

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH A ANALÝZA KONSTRUKČNÍ VARIANTY PÍSTU SPALOVACÍHO MOTORU

DESIGN AND ANALYSIS OF IC ENGINE PISTON

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MARTIN SLEZÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. PAVEL RAMÍK

BRNO 2008

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2007/08

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Slezák Martin

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Dopravní a manipulační technika (2301T001)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh a analýza konstrukční varianty pístu spalovacího motoru

v anglickém jazyce:

Design and Analysis of IC Engine Piston

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh upravené varianty pístu spalovacího motoru a s pomocí výpočtové analýzy proveďte srovnání jednotlivých konstrukčních variant.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte rešerši současného stavu konstrukce pístů spalovacích motorů.
2. Sestavte CAD model současného provedení pístu daného vznětového motoru.
3. Připravte výpočtový model pístu pro účely provedení analýzy napjatosti v MKP systému.
4. Proveďte MKP analýzu napjatosti stávající varianty pístu.
5. Vypracujte alternativní konstrukční návrh pístu se zaměřením na snížení hmotnosti.
6. Proveďte analýzu napjatosti upravené varianty, srovnajte získané výsledky a vyslovte se k vhodnosti navržené konstrukce.

Seznam odborné literatury:

- [1] Hafner, K.E., Maass, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag Wien-New York 1995
- [2] Mahle Group web page [online], 2006, poslední revize 12.10.2006. Dostupné z: <http://www.mahle.com>
- [3] Pro/Engineer WildFire 2.0 Resource Center [online], Parametric Technology Corporation, 2006, poslední revize 5.10.2006. Dostupné z: http://www.ptc.com/community/resource_center/proengineer/index.htm
- [4] Release 10.0 Documentation for ANSYS, ANSYS Inc., USA, 2005

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Ramík

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2007/08.

V Brně, dne 18.11.2007

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá výpočtovou analýzou napjatosti pístu vznětového motoru. Na základě výsledků provedených analýz je vypracován konstrukční návrh nových variant pístů se zaměřením na snížení hmotnosti a následně jsou srovnány jednotlivá konstrukční řešení se současným pístem.

Klíčová slova

píst, CAD model, konstrukční návrh, FEM analýza, snížení hmotnosti, vznětový motor

Abstract

This thesis deals with the numerical analysis state of stress diesel engine piston. Based on results of performed analyses a new pistons designed with a focus on mass reduction and consequently individual structural designs are compared with present piston.

Keywords

piston, CAD model, design, FEM analysis, mass reduction, diesel engine

Bibliografická citace

SLEZÁK, M. Návrh a analýza konstrukční varianty pístu spalovacího motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 87 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana Ing. Pavla Ramíka a s použitím uvedených zdrojů.

V Brně dne 23. 5. 2008

Martin Slezák

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce panu ing. Pavlu Ramíkovi za připomínky a rady při vypracování diplomové práce. Dále děkuji svým rodičům za podporu při studiu.

Obsah

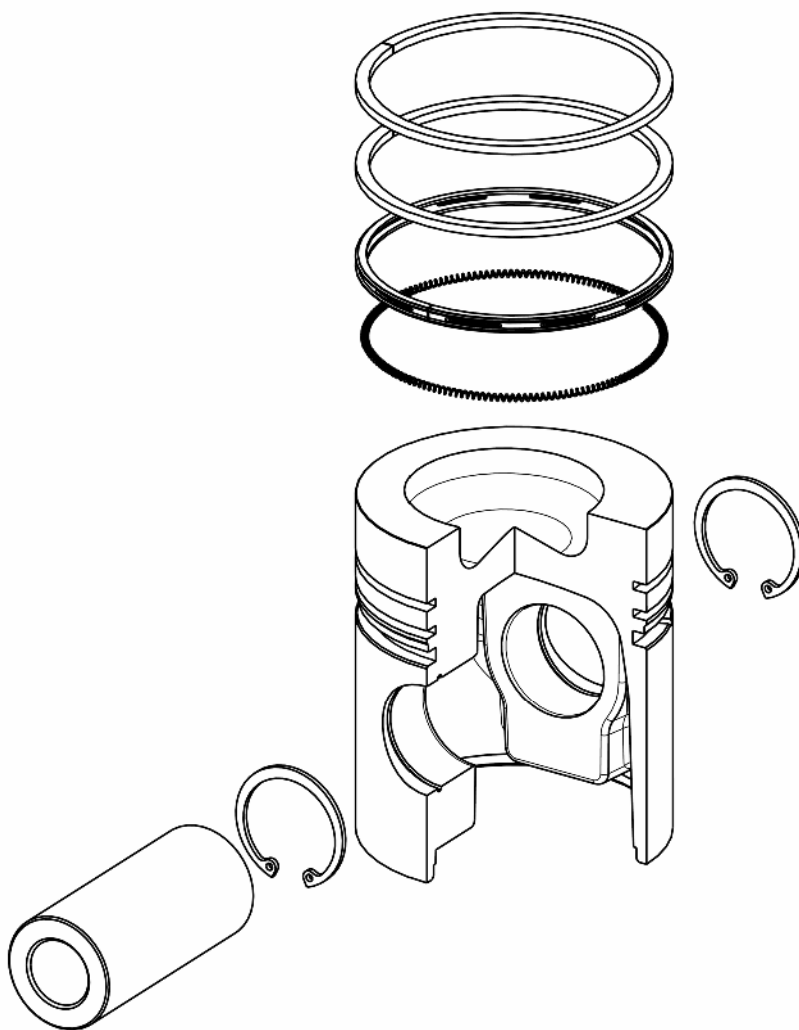
1	Úvod	8
2	Konstrukce pístů vznětových motorů.....	9
2.1	Základní části pístu.....	9
2.1.1	Dno pístu a spalovací prostor.....	10
2.1.2	Plášť pístu a nálitky pro pístní čep	11
2.2	Sekundární pohyb pístu	12
2.3	Chlazení pístů.....	13
2.4	Materiály a povrchová úprava pístů	16
2.5	Konstrukční provedení pístů.....	17
3	Základní popis a parametry motoru	20
4	Analýza kinematiky posuvných částí.....	22
5	Analýza mechanického zatížení působícího na píst.....	26
5.1	Hmotnostní parametry posuvných částí	26
5.2	Tlakové zatížení	27
5.3	Silové zatížení.....	29
5.3.1	Síly působící v ose válce.....	29
5.3.2	Boční síly působící na píst.....	29
6	CAD model současného pístu.....	31
6.1	Popis pístu.....	31
6.2	Tvorba CAD modelu	32
6.3	Srovnání modelu s reálným pístem	35
6.4	Úprava CAD modelu pro FEM analýzu	36
7	FEM analýza napjatosti současného pístu.....	37
7.1	Výpočtový model současného pístu.....	37
7.1.1	Model s prutovou náhradou	38
7.1.2	Model s kontakty.....	43
7.2	Výsledek FEM analýzy současného pístu	48
8	Konstrukční návrh nových variant pístu.....	55
8.1	Konvenční varianta pístu	55
8.2	Nekonvenční varianta pístu	59
9	FEM analýza napjatosti nových variant pístu.....	63
10	Srovnání současného pístu s navrženými konstrukčními variantami.....	71
11	Závěr.....	80
12	Použité zdroje.....	82
13	Seznam použitých zkratk a symbolů	85
14	Seznam příloh	87

1 Úvod

Předmětem této práce je analýza napjatosti a konstrukční návrh pístu čtyřválcového řadového vznětového motoru o zdvihovém objemu 4156 cm^3 . Píst spolu s těsníci a stíracími kroužky, čepem a pojistkami tvoří tzv. pístní skupinu. Celá pístní skupina i s podílem posuvných hmot ojnice se pohybuje v ose válce přímočarým vratným pohybem. V důsledku tohoto pohybu vzniká setrvačná síla, která se podílí na vzniku vibrací, hluku a na mechanickém namáhání jednotlivých součástí motoru. Za účelem minimalizace takto způsobených vibrací a namáhání je vhodné zmenšit setrvačné síly tím, že se sníží hmotnost posuvných částí.

Snížit hmotnost posuvných částí je možné dvěma způsoby. A to zmenšením podílu posuvných hmot ojnice a odlehčením pístní skupiny. Úpravu ojnice tato diplomová práce neřeší. Odlehčení pístní skupiny je možné více způsoby. V případě pístního čepu, pojistek a pístních kroužků není příliš mnoho prostoru pro snížení jejich hmotnosti. Jako jediná část pístní skupiny vhodná k výraznějšímu odlehčení je tak píst motoru.

Proto je tato diplomová práce zaměřena na analýzu současného pístu a návrh konstrukčních variant, směřujících k jeho odlehčení a tím i odlehčení celé pístní skupiny.



Obr. 1 Pístní skupina spalovacího motoru

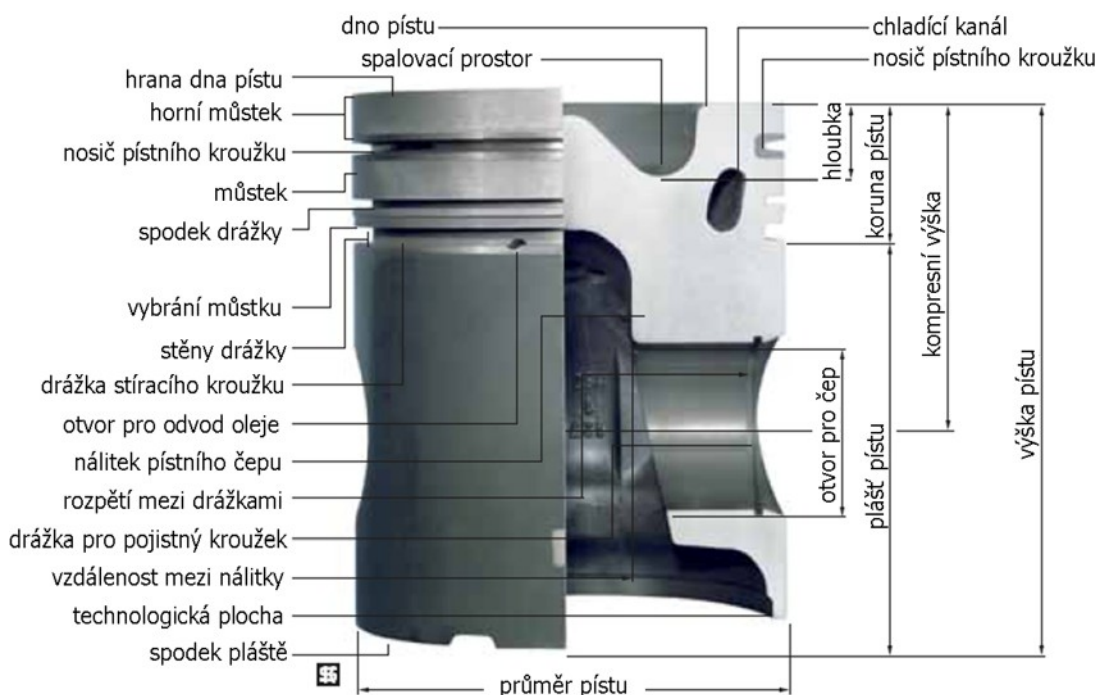
2 Konstrukce pístů vznětových motorů

Píst patří k nejvíce namáhaným částem spalovacího motoru. Je zatěžován mechanicky a tepelně. Přenáší sílu od tlaku plynu prostřednictvím pístního čepu na ojnici. Během svého přímočarého vratného pohybu v ose válce utěsňuje spalovací prostor proti průniku plynů do klikové skříně i proti vnikání oleje z klikové skříně při všech provozních podmínkách motoru. Píst musí mít ve válci z důvodů své tepelné roztažnosti dostatečnou vůli, aby se nestal zdrojem velkých pasivních odporů a tím nezhoršoval mechanickou účinnost motoru. Proto pro splnění nároků kladených na utěsnění spalovacího prostoru je píst vybaven pružnými těsníci – pístními kroužky. Proti pronikání oleje z klikové skříně je ještě opatřen stíracími pístními kroužky. Píst dále zachycuje boční sílu vyvolanou klikovým mechanismem a přenáší ji na stěnu válce.

Požadavky kladené na píst jsou různorodé a mnohdy velice protichůdné. Konstrukčním řešením pístu musí být dosaženo malé hmotnosti při dostatečné pevnosti tak, aby píst mohl přenášet působící síly a příliš se nedeformoval při jejich účincích a zároveň nezpůsoboval nevyváženost klikového mechanismu za jeho chodu zapříčiněnou svojí velkou hmotností. Dále je potřeba, aby byl píst tepelně vodivý pro odvádění tepla ze svých nejvíce zahřátých částí do stěny válce a do oleje v klikové skříně a současně, aby se s teplotou neměnily mechanické vlastnosti pístu a nedocházelo k velkým tepelným dilatacím. V neposlední řadě by píst měl mít dobré kluzné vlastnosti povrchu a přitom se minimálně opotřebovávat.

2.1 Základní části pístu

Píst vznětového motoru (*Obr. 2*) je možné rozdělit na dvě základní části. Jsou to koruna pístu a plášť pístu.

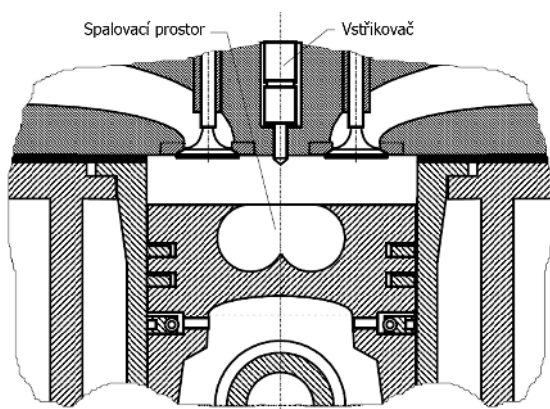


Obr. 2 Základní části pístu [15]

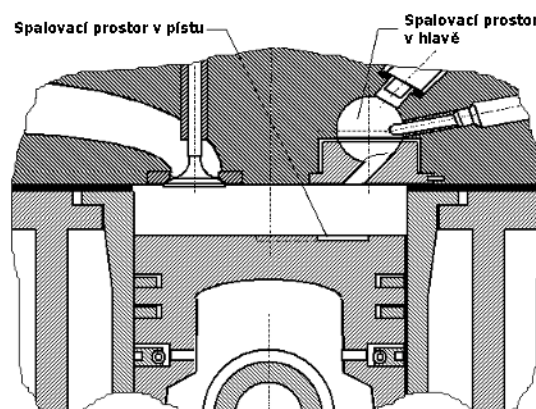
Koruna pístu se skládá ze dna pístu, spalovacího prostoru, můstků, drážek pro pístní kroužky a v některých případech i z nosiče pístního kroužku a chladícího kanálu. Plášť s nálitky pro pístní čep tvoří spodní část pístu.

2.1.1 Dno pístu a spalovací prostor

Na dno pístu působí přímo tlak vzniklý spalováním, tvar dna je dán typem spalovacího prostoru. Tloušťka dna pístu je určena jeho zatížením a má vliv na odvod tepla k pístním kroužkům. Spalovací prostor je u motorů s přímým vstřikem vytvořen celý ve dně pístu (**Obr. 3**). U motorů s nepřímým vstřikem je ve dně pístu vytvořena pouze část spalovacího prostoru a zbytek je v hlavě motoru, tzv. komůrka (**Obr. 4**). Z důvodů vyšší spotřeby paliva, a tudíž i vyšším emisím škodlivých látek se dnes už vznětové motory s nepřímým vstřikem paliva prakticky nevyrábí [32].

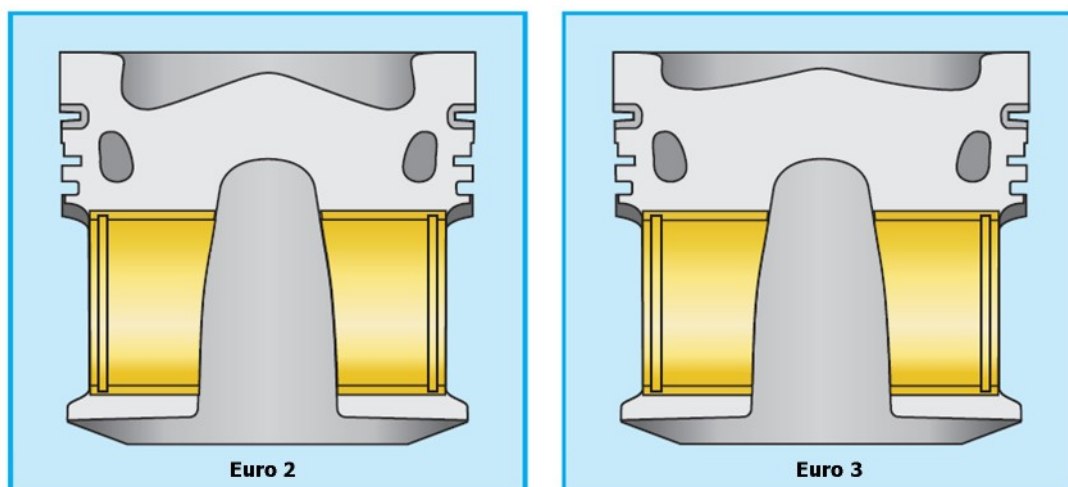


Obr. 3 Nedělený spalovací prostor [33]



Obr. 4 Dělený spalovací prostor [33]

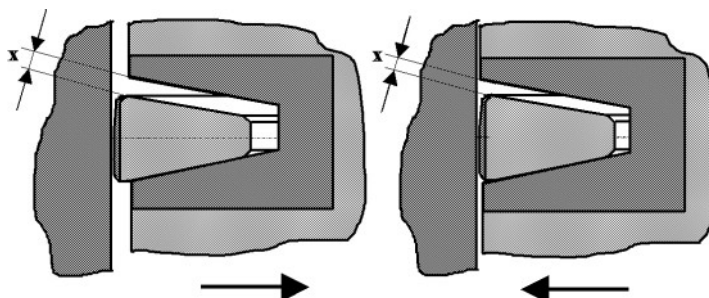
Na vývoj tvaru spalovacího prostoru mají velký vliv emisní normy Euro. Podle firmy Kolbenschmidt ([16], [17]) je potřeba ke snižování emisí zvětšit průměr a snížit hloubku spalovacího prostoru (**Obr. 5**).



