výpočtů

### 8.2.5.1 Rozložení teplot

Cílem této teplotní analýzy bylo dosažení teplotních hodnot korespondujících s výsledky reálného měření teplot válcové jednotky. Porovnávání teplotních hodnot bylo provedeno ve stanovených měřících bodech korespondujících počtem a polohou s reálným rozmístěním termočlánků na válci, viz obr. 95 a obr. 96. Postupnými iteracemi mezi Creo Flow analysis a Creo Simulate bylo těchto teplot dosaženo s výjimkou bodu 5, který nebyl zadefinován, jelikož výpočet se provádí pouze na polovině součásti. Z předchozího poznatku z Flow Analysis lze nyní odvodit důsledek rozdílné teploty bodu 4 oproti hodnotám teploty naměřených ve zkušebně Tatry. S největší pravděpodobností za to může rozdílné konstrukční řešení krytování válcové vložky na měřících aparátech, kdy původní měření probíhalo na osmiválcovém motoru, v kterém jsou parametry a směr proudění poněkud odlišné v porovnání s přímým prouděním na vložku na zkušebně v laboratořích na Julisce. V tomto bodě tedy byla snaha dosáhnout podobných teplotních hodnot jako v bodě 3 a 1. Výsledné naměřené hodnoty s hodnotami původními jsou uvedeny v tab. 13.



Obr. 95 Rozmístění termočlánků na válcové jednotce



Obr. 96 Měřící body nahrazující termočlánky

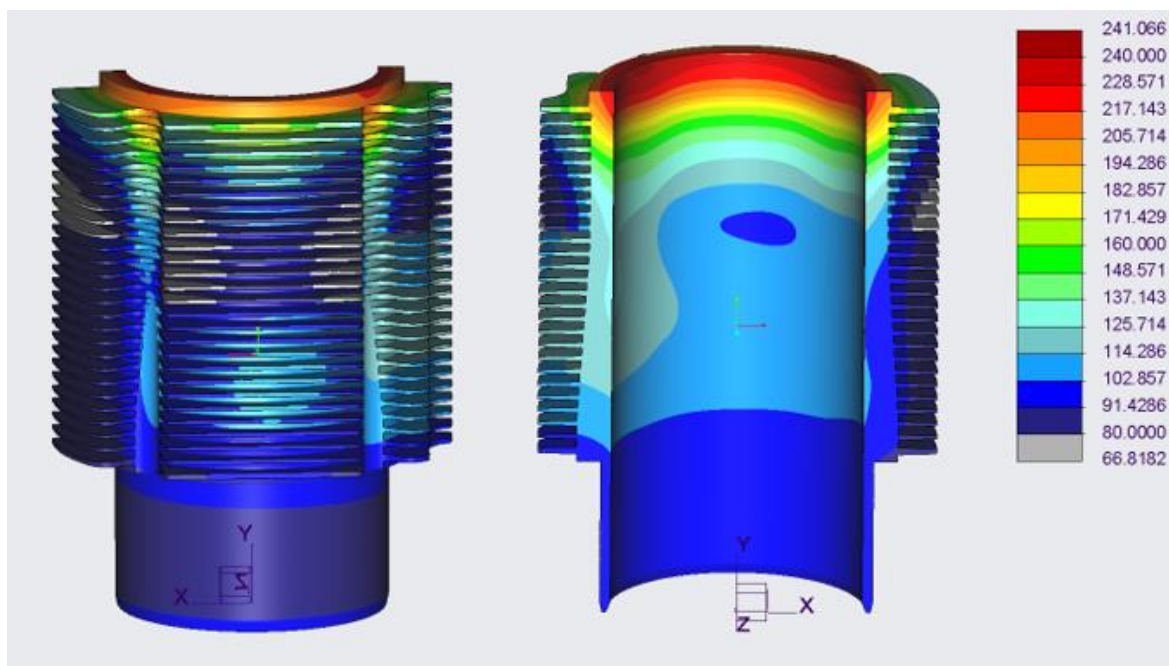
Tab. 13 Tabulka naměřených hodnot teplot

Měřící bod	Reálné měření [°C]	Vlastní měření [°C]
1	210,6	212,6
2	218	216,8
3	206,2	206,7
4	171,7	208,9
6	144,9	143,9

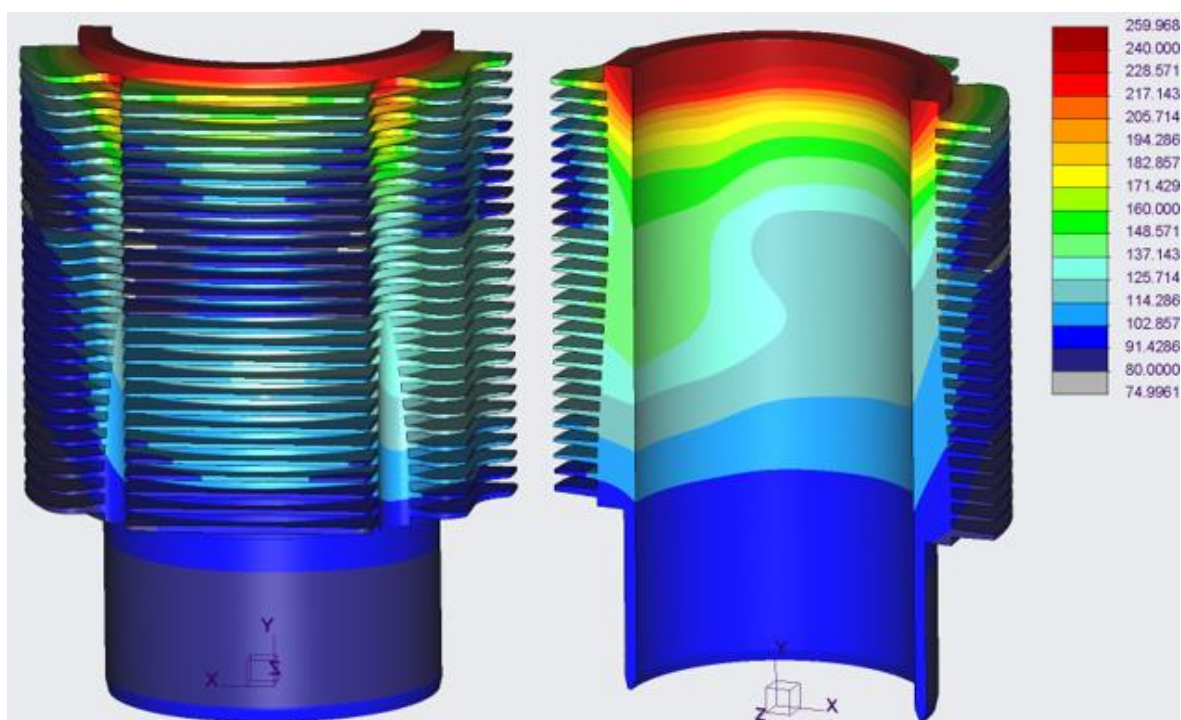
Výsledky se tedy ve větší míře shodují, z čehož lze tedy usuzovat, že teplotní okrajové podmínky na vnějšku válce byly stanoveny správně a lze je využít do dalších výpočtů.



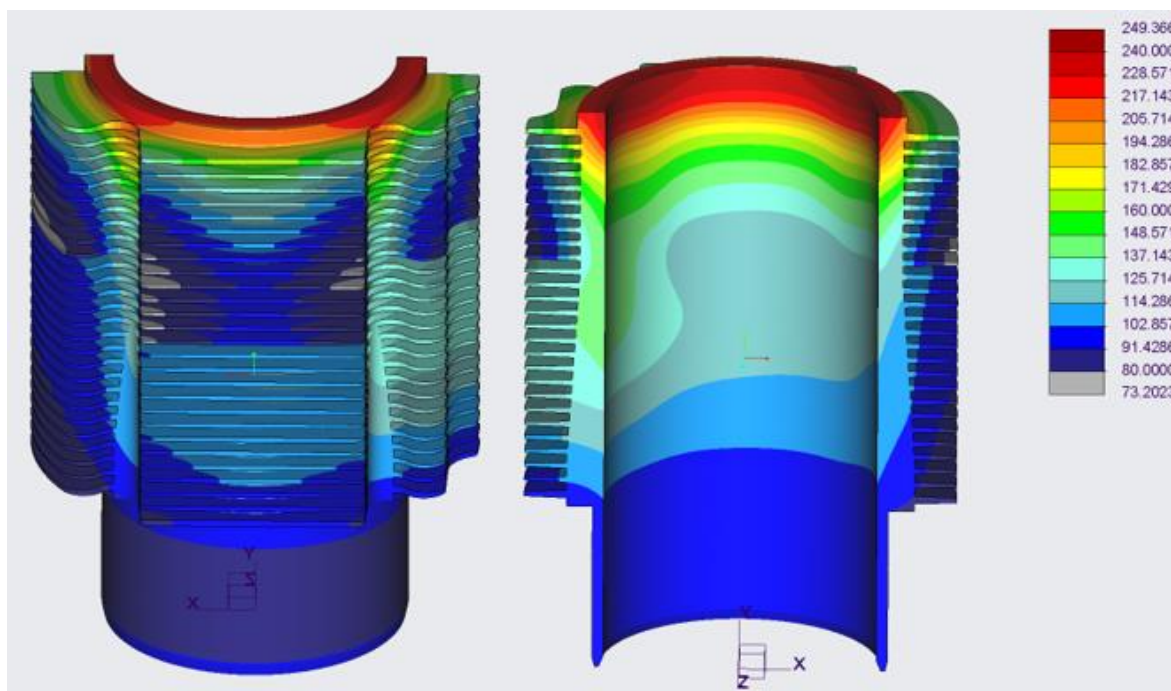
Výsledné rozložení teplot je uvedeno na následujících obrázcích.



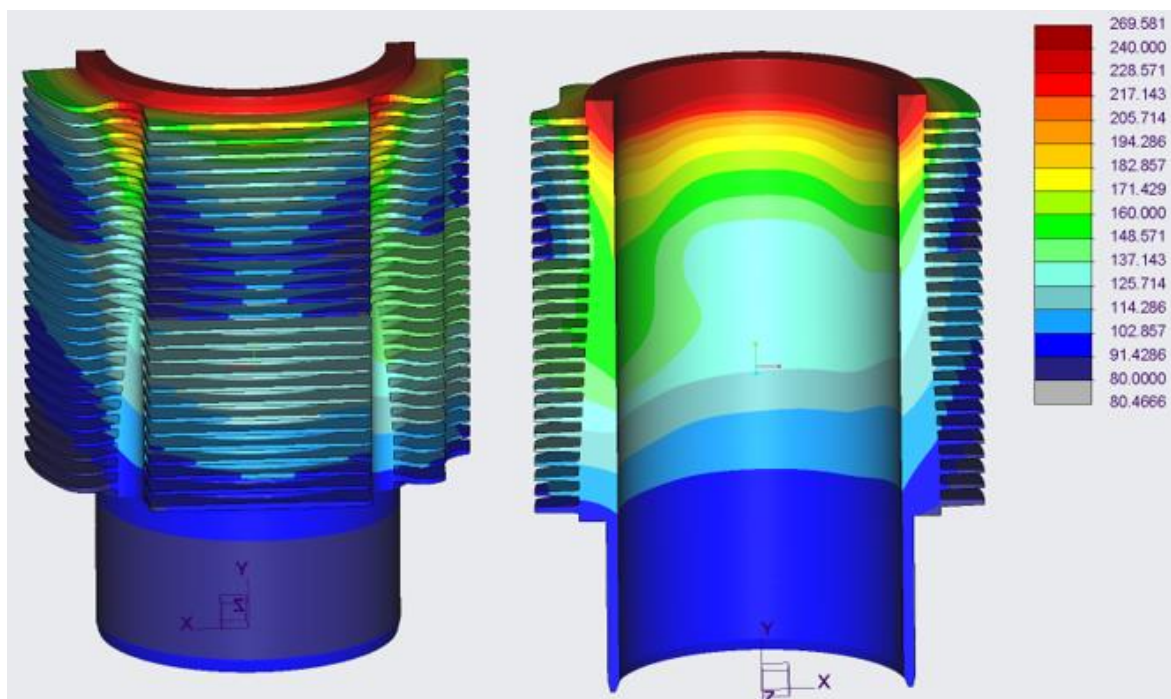
Obr. 97 Rozložení teplot na válci (nafta 1000ot) [°C]



Obr. 98 Rozložení teplot na válci (nafta 1700ot) [°C]



Obr. 99 Rozložení teplot na válci (vodík 1200t) [°C]

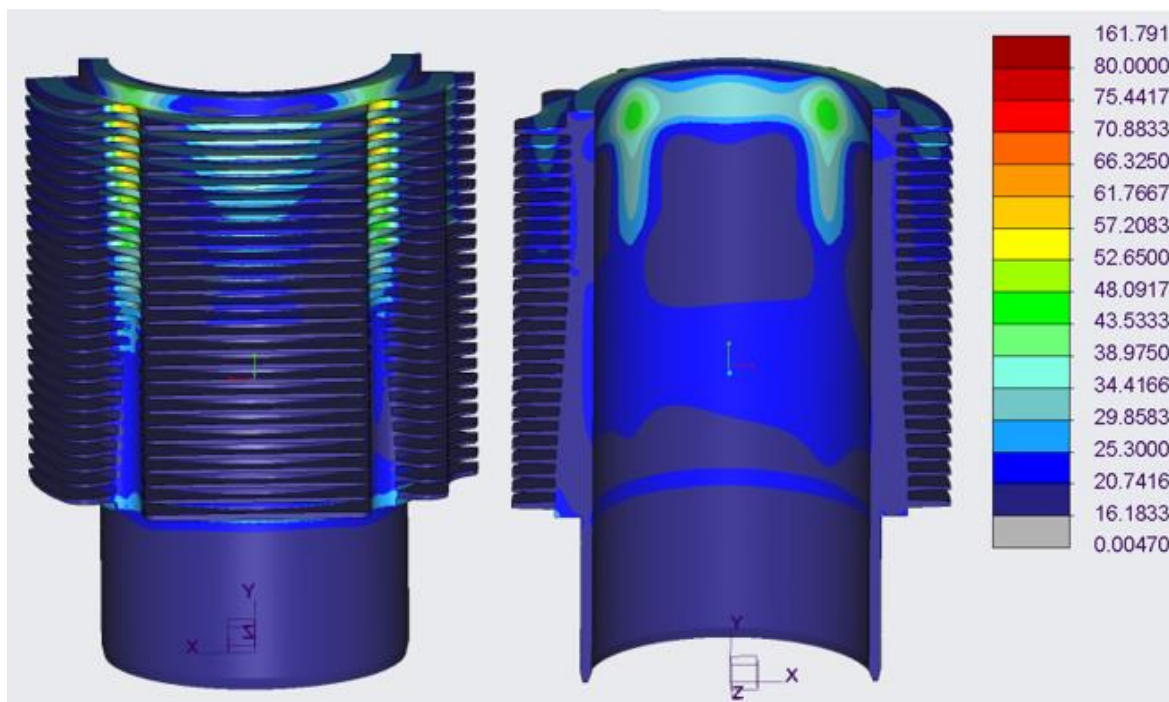


Obr. 100 Rozložení teplot na válci (vodík 1800t) [°C]

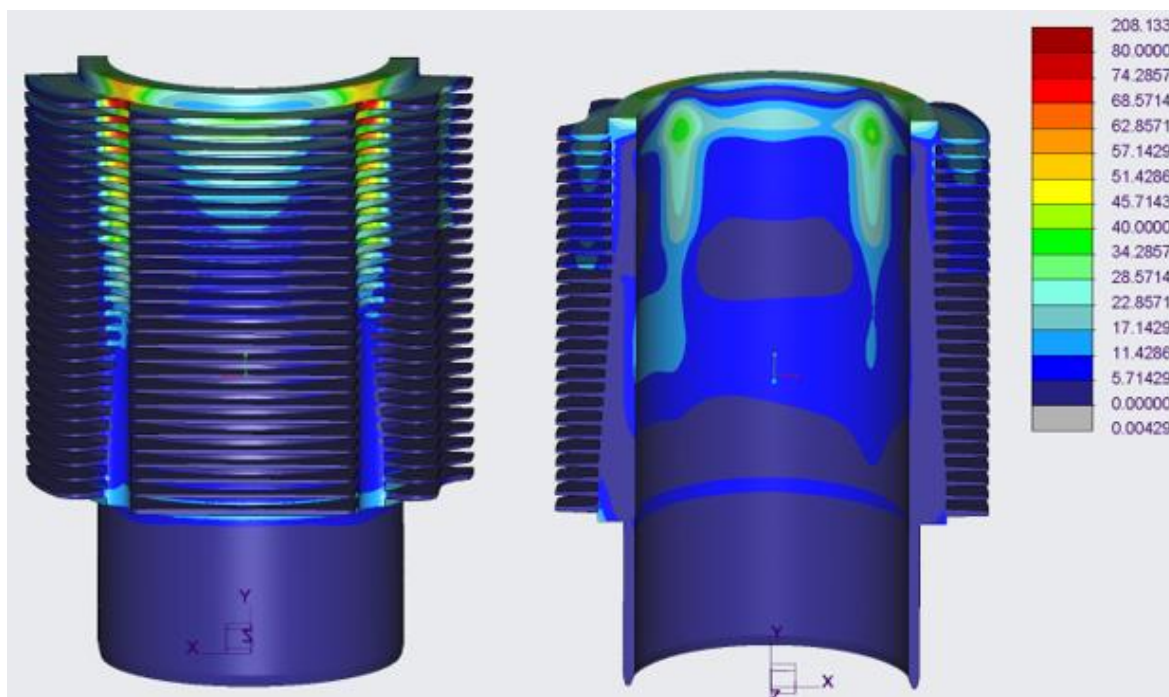


### 8.2.5.2 Výsledná napětí

Pro vyhodnocení byla opět použita hypotéza von Mises. Hodnoty jsou uvedeny v MPa.