Obr. 5 Vliv norem Euro na tvar spalovacího prostoru [16]

Horní můstek je část koruny mezi dnem pístu a první drážkou pro pístní kroužek. Díky svojí poměrně velké výšce tepelně izoluje první pístní kroužek a zabraňuje tak jeho přehřátí a ztrátě

těsnosti. U vozidlových vznětových motorů se v současné době používají výhradně dva těsnící pístní kroužky a jeden stírací pístní kroužek. Tomu také odpovídají počty drážek na pístu. Nosič prvního pístního kroužku, vyrobený z vysoce legované austenitické šedé litiny a zalitý do pístu, se používá u většiny moderních vznětových motorů. Nosič zamezuje vytloukání drážky při vysokých spalovacích tlacích a vysokých teplotách. Ve spojení s trapézovým těsnícím pístním kroužkem je to účinný prostředek k zabránění zapečení kroužku v drážce. Při chodu motoru a naklápění pístu ve válci se totiž mění vzájemná radiální poloha pístu a trapézového kroužku a tím se mění i axiální vůle kroužku v drážce (**Obr. 6**). Dochází tak k drcení případných karbonových usazenin.

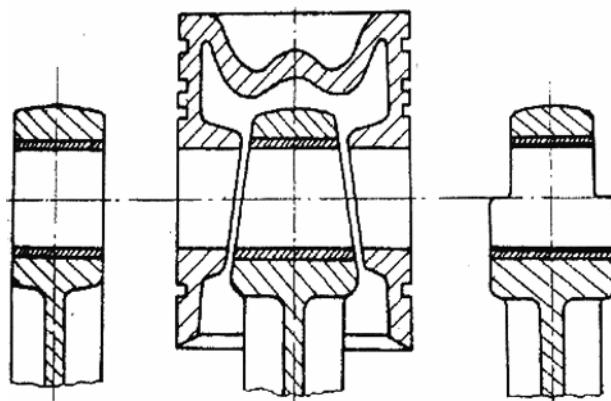


Obr. 6 Změna axiální vůle při použití trapézového pístního kroužku [34]

V oblasti drážky pro stírací kroužek jsou umístěny otvory nebo vybrání, kterými je odváděn olej setřený ze stěny válce zpět do klikové skříně.

2.1.2 Plášť pístu a nálitky pro pístní čep

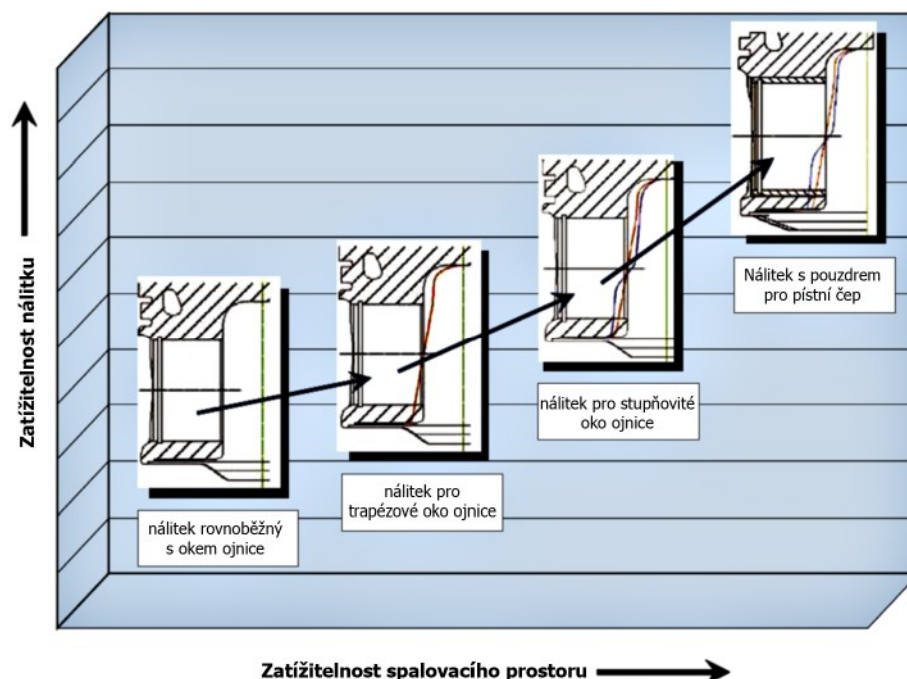
Plášť pístu zajišťuje vedení pístu ve válci motoru. Přenáší boční síly působící na píst a prostřednictvím své délky omezuje naklápění pístu. Na spodní části pláště se nachází technologická plocha určená k uchycení pístu při obrábění.



Obr. 7 Různé tvary horního oka ojnice [45]

Pro rovnoměrnější zatížení nálitků pro pístní čep se často používají různě tvarovaná horní oka ojnice. Nálitky pístu pak svým vnitřním tvarem odpovídají tvaru oka ojnice. Na **Obr. 7** je postupně zleva vidět obdélníkový, trapézový a stupňovitý tvar horního oka ojnice. Možná zatížitelnost nálitku stejně jako zatížitelnost spalovacího prostoru stoupá právě s tvarováním nálitků podle oka ojnice (**Obr. 8**). Nejnižší únosnost mají písty s nálitky rovnoběžnými s okem ojnice. Naopak nejvyšší možnou zatížitelnost dosahují písty s nálitkem pro stupňovité oko ojnice

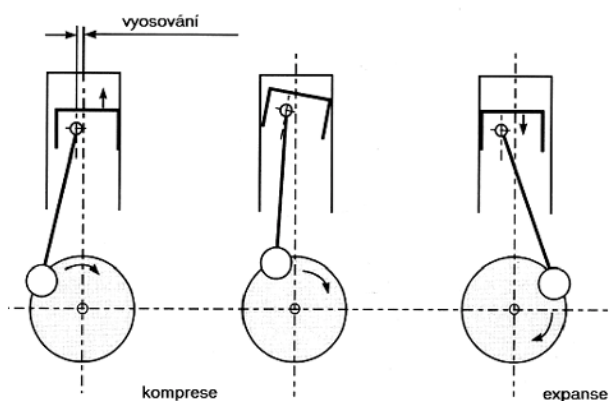
v kombinaci s pouzdry pro pístní čep. V nálitcích jsou dále vytvořeny drážky pro pojistné kroužky zajišťující axiální polohu čepu.



Obr. 8 Konstrukční opatření pro zvýšení únosnosti nálitku pístu [17]

2.2 Sekundární pohyb pístu

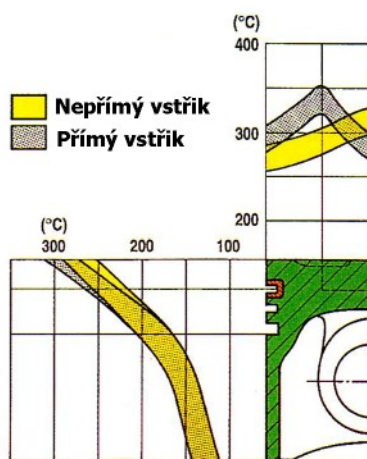
Radiální pohyb pístu ve válci je nežádoucí především v blízkosti horní úvratě, kdy ve spojení s vysokým spalovacím tlakem dochází ke zvýšenému namáhání pístu i válce motoru. Zvýšené namáhání je způsobeno skokovým přemístěním pístu v oblasti horní úvratě a nárazem do stěny válce ve spojení s přítomností maximálních spalovacích tlaků. Navenek se projevuje vyšším hlukem motoru, zejména při studeném startu, kdy je píst ještě nedostatečně ohřátý a vlivem větší vůle pístu ve válci je hlukový projev intenzivnější. Radiálním vyosením pístního čepu na zatíženou stranu pístu (Obr. 9) lze dosáhnout toho, že dojde k postupnému překlopení pístu ještě před horní úvratí. Maximální spalovací tlaky tak píst přenáší už opřený o svoji náporovou stranu.



Obr. 9 Kinematika pohybu pístu s vyoseným pístním čepem [31]

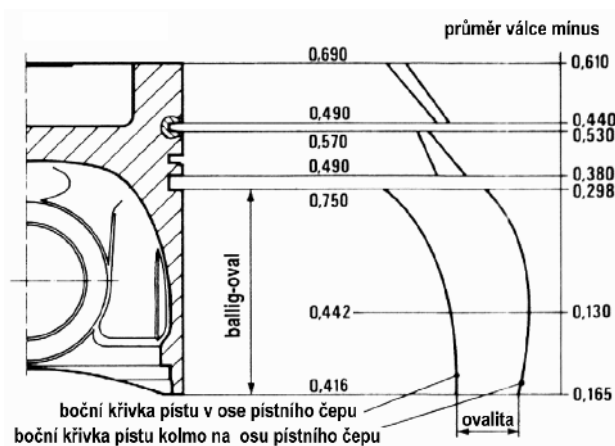
2.3 Chlazení pístů

Nejvíce tepelně namáhanými částmi pístu jsou dno, horní můstek, hrana dna a hrana spalovacího prostoru. Jak je patrné z **Obr. 10**, nejvyšších teplot v pístu je dosahováno v okolí jeho dna. Je to způsobeno přímým kontaktem těchto částí se spalinami. Podle materiálů firmy Mahle [27] u motorů s přímým vstřikem a pístem z hliníkových slitin dosahuje maximální teplota na hraně spalovacího prostoru až 350°C (**Obr. 10**). Při dosahování takovýchto teplot již výrazně klesá pevnost hliníkových slitin u odlévaných i kovaných pístů [9]. V drážce pro první pístní kroužek se zase teplota pohybuje v rozmezí 220°C až 260°C, což jsou teploty při kterých začíná docházet ke karbonizaci běžně používaných minerálních i syntetických olejů.



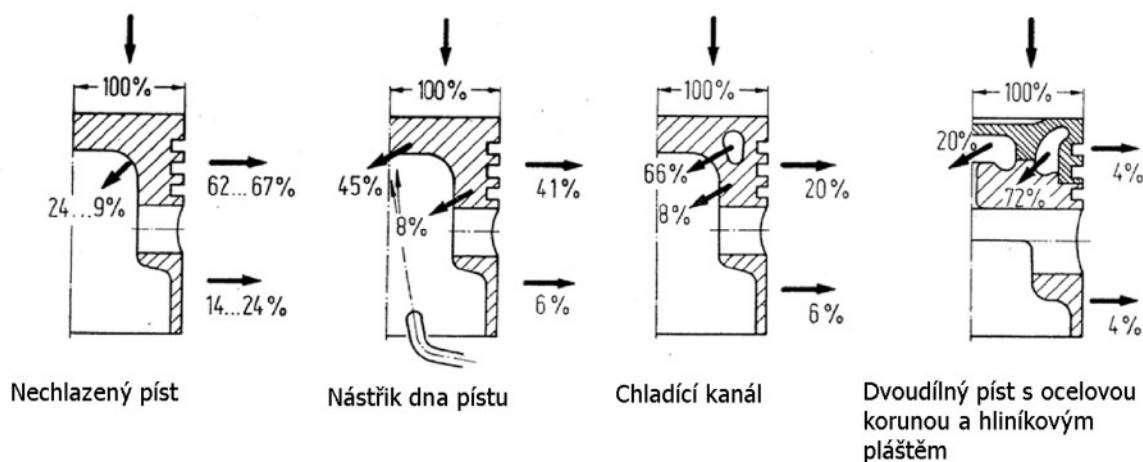
Obr. 10 Provozní teploty na dně a plášti pístu při plném zatížení [27]

V důsledku rozdílných teplot jednotlivých částí pístu po jeho výšce dochází u těchto částí i k jejich různým tepelným dilatacím. Dno pístu a oblast pístních kroužků se působením vyšších teplot roztahují více než plášť pístu. Také místa náliček pro pístní čep, kde je soustředěn větší objem hmoty se roztahují více ve směru osy pístního čepu než ve směru kolmém na tuto osu. Aby nedocházelo vlivem působení teplot a nestejnou tepelnou dilatací k vymezování vůle pístu ve válci a předcházelo se tak jeho zadření, je píst vyroben s bočními křivkami (**Obr. 11**). Ty svým různým tvarem v rovině osy pístního čepu a v rovině kolmé na osu pístního čepu určují také eliptický tvar pístu v příčném průřezu a tím zajišťují po zahřátí pístu na provozní teplotu jeho správný válcový tvar.



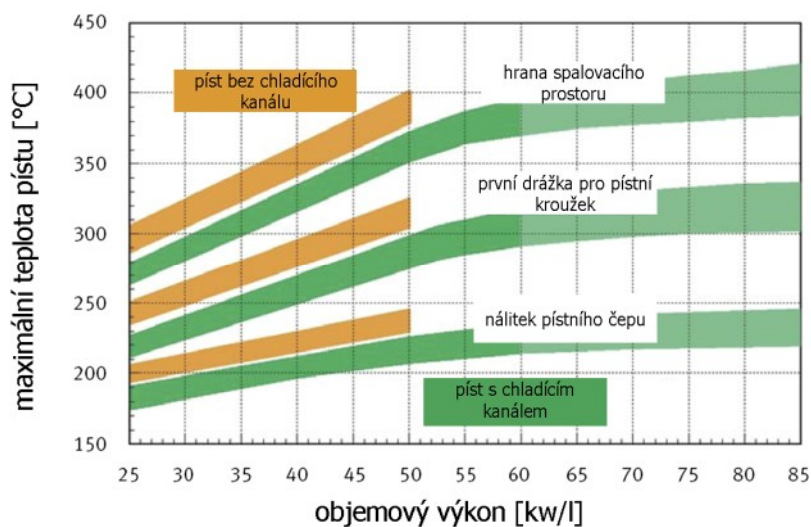
Obr. 11 Příklad tvaru bočních křivek pístu [33]

Z důvodů snížení teploty v první drážce a na hraně spalovacího prostoru a zároveň pro omezení tepelných dilatací je potřeba písty, zejména přepřhovaných a velmi zatížených vznětových motorů, chladit. Způsoby chlazení a podíly odvodu tepla z jednotlivých částí pístu jsou názorně vidět na **Obr. 12**. U nechlazeného pístu je největší část tepla odváděna přes pístní kroužky. Nástřikem dna pístu olejem z mazacího systému motoru dojde ke zvýšení odvodu tepla ze dna pístu a přitom se sníží podíl tepla odváděného přes pístní kroužky. V případě pístu s chladicím kanálem většina tepla odchází prostřednictvím oleje dodávaného tryskou z mazacího systému motoru přes přívodní kanálek do chladicího kanálu ve dně pístu. Ohřátý olej potom putuje odpadním kanálkem zpět do klikové skříně motoru. U dvoudílného pístu napomáhá chlazení koruny pístu kromě chladicího kanálu také dutina mezi dnem a pláštěm pístu.



Obr. 12 Způsoby chlazení a podíly odvodu tepla z pístu [1]

O vhodnosti použití chladicího kanálu hovoří například výrobce Kolbenschmidt [17] a [19]. Jak je vidět na **Obr. 13**, píst bez chladicího kanálu se používá do objemového výkonu motoru 50 kW/l. Pro vyšší výkon se ke chlazení pístu používá chladicí kanál. Díky tomu se pak daří, ve srovnání s pístem bez chladicího kanálu, snižovat teplota na hraně spalovacího prostoru, v první drážce pro pístní kroužek a také v nálitku pro pístní čep, tedy ve všech kritických místech pístu.



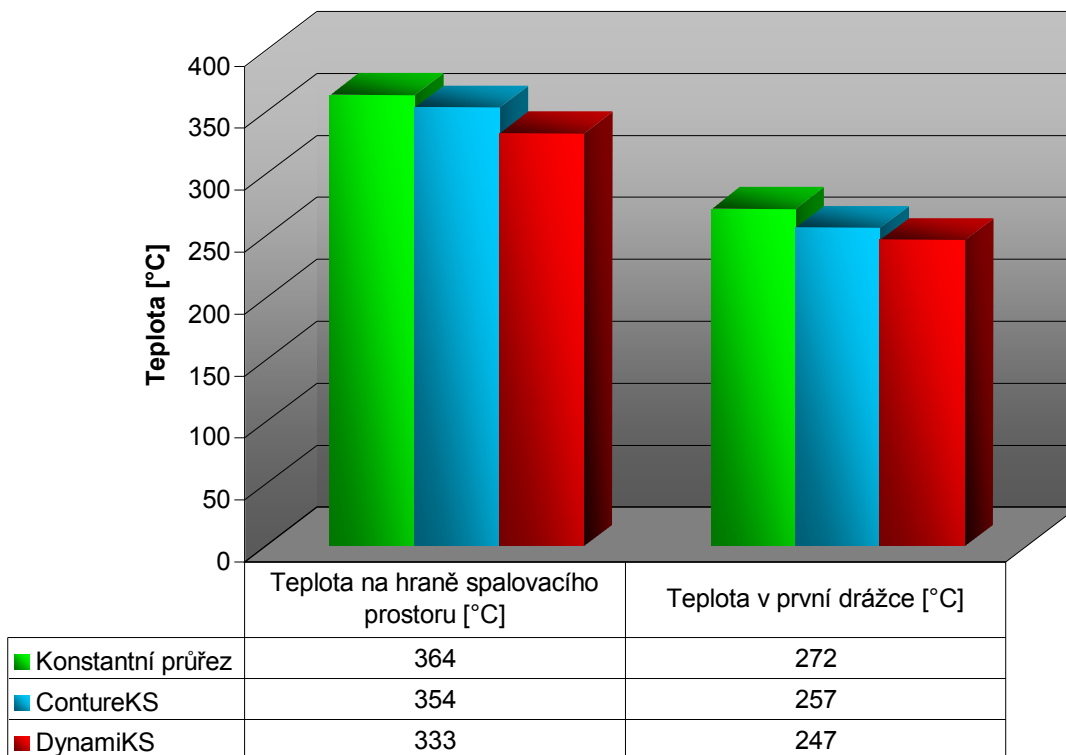
Obr. 13 Teploty v pístu v závislosti na objemovém výkonu motoru [17]

Chladicí kanály mohou mít různé tvary. Pokud se tvar kanálu po celém obvodu nemění, pak se mluví o konstantním průřezu chladicího kanálu. V případě, že se tvar po obvodě mění, je takový kanál označován jako chladicí kanál s variabilním průřezem. Dvě možná řešení variabilních průřezů, s označením ContureKS a DynamiKS (**Obr. 14**), vyvinula u svých pístů firma Kolbenschmidt [17] a [19].