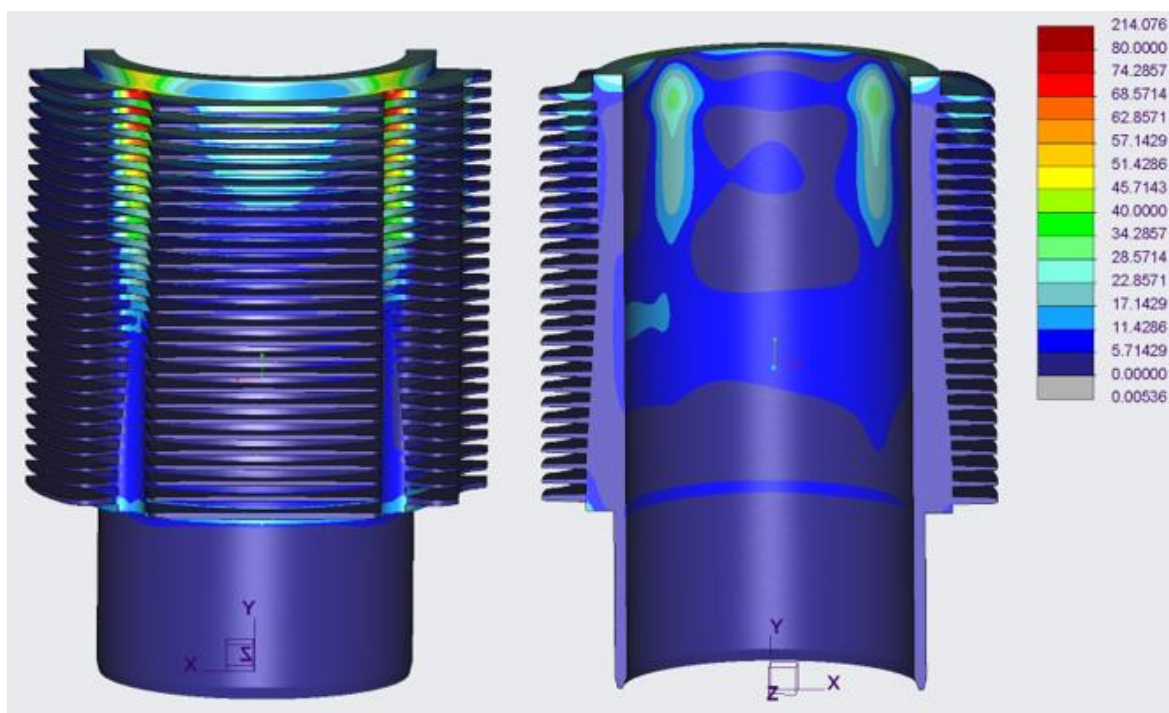


Obr. 101 Napětí od teplot a předpětí (nafta 1000ot) [MPa]

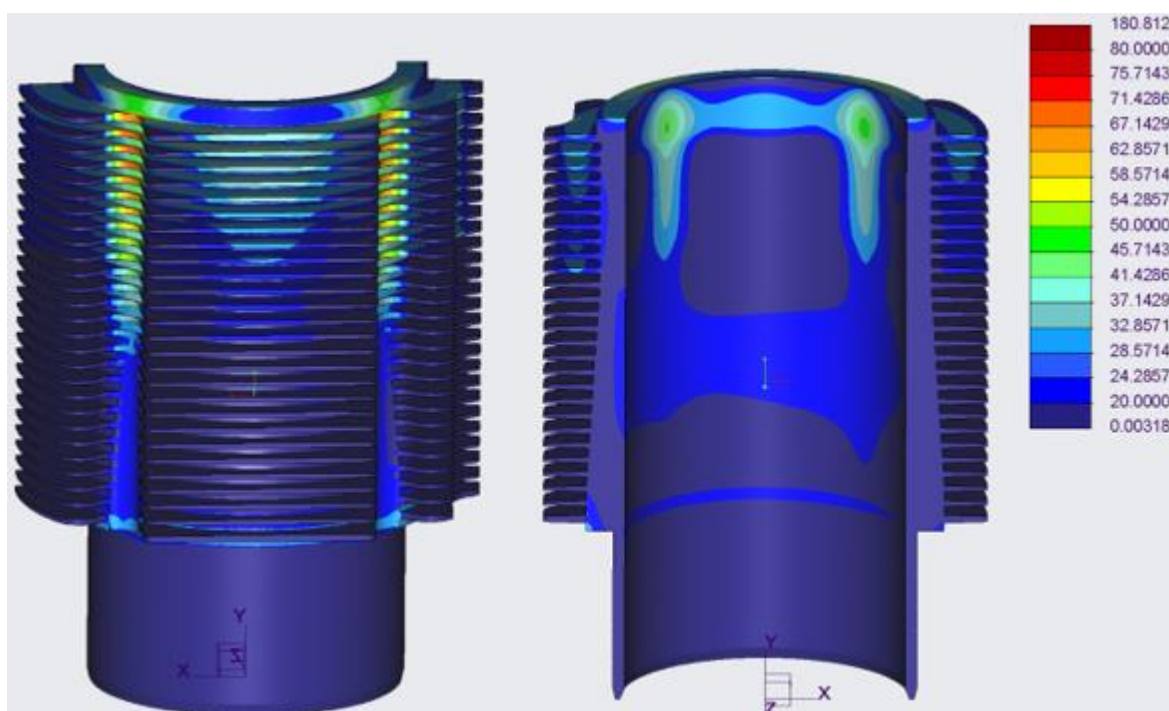


Obr. 102 Napětí od teplot, maximálního tlaku a předpětí (nafta 1000ot) [MPa]

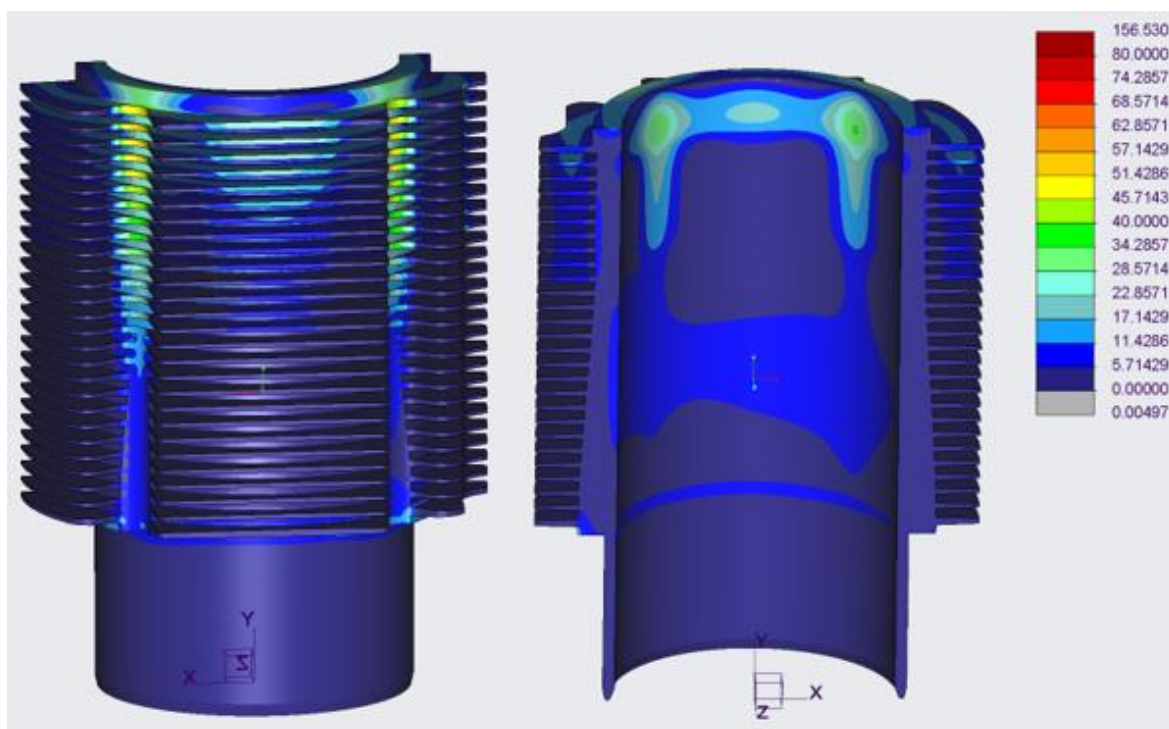




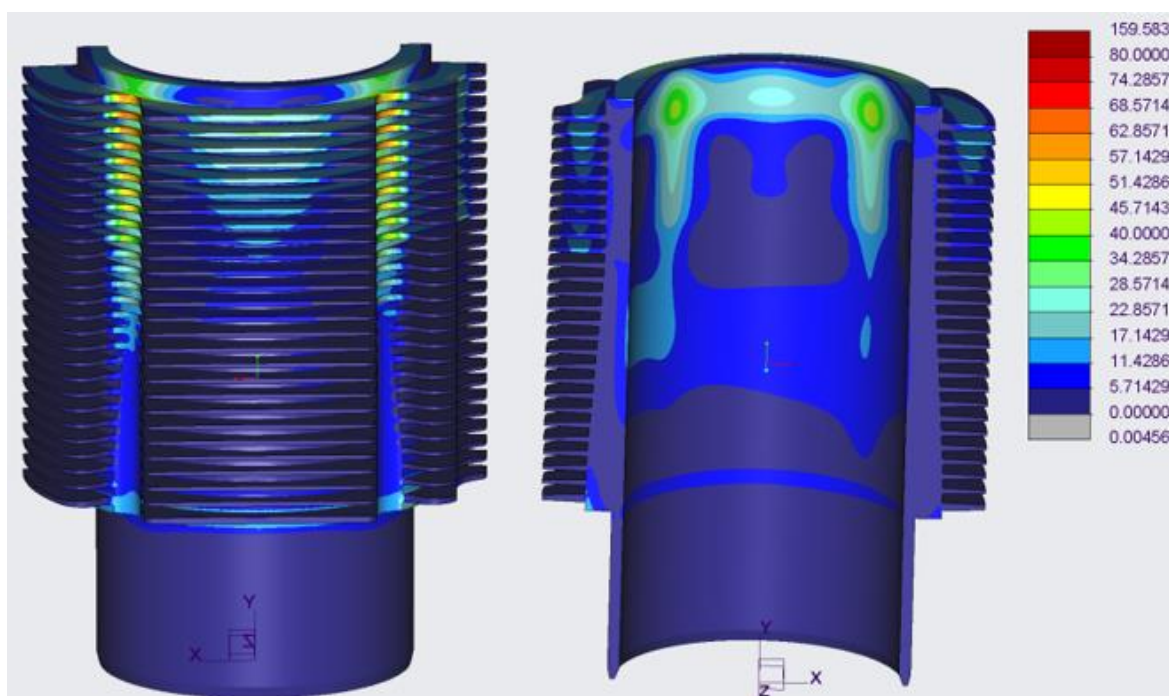
Obr. 103 Napětí od teplot, tlaku  $p_1$  a předpětí (nafta 1000ot) [MPa]



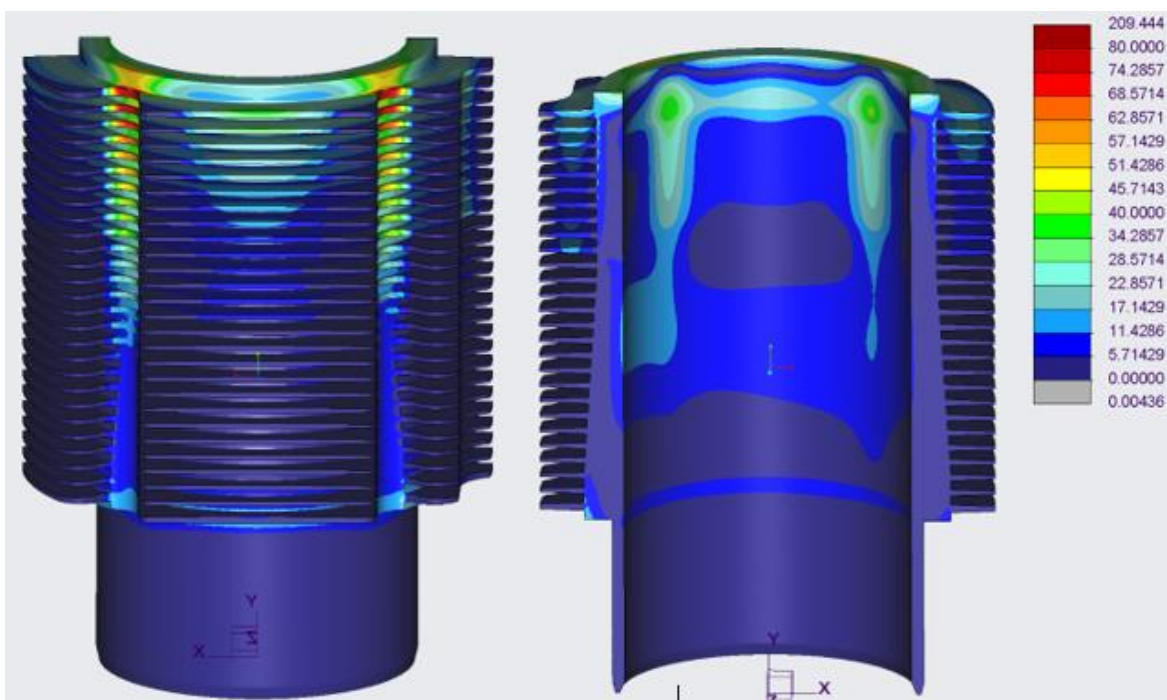
Obr. 104 Napětí od teplot, tlaku  $p_2$  a předpětí (nafta 1000ot) [MPa]



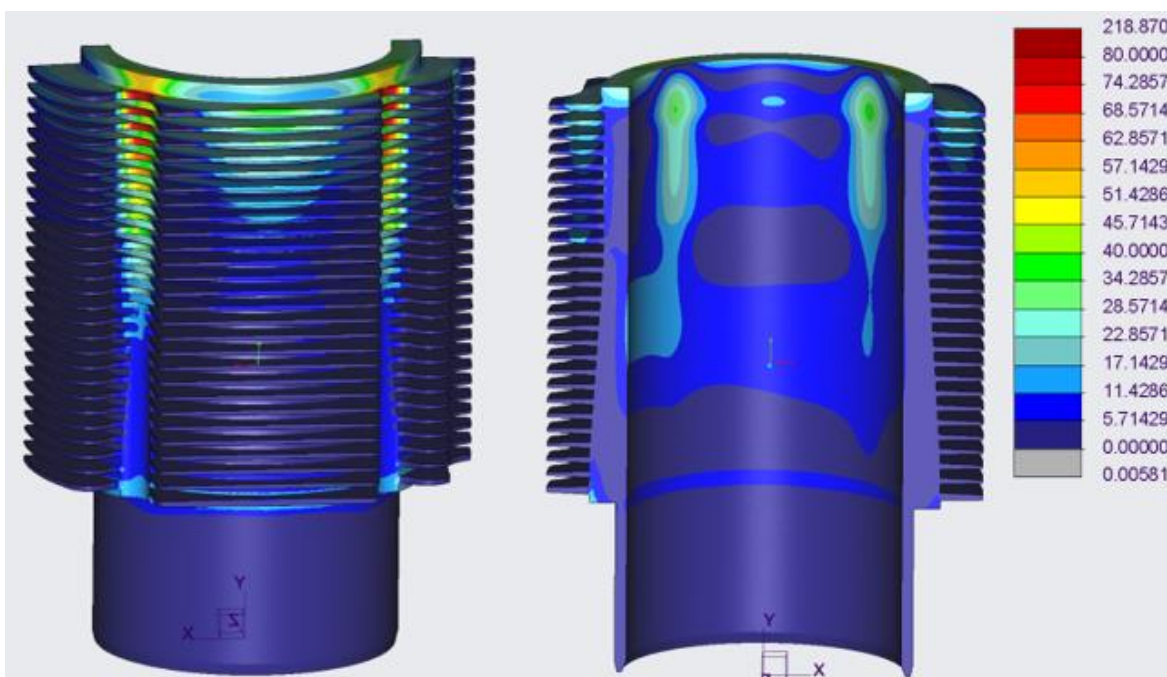
Obr. 105 Napětí od teplot, tlaku  $p_3$  a předpětí (nafta 1000ot) [MPa]



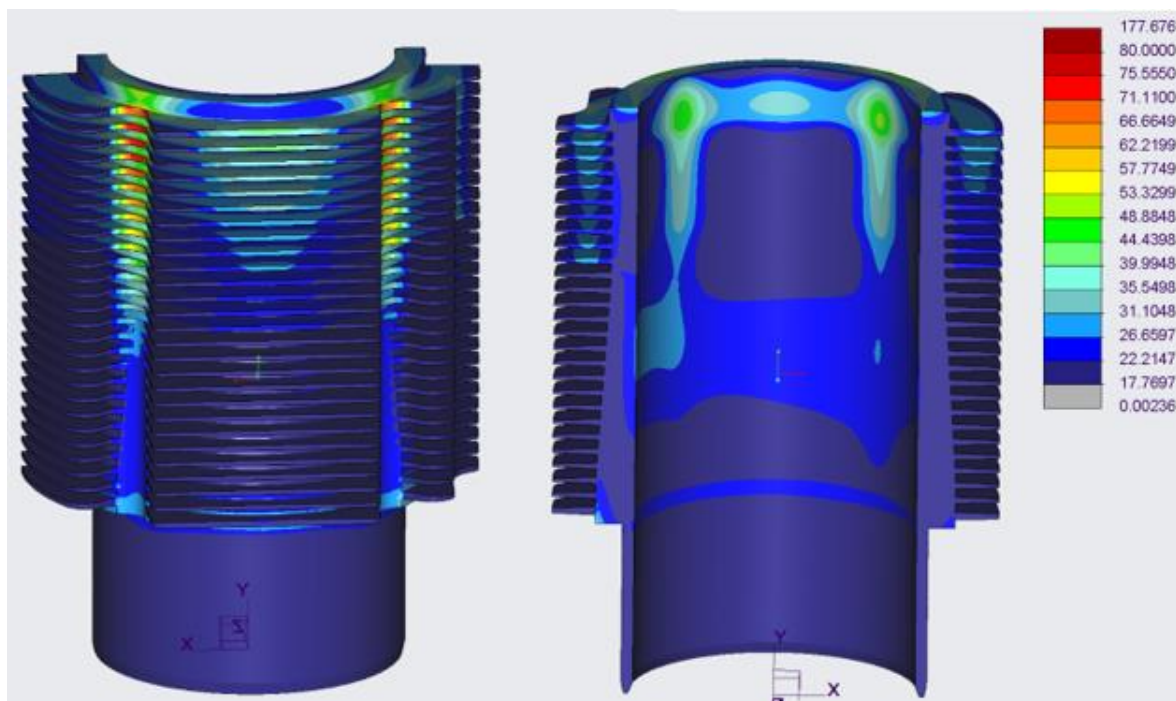
Obr. 106 Napětí od teplot a předpětí (nafta 1700ot) [MPa]