Obr. 14 Variabilní průřezy chladících kanálů [13], [17]

Při použití variabilních průřezů chladicího kanálu dochází k intenzivnějšímu ochlazení pístu než při použití konstantního průřezu. Porovnání schopnosti ochlazovat části pístu jednotlivými možnými tvary je na **Obr. 15**.



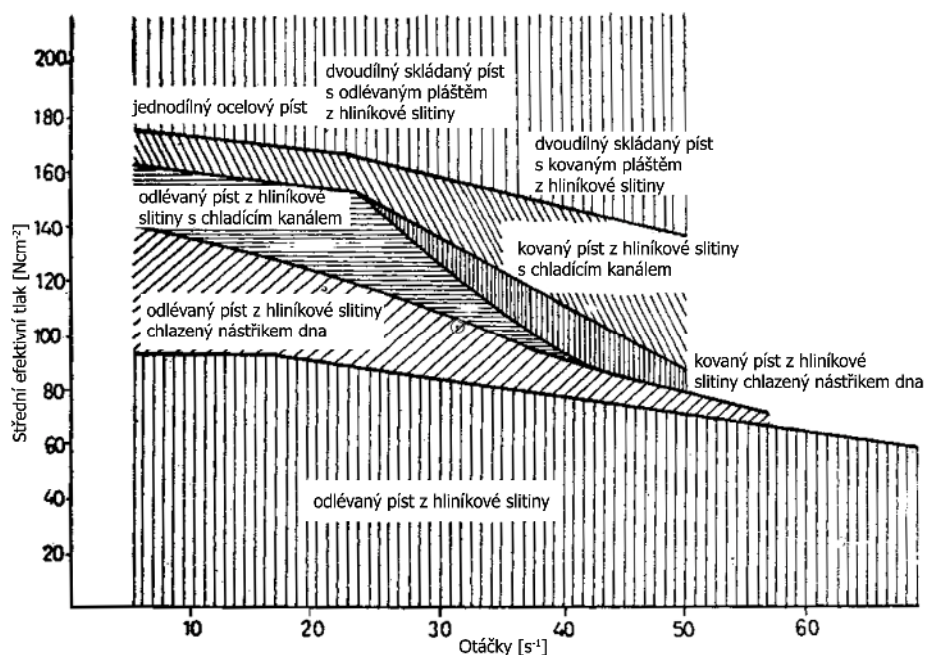
Obr. 15 Srovnání teplot částí pístů pro různé tvary chladících kanálů (upraveno podle [17] a [19])

2.4 Materiály a povrchová úprava pístů

Nejčastěji používaným materiálem na výrobu pístů jsou slitiny hliníku. První skupinou jsou slitiny hliníku s mědí a dalšími prvky. Vyznačují se dobrou pevností při vysokých teplotách, ale špatnou odolností proti opotřebení. Používají se pouze ve spojení s nosičem prvního pístního kroužku. Druhou skupinou jsou slitiny hliníku s křemíkem a dalšími prvky. Tato skupina se dá dále rozdělit na eutektické slitiny Al-Si s obsahem křemíku v rozmezí 11 až 14 % a na nadeutektické Al-Si slitiny s obsahem křemíku mezi 17 až 25 % [9] a [27].

Na výrobu pláště dvoudílného skládaného pístu se u některých velkých vznětových motorů používá šedá litina. K výrobě korun těchto pístů se používá ocel. V současné době se také začínají častěji objevovat, především u vysoce výkonných motorů nákladních vozidel, jednoduché písty z oceli.

Přibližné oblasti použití materiálů ve spojení s technologií výroby pístů v závislosti na středním efektivním tlaku a na otáčkách jsou zobrazeny v diagramu na **Obr. 16**.



Obr. 16 Oblasti použití materiálů a technologie výroby [1]

Základní povrchovou úpravou moderních pístů je jemné drážkování vytvořené na povrchu celého pístu diamantovým soustružnickým nožem, ve kterém se udržuje zásoba oleje napomáhající zlepšení kluzných vlastností a zabraňující zadření pístu. Pro další snížení tření, zlepšení mazacích schopností a zmenšení nebezpečí zadření se používá povlak grafitu na plášti, v současnosti zcela bez obsahu olova [18], [34]. Ke zlepšení odolnosti dna pístu proti vysokým teplotám se používá eloxování. Tato povrchová úprava pomáhá zabránit tvorbě únavových trhlinek na okraji spalovacího prostoru, vznikajících tepelnými šoky, při styku studeného nasávaného vzduchu s horkým povrchem pístu ve spojení s mechanickým namáháním. S další úpravou vedoucí k ochraně dna pístu před vysokým tepelným namáháním přišla firma Kolbenschmidt pod obchodním označením FibreKS [17]. Jedná se o vyztužení spalovacího prostoru keramickými vlákny.

2.5 Konstrukční provedení pístů

Píst s nálitkem upraveným pro trapézovou ojnici, pouzdem pro pístní čep, nosičem prvního pístního kroužku, chladicím kanálem a grafitovým povlakem na plášti je dnes nejobvyklejší konstrukční varianta u nových vozidlových vznětových motorů (**Obr. 17**). Upravený nálitok v kombinaci s pouzdem slouží ke zvýšení únosnosti nálitku a spalovacího prostoru. Chladicí kanál zlepšuje chlazení pístu a grafitový povlak na plášti pak zase jeho kluzné vlastnosti.



Obr. 17 Nejobvyklejší konstrukční varianta pístu vozidlového vznětového motoru [17]



Obr. 18 Píst s technologií ContureKS [17]

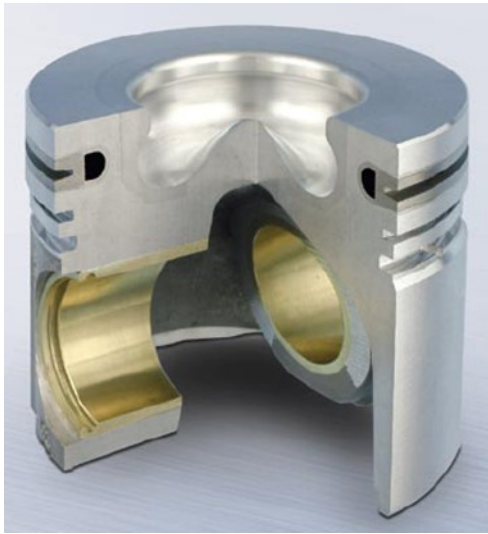
Firma Kolbenschmidt zabývající se vývojem a výrobou pístů, ukazuje další možnosti konstrukce (**Obr. 19**). Své konstrukční řešení a technologie označuje pojmy ContureKS, GalleriKS, FibreKS a MonoSteel [17] a [19]. Varianta ContureKS je konstrukce pístu s proměnným průřezem chladicího kanálu (**Obr. 18**), pomocí něhož se zlepšuje odvod tepla z prostoru koruny pístu.



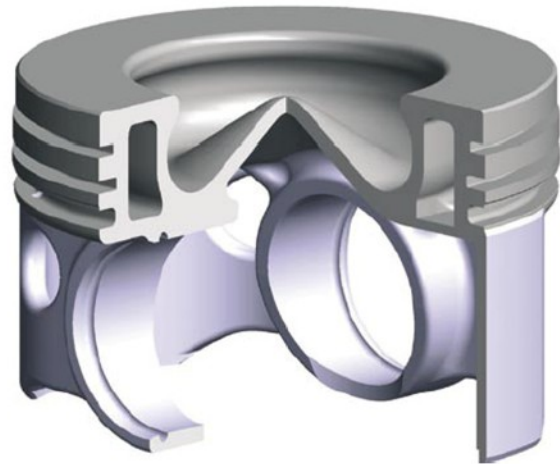
Obr. 19 Moderní písty vznětových motorů vyráběné firmou Kolbenschmidt

GalleriKS je označení pro variantu, kdy je integrován nosič pístního kroužku s chladicím kanálem do jednoho kusu (**Obr. 20**). U varianty FibreKS je vyztužen spalovací prostor keramickými vlákny a tím je zajištěna zvýšená odolnost vůči tepelnému namáhání (**Obr. 20**). MonoSteel je konstrukční ukázka toho, jak by měly vypadat písty vznětových motorů v blízké budoucnosti (**Obr. 21**). Jedná se o jednoduché písty odlévané z oceli. Ve srovnání s kovanými

ocelovými písty je u nich dosahováno menší tloušťky stěn. Nevýhodou ocelových pístů je horší tepelná vodivost než u pístů vyrobených z hliníkových slitin.

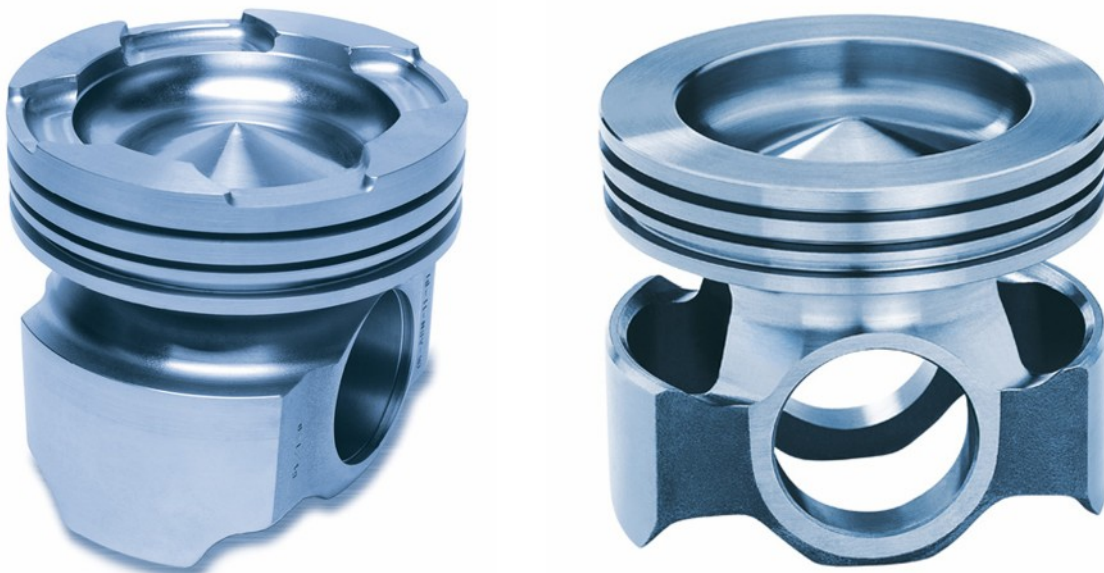


Obr. 20 Píst s technologiemi GalleriKS a FibreKS [17]



Obr. 21 Píst MonoSteel [17]

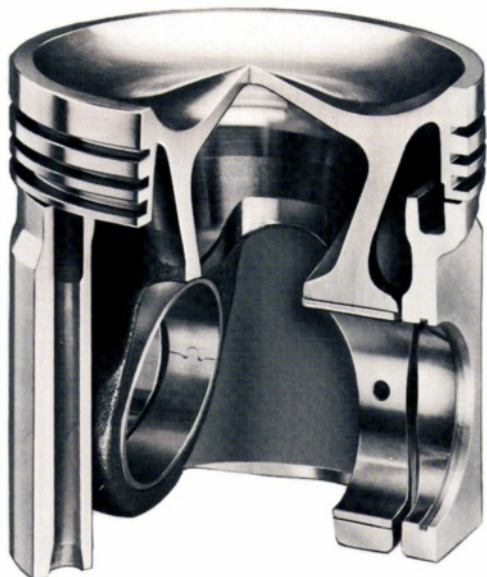
Na vývoj ocelových pístů se zaměřila také firma Mahle. Navzdory nevýhodám v oblasti tepelné vodivosti ocelových pístů se pustila do vývoje kovaných pístů. Vznikly tak písty s označením Monotherm (**Obr. 22**). Tyto písty umožňují zvýšení spalovacího tlaku až na 25 MPa a díky tomu je možný další nárůst výkonu motoru [25], [26] a [43]. O tom, že firma dotáhla vývoj do úspěšného konce svědčí fakt, že tento typ pístů je použit například v šestiválcových motorech Scania DC13 a v některých motorech strojů Caterpillar.



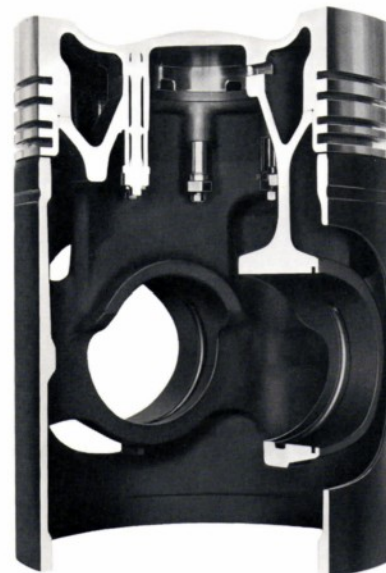
Obr. 22 Varianty ocelového pístu Monotherm [25]

U velmi zatížených motorů se používají dvoudílné písty. První možností je píst s ocelovou korunou a pláštěm z hliníkové slitiny nebo litiny. Tyto dvě části jsou spolu spojeny pomocí pístního čepu. Takový píst je vidět na **Obr. 23**. Druhou možností, která se používá

u největších motorů s vrtáním až do 620 mm [14] a [27], je skládaný píst s ocelovou korunou a litinovým nebo hliníkovým pláštěm spojený pomocí šroubů (**Obr. 24**). Další možností u těchto velkých motorů je jednodílný celolitinový píst.

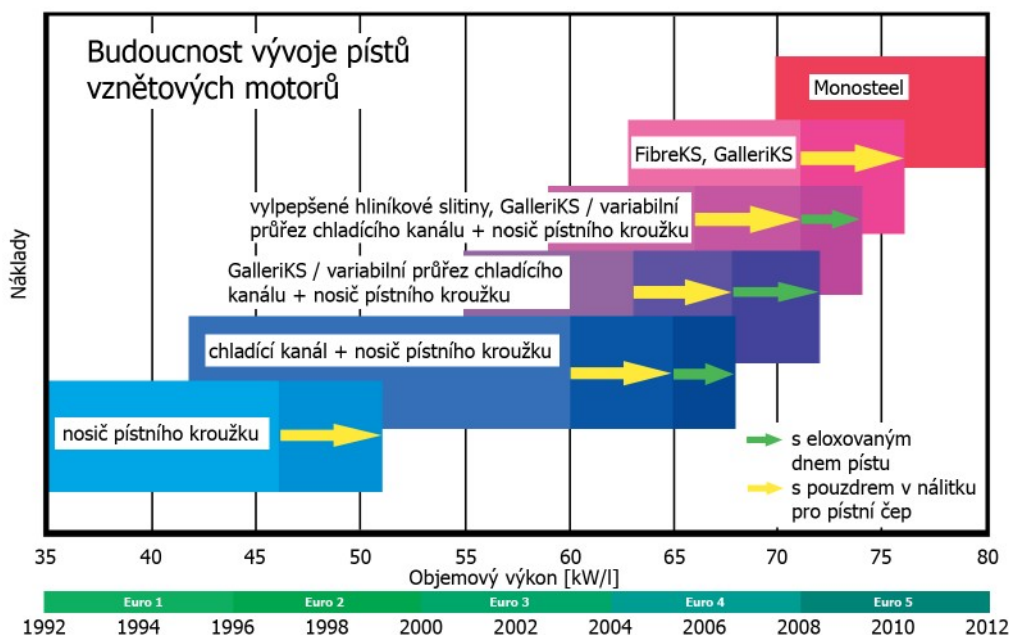


Obr. 23 Dvoudílný píst pro vozidlové motory [27]



Obr. 24 Dvoudílný píst pro velké pomaluběžné motory [27]

Rozvoj nových technologií a konstrukčních řešení v blízkém časovém horizontu podle firmy Kolbenschmidt je patrný z **Obr. 25**. Se zvyšováním nároků na výkon motorů a se zpřísňováním požadavků na emisní normy Euro se stále častěji vyskytují náročnější konstrukce pístů, které samozřejmě také zvyšují náklady na jejich výrobu. U nejvýkonnějších motorů se začínají prosazovat písty z oceli.



Obr. 25 Budoucnost využití jednotlivých technologií pístů vznětových motorů [19]

3 Základní popis a parametry motoru

Popis a parametry zadaného motoru jsou převzaty přímo od výrobce [47] a doplněny některými dalšími údaji.

Motory této typové řady výrobce jsou čtyřtaktní řadové, vertikální vznětové motory vyhovující emisním normám Tier II. Motory jsou vodou chlazené s přímým vstřikem paliva a ventilovým rozvodem typu OHV. Jsou vyráběny jak ve verzi nepřepřlňované tak přepřlňované vybavené turbodmychadlem a u nejvýkonnějších typů vybavené mezichlazením. Tlakové mazání motoru je zajištěno čerpadlem typu Gerotor umístěným v předním víku motoru a je vybaveno plnoprůtokovým filtrem. U motorů vybavených turbodmychadlem je chlazení motorového oleje doplněno výměníkem tepla namontovaným pod plnoprůtokovým filtrem oleje. Vysoká tuhost a pevnost bloku motoru umožňuje použití i v bezrámových aplikacích. Ventilový rozvod je poháněn šikmým ozubeným převodem, který zabezpečuje přesný pohon vstřikovacího čerpadla, vačkového hřídele a je přizpůsoben k pohonu hydraulických čerpadel. V současnosti jsou motory nabízeny ve výkonových kategoriích od 52 do 92 kW. Všechny čtyřválcové modifikace jsou vybaveny vyvažovacími jednotkami, výkonnými a účinnými spojkami a zařízením pro starty za nízkých teplot. Verze motorů s nízkými emisemi nabízejí výkony od 48 do 90 kW.

Základní parametry motoru, z nichž některé jsou využity při výpočtech, jsou pro přehlednost uvedeny v **Tab. 1**.

Tab. 1 Základní parametry motoru

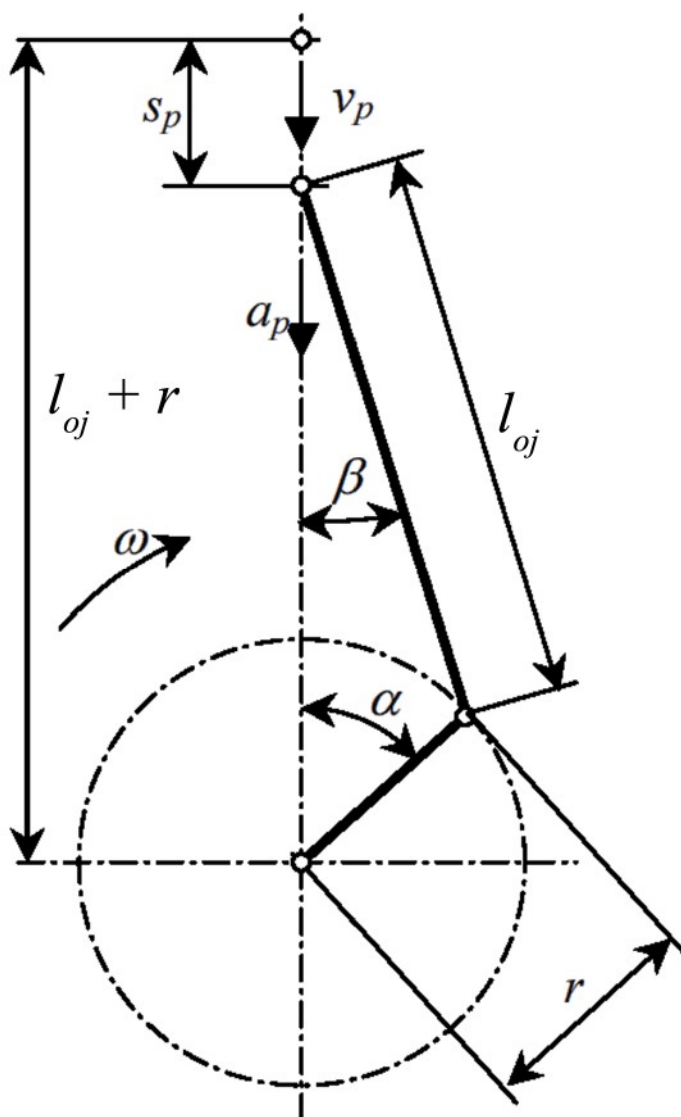
Typ motoru		vznětový, řadový, stojatý
Pracovní oběh		čtyřdobý
Způsob vstřiku		přímý vstřik paliva
Způsob mazání		tlakové s rozstříkáváním oleje
Způsob chlazení		kapalinové s nuceným oběhem a termostatem
Druh rozvodu		OHV
Jmenovité otáčky	n_j	2200 min^{-1}
Max. otáčky	n_{\max}	2460 min^{-1}
Volnoběžné otáčky	n_{vol}	$750 \text{ min}^{-1} \pm 25$
Úhlová rychlost při n_j	ω	$230,383 \text{ s}^{-1}$
Spouštěč		12 V / 3,5 kW
Alternátor		14 V / 75 A
Ventilátor		motor 1504 s viskózní spojkou
Zvláštní vybava		vyvažovací jednotka; pohon hydrogenerátoru přední řemenicí do 35 kW; skříň setrvačnicku spojky - úchyt v souladu SAE 3; úchytové body v souladu se SAE 8, SAE 10 a SAE 11,5; větrák typu - tahový a tlakový - na přání

Tab. 1 – pokračování

Počet válců	n_v	4
Vrtání	D	105 mm
Zdvih	z	120 mm
Rameno kliky	r	60 mm
Délka ojnice	l_{oj}	215 mm
Klikový poměr r/l_{oj}	λ	0,279
Objem válců	V_z	4156 cm ³
Způsob plnění válců		přeplňování s mezichlazením
Jmenovitý výkon	P_e	81 kW
Kompresní poměr	ε	17
Převýšení krouticího momentu	ΔM_k	0,36 %
Jmenovitá spotřeba	m_{js}	242 g/cm ³
Hmotnost motoru	m_{mot}	465 kg
Délka		971 mm
Šířka		732 mm
Výška		846 mm
Kouřivost a emise		Motory plní limity kouřivosti a emisí dle předpisů EHK 24, EHK 96, vyhovují direktivám EU 77/537/EC, 2000/25/EC stage 2 a předpisu EPA non road Tier II

4 Analýza kinematiky posuvných částí

Výpočet kinematiky posuvných částí vychází z geometrie klikového mechanismu, který se používá k převodu přímočarého vratného pohybu pístní skupiny na rotační pohyb klikové hřídele prostřednictvím obecného rovinného pohybu ojnice. Celé kinematické schéma klikového mechanismu je vidět na **Obr. 26**. Výpočtem kinematiky je určována dráha, rychlost a zrychlení pístu i s jejich harmonickými složkami při konstantních jmenovitých otáčkách motoru. Do kinematické analýzy není zahrnut sekundární pohyb pístu. Výpočet je realizován pomocí matematického systému Mathcad.



Obr. 26 Kinematické schéma klikového mechanismu [40]

Následující vztahy jsou určeny pro výpočet základních kinematických veličin vztažených na píst motoru.

Závislost dráhy pístu na natočení kliky:

$$s_p = r \cdot \left[1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad (1)$$

První harmonická složka dráhy pístu:

$$s_{p1} = r \cdot (1 - \cos \alpha) \quad (2)$$

Druhá harmonická složka dráhy pístu:

$$s_{p2} = r \cdot \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \quad (3)$$

Závislost rychlosti pístu na natočení kliky:

$$v_p = r \cdot \omega \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \quad (4)$$

První harmonická složka rychlosti pístu:

$$v_{p1} = r \cdot \omega \cdot \sin \alpha \quad (5)$$

Druhá harmonická složka rychlosti pístu:

$$v_{p2} = r \cdot \omega \cdot \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \quad (6)$$

Závislost zrychlení pístu na natočení kliky:

$$a_p = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad (7)$$

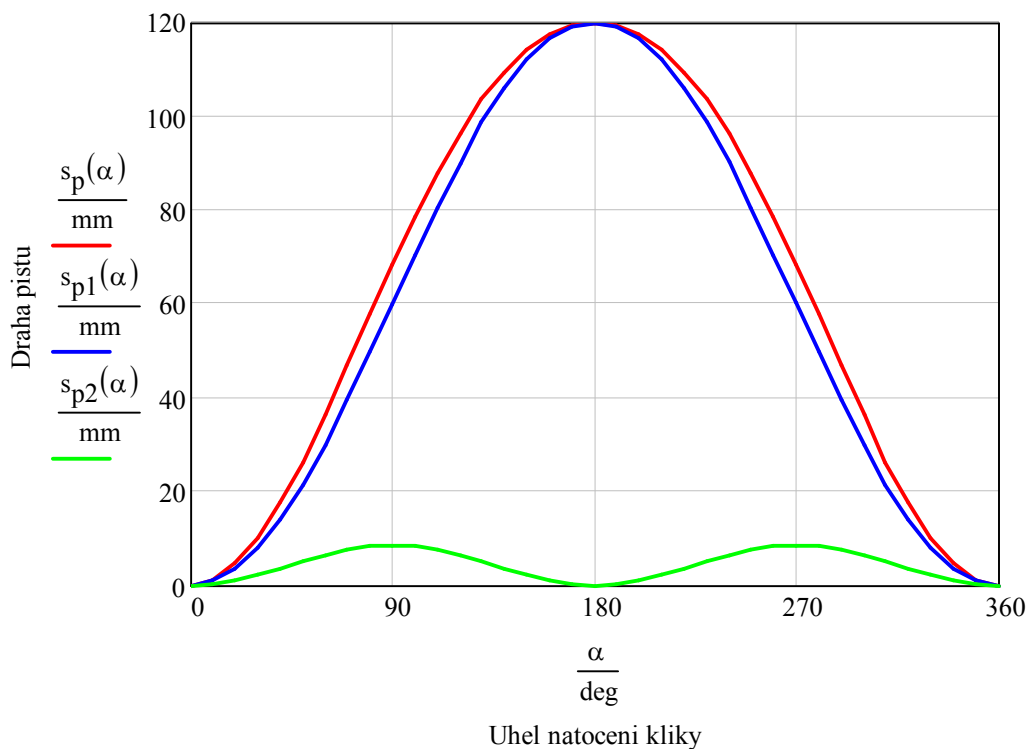
První harmonická složka zrychlení pístu:

$$a_{p1} = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (8)$$

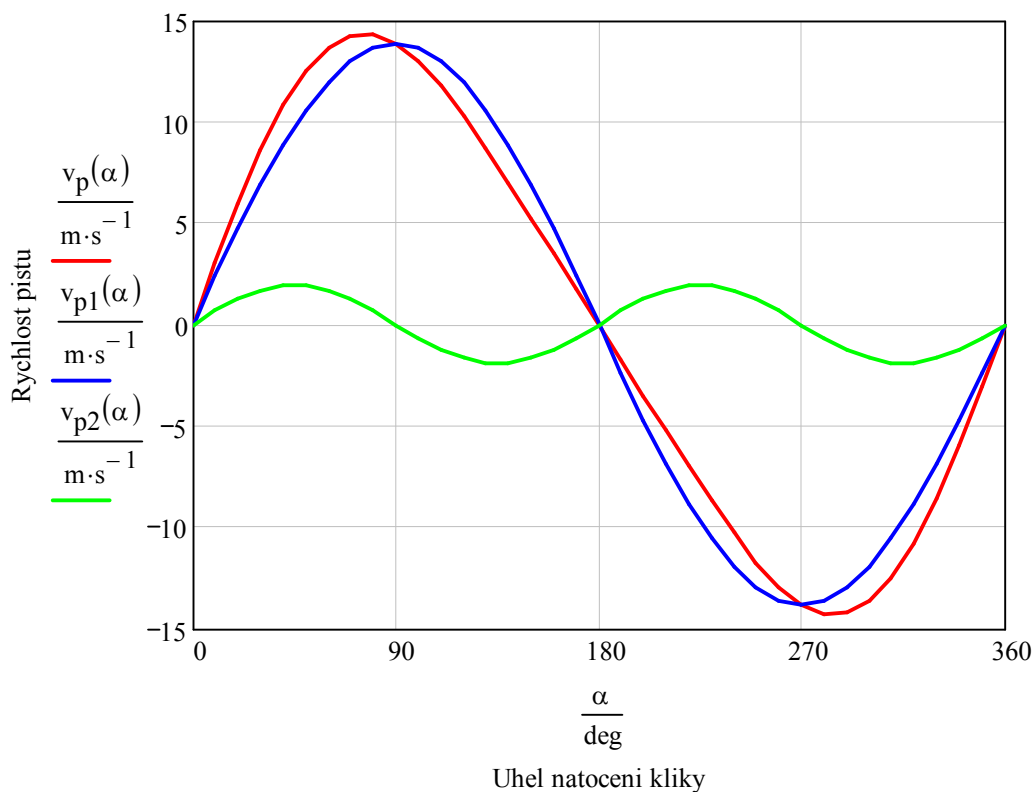
Druhá harmonická složka zrychlení pístu:

$$a_{p2} = r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha \quad (9)$$

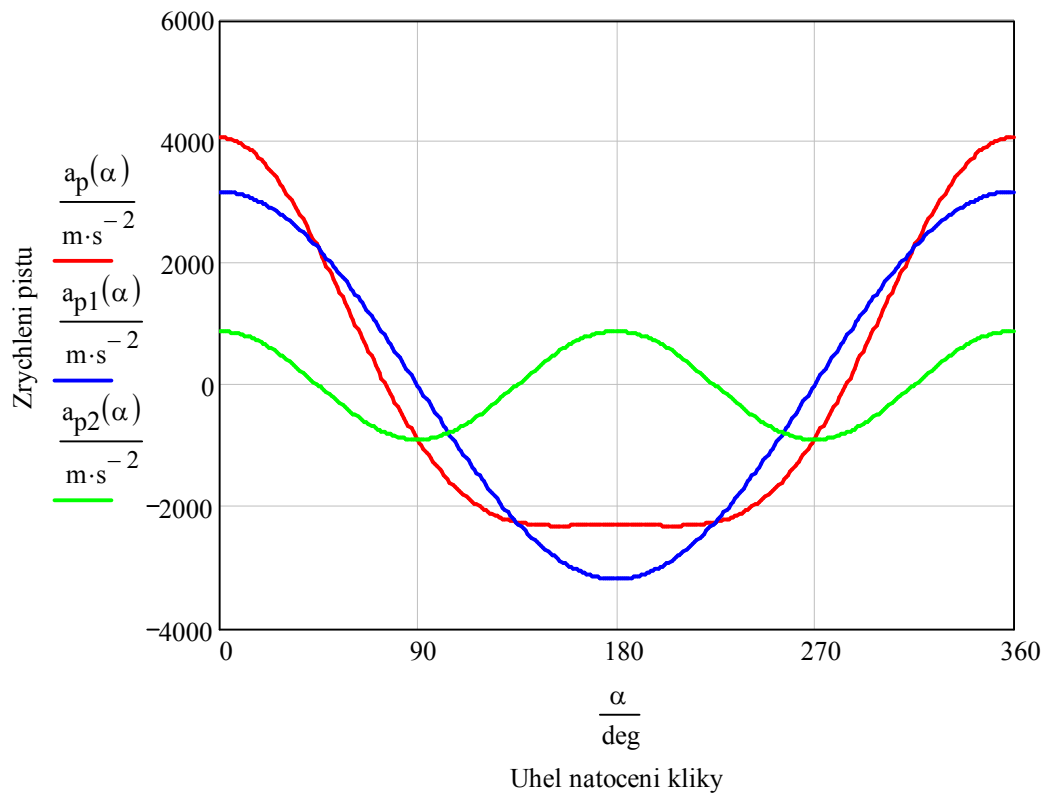
Grafické průběhy kinematických veličin a jejich harmonických složek jsou vykresleny na **Obr. 27** až **Obr. 30**.



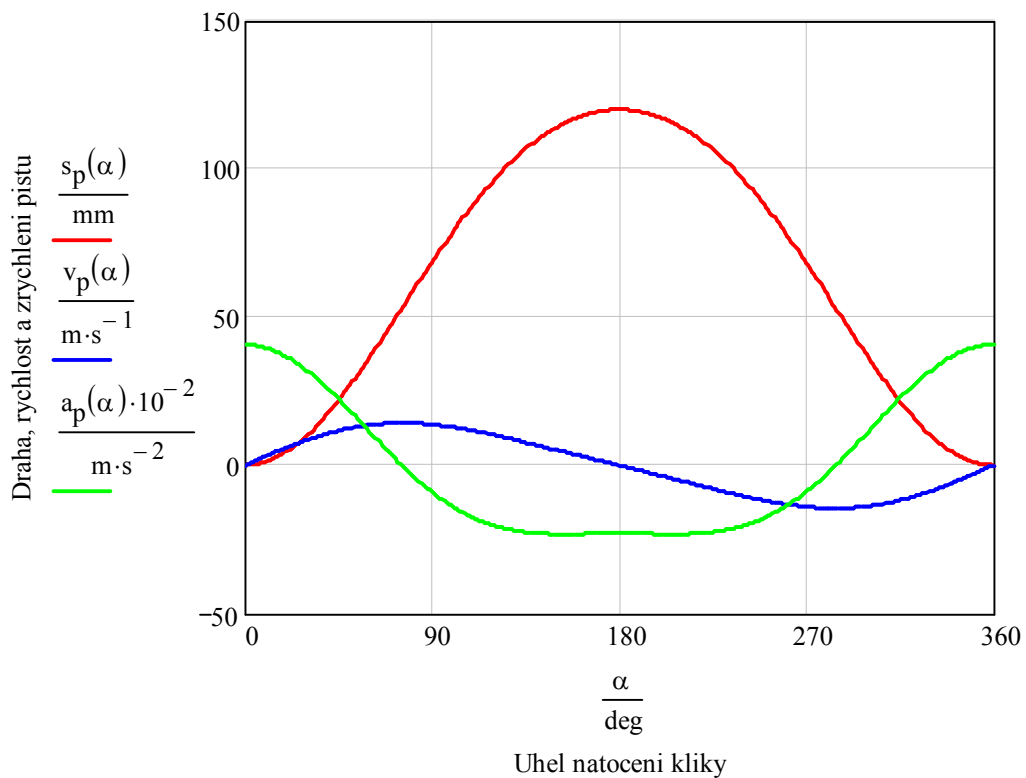
Obr. 27 Průběh dráhy pístu v závislosti na úhlu natočení kliky



Obr. 28 Průběh rychlosti pístu v závislosti na úhlu natočení kliky



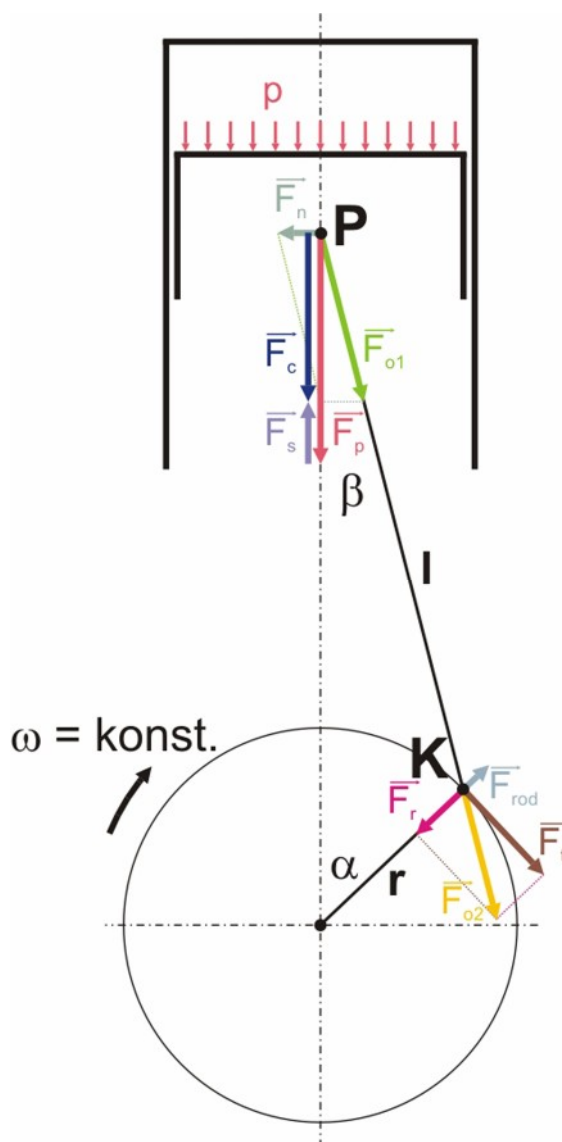
Obr. 29 Průběh zrychlení pístu v závislosti na úhlu natočení kliky



Obr. 30 Průběh dráhy, rychlosti a zrychlení pístu v závislosti na úhlu natočení kliky

5 Analýza mechanického zatížení působícího na píst

Pro určování dynamických veličin působících na píst se vychází z přetlaku ve válci motoru. Rozložení silových účinků působících na píst a v celém klikovém mechanismu je názorně vidět na **Obr. 31**. Mechanické zatížení pístu je dáno tlakem působícím na dno pístu a silami přenášených pístním čepem. Výpočet je opět realizován pomocí matematického systému Mathcad.