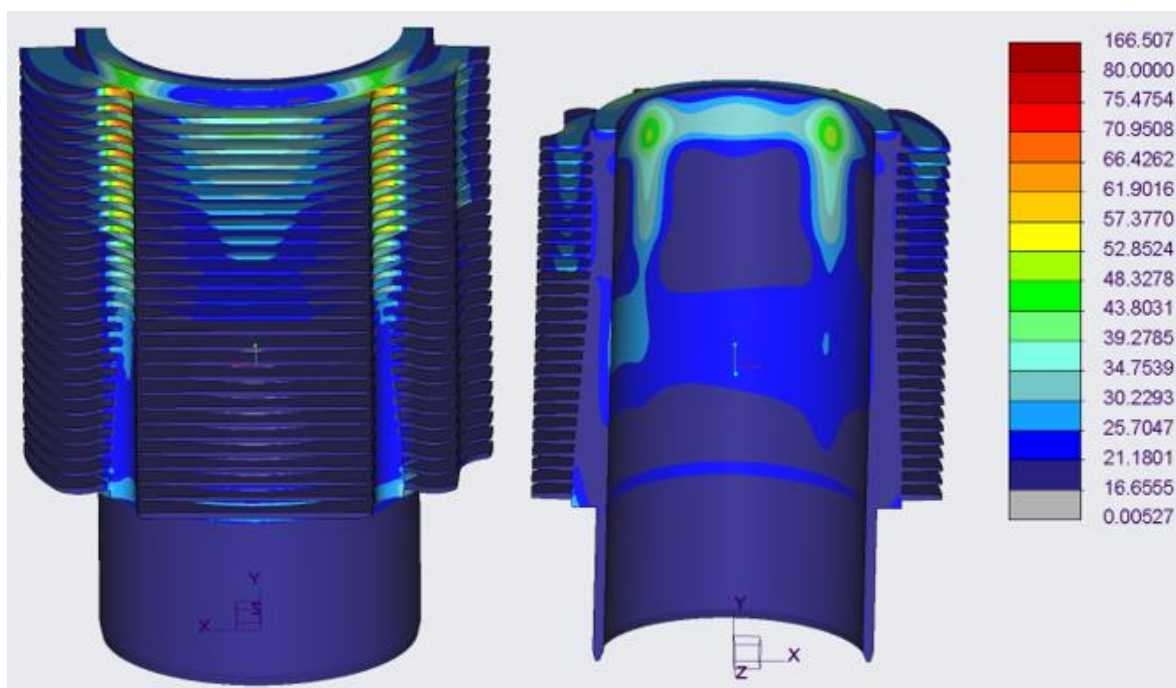
Obr. 107 Napětí od teplot, maximálního tlaku a předpětí (nafta 1700ot) [MPa]



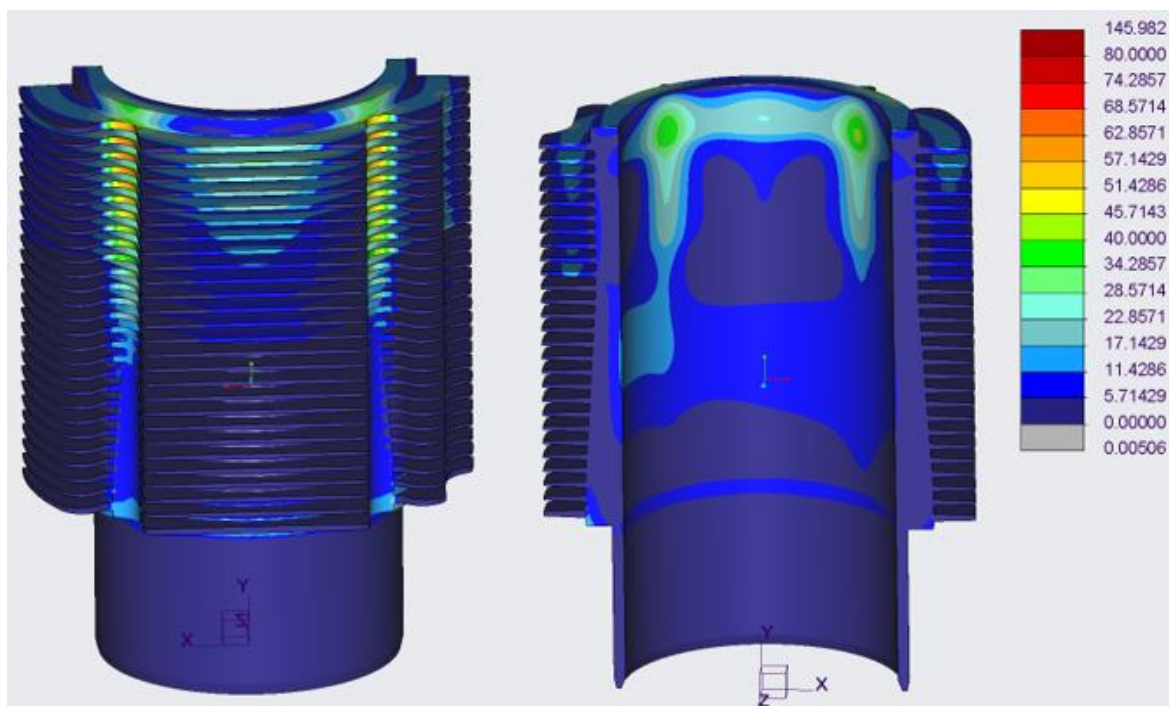
Obr. 108 Napětí od teplot, tlaku  $p_1$  a předpětí (nafta 1700ot) [MPa]



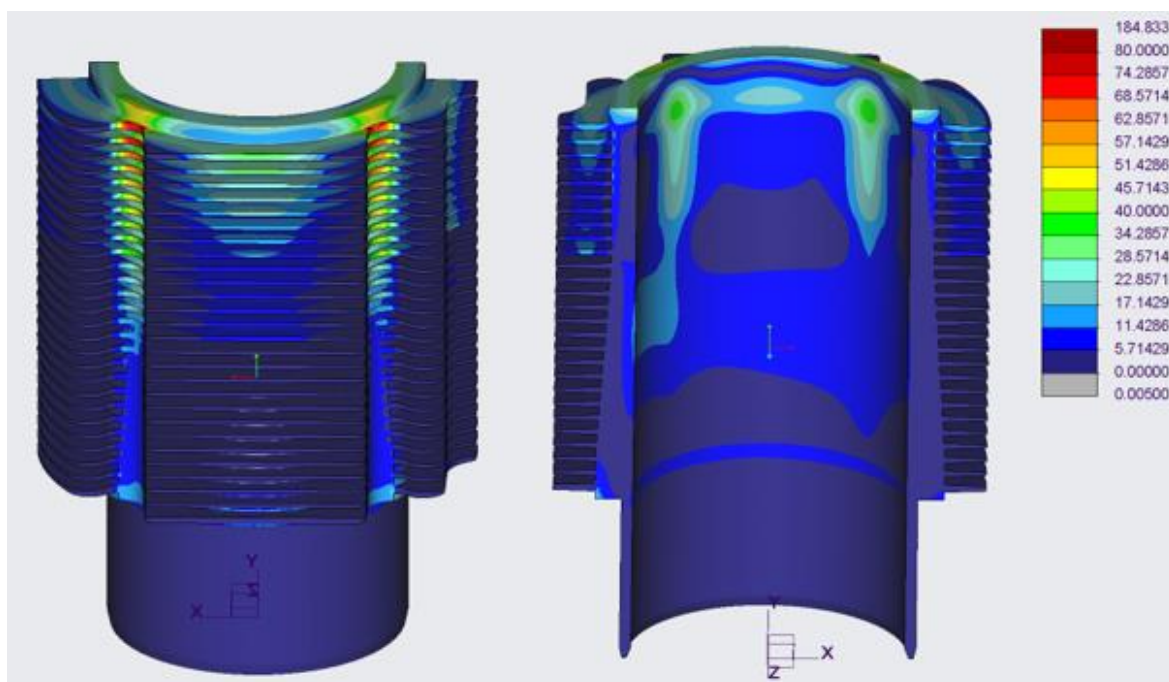
Obr. 109 Napětí od teplot, tlaku  $p_2$  a předpětí (nafta 1700ot) [MPa]



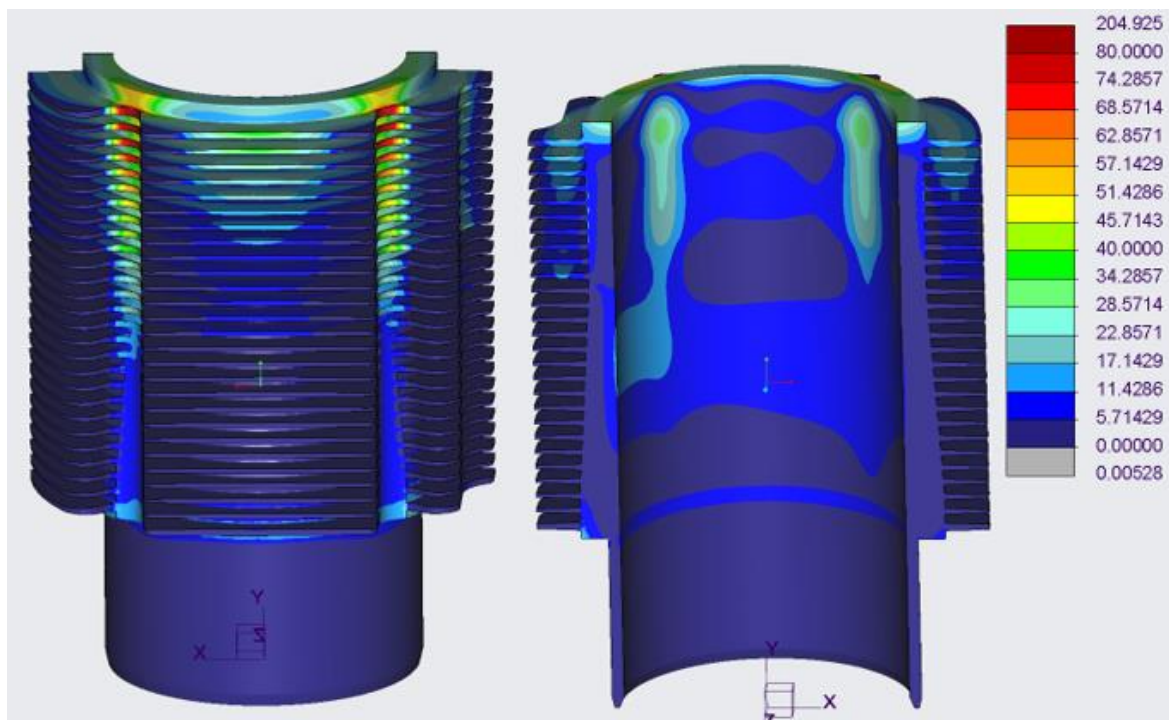
Obr. 110 Napětí od teplot, tlaku  $p_3$  a předpětí (nafta 1700ot) [MPa]



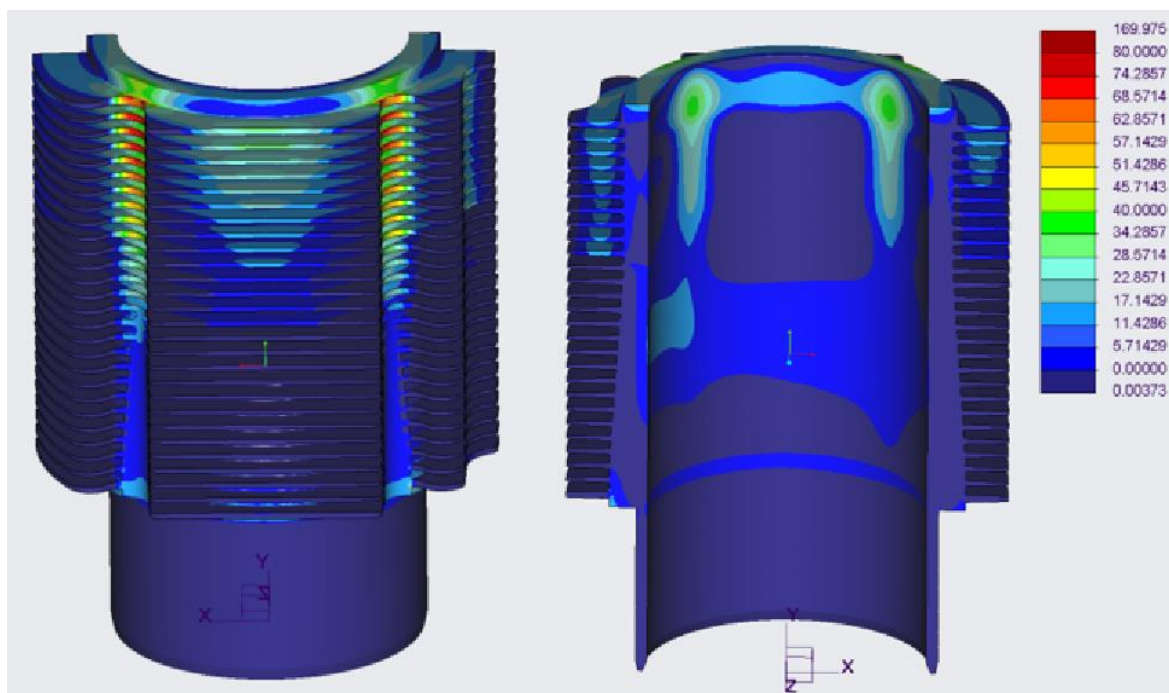
Obr. 111 Napětí od teplot a předpětí (vodík 1200ot) [MPa]



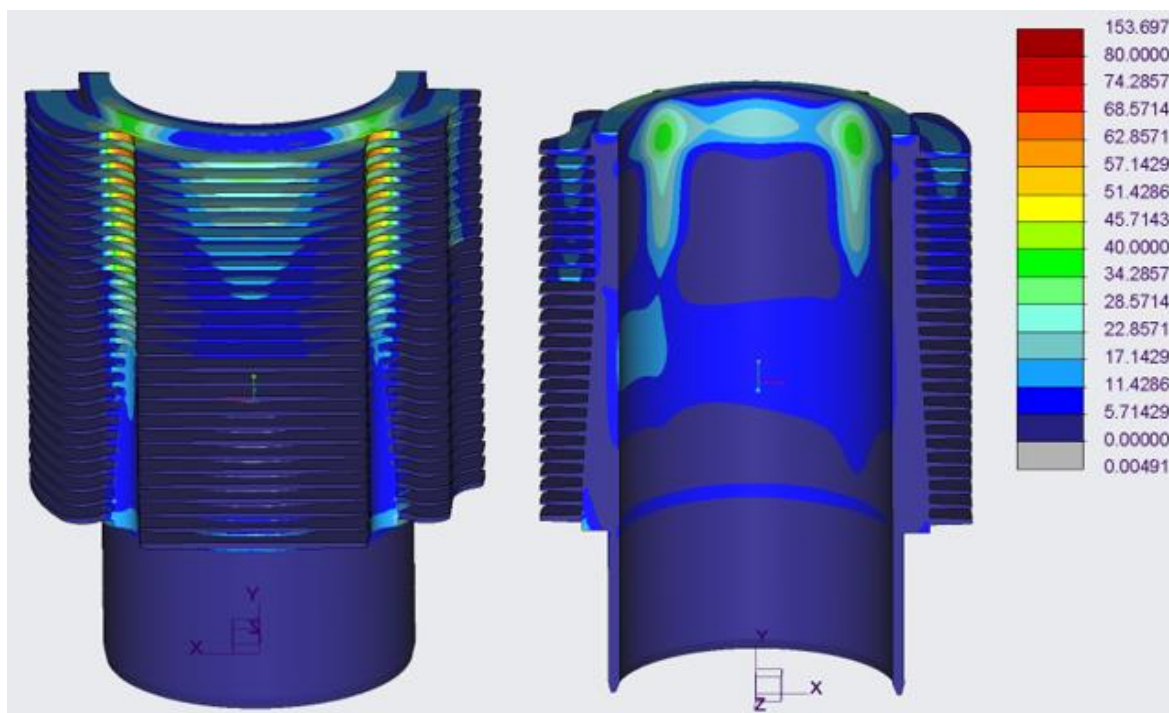
Obr. 112 Napětí od teplot, maximálního tlaku a předpětí (vodík 1200ot) [MPa]