Obr. 31 Síly působící na klikový mechanismus [40]

5.1 Hmotnostní parametry posuvných částí

Posuvné části se skládají z podílu posuvných částí ojnice a z pístní skupiny. Pístní skupinu, jak už bylo řečeno v úvodu, tvoří píst, těsnící a stírací kroužky, čep a pojistky (**Obr. 1**). Hmotnost celé původní pístní skupiny je učena pomocí dvouramenných laboratorních vah. Naměřené hmotnosti pístu, pístních kroužků a čepu jsou uvedeny v **Tab. 2**. Hmotnost pojistných kroužků pístního čepu je stanovena podle normy ČSN 02 2931 z důvodu jejich nedo-

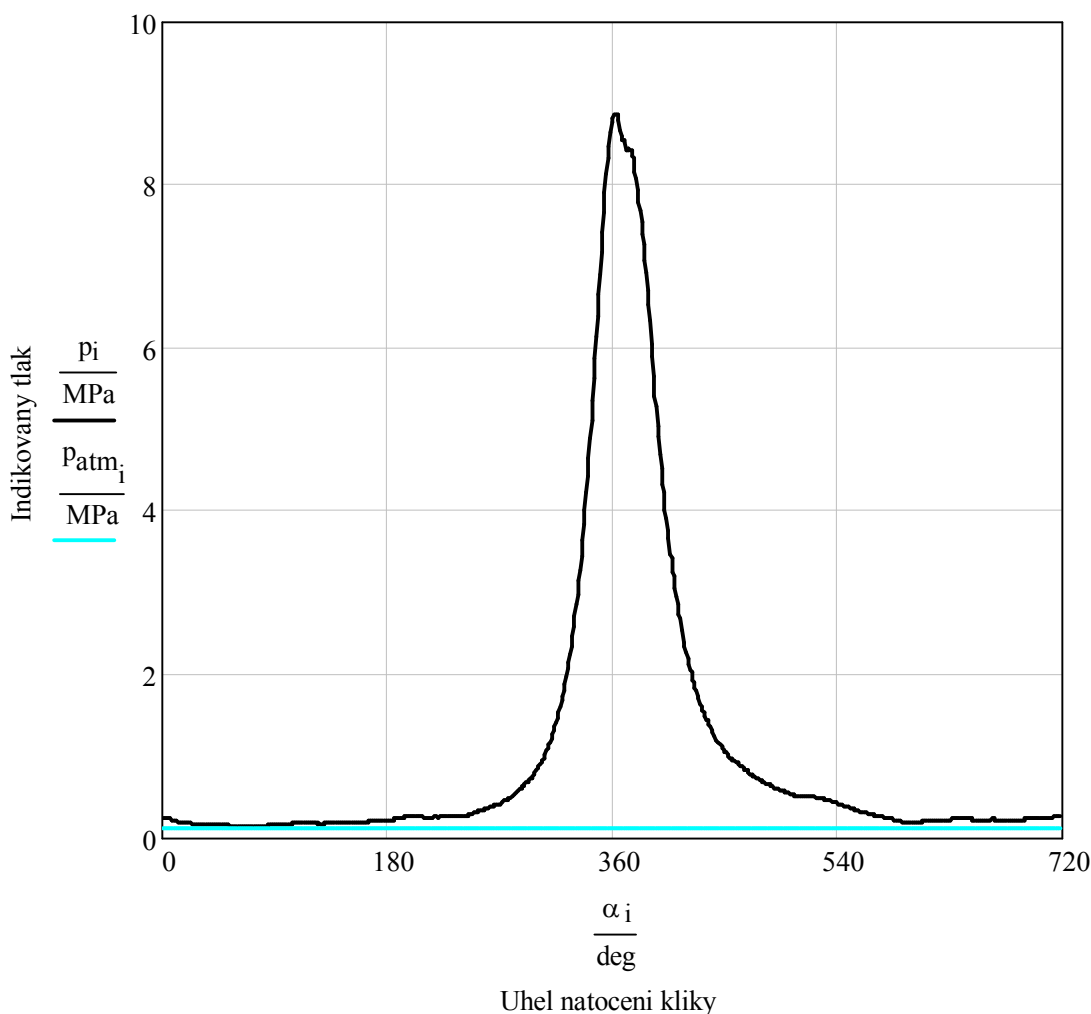
stupnosti při vážení. Redukované hmotnosti ojnice v horním a spodním oku jsou určeny odkýváním ojnice a jsou také vyčísleny v **Tab. 2**.

Tab. 2 Hmotnostní parametry současného konstrukčního řešení

Hmotnost [g]							
Píst	Čep	Pístní kroužky	Pojistné kroužky	Pístní skupina	Podíl posuvných částí ojnice	Podíl rotačních částí ojnice	Všechny posuvné části
m_{pist}	m_{cep}	m_{kr}	m_{poj}	m_{ps}	m_1	m_2	m_{posuv}
1283,33	570,72	85,05	9,66	1948,76	913,77	1781,23	2862,53

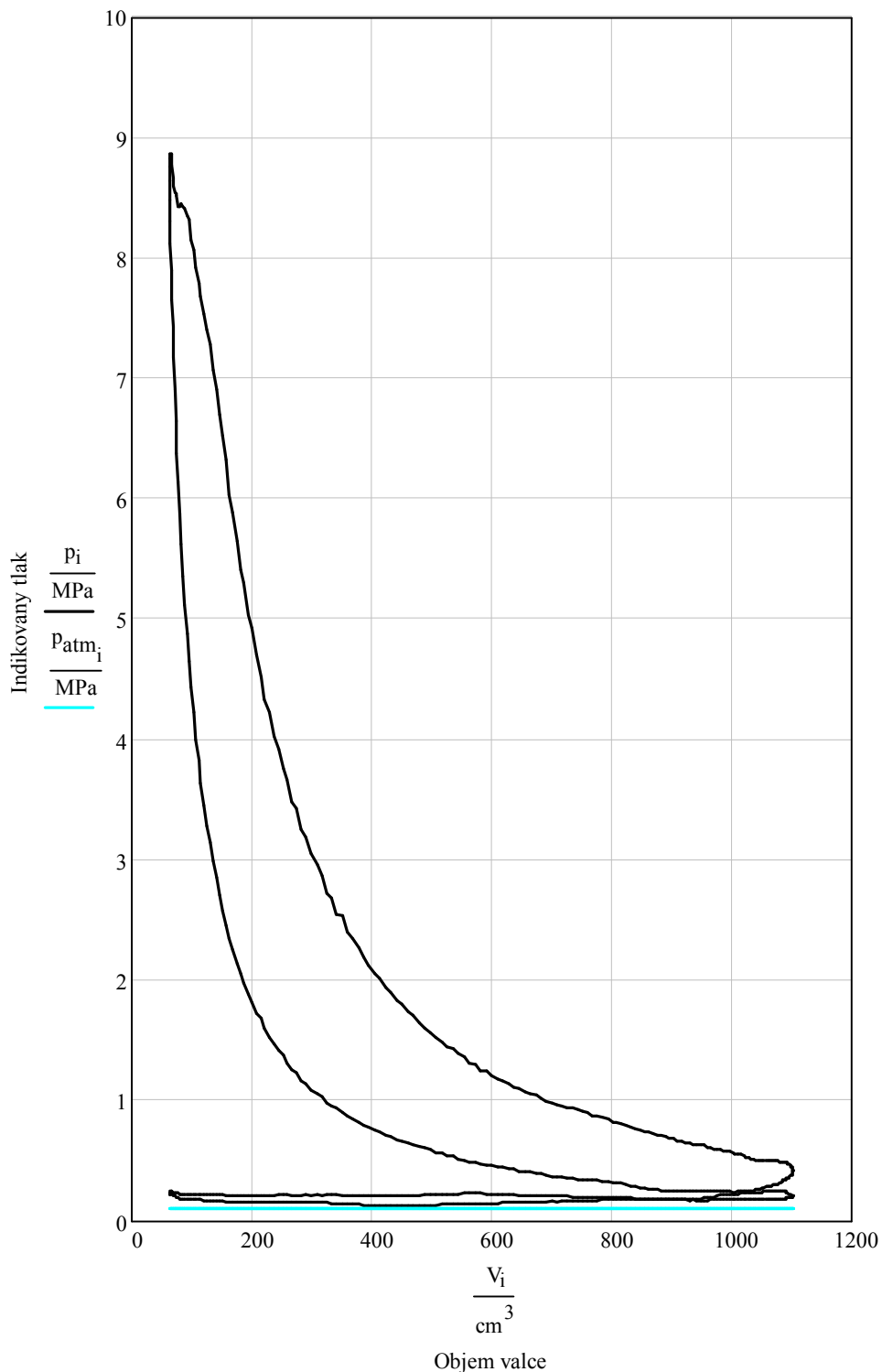
5.2 Tlakové zatížení

Z relativního indikovaného tlaku, naměřeného výrobcem motoru po dvou stupních natočení klikové hřídele, jsou sestaveny diagramy $p_i-\alpha$ a p_i-V , ukazující závislost tlaku na úhlu natočení kliky (**Obr. 32**) a na objemu válce (**Obr. 33**). V obou diagramech jsou zobrazeny absolutní hodnoty tlaků, ve výpočtech jsou potom použity relativní naměřené tlaky.



Obr. 32 Diagram $p_i-\alpha$

Ze závislosti indikovaného tlaku na úhlu natočení kliky je vidět, že sání díky přeplňování motoru turbodmychadlem probíhá nad atmosférickým tlakem, který je v normálních podmínkách přibližně roven hodnotě 0,1 MPa. Maximální přetlak, který se použije při výpočtu silového zatížení, je 8,765 MPa přesně 4° za horní úvratí. Minimální přetlak je při sání motoru 0,025 MPa.



Obr. 33 Diagram p_i - V

5.3 Silové zatížení

Do výpočtu v této práci nejsou zahrnuty třecí síly a síly vznikající naklápěním pístu, proto je silové zatížení pístu dáno jen silami, které jsou přenášeny pístním čepem a navíc z těchto sil se na silovém zatížení pístu podílí pouze síly působící v ose válce a boční síly působící na píst. Síly přenášené pístním čepem se mohou rozdělit na:

- a) síly působící v ose válce
 - primární síly (od tlaku plynů)
 - sekundární síly (setrvačné)
- b) síly působící v ose ojnice
 - v horním oku ojnice
 - ve spodním oku ojnice (síla je přenášena ojnící)
- c) boční síly působící na píst

5.3.1 Síly působící v ose válce

Síla od tlaku plynů (primární síla):

$$F_p = p_i \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (10)$$

Setrvačná síla (sekundární síla):

$$F_s = -(m_{ps} + m_1) \cdot a_p \quad (11)$$

Celková síla:

$$F_c = F_p + F_s \quad (12)$$

Z průběhu sil působících v ose válce na **Obr. 34** je zřejmé, že síla od tlaku plynů dosahuje svého maxima, tj. 75,9 kN, kousek za horní úvratí. Složením síly od tlaku plynů se setrvačnou silou posuvných částí vznikla síla celková, která působí na píst motoru a její maximální hodnota je 60,6 kN.

5.3.2 Boční síly působící na píst

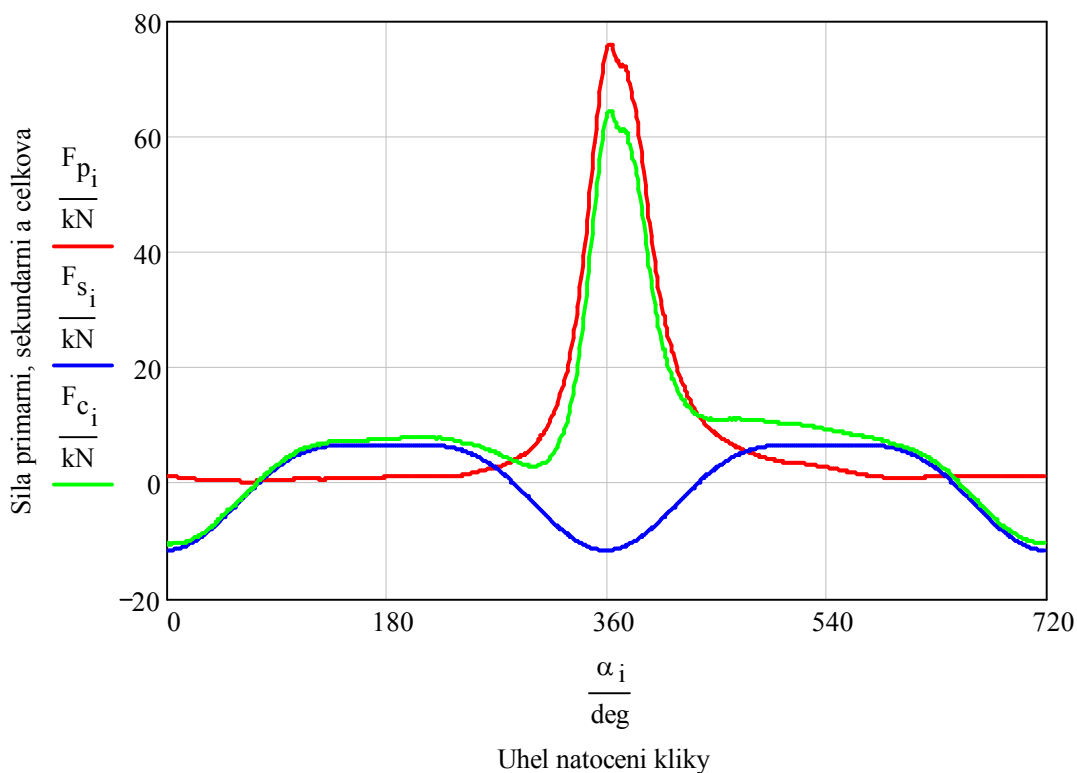
Úhel odklonu ojnice:

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin \alpha) \quad (13)$$

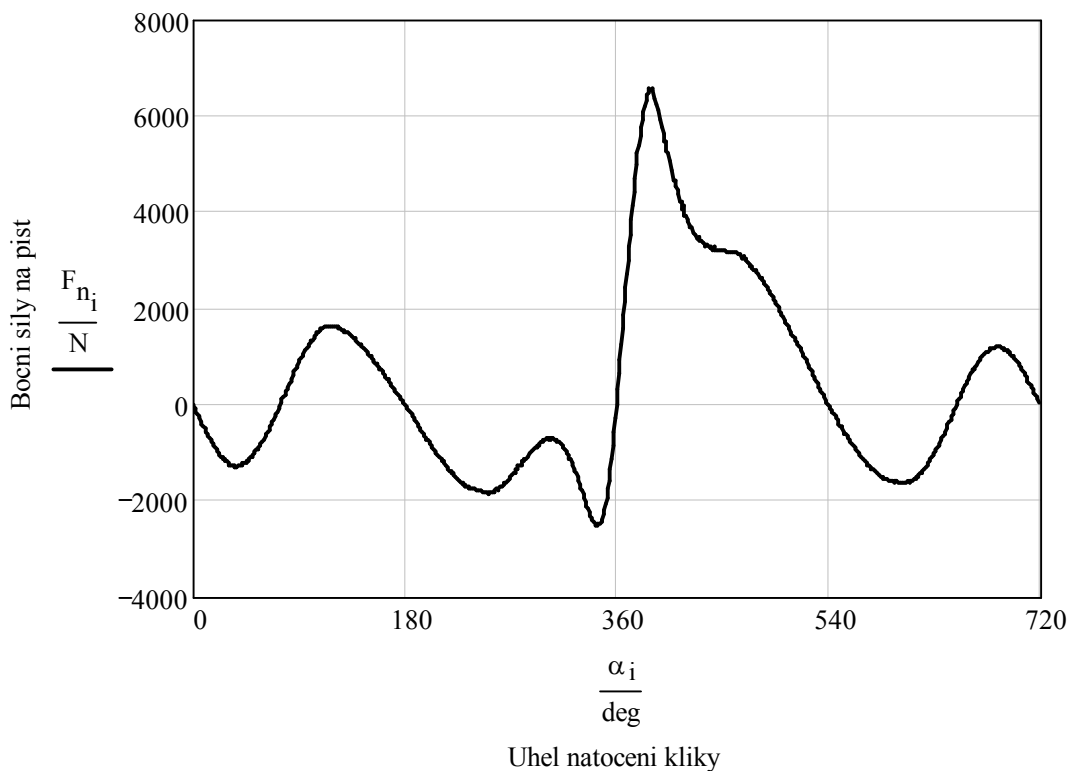
Boční síly působící na píst:

$$F_n = F_c \cdot \tan \beta \quad (14)$$

Boční síla nabývá své maximální hodnoty 6,47 kN za horní úvratí v oblasti nejvyšších spalovacích tlaků (**Obr. 35**).