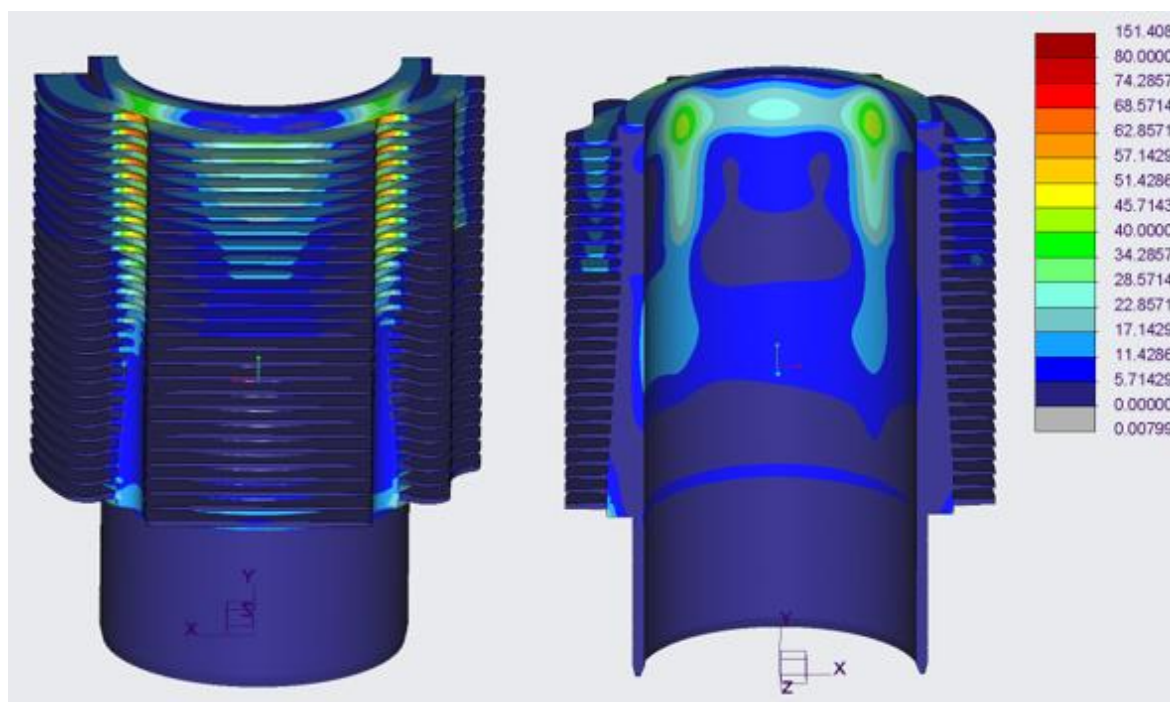
Obr. 113 Napětí od teplot, tlaku  $p_1$  a předpětí (vodík 1200ot) [MPa]



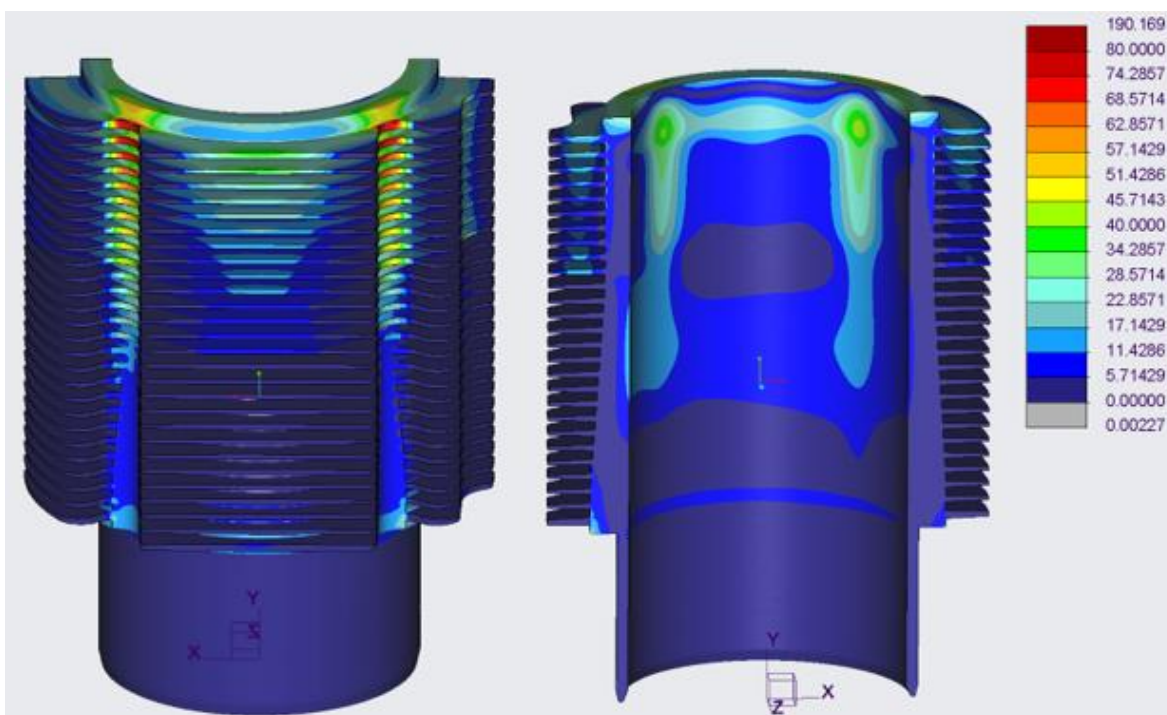
Obr. 114 Napětí od teplot, tlaku  $p_2$  a předpětí (vodík 1200ot) [MPa]



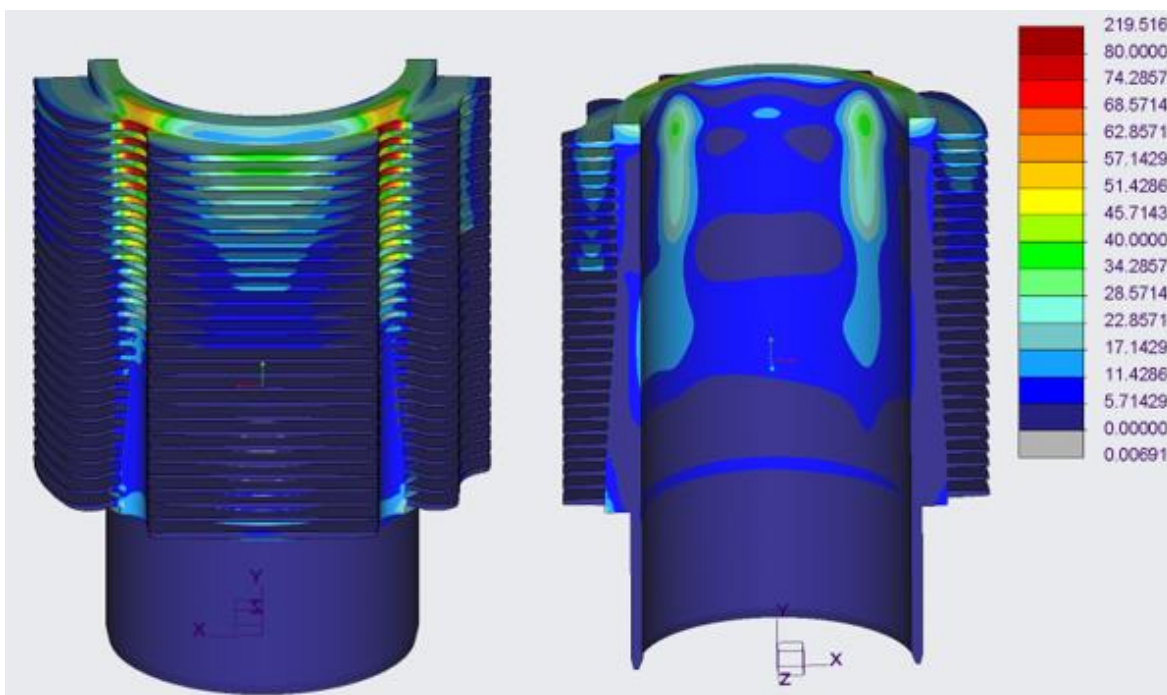
Obr. 115 Napětí od teplot, tlaku  $p_3$  a předpětí (vodík 1200ot) [MPa]



Obr. 116 Napětí od teplot a předpětí (vodík 1800ot) [MPa]

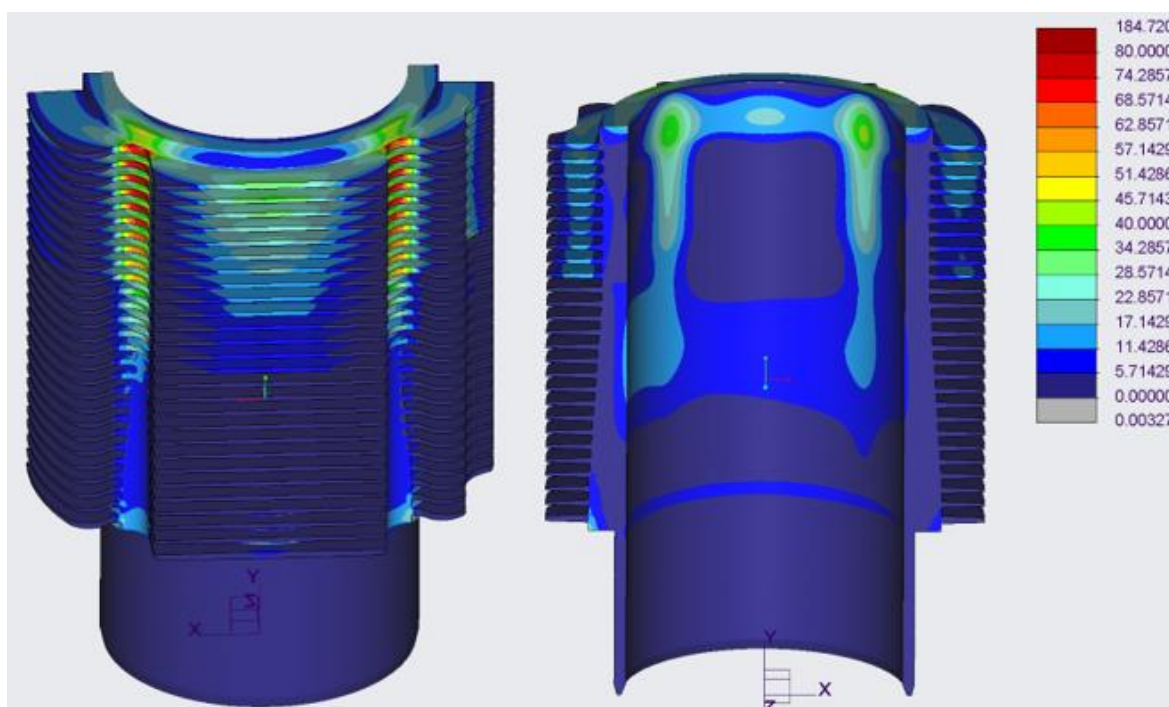


Obr. 117 Napětí od teplot, maximálního tlaku a předpětí (vodík 1800ot) [MPa]

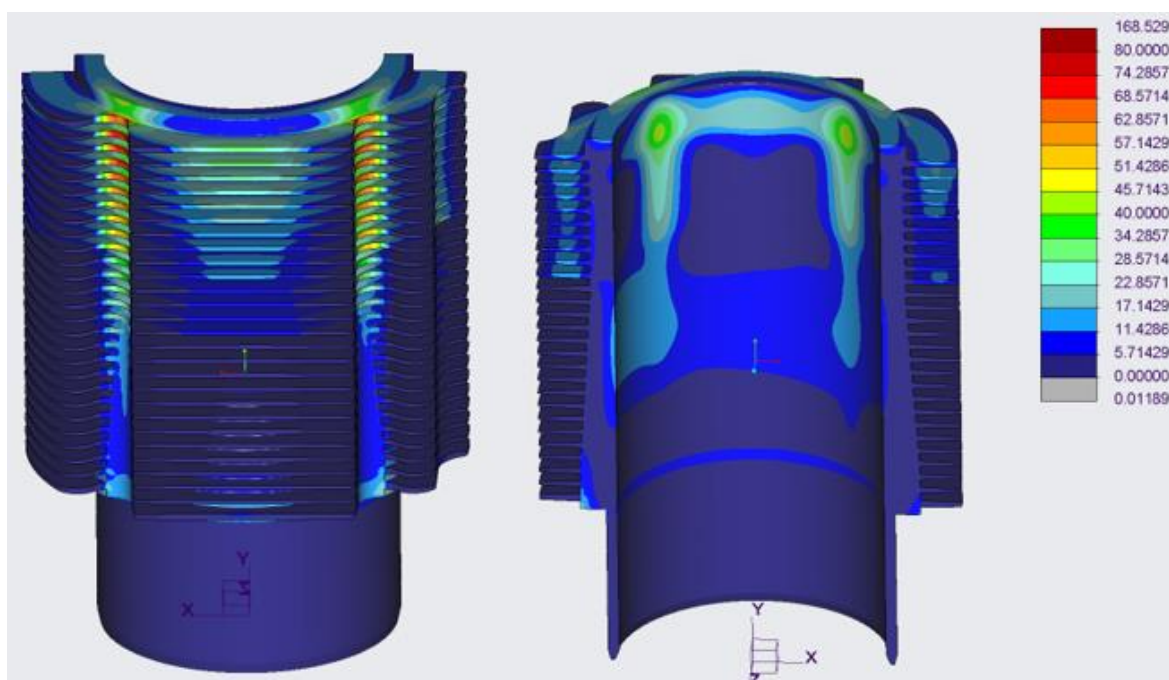


Obr. 118 Napětí od teplot, tlaku  $p_1$  a předpětí (vodík 1800ot) [MPa]





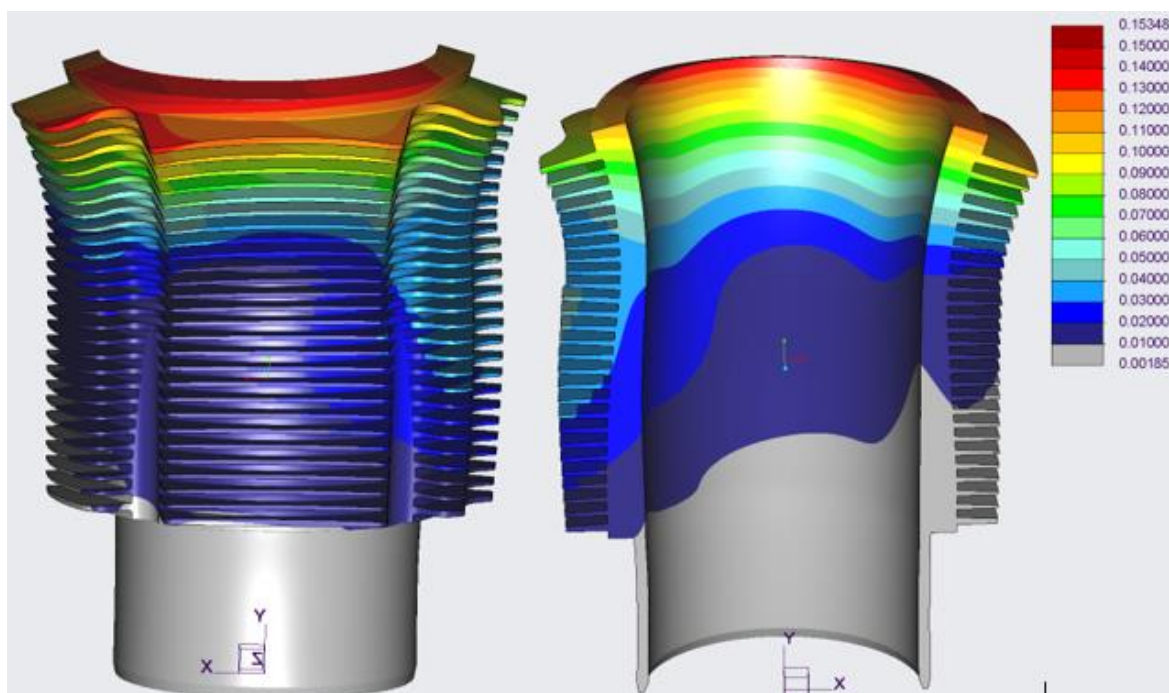
Obr. 119 Napětí od teplot, tlaku  $p_2$  a předpětí (vodík 1800ot) [MPa]



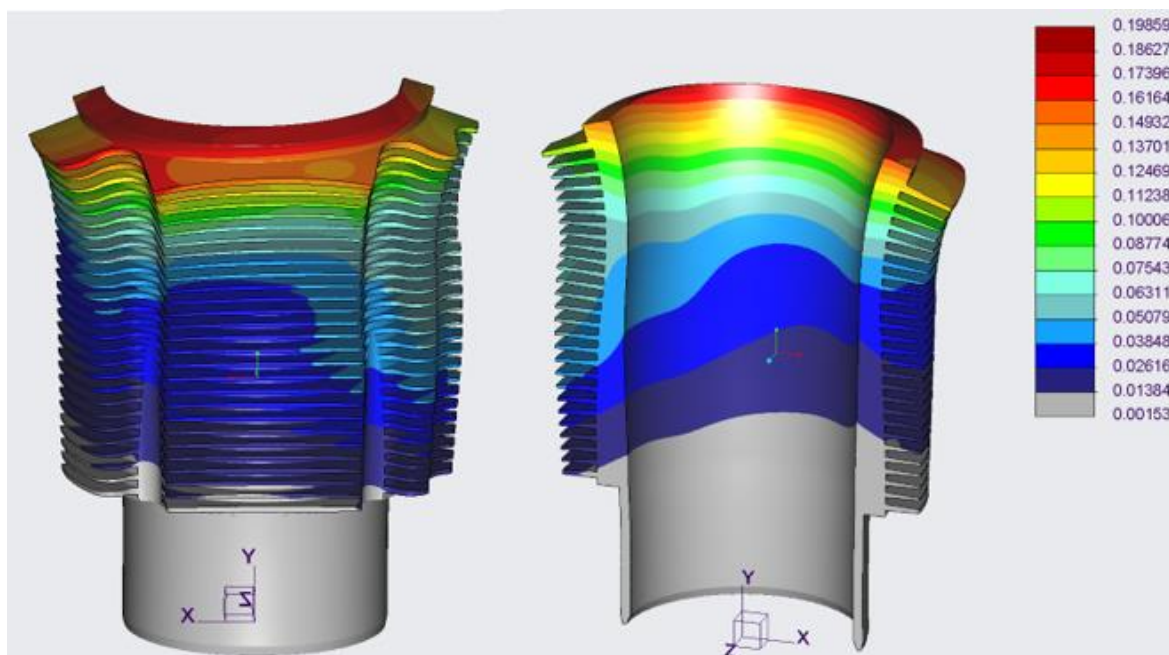
Obr. 120 Napětí od teplot, tlaku  $p_3$  a předpětí (vodík 1800ot) [MPa]



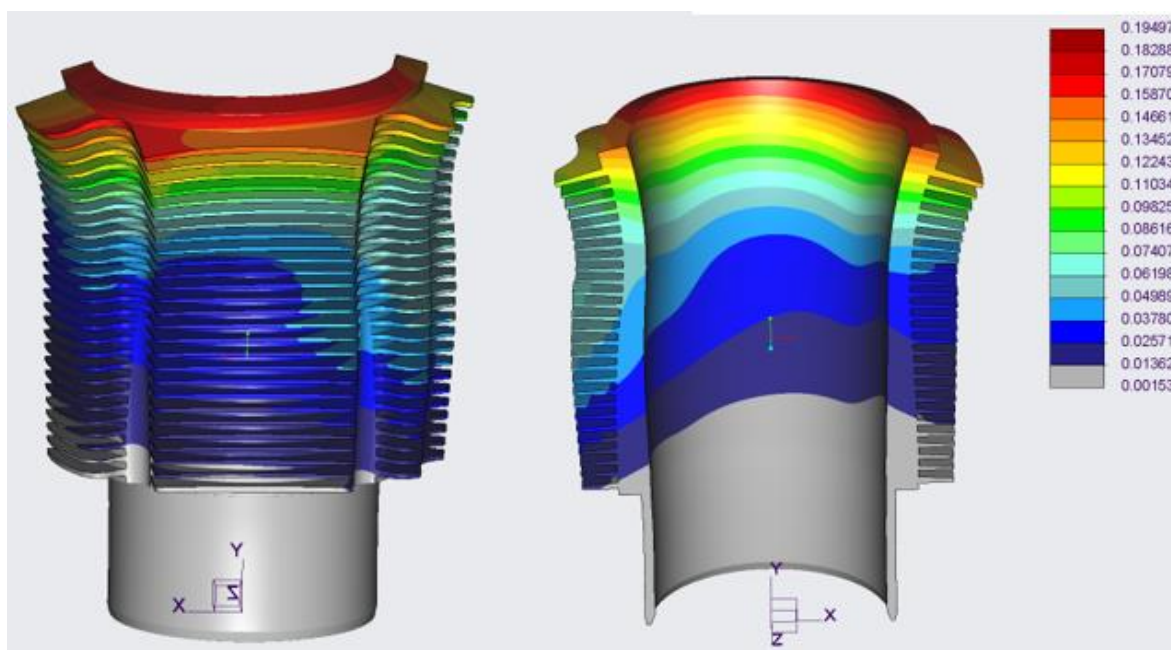
Deformace jsou uvedeny v mm.



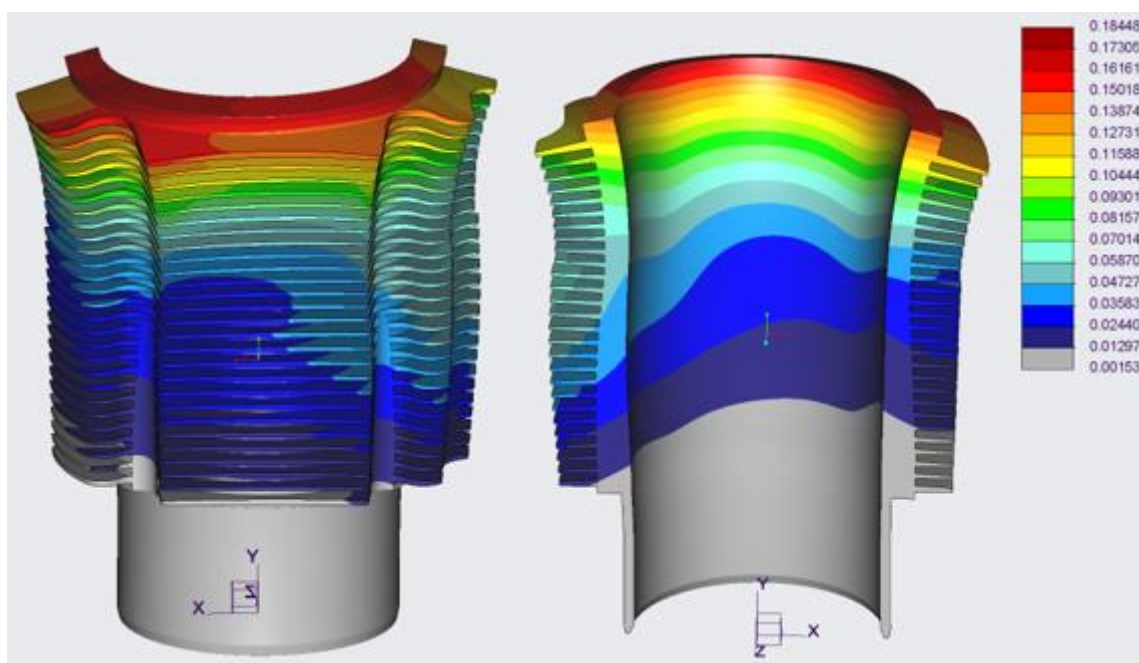
Obr. 121 Deformace vlivem teploty a předpětí (nafta 1000ot) [mm]



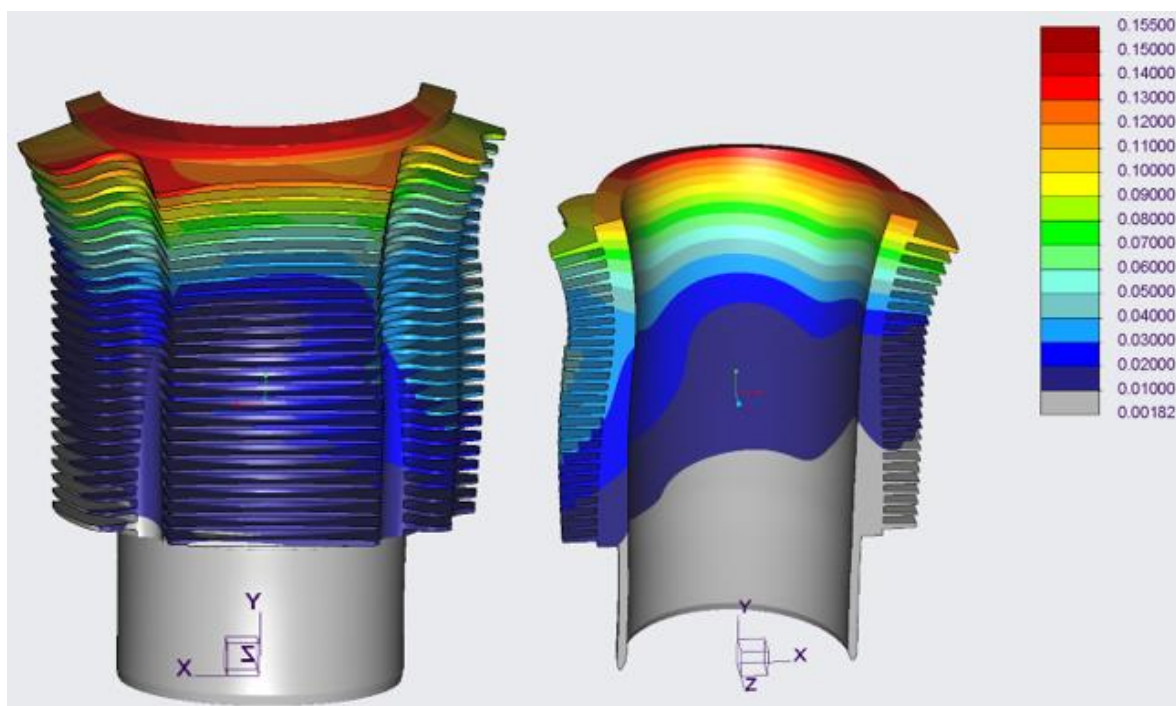
Obr. 122 Deformace vlivem teploty, maximálního tlaku a předpětí (nafta 1000ot) [mm]



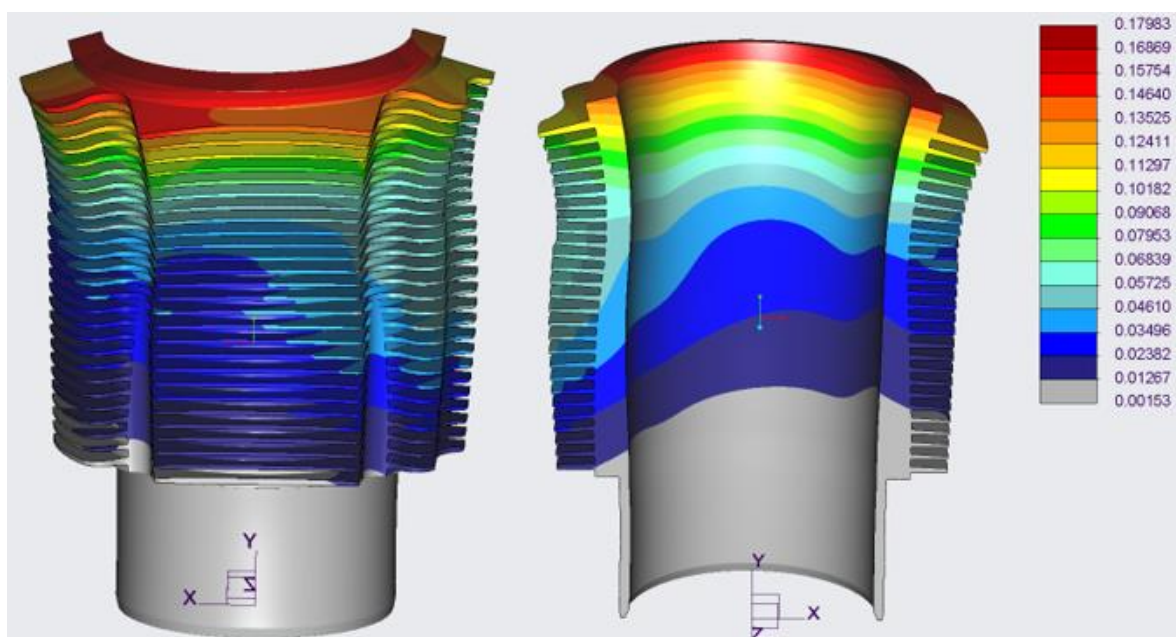
Obr. 123 Deformace vlivem teploty, tlaku  $p_1$  a předpětí (nafta 1000ot) [mm]



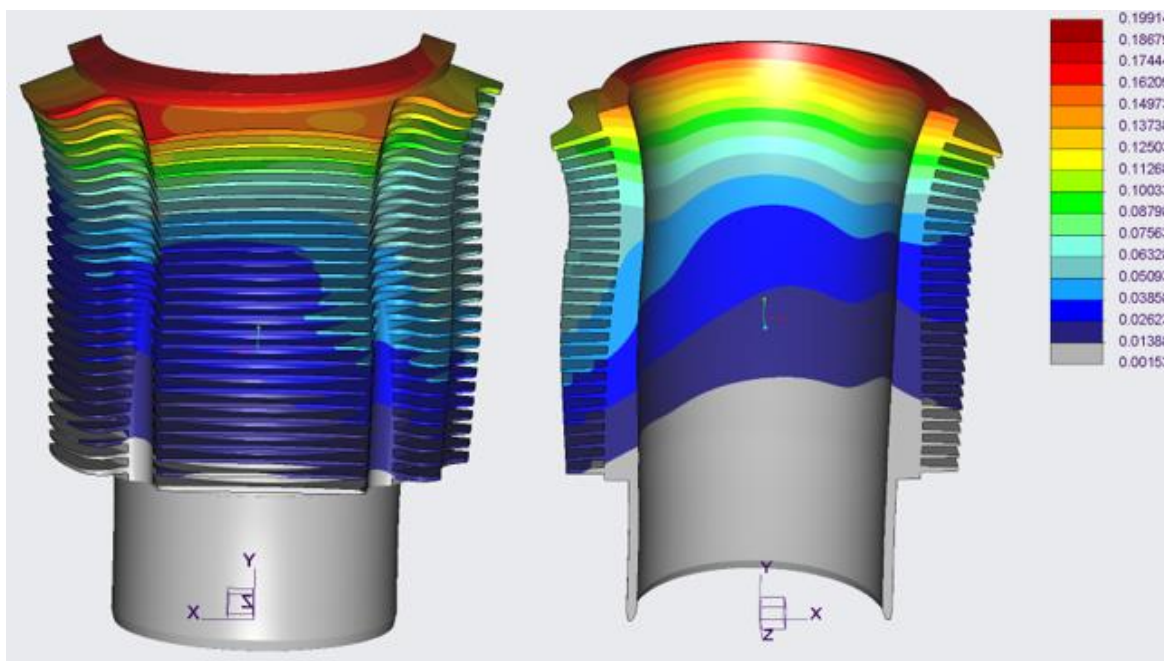
Obr. 124 Deformace vlivem teploty, tlaku  $p_2$  a předpětí (nafta 1000ot) [mm]



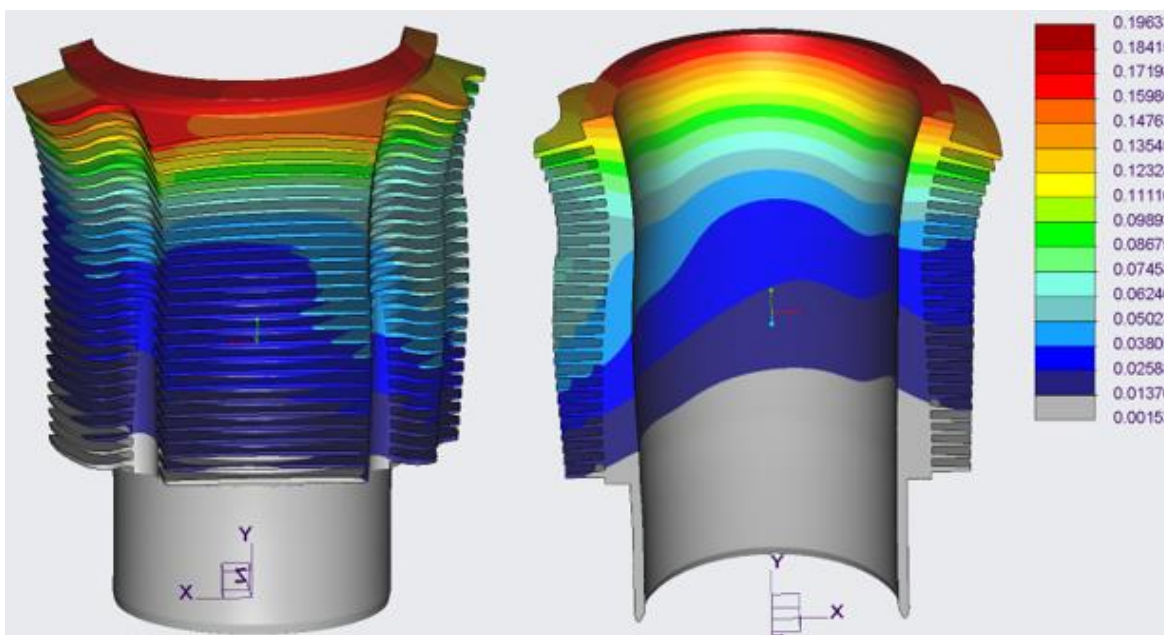
Obr. 125 Deformace vlivem teploty, tlaku  $p_3$  a předpětí (nafta 1000ot) [mm]



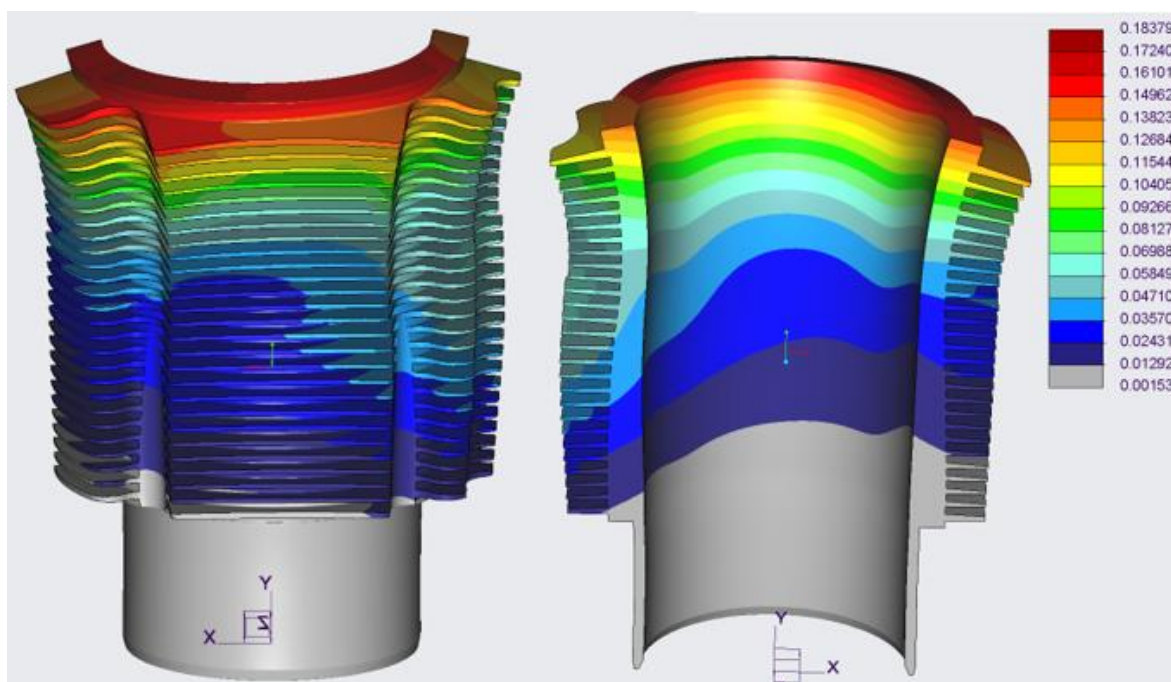
Obr. 126 Deformace vlivem teploty a předpětí (nafta 1700ot) [mm]