Obr. 34 Průběhy sil působících v ose válce



Obr. 35 Průběh bočních sil působících na píst

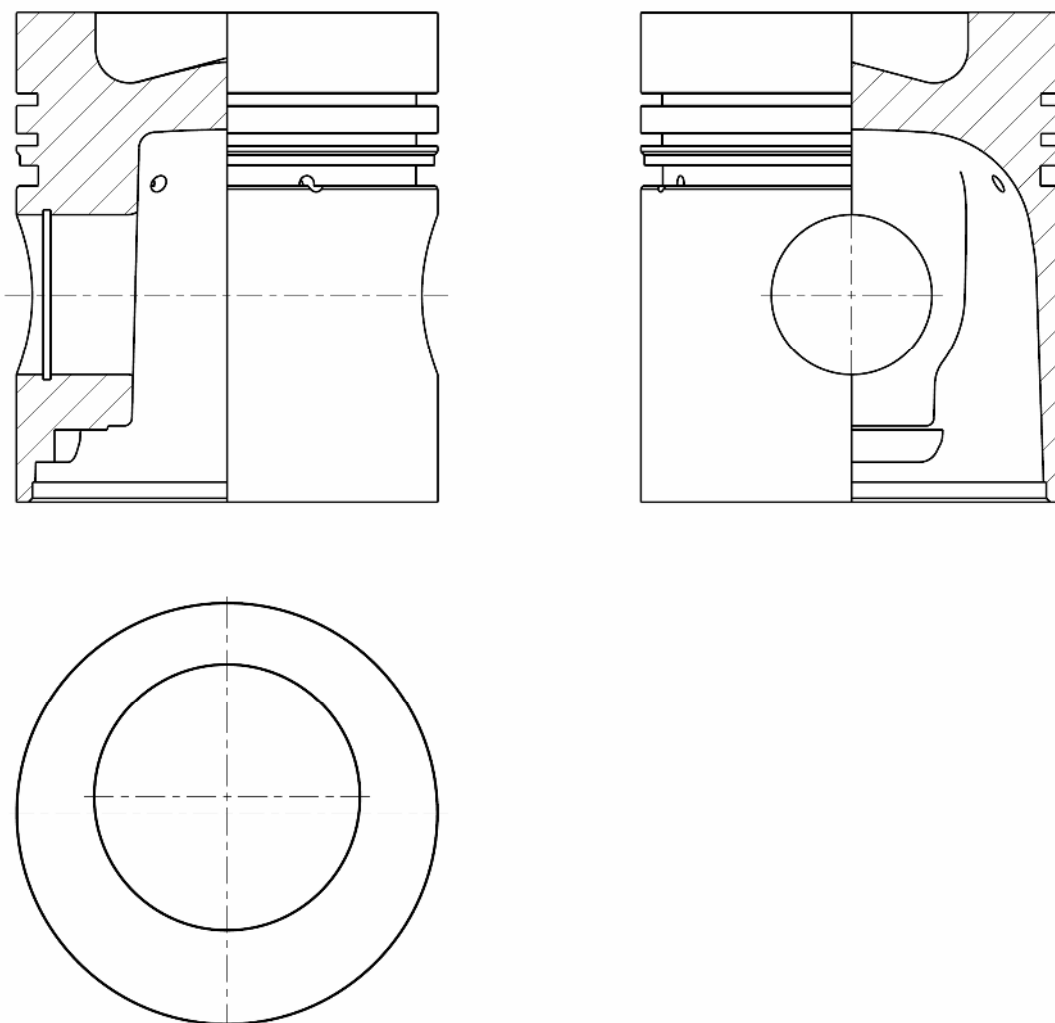
6 CAD model současného pístu

6.1 Popis pístu

Píst daného motoru je odlitek z hliníkové slitiny. Ve dně pístu je vytvořen spalovací prostor, vyosený mimo hlavní osu pístu z důvodu šikmého umístění vstřikovače v hlavě válců motoru. V koruně pístu jsou vytvořeny tři drážky pro pístní kroužky. První drážka pro těsnící pístní kroužek nemá nosič kroužku a od dna pístu je oddělena vysokým horním můstkem. V můstku mezi druhou a třetí drážkou je vybrání pro zachycování oleje. Pro odvod oleje setřeného stíracím kroužkem jsou ve třetí drážce mezi korunou a pláštěm pístu vyvrtány čtyři stírací kanály, kterými je olej odváděn vnitřním prostorem pístu do klikové skříně motoru. Nálitek pro pístní čep svojí horní stranou přímo navazuje na vnitřek dna pístu a ve spodní části je na něm vytvořen prostor pro odebrání materiálu frézováním při vyvažování pístu. Písty motoru jsou vyváženy na hmotnost $\pm 8,5$ g [48]. V okách pro pístní čep jsou vytvořeny drážky na pojistné kroužky, které zajišťují axiální polohu čepu. Ve spodní části pláště je vysoustružena technologická plocha určená k uchycení pístu při obrábění. Jedinou povrchovou úpravou pístu je soustružené jemné drážkování pro zlepšení kluzných vlastností.



Obr. 36 Současný píst motoru

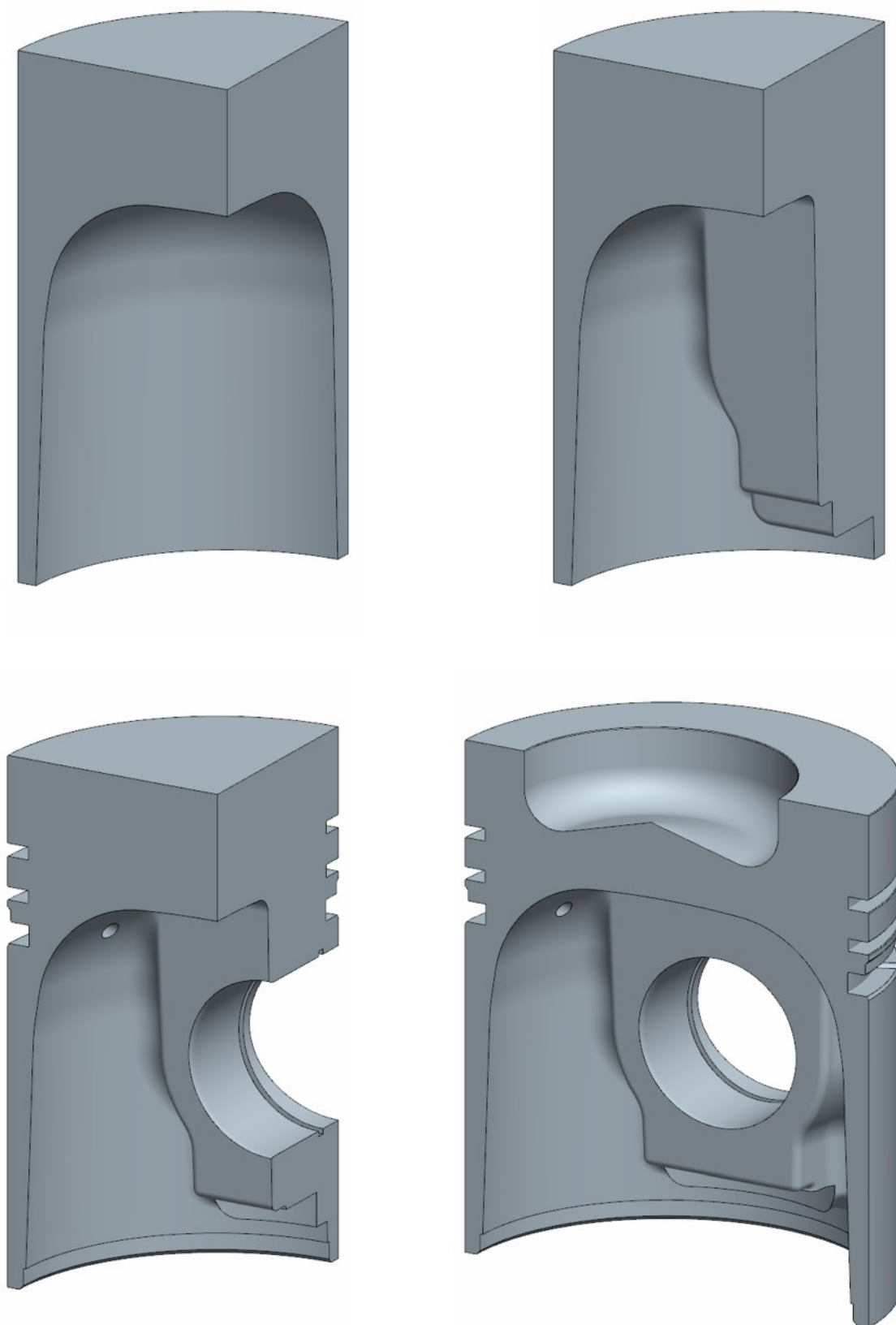


Obr. 37 Současný píst motoru

6.2 Tvorba CAD modelu

Pro tvorbu 3D modelu pístu je zvolen asociativní parametrický CAD systém Pro/Engineer Wildfire 3.0. Rozměry pístu, ze kterých se vychází při modelování, byly zjištěny odměřením z reálné součásti pomocí posuvného měřítka, pravítek, měrek a dále jsou upřesněny pomocí digitalizace skutečného pístu optickým 3D skenerem ATOS.

Základ pístu je tvořen, díky své symetrické geometrii, jako jedna čtvrtina celého objemu. Tento postup umožňuje, zejména na méně výkonných počítačích, snadnější manipulaci s modelem v průběhu vytváření jednotlivých částí pístu. Celá tvorba CAD modelu se dá rozdělit do několika základních fází. První fází je vytvoření hlavního tvaru pístu, který slouží jako základ pro korunu a plášť. V dalších fázích vzniká nálitek pro pístní čep se všemi potřebnými zaobleními a tvarové podrobnosti jako jsou drážky pro pístní kroužky, sražení a zaoblení drážek a můstků, upínací plocha, oko pístního čepu, drážky pojistek, stírací kanály a vyvážení pístu. Následuje vytvoření poloviny objemu pístu a spalovacího prostoru, který kvůli své nesymetrické poloze není možné vytvořit dříve. V konečné fázi je sestaven celý objem pístu. Stručný postup tvorby 3D CAD modelu je znázorněn na **Obr. 38** a **Obr. 39**.

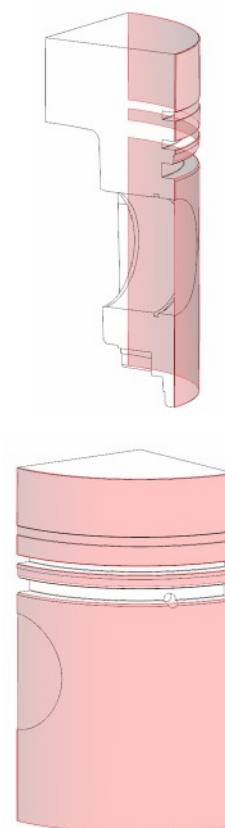
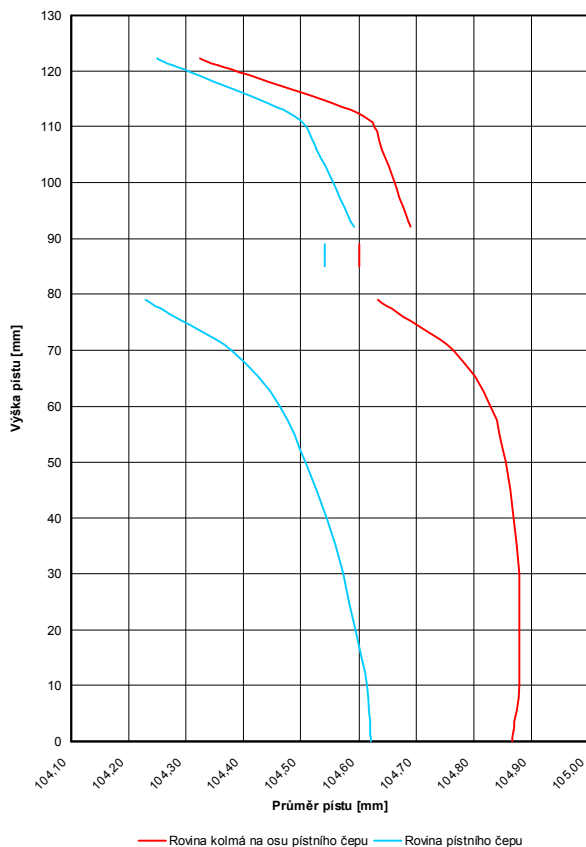


Obr. 38 Základní fáze tvorby modelu pístu



Obr. 39 Konečná podoba CAD modelu pístu

S využitím dílenské příručky motoru [48] může být vnější tvar pístu zkonstruován odečtením plochy od základního válcového tvaru pístu (**Obr. 40**). Tato plocha svým tvarem odpovídá



Obr. 40 Tvar bočních křivek pístu vzhledem k jmenovitému průměru válce 105 mm a plocha odečítaná od základního válcového tvaru pístu

bočným křivkám ve dvou navzájem kolmých rovinách. Model s boční křivkou je pak možné použít pro výpočet tepelného zatížení a pro určení potřebných rozměrů s ohledem na tepelnou roztažnost pístu. Tvary bočních křivek jsou vidět na **Obr. 40**.

6.3 Srovnání modelu s reálným pístem

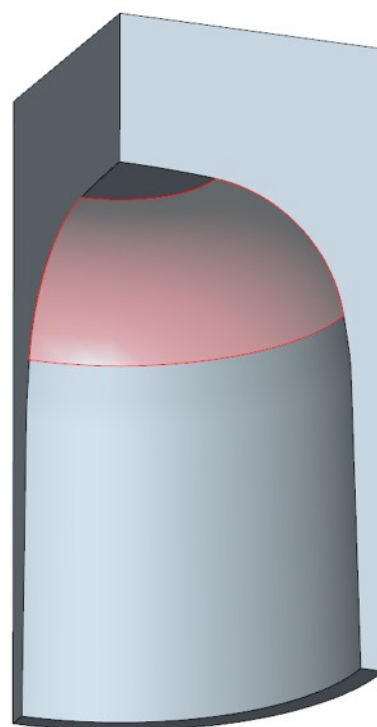
Při tvorbě modelu pístu bylo, mimo klasického měření součásti posuvným měřítkem, také využito metody reverzního inženýrství, kdy je reálná součást digitalizována 3D optickým skenerem ATOS. V této fázi je tedy reálnou součástí píst motoru.

ATOS je mobilní bezdotykový optický 3D skener, jehož vlastnosti jsou popsány např. v [29]. Nejširší využití systému ATOS je v oblastech CAD a FEM kde je vyžadováno měření reálných objektů a jejich následné srovnání s teoretickým modelem. Proces měření probíhá tak, že na povrch objektu jsou promítány proužky světla, které jsou snímány pomocí dvou kamer. Software z těchto záběrů vypočítá prostorové souřadnice jednotlivých bodů. Automatické složení jednotlivých záběrů do jednoho celku je zajištěno pomocí referenčních značek umístěných na objektu a mimo něj, přičemž za účelem naskenování celého objektu lze pohybovat skenerem i měřeným objektem. Před samotným měřením je nutné povrch součásti zmatnit například pomocí křídového nástřiku.

Ze srovnání CAD modelu pístu (šedá barva) s jeho naskenovanou digitalizovanou podobou (červená barva) je vidět střídavé prostupování obou povrchů, které značí poměrně dobrou shodu mezi CAD modelem a daty získanými pomocí skenování (**Obr. 41**). Na základě tohoto srovnání je provedena pouze jediná úprava CAD modelu, a to sice zvětšení vnitřního zaoblení mezi dnem a pláštěm pístu z 16 mm na 28 mm (**Obr. 42**).



Obr. 41 Srovnání CAD modelu s naskenovanými daty



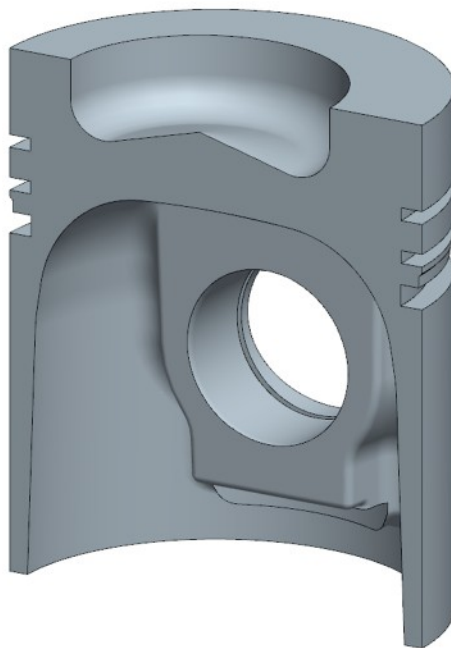
Obr. 42 Úprava vnitřního zaoblení

Nejproblematictějšími místy z pohledu skenování jsou drážky pro pístní kroužky a oka pístního čepu. Lepšího zachycení těchto míst skenerem by se dalo dosáhnout rozdělením skutečného pístu na dvě poloviny.

Další možnou kontrolou 3D CAD modelu vzhledem ke skutečnému pístu je srovnání jejich hmotností. Porovnání obou hmotností ukazuje, že CAD model se svými 1276,21 g má o 0,79 % nižší hmotnost než skutečný píst. Vzhledem k tomu, že model pístu je pro FEM výpočet ještě zjednodušen a připraven o některé tvarové podrobnosti, tak je tento rozdíl zanedbatelný.

6.4 Úprava CAD modelu pro FEM analýzu

Z důvodu omezení potřebného počtu konečných elementů ve výpočtovém modelu a umožnění bezproblémového převodu CAD modelu do výpočtového prostředí FEM systému, jsou provedena některá zjednodušení týkající se z hlediska namáhání pístu nepodstatných detailů. Jde především o odstranění zaoblení a sražení hran v drážkách pro pístní kroužky, spalovacím prostoru a dně pístu. Dále jsou odebrány otvory pro odvod oleje z drážky pro stírací kroužek a technologická plocha určená k uchycení pístu při výrobě. Symetrie geometrie i zatěžujících účinků pístu podle roviny kolmé k ose pístního čepu umožňuje použít při výpočtu napjatosti ve FEM systému jen jednu polovinu modelu (*Obr. 43*).