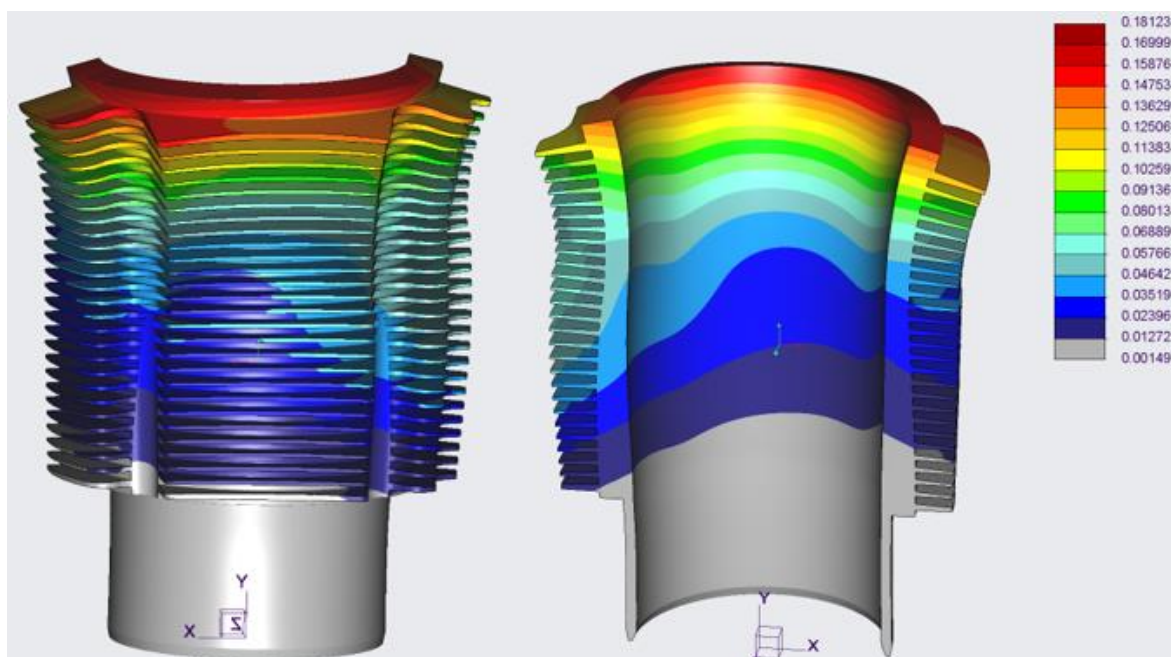
Obr. 127 Deformace vlivem teploty, maximálního tlaku a předpětí (nafta 1700ot) [mm]



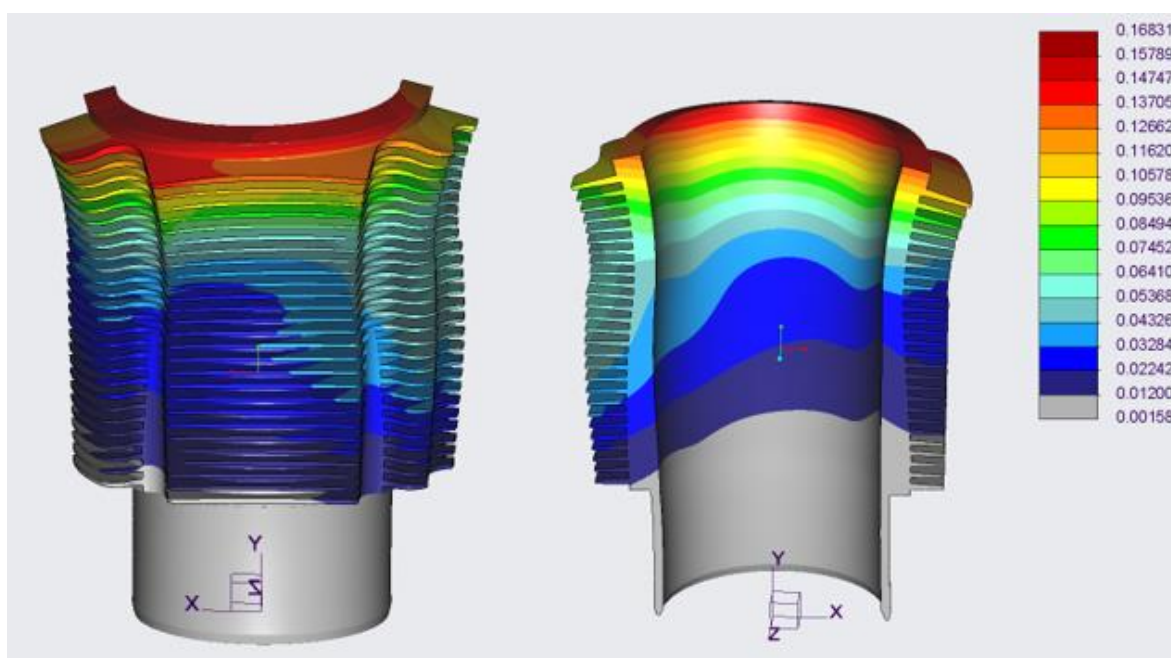
Obr. 128 Deformace vlivem teploty, tlaku  $p_1$  a předpětí (nafta 1700ot) [mm]



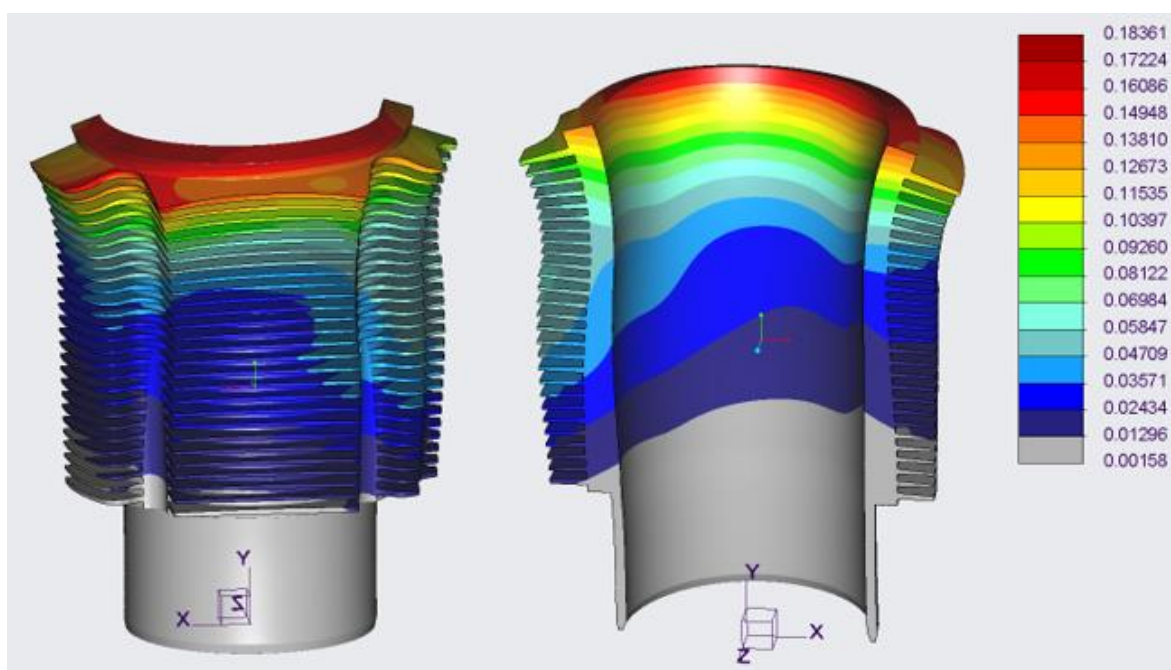
Obr. 129 Deformace vlivem teploty, tlaku  $p_2$  a předpětí (nafta 1700ot) [mm]



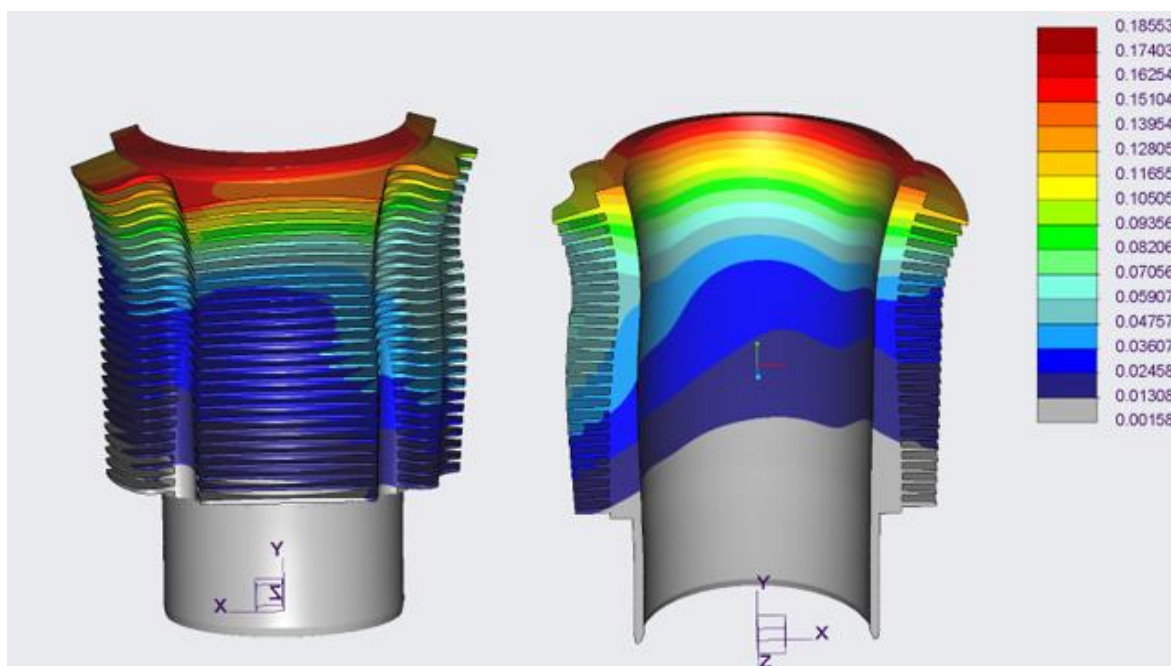
Obr. 130 Deformace vlivem teploty, tlaku  $p_3$  a předpětí (nafta 1700ot) [mm]



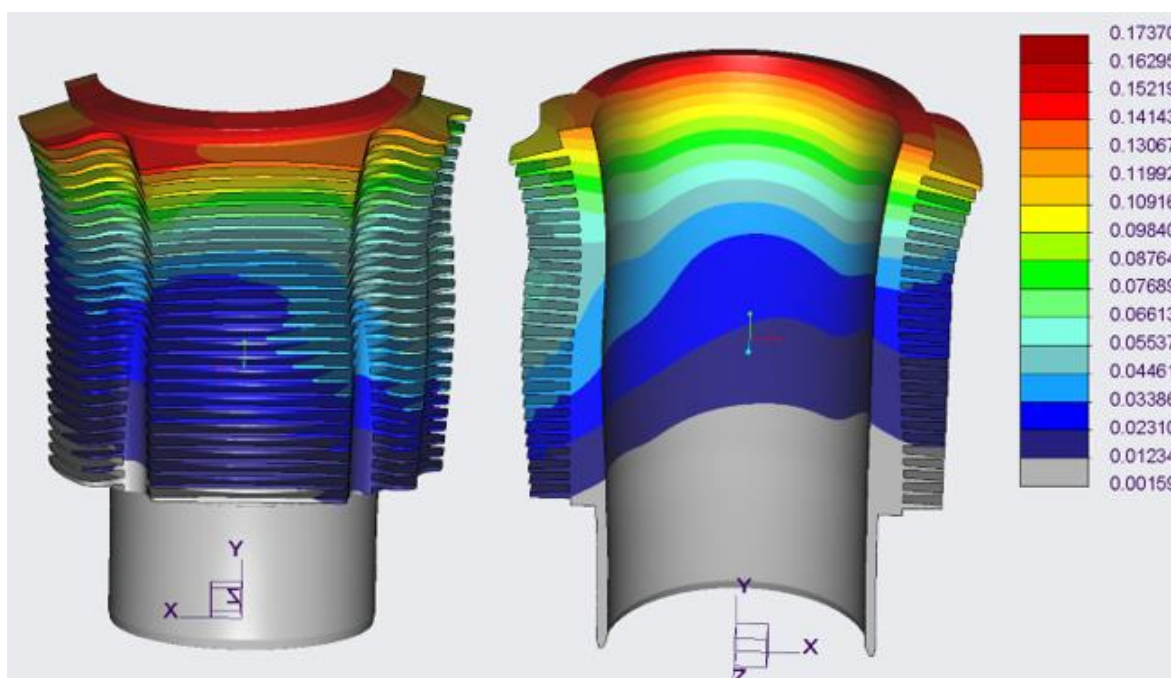
Obr. 131 Deformace vlivem teploty a předpětí (vodík 1200ot) [mm]



Obr. 132 Deformace vlivem teploty, maximálního tlaku a předpětí (vodík 1200ot) [mm]

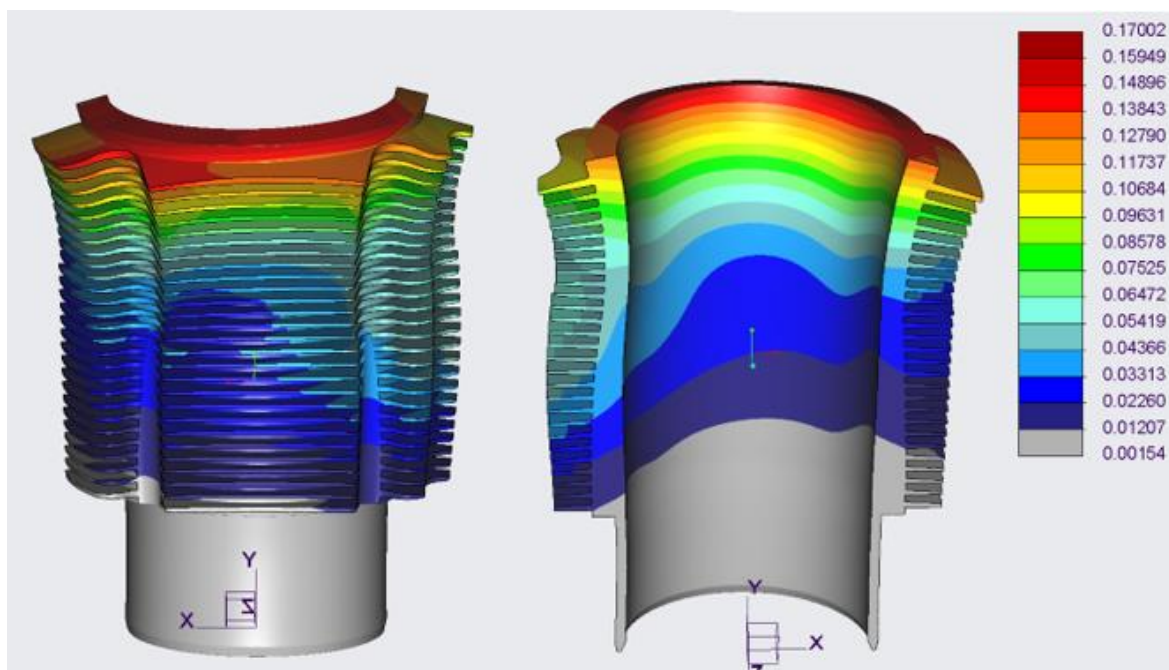


Obr. 133 Deformace vlivem teploty, tlaku  $p_1$  a předpětí (vodík 1200ot) [mm]

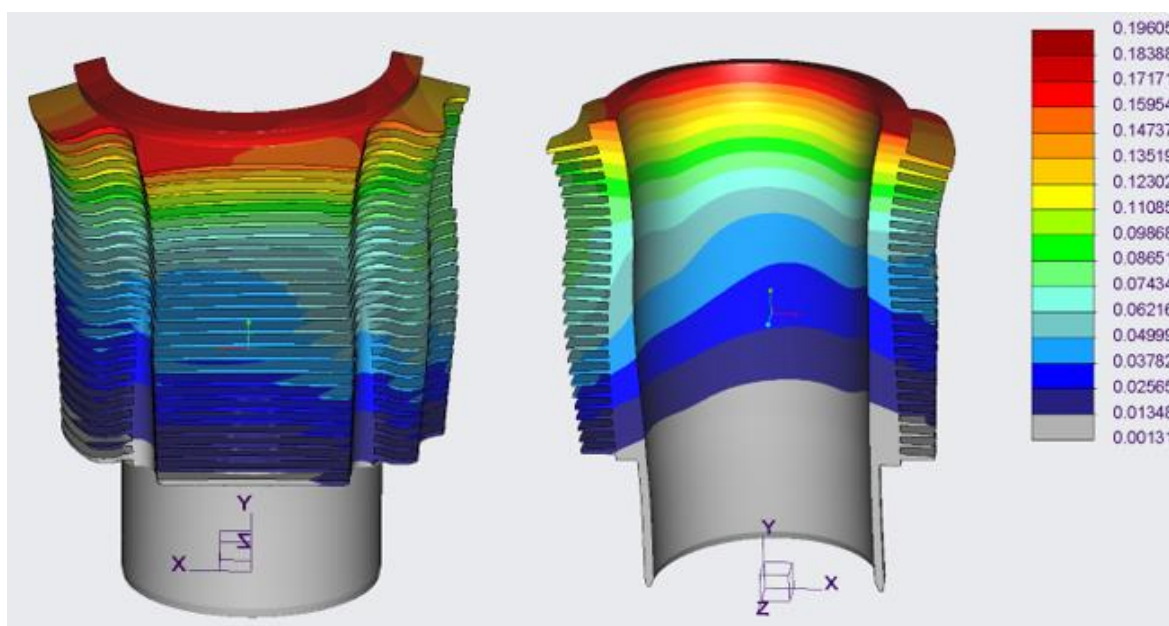


Obr. 134 Deformace vlivem teploty, tlaku  $p_2$  a předpětí (vodík 1200ot) [mm]

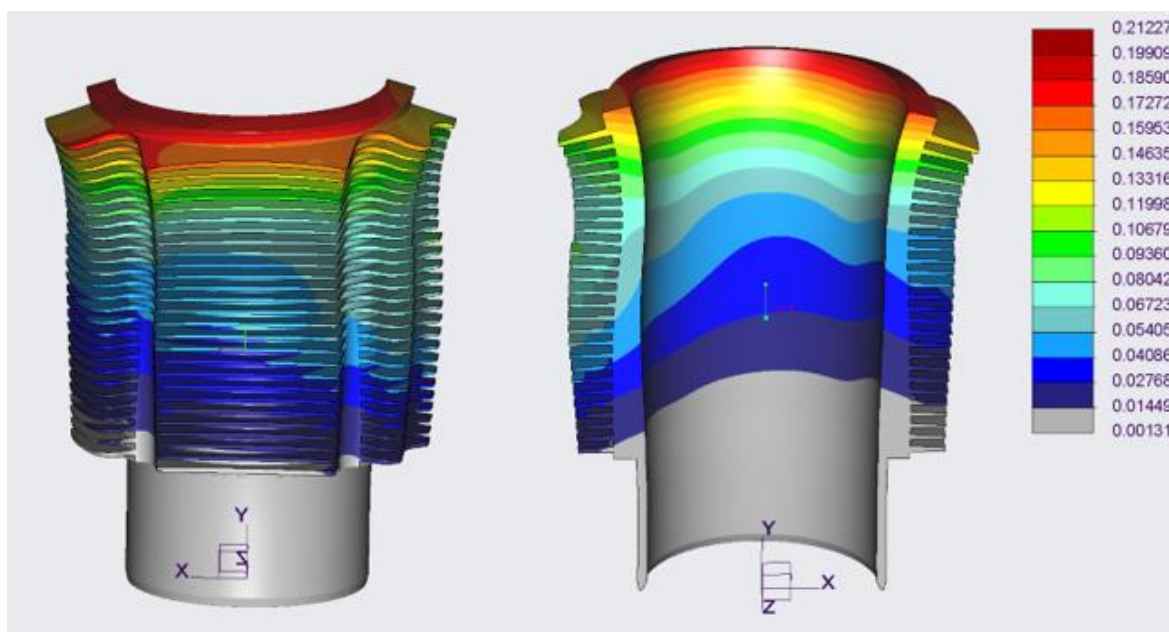




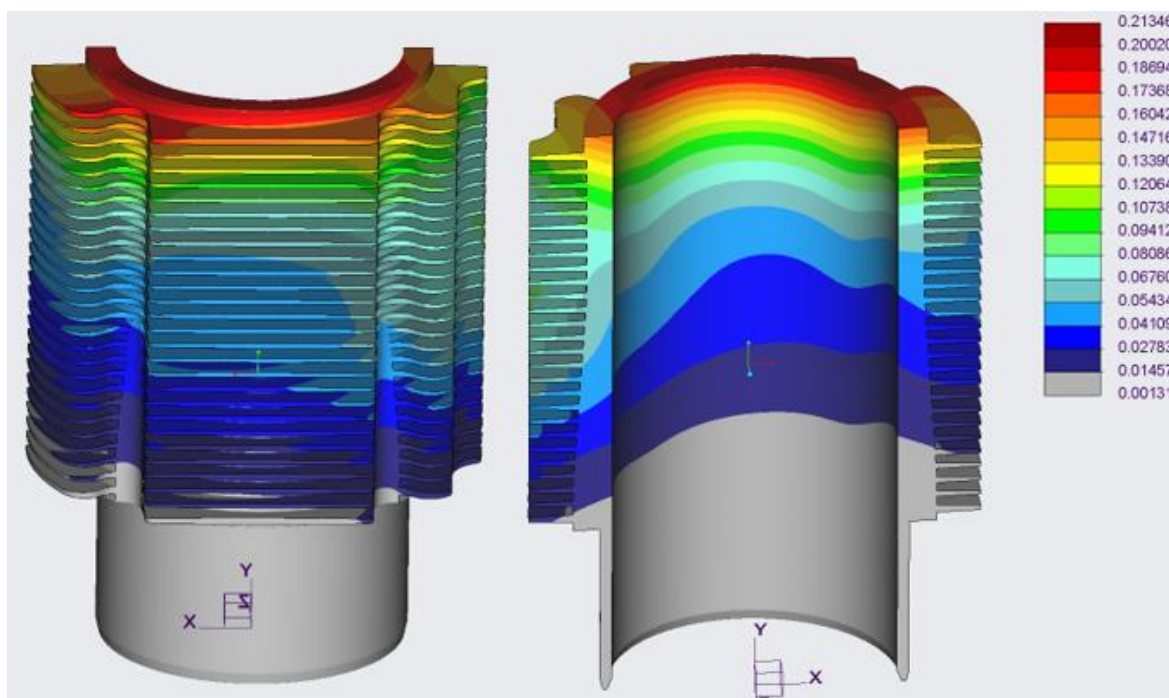
Obr. 135 Deformace vlivem teploty, tlaku p3 a předpětí (vodík 1200ot) [mm]



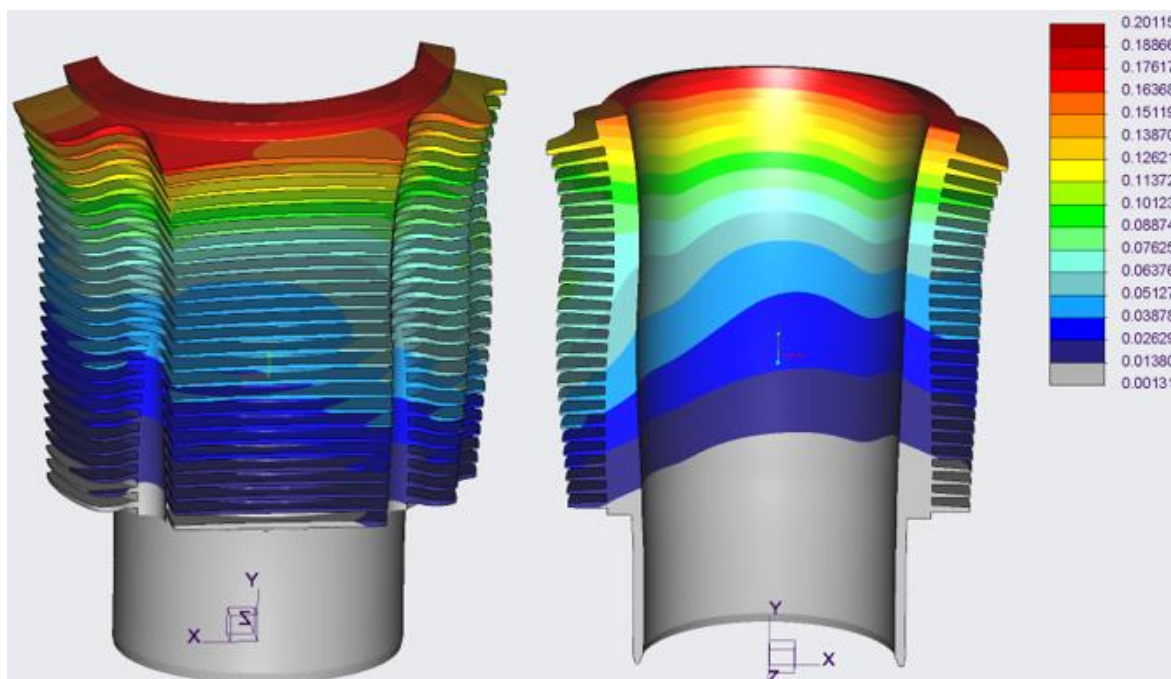
Obr. 136 Deformace vlivem teploty a předpětí (vodík 1800ot) [mm]



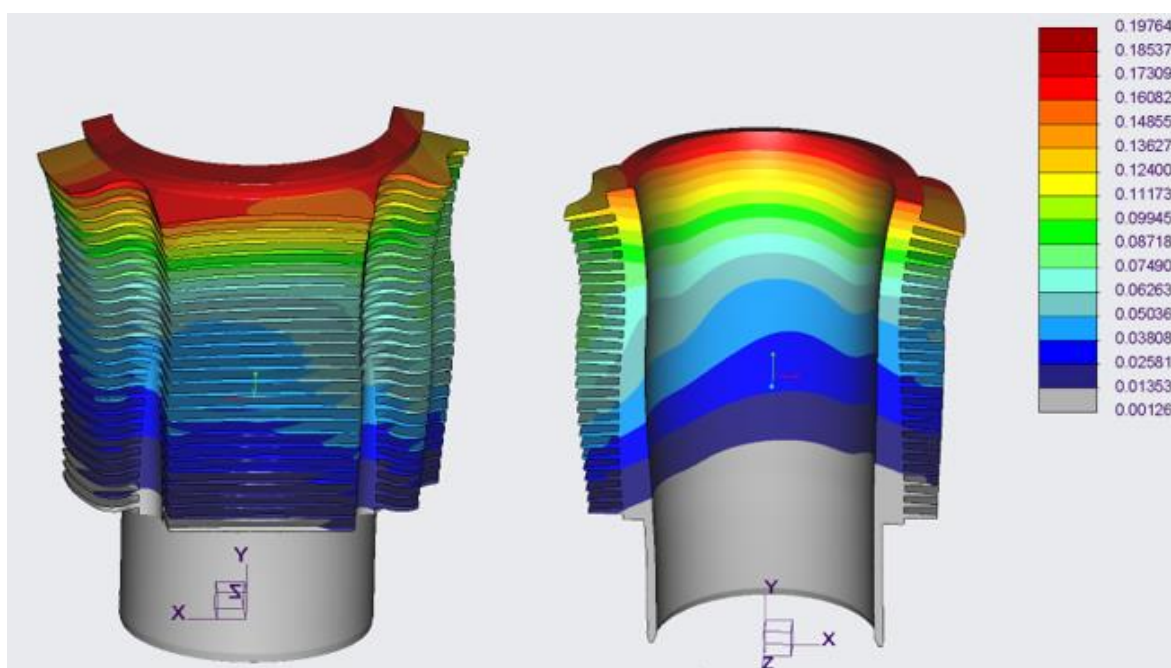
Obr. 137 Deformace vlivem teploty, maximálního tlaku a předpětí (vodík 1800ot) [mm]



Obr. 138 Deformace vlivem teploty, tlaku  $p_1$  a předpětí (vodík 1800ot) [mm]



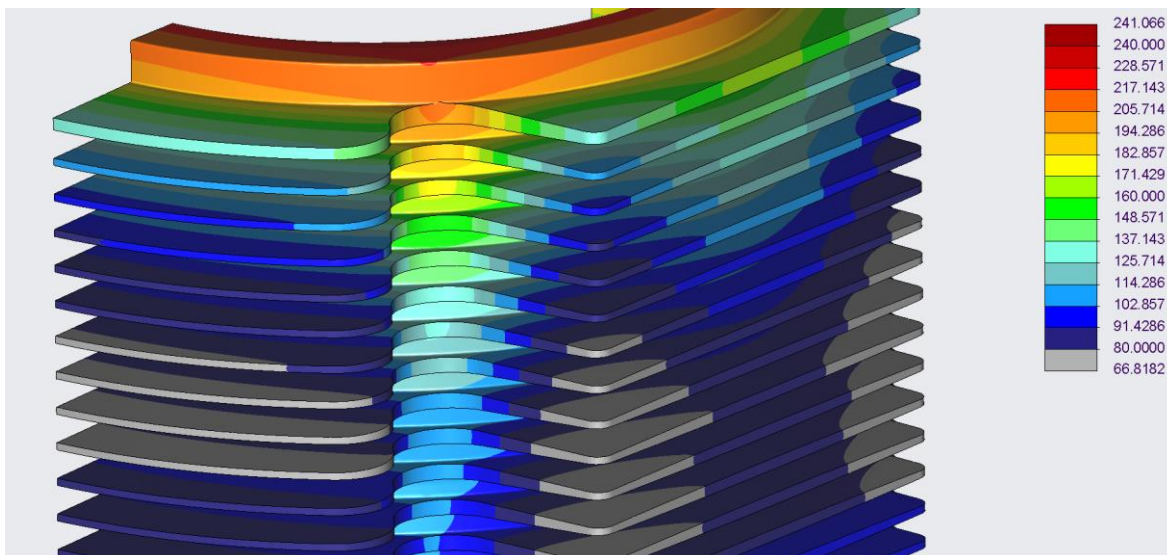
Obr. 139 Deformace vlivem teploty, tlaku  $p_2$  a předpětí (vodík 1800ot) [mm]



Obr. 140 Deformace vlivem teploty, tlaku  $p_3$  a předpětí (vodík 1800ot) [mm]

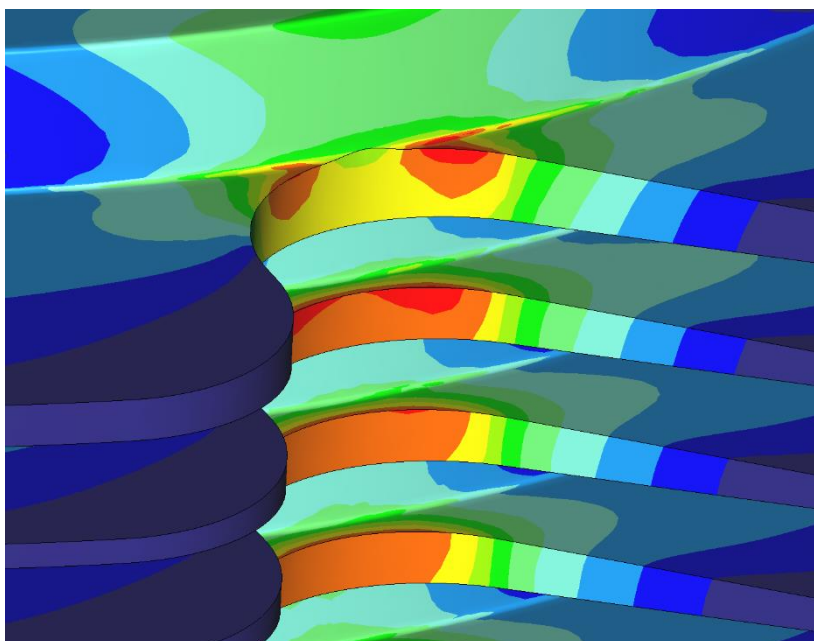


Z výsledků je možné si všimnout, že všechny výpočtové stavy spolu sdílejí oblast, v které se nachází jejich extrémní napětí. Jelikož napjatost se v této oblasti vyskytuje již při teplotním zatížení, lze usuzovat, že je z valné většiny způsobena teplotní deformací vložky. Tuto úvahu je možné si ověřit pomocí teplotního rozložení na součásti, viz obr. 141. Z obrázku je patrné, že kvůli absenci plnohodnotného žebrování v této oblasti dochází k větší teplotní dilataci než u sousedních částí, což vede ke vzniku napjatosti.



Obr. 141 Detailní pohled na rozložení teplot v kritické lokaci

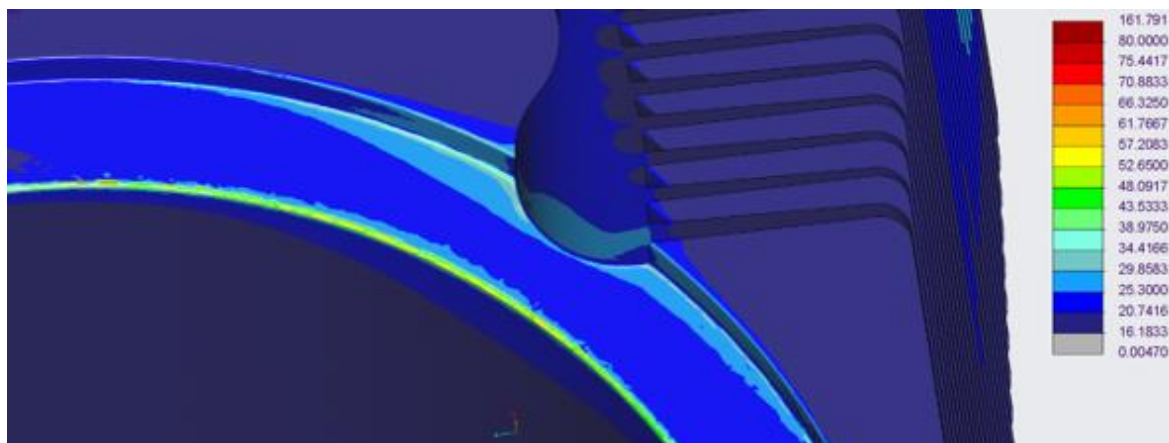
Extrém zde však může být způsoben i deformací elementů u téměř tangentsní hrany, viz obr. 142.



Obr. 142 Detail hrany

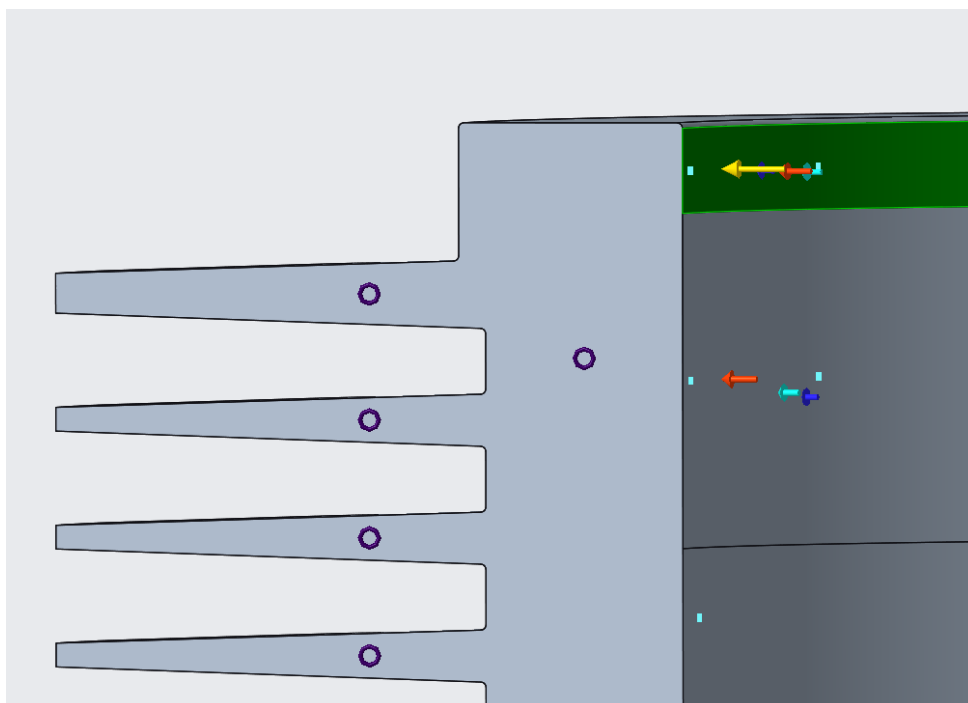


Další maxima napětí vznikala na hraně okrajové podmínky vetknutí, viz obr. 143, tato napětí opět nemají konkrétně velkou výpovědní hodnotu, a proto budou ignorována.