Obr. 43 Tvar CAD modelu pístu pro FEM analýzu

7 FEM analýza napjatosti současného pístu

Analýza napjatosti pístu je posuzována pouze z hlediska mechanického namáhání silami a spalovacími tlaky při jmenovitých otáčkách motoru. Do FEM výpočtu není zahrnuto tepelné zatížení působící na píst, protože nejsou k dispozici naměřené vhodné hodnoty teplot a součinitelů přestupu tepla potřebných pro tepelnou analýzu pístu vznětového motoru. Výpočtový model také nepokrývá oblast únavového namáhání pístu, a to jak mechanického, tak i tepelného. K řešení únavy je vhodné přímo použít specializovaný software. Neuvažuje se ani zatížení způsobené sekundárním pohybem pístu. Určení zatížení vznikajícího naklápěním pístu ve válci vyžaduje použití některého multibody systému (MBS). A v neposlední řadě není zohledněn vliv mazací vrstvy oleje na kontaktní plochy pístu s čepem a vložkou válce.

Podstatou metody konečných prvků (FEM – Finite Element Method) je při řešení dané úlohy rozdělit zkoumanou oblast na podoblasti, které se označují jako konečné prvky – elementy. Hledání neznámých funkcí v zkoumané oblasti je tak nahrazeno hledáním konečného počtu hodnot těchto funkcí, z nichž lze zkonstruovat přibližné řešení [12].

Softwarem použitým k výpočtu napjatosti pístu metodou konečných prvků je výpočetní systém Ansys verze 11, který obsahuje všechny potřebné části k numerickému řešení, tzn. jak preprocessor pro definici výpočtového modelu pístu včetně sítě, okrajových podmínek a zatížení, tak i samotný řešič a postprocessor pro analýzu výsledků.

7.1 Výpočtový model současného pístu

Základem pro zjednodušený výpočtový model současného pístu je CAD model importovaný do systému Ansys. Díky využití symetrie (viz kap. 6.4) je možné počítat pouze s jednou polovinou pístu. Tento postup umožňuje použití jemnější sítě bez velkého nárůstu nároků na výpočtový čas a hardware. Zmenšením velikosti elementů sítě je možno dosáhnout přesnějších výsledků.

Výpočet napjatosti pístu je proveden při jmenovitých otáčkách motoru ve třech zátěžných stavech, kterými jsou maximální spalovací tlak, maximální setrvačné síly a maximální boční síly. Shrnutí parametrů jednotlivých zátěžných stavů i s jejich jednotkami, tak jak vstupují do výpočtu, je uvedeno v **Tab. 3**.

Tab. 3 Parametry jednotlivých zátěžných stavů

		Maximální spalovací tlak	Maximální setrvačné síly	Maximální boční síly
Úhel natočení kliky [°]	α	364,000	0,000	388,000
Úhel odklonu ojnice [°]	β	1,115	0,000	7,528
Dráha pístu [mm]	s_p	0,187	0,000	8,868
Zrychlení pístu [mm/s ²]	a_p	$4056,909 \cdot 10^3$	$4073,316 \cdot 10^3$	$3308,796 \cdot 10^3$
Spalovací tlak [MPa]	p_i	8,765	0,135	6,812
Boční síla [N]	F_n	1241,493	0,000	6466,210

Důležité materiálové vlastnosti pístu, pístního čepu, vložky válce a ojnice, které figurují ve FEM analýze napjatosti jsou uvedeny v **Tab. 4** podle [3], [4], [23], [27], [28], [30] a [46]. Hodnoty těchto veličin mají podstatný vliv na výsledky výpočtu napjatosti a jejich volba může dosažené řešení zkreslovat.

Tab. 4 Materiálové charakteristiky

		Píst	Vložka válce	Čep	Ojnice
Materiál		Al slitina ČSN 42 4336 (AlSi12NiCuMg)	litina ČSN 42 2425	ocel ČSN 14 220	ocel ČSN 14 240
Modul pružnosti v tahu [MPa]	E	71000	105000	210000	210000
Poissonovo číslo [-]	μ	0,33	0,26	0,3	0,3
Mez kluzu [MPa]	R_e	200	196	590	500
Hustota [t/mm^3]	ρ	$2700 \cdot 10^{-12}$	$7200 \cdot 10^{-12}$	$7800 \cdot 10^{-12}$	$7800 \cdot 10^{-12}$

7.1.1 Model s prutovou náhradou

U tohoto výpočtového modelu pístu jsou čep a vložka válce nahrazeny prutovou náhradou tvořenou nehmotnými bilineárními pruty konstantního průřezu, v prostředí Ansysu označovaných jako LINK10 [35]. Podle vlastností, které těmto elementům přiřadíme reálnými konstantami, mohou přenášet pouze tahová nebo pouze tlaková zatížení. Požadavek, kladený na takovou prutovou náhradu, je zachování tuhosti pístního čepu respektive vložky válce. Tento výchozí předpoklad se dá vyjádřit rovností radiálního posunutí povrchu čepu nebo vložky válce Δr a prodloužení nebo zkrácení prutu Δl_{prut} při shodném referenčním zatížení:

$$\Delta r = \Delta l_{prut} \quad (15)$$

Využitím Hookova zákona a úpravou (15) je získán vztah:

$$\Delta r = \frac{l_{prut}}{E} \cdot \frac{F_{prut}}{S_{prut}}, \quad (16)$$

kde

- l_{prut} – délka prutu
- E – modul pružnosti v tahu čepu resp. vložky válce
- F_{prut} – síla v jednom prutu
- S_{prut} – průřez prutu

Síla připadající na jeden prut:

$$F_{prut} = \frac{p \cdot S}{n_{prut}}, \quad (17)$$

kde

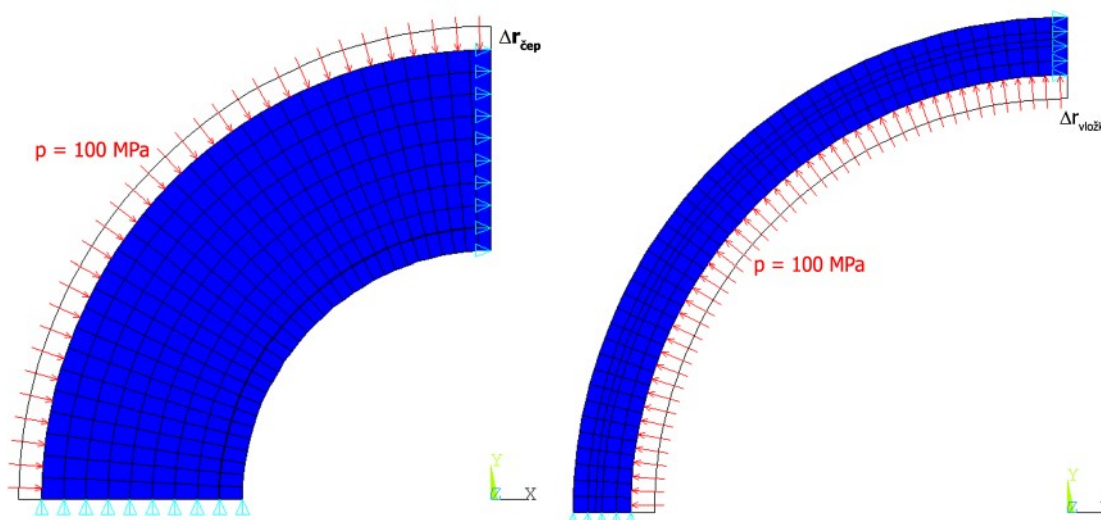
- p – referenční tlak
- S – plocha oka pístu ve styku s čepem nebo plocha pístu ve styku s vložkou válce
- n_{prut} – počet prutů

Požadovaný průřez bilineárního prutu, který zajistí zachování stejné tuhosti prutové náhrady a čepu resp. vložky válce je získán využitím vztahu (17) a úpravou rovnice (16):

$$S_{prut} = \frac{p \cdot S \cdot l_{prut}}{n_{prut} \cdot E \cdot \Delta r} \quad (18)$$

Radiální posunutí povrchu čepu nebo vložky válce je zjištěno pomocí 2D modelu čtvrtiny mezikruží (**Obr. 44**), k jehož tvorbě je použito makro naprogramované v jazyce APDL¹⁾ systému Ansys. Makro obsahuje parametry definující vnitřní a vnější průměry, velikost elementů a referenční tlak. Funkce celého makra je zřejmá ze zdrojového kódu uvedeného v Příloze 1.

Výsledkem analýzy mezikruží je, při působení referenčního tlaku $p = 100 \text{ MPa}$, radiální posuv vnějšího povrchu pístního čepu $\Delta r_{\text{čep}} = 0,016069 \text{ mm}$ a radiální posuv vnitřního povrchu vložky válce $\Delta r_{\text{vložka}} = 0,3896 \text{ mm}$.

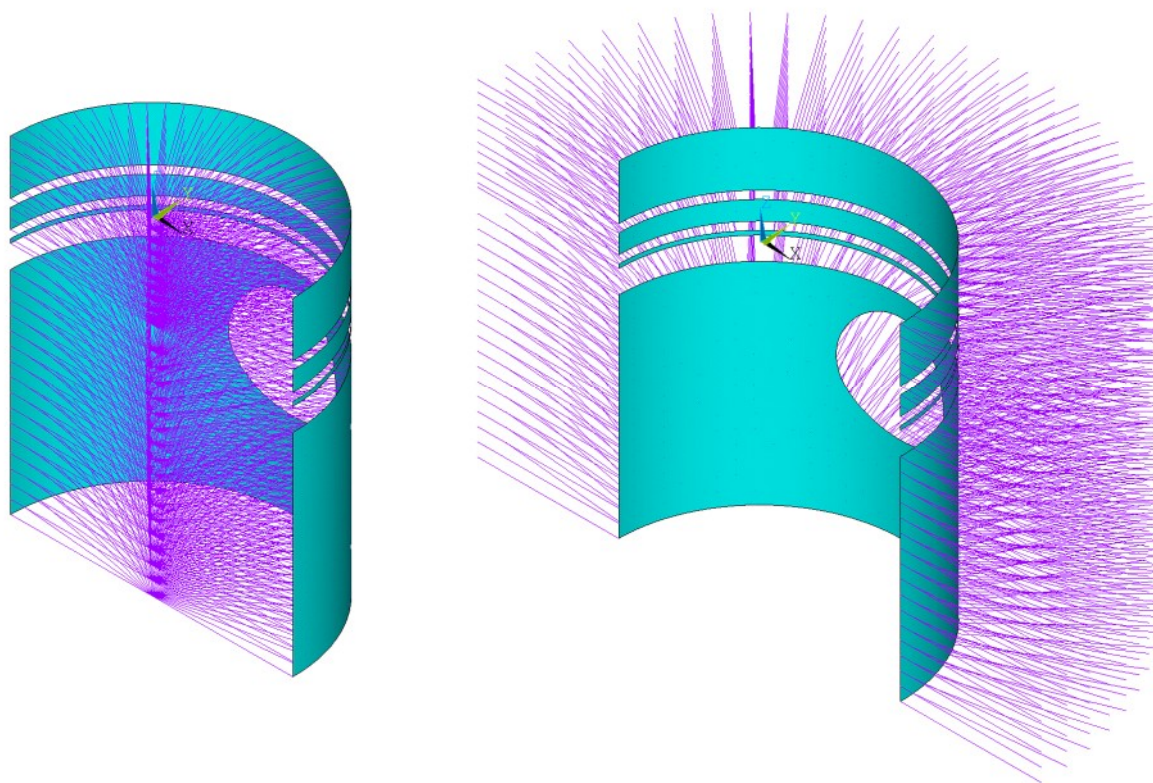


Obr. 44 Určení radiálního posuvu povrchu čepu (vlevo) a vložky válce (vpravo)

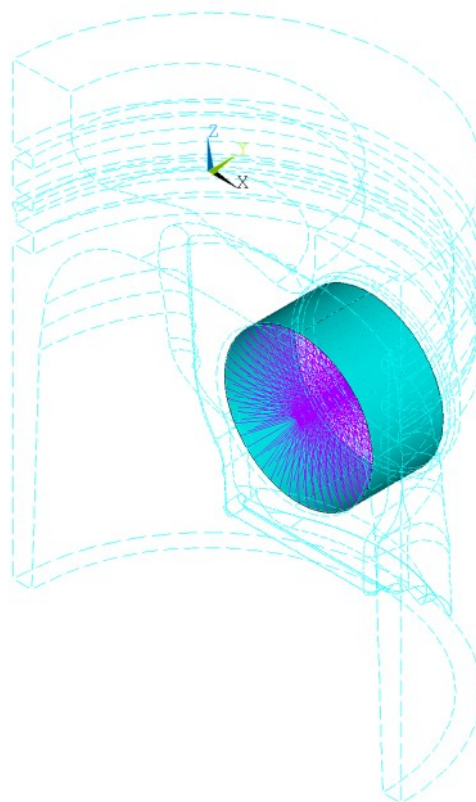
Prutovou náhradu vložky válce je možno vytvořit, vzhledem ke statické ekvivalenci, dvěma různými způsoby. Prvním způsobem je vytvoření vnitřní prutové náhrady mezi povrchem pístu a jeho středem, kdy prut má definovanou reálnou konstantu, která mu umožňuje přenášet pouze tahová zatížení (**Obr. 45**). Druhou možností je vytvoření vnější prutové náhrady od povrchu pístu radiálním směrem ven, přičemž pruty mohou přenášet pouze tlaková zatížení (**Obr. 45**). Počet prutů obou náhrad vložky válce, daný rozdělením plochy pístu pomocnou sítí, je stanoven na $n_{\text{vložka}} = 916$. Délka každého prutu odpovídá jmenovitému poloměru pístu, tj. $l_{\text{vložka}} = 52,5 \text{ mm}$. Plocha pístu v kontaktu s vložkou válce je $16461,91 \text{ mm}^2$.

Prutová náhrada pístního čepu je vytvořena uvnitř oka a pruty mohou přenášet pouze tlaková zatížení (**Obr. 46**). Počet prutů náhrady je $n_{\text{čep}} = 528$ a každý prut má délku rovnající se poloměru čepu $l_{\text{čep}} = 20 \text{ mm}$. Plocha čepu v kontaktu s pístem je $2393,52 \text{ mm}^2$.

¹⁾ APDL – Ansys Parametric Design Language, skriptovací jazyk využívaný pro automatizaci úloh a tvorbu parametrických modelů [35].



Obr. 45 Vnitřní a vnější prutová náhrada vložky válce



Obr. 46 Prutová náhrada pístního čepu

Potřebný průřez jednoho prutu v náhradě vložky válce je vypočítán ze známých hodnot podle vztahu (18):

$$S_{\text{vložka}} = \frac{p \cdot S \cdot l_{\text{vložka}}}{n_{\text{vložka}} \cdot E_{\text{vložka}} \cdot \Delta r_{\text{vložka}}} \quad (19)$$

$$S_{\text{vložka}} = \frac{100 \cdot 16461,91 \cdot 52,5}{916 \cdot 105000 \cdot 0,3896}$$

$$S_{\text{vložka}} = 2,3064 \text{ mm}^2$$

Také průřez jednoho prutu v náhradě pístního čepu je vypočítán ze známých hodnot podle vztahu (18):

$$S_{\text{čep}} = \frac{p \cdot S \cdot l_{\text{čep}}}{n_{\text{čep}} \cdot E_{\text{čep}} \cdot \Delta r_{\text{čep}}} \quad (20)$$

$$S_{\text{čep}} = \frac{100 \cdot 2393,52 \cdot 20}{528 \cdot 210000 \cdot 0,016069}$$

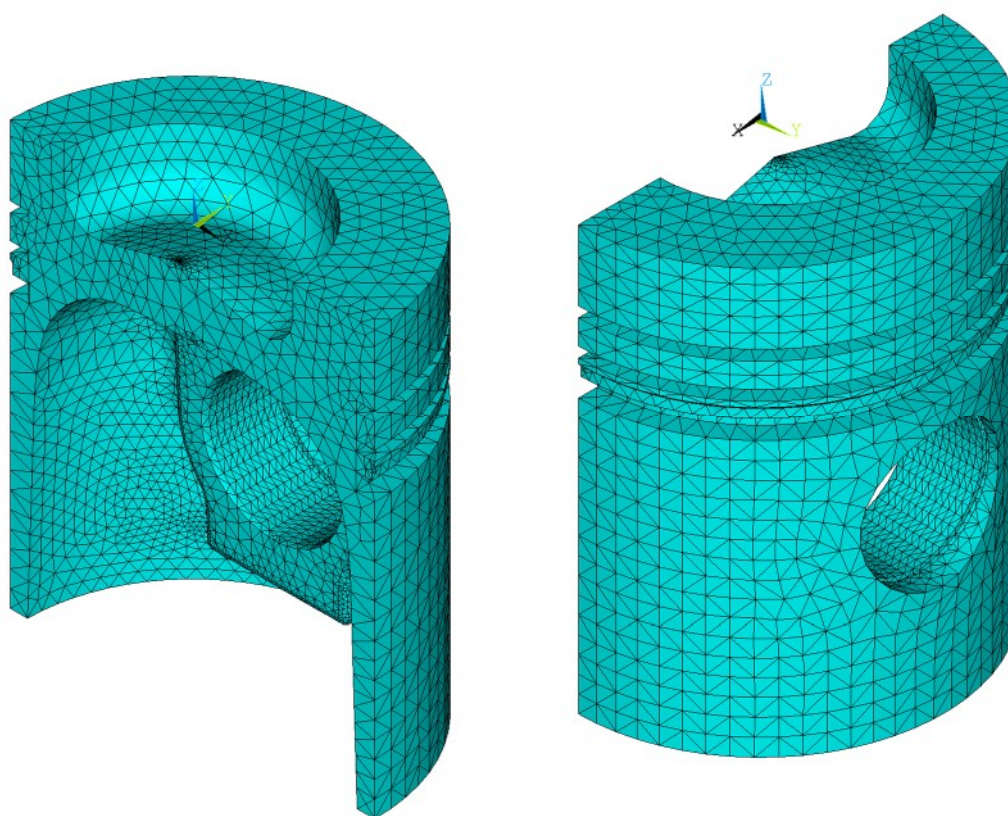
$$S_{\text{čep}} = 2,6867 \text{ mm}^2$$

Celý objem modelu pístu je rozdělen na konečný počet elementů, s ohledem na složitost geometrie pístu, využitím volného síťování (Free Meshing) pomocí prvku s označením SOLID187²⁾ (**Obr. 47**). Velikost elementu je nastavena na hodnotu 4 a společně s volbou automatického zjemňování (Smart Sizing) je tak dosaženo různého zahuštění sítě podle tvaru modelu. Materiálový model, který je využitý při tvorbě sítě pístu, má kromě mechanických vlastností definovanu také hustotu (**Tab. 4**). Počet elementů rozdělujících píst je 74762, a počet uzlů příslušejících těmto elementům je 111690.

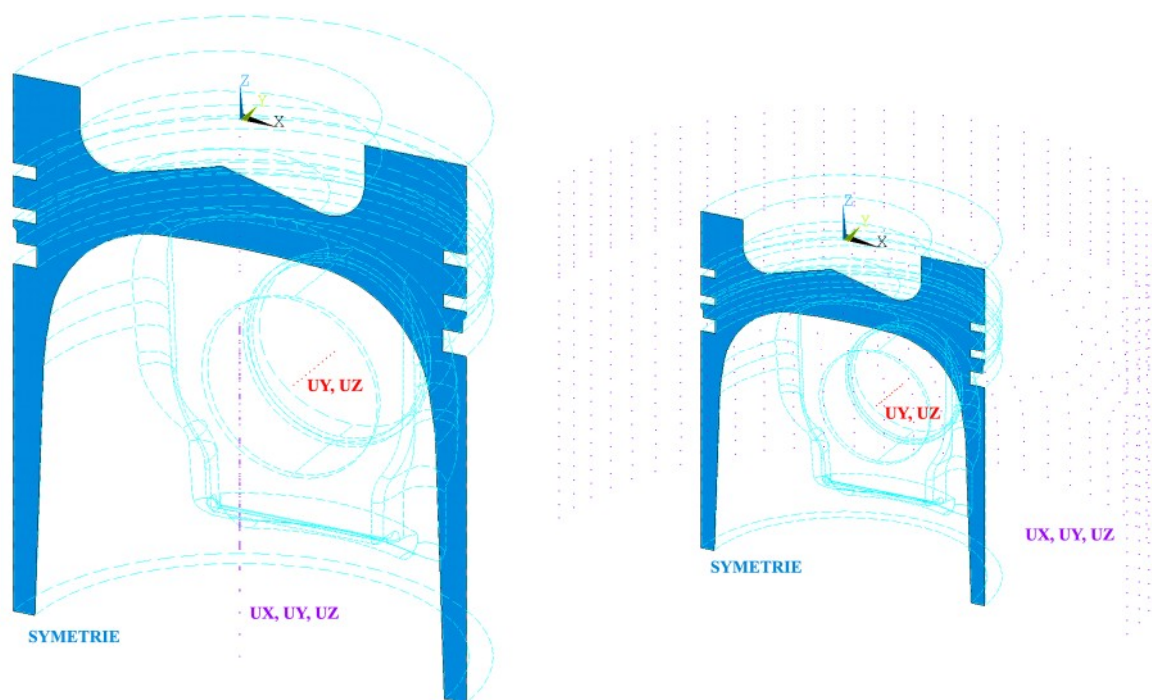
Okrajové podmínky jsou ve všech třech zátěžných stavech aplikovány na výpočtový model pístu s prutovou náhradou stejným způsobem (**Obr. 48**). Uzlům ve středu náhrady pístního čepu je zamezen pohyb ve směru osy y a z . U vnitřní prutové náhrady vložky válce mají uzly, které náležejí prutům ve středu pístu znemožněn pohyb ve všech třech osách. Stejně omezení se týká také uzlů na konci prutů vnější prutové náhrady. Na ploše v řezu poloviny pístu je definována podmínka symetrie.

Zatížení výpočtového modelu s prutovou náhradou je dáno spalovacím tlakem, zrychlením pístu a boční silou podle druhu zátěžného stavu (**Tab. 3, Obr. 49**). Spalovací tlak působí na plochu dna pístu, vektor zrychlení je orientován v záporném směru osy z a boční síla, která má díky symetrii poloviční velikost, je rozdělena mezi jedenáct uzlů ve středu náhrady pístního čepu a je orientována v kladném směru osy x .

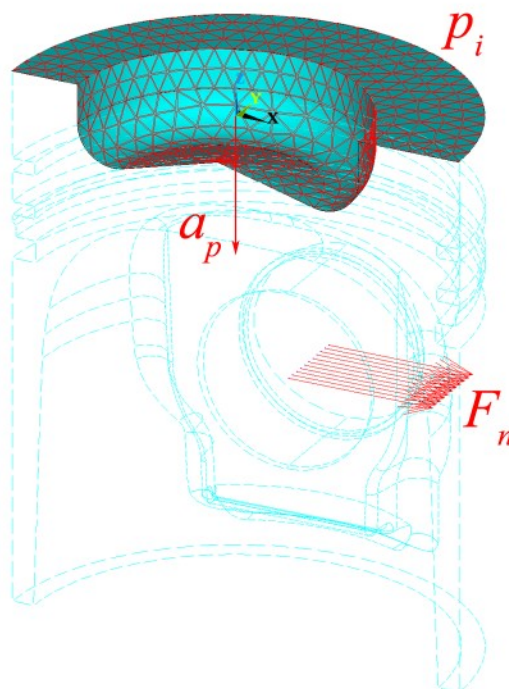
²⁾ Objemový desetiuzlový čtyřstěnný element se třemi stupni volnosti [35].



Obr. 47 Objem pístu rozdělený na konečný počet elementů



Obr. 48 Okrajové podmínky výpočtového modelu pístu s vnitřní a vnější prutovou náhradou



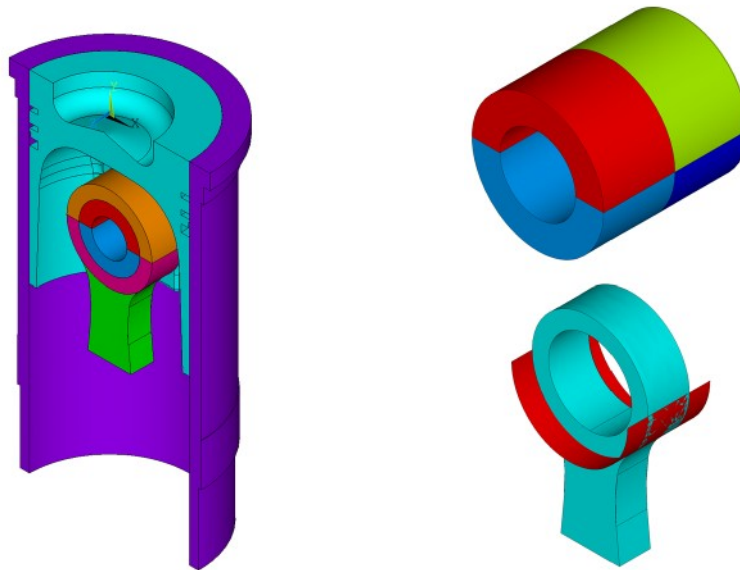
Obr. 49 Zatížení výpočtového modelu pístu s prutovou náhradou

7.1.2 Model s kontakty

V tomto výpočtovém modelu je vazba mezi součástmi, tj. mezi pístem a vložkou válce, čepem a pístem a mezi ojnici a čepem, tvořena jejich přímým stykem realizovaným pomocí kontaktních elementů.

Základ modelu vytvářejí objemy pístu, vložky válce, čepu a zjednodušeného tvaru části ojnice (**Obr. 50**). Celá úloha je opět řešena jako symetrická podle roviny procházející středem pístu a kolmé na osu pístního čepu. Objem ojnice má oddělené horní oko od dířku využitím pomocné plochy, z důvodu pozdější aplikace různých hustot materiálu potřebných k výpočtu (**Obr. 50**). Tato plocha je vytvořena makrem napsaném v jazyce APDL (viz Příloha 2). Pístní čep je rozdělen na více objemů kvůli vytvoření kontaktů s oky pístu a ojnice (**Obr. 50**) a také pro snadnější vytvoření mapované sítě. Podobně je rozděleno i horní oko ojnice za účelem tvorby sítě.

Vzhledem k tvorbě modelu v 3D CAD systému si výpočtový systém Ansys nedokázal poradit se složitou importovanou geometrií a neumožnil rozřezání modelu pístu na části, které by se daly síťovat mapovaně (Mapped Meshing). Proto je píst rozdělen na konečný počet elementů využitím volného síťování prvkem SOLID187 s tím, že je síť v místech kontaktů a předpokládaných oblastech s koncentrací napětí zjemněna zmenšením velikosti použitých elementů (**Obr. 51**). Základní velikost prvku je nastavena na hodnotu 4, velikost elementů na ploše oka pístu je zmenšena na hodnotu 2 a je využito i automatického zjemňování sítě. K určení míst ke zjemnění sítě je také dále využito analýzy elementů s upozorněním (Warning Elements) na jejich neoptimální nebo deformovaný tvar, jejichž použití by mohlo mít negativní vliv na přesnost výsledků. V místech s větším výskytem těchto elementů je síť dále zjemňována volbou menší velikosti prvků sítě a je tak dosaženo toho, že se elementy s upozorněním nevykytují v pro výpočet důležitých místech a jejich počet je v případě pístu snížen na sedm.



Obr. 50 Základ výpočtového modelu a rozdělení čepu a ojnice

Objemy čepu, vložky válce a horního oka ojnice jsou síťovány mapovaně prvkem SOLID186³⁾ a objem dřívku ojnice je síťován volně prvkem SOLID187. Velikost elementů je volena tak, aby odpovídající kontaktní plochy na pístu byly rozděleny jemněji (**Obr. 51**).

Materiálové modely využitě k síťování všech objemů mají definovány mechanické vlastnosti a kromě dřívku ojnice a vložky válce také hustotu (**Tab. 4**), přičemž hustota horního oka odpovídá redukované hmotnosti posuvných částí ojnice pro vyvození správné velikosti boční síly při výpočtu a je určena ze vztahu:

$$\rho_{oko} = \frac{m_1}{V_{oko}}, \quad (21)$$

kde

V_{oko} – objem celého horního oka ojnice

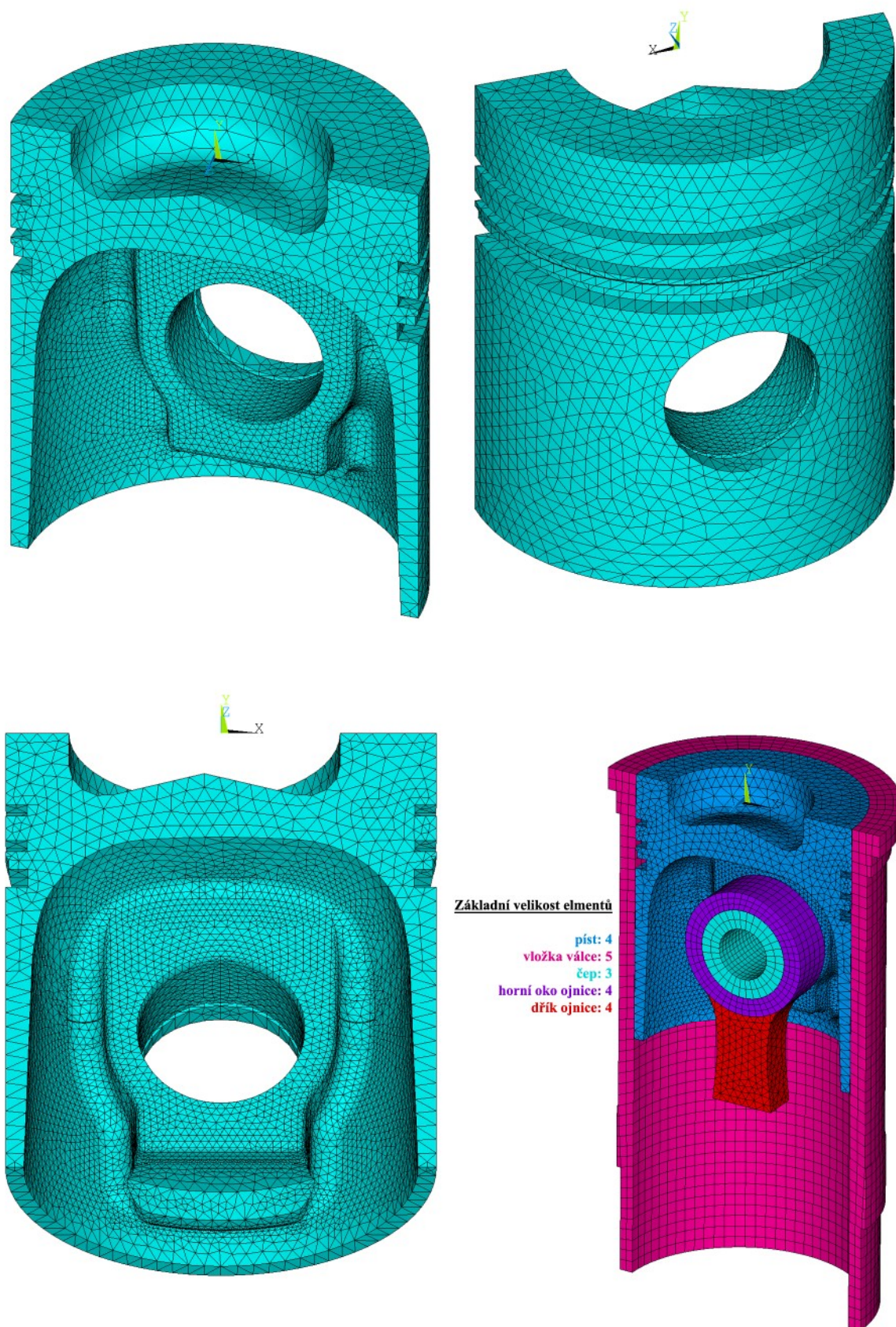
Objem celého horního oka ojnice je určený systémem Pro/Engineer jako 48125,086 mm³. Po dosazení hmotnosti v tunách do rovnice (21) je obdržena výsledná hustota oka:

$$\rho_{oko} = \frac{m_1}{V_{oko}}$$

$$\rho_{oko} = \frac{913,77 \cdot 10^{-6}}{48125,086}$$

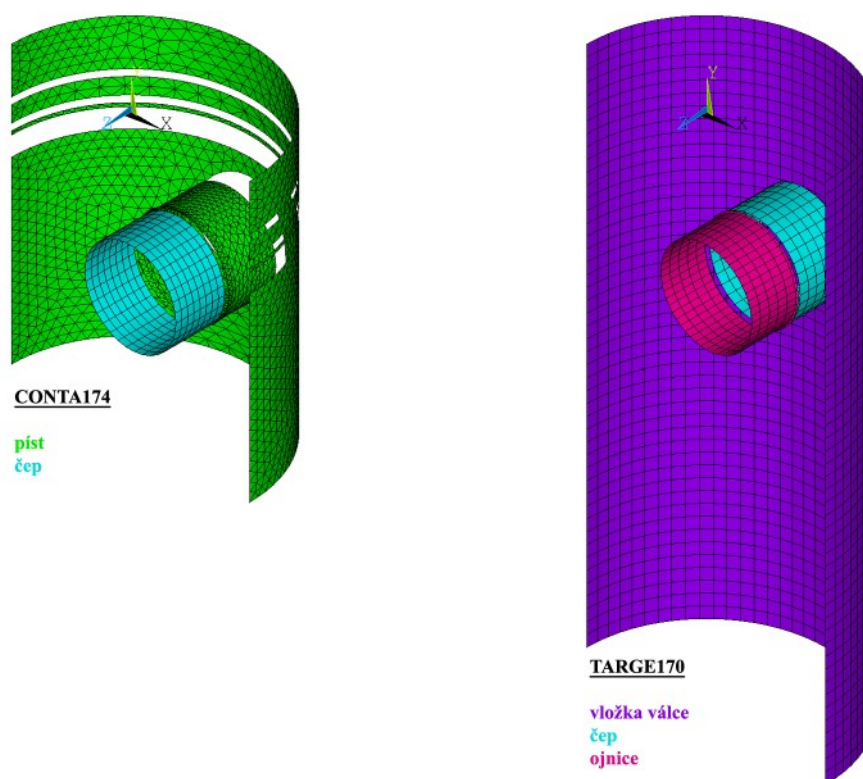
$$\rho_{oko} = 18987,393 \cdot 10^{-12} \frac{t}{mm^3}$$

³⁾ Objemový dvacetizulový kvadratický element [35].



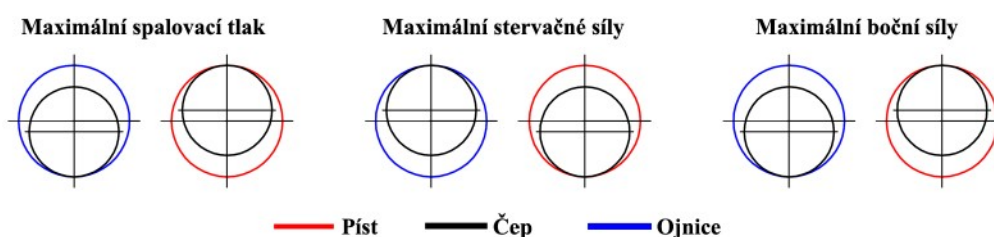
Obr. 51 Objem pístu rozdělený na konečný počet elementů a rozdělení všech objemů

Na stykové plochy objemů rozdělených na konečný počet elementů jsou aplikované cílové prvky nazývané TARGE170 a prvky kontaktní CONTA174 jejichž vlastnosti jsou definovány reálnými konstantami. Oba prvky vytvářejí tzv. kontaktní pár (Contact Pair). Cílové prvky se přiřazují plochám tělesa, které uvažujeme jako tuhé. Kontaktní prvky jsou přiřazeny plochám poddajných těles. Při stavbě výpočtového modelu je voleno jako poddajné těleso píst a také objem části čepu náležející k hornímu oku ojnice. Elementy CONTA174 jsou tak přiřazovány plochám v pístním