Obr. 143 Vetknutí válce

Nejvíce náročnými stavy se jeví být pro všechny počítané varianty kombinované namáhání od teplot, předpětí a tlaku v zóně 1. Intuitivně by se mohlo zdát, že nejhorší možnou variantou z hlediska namáhání bude zóna s maximálním tlakem, ale jelikož je oblast, na kterou působí maximální tlak, vysoká pouze 5mm, zachytává většinu tohoto tlaku zesílená stěna v horní části vložky, viz obr. 144.



Obr. 144 Rozšíření stěny válce



### 8.2.5.3 Závěr

Maximální napětí 78 MPa pro naftový motor nastalo při 1700ot při tlaku v zóně 1 v kombinaci s teplotami a předpětím. Pro vodíkový motor toto maximální napětí při 1800ot a při stejných podmínkách činilo 81 MPa. Naftový motor tedy vyhovuje pevnostní podmínce, zatímco vodíkový pevnostní podmínku nesplnil.



## 9 Závěr

Tato bakalářská práce se zabývala pevnostní kontrolou pístu a válce experimentálního motoru. Vytvořený model byl podroben výpočtovým analýzám, kde bylo zjištěno, že naftová i vodíková varianta pístu vyhovuje pevnostní podmínce, zatímco válec vyhovuje pouze v naftové konfiguraci. Pokud by se však docílilo optimálnějšího chladícího účinku, například umístěním tvarovaného krycího plechu před vložku, mohla by se odstranit pnutí způsobená nerovnoměrnou teplotní dilatací, čímž by bylo možné pevnostní podmínku splnit.



## Seznam použité literatury

- [1] MACEK, Jan. *Spalovací motory*. 2. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-01-05015-6.
- [2] VLK, František. *Automobilová technická příručka*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-9681-4.
- [3] HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. První. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [4] *Hydrogen use in internal combustion engines* [online]. Palm Desert: College of the Desert, 2001 [cit. 2023-07-05]. Dostupné z: <https://www.energy.gov/sites/default/files/2014/03/f11/fcm03r0.pdf>
- [5] RAUSCHER, Jaroslav. *Vozidlové motory* [online]. Brno: VUT Brno, 1996 [cit. 2023-07-06]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/ramik/files/Vozidlove%20motory.pdf>
- [6] Piston and components. In: *Rheinmetall* [online]. [cit. 2023-07-12]. Dostupné z: <https://mam.ms-motorservice.com/mc/epaper?guid=14c0a4301462282c>
- [7] *Dílenská příručka nákladních automobilů Tatra 815*. První. Kopřivnice: Tatra, 1989.
- [8] PEKÁREK, Stanislav. *Technologie oprav 1: Učebnice pro 2. a 3. ročník oboru Opravář zemědělských strojů*. První. Nový Jičín: Střední škola technická a zemědělská, 2015. ISBN 978-80-88058-23-6.
- [9] E-konstruktor. In: *E-konstruktor* [online]. [cit. 2023-07-12]. Dostupné z: <https://e-konstruktor.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolonych-napeti-pro-sedou-litinu>
- [10] *Technické vzorce*. 2. vyd. Bratislava: Alfa, 1987. Edícia strojárskiej literatúry (Alfa). ISBN 63-164-84.
- [11] *Dílenská příručka nákladních automobilů Tatra 815*. 1. vyd. Kopřivnice: Tatra, 1989.
- [12] LEINVEBER, Ing. a Ing. VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2017.
- [13] Your Oil's Best Friend – The Piston Ring. In: *Hot Rod Engine Tech* [online]. Phoenix [cit. 2023-07-12]. Dostupné z: <https://hotrodenginetechnic.com/your-oils-best-friend-the-piston-ring/>





## Seznam obrázků

Obr. 1 konstrukční provedení pístu: 1 - dno pístu, 2 - horní můstek, 3 – drážky pro pístní kroužky, 4 – můstky mezi drážkami pro pístní kroužky, 5 – drážka pro stírací kroužek, 6 – plášť pístu, 7 – nálietek pro pístní čep, 8 – uložení pístního čepu, 9 – drážka pro pojistku pístního čepu [5] .....	19
Obr. 2 Rozložení teplot na dně a plášti pístu [5].....	20
Obr. 3 Tvar pístu rychloběžného dvoudobého motoru [5].....	21
Obr. 4 Tvar pístu čtyřdobého zážehového motoru [5] .....	22
Obr. 5 Píst vznětového motoru [5] .....	23
Obr. 6 Spalovací komory vznětových motorů s přímým vstřikem paliva [5] .....	24
Obr. 7 Drážkování horního můstku [5] .....	24
Obr. 8 Tvary náliček pro pístní čep a jejich ukotvení ke dnu pístu [5] .....	25
Obr. 9 Klasické provedení pístu vznětového motoru nákladního automobilu [5].....	26
Obr. 10 Chlazený píst vznětového motoru nákladního automobilu [5] .....	26
Obr. 11 Křížákový píst vznětového motoru nákladního automobilu [5] .....	27
Obr. 12 Litinový píst velkého pomaloběžného motoru [5].....	27
Obr. 13 Skládání píst s ocelovou korunou a pláštěm z Al slitiny [5] .....	28
Obr. 14 Skládání píst s ocelovou korunou a litinovým pláštěm [5] .....	28
Obr. 15 Nástriek dna pístu [5] .....	29
Obr. 16 Chladicí kanál v hlavě pístu [5] .....	29
Obr. 17 Píst se stíracími kroužky [13] .....	30
Obr. 18 Provedení válců dvoudobého motoru [5].....	32
Obr. 19 Heterogenní válec dvoudobého motoru [5] .....	32
Obr. 20 Utěsnění spalovacího prostoru [5] .....	33
Obr. 21 Přepouštěcí kanály dvoudobého motoru [5] .....	33
Obr. 22 Válec vzduchem chlazeného čtyřdobého motoru [5].....	34
Obr. 23 Suchý vložený válec [5].....	35
Obr. 24 Přesah vložky vůči motoru [5] .....	37
Obr. 25 a) Mokrý vložený válec s horní dosedací plochou, b) Mokrý vložený válec s dolní dosedací plochou [5].....	37
Obr. 26 Detail pracovního povrchu válce po honování [5] .....	38
Obr. 27 Motor Tatra T3C-928-81 s přeplňováním .....	39
Obr. 28 Model experimentálního jednoválcového motoru.....	39
Obr. 29 Nucené chlazení vzduchem (Tatra T930) [8] .....	40
Obr. 30 Model pístu naftového a vodíkového motoru.....	42
Obr. 31 Porovnání původní a zjednodušené geometrie – pístní kroužky.....	43
Obr. 32 Porovnání původní a zjednodušené geometrie – plášť pístu .....	43
Obr. 33 Porovnání původní a zjednodušené geometrie – řez součástí .....	43
Obr. 34 Okrajové podmínky – vetknutí .....	44
Obr. 35 Okrajové podmínky - symetrie .....	44
Obr. 36 Místa s jemnější sítí .....	45
Obr. 37 Vysíťovaný model .....	45
Obr. 38 Okrajové podmínky – dno pístu.....	47
Obr. 39 Okrajové podmínky – pístní kroužky .....	47
Obr. 40 Okrajové podmínky – chladicí kanál .....	48
Obr. 41 Okrajové podmínky – pouzdro pístního čepu.....	48
Obr. 42 Okrajové podmínky – spodek pístu .....	49
Obr. 43 Okrajové podmínky – plášť pístu .....	49
Obr. 44 Okrajové podmínky – tlak na dno pístu .....	51
Obr. 45 Výsledné teplotní rozložení na pístu (nafta 1700ot) [°C].....	52
Obr. 46 Výsledné teplotní rozložení na pístu (nafta 1000ot) [°C].....	52
Obr. 47 Výsledné teplotní rozložení na pístu (vodík 1200ot) [°C] .....	53
Obr. 48 Výsledné teplotní rozložení na pístu (vodík 1800ot) [°C] .....	53



Obr. 49 Napětí vlivem teplot (nafta 1000ot) [MPa] .....	54
Obr. 50 Napětí vlivem tlaku (nafta 1000ot) [MPa] .....	54
Obr. 51 Napětí vlivem kombinovaného namáhání (nafta 1000ot) [MPa] .....	54
Obr. 52 Napětí vlivem teplot (nafta 1700ot) [MPa] .....	55
Obr. 53 Napětí vlivem tlaku (nafta 1700ot) [MPa] .....	55
Obr. 54 Napětí vlivem kombinovaného namáhání (nafta 1700ot) [MPa] .....	55
Obr. 55 Napětí vlivem teplot (vodík 1200ot) [MPa] .....	56
Obr. 56 Napětí vlivem tlaku (vodík 1200ot) [MPa] .....	56
Obr. 57 Napětí vlivem kombinovaného namáhání (vodík 1200ot) [MPa] .....	56
Obr. 58 Napětí vlivem teplot (vodík 1800ot) [MPa] .....	57
Obr. 59 Napětí vlivem tlaku (vodík 1800ot) [MPa] .....	57
Obr. 60 Napětí vlivem kombinovaného namáhání (vodík 1800ot) [MPa] .....	57
Obr. 61 Deformace vlivem teplot (nafta 1000ot) [mm] .....	58
Obr. 62 Deformace vlivem tlaku (nafta 1000ot) [mm] .....	58
Obr. 63 Deformace vlivem kombinovaného namáhání (nafta 1000ot) [mm] .....	58
Obr. 64 Deformace vlivem teplot (nafta 1700ot) [mm] .....	59
Obr. 65 Deformace vlivem tlaku (nafta 1800ot) [mm] .....	59
Obr. 66 Deformace vlivem kombinovaného namáhání (nafta 1800ot) [mm] .....	59
Obr. 67 Deformace vlivem teplot (vodík 1200ot) [mm] .....	60
Obr. 68 Deformace vlivem tlaku (vodík 1200ot) [mm] .....	60
Obr. 69 Deformace vlivem kombinovaného namáhání (vodík 1200ot) [mm] .....	60
Obr. 70 Deformace vlivem teplot (vodík 1800ot) [mm] .....	61
Obr. 71 Deformace vlivem tlaku (vodík 1800ot) [mm] .....	61
Obr. 72 Deformace vlivem kombinovaného namáhání (vodík 1800ot) [mm] .....	61
Obr. 73 Extrém v pouzdře pro pístní čep [MPa] .....	62
Obr. 74 Znárodnění ohybu horního můstku .....	62
Obr. 75 Model válcové vložky .....	64
Obr. 76 Porovnání původní a zjednodušené geometrie – horní osazení .....	65
Obr. 77 Porovnání původní a zjednodušené geometrie – technologické prvky .....	65
Obr. 78 Vnější povrch válce rozdělen do regionů .....	65
Obr. 79 Model chladicí sestavy pro CFD simulace .....	66
Obr. 80 Ovlivnění toku vzduchu krytováním válce .....	68
Obr. 81 Návětrná strana válcové jednotky .....	69
Obr. 82 Okrajové podmínky – zavazbení válce .....	70
Obr. 83 Okrajové podmínky – symetrie válce .....	70
Obr. 84 Nastavení velikosti elementu na vnitřním povrchu válce .....	71
Obr. 85 Vysíťovaný model válce .....	71
Obr. 86 Rozdělení vnitřní plochy válce na teplotní zóny .....	73
Obr. 87 Šrouby hlavy válce (zvýrazněno) .....	76
Obr. 88 Tlak na horní plochu válce vyvolaný předpětím šroubů hlavy válce .....	76
Obr. 89 Průběh tlaku (nafta 1700ot) .....	80
Obr. 90 Průběh tlaku (nafta 1000ot) .....	80
Obr. 91 Průběh tlaku (vodík 1200ot) .....	81
Obr. 92 Průběh tlaku (nafta 1800ot) .....	81
Obr. 93 Rozdělení tlakových zón uvnitř válce .....	82
Obr. 94 Výpočet tlaku pro zónu 2 .....	82
Obr. 95 Rozmístění termočlánků na válcové jednotce .....	84
Obr. 96 Měřicí body nahrazující termočlánky .....	85
Obr. 97 Rozložení teplot na válci (nafta 1000ot) [°C] .....	86
Obr. 98 Rozložení teplot na válci (nafta 1700ot) [°C] .....	86
Obr. 99 Rozložení teplot na válci (vodík 1200ot) [°C] .....	87
Obr. 100 Rozložení teplot na válci (vodík 1800ot) [°C] .....	87
Obr. 101 Napětí od teplot a předpětí (nafta 1000ot) [MPa] .....	88
Obr. 102 Napětí od teplot, maximálního tlaku a předpětí (nafta 1000ot) [MPa] .....	88



Obr. 103 Napětí od teplot, tlaku p1 a předpětí (nafta 1000ot) [MPa] .....	89
Obr. 104 Napětí od teplot, tlaku p2 a předpětí (nafta 1000ot) [MPa] .....	89
Obr. 105 Napětí od teplot, tlaku p3 a předpětí (nafta 1000ot) [MPa] .....	90
Obr. 106 Napětí od teplot a předpětí (nafta 1700ot) [MPa] .....	90
Obr. 107 Napětí od teplot, maximálního tlaku a předpětí (nafta 1700ot) [MPa].....	91
Obr. 108 Napětí od teplot, tlaku p1 a předpětí (nafta 1700ot) [MPa] .....	91
Obr. 109 Napětí od teplot, tlaku p2 a předpětí (nafta 1700ot) [MPa] .....	92
Obr. 110 Napětí od teplot, tlaku p3 a předpětí (nafta 1700ot) [MPa] .....	92
Obr. 111 Napětí od teplot a předpětí (vodík 1200ot) [MPa] .....	93
Obr. 112 Napětí od teplot, maximálního tlaku a předpětí (vodík 1200ot) [MPa] .....	93
Obr. 113 Napětí od teplot, tlaku p1 a předpětí (vodík 1200ot) [MPa] .....	94
Obr. 114 Napětí od teplot, tlaku p2 a předpětí (vodík 1200ot) [MPa] .....	94
Obr. 115 Napětí od teplot, tlaku p3 a předpětí (vodík 1200ot) [MPa] .....	95
Obr. 116 Napětí od teplot a předpětí (vodík 1800ot) [MPa] .....	95
Obr. 117 Napětí od teplot, maximálního tlaku a předpětí (vodík 1800ot) [MPa] .....	96
Obr. 118 Napětí od teplot, tlaku p1 a předpětí (vodík 1800ot) [MPa] .....	96
Obr. 119 Napětí od teplot, tlaku p2 a předpětí (vodík 1800ot) [MPa] .....	97
Obr. 120 Napětí od teplot, tlaku p3 a předpětí (vodík 1800ot) [MPa] .....	97
Obr. 121 Deformace vlivem teploty a předpětí (nafta 1000ot) [mm] .....	98
Obr. 122 Deformace vlivem teploty, maximálního tlaku a předpětí (nafta 1000ot) [mm] .....	98
Obr. 123 Deformace vlivem teploty, tlaku p1 a předpětí (nafta 1000ot) [mm] .....	99
Obr. 124 Deformace vlivem teploty, tlaku p2 a předpětí (nafta 1000ot) [mm] .....	99
Obr. 125 Deformace vlivem teploty, tlaku p3 a předpětí (nafta 1000ot) [mm] .....	100
Obr. 126 Deformace vlivem teploty a předpětí (nafta 1700ot) [mm] .....	100
Obr. 127 Deformace vlivem teploty, maximálního tlaku a předpětí (nafta 1700ot) [mm] .....	101
Obr. 128 Deformace vlivem teploty, tlaku p1 a předpětí (nafta 1700ot) [mm] .....	101
Obr. 129 Deformace vlivem teploty, tlaku p2 a předpětí (nafta 1700ot) [mm] .....	102
Obr. 130 Deformace vlivem teploty, tlaku p3 a předpětí (nafta 1700ot) [mm] .....	102
Obr. 131 Deformace vlivem teploty a předpětí (vodík 1200ot) [mm] .....	103
Obr. 132 Deformace vlivem teploty, maximálního tlaku a předpětí (vodík 1200ot) [mm] .....	103
Obr. 133 Deformace vlivem teploty, tlaku p1 a předpětí (vodík 1200ot) [mm] .....	104
Obr. 134 Deformace vlivem teploty, tlaku p2 a předpětí (vodík 1200ot) [mm] .....	104
Obr. 135 Deformace vlivem teploty, tlaku p3 a předpětí (vodík 1200ot) [mm] .....	105
Obr. 136 Deformace vlivem teploty a předpětí (vodík 1800ot) [mm] .....	105
Obr. 137 Deformace vlivem teploty, maximálního tlaku a předpětí (vodík 1800ot) [mm] .....	106
Obr. 138 Deformace vlivem teploty, tlaku p1 a předpětí (vodík 1800ot) [mm] .....	106
Obr. 139 Deformace vlivem teploty, tlaku p2 a předpětí (vodík 1800ot) [mm] .....	107
Obr. 140 Deformace vlivem teploty, tlaku p3 a předpětí (vodík 1800ot) [mm] .....	107
Obr. 141 Detailní pohled na rozložení teplot v kritické lokaci .....	108
Obr. 142 Detail hrany .....	108
Obr. 143 Vetknutí válce .....	109
Obr. 144 Rozšíření stěny válce .....	109



## Seznam tabulek

Tab. 1 Odvod tepla z pístu v závislosti na způsobu chlazení [5] .....	29
Tab. 2 Parametry experimentálního naftového motoru .....	41
Tab. 3 Vlastnosti hliníkové slitiny .....	46
Tab. 4 Okrajové podmínky pro naftu .....	50
Tab. 5 Okrajové podmínky pro vodík.....	50
Tab. 6 Maximální tlaky pro jednotlivé zátěžné stavy.....	51
Tab. 7 Naměřená napětí na pístu .....	63
Tab. 8 Součinitele přestupu tepla pro jednotlivé zóny .....	68
Tab. 9 Vlastnosti šedé litiny [9].....	72
Tab. 10 Hodnoty pro teplotní okrajové podmínky vnitřku válce .....	74
Tab. 11 Hodnoty pro teplotní okrajové podmínky vnějšku válce .....	75
Tab. 12 Hodnoty tlaků v jednotlivých zónách.....	83
Tab. 13 Tabulka naměřených hodnot teplot .....	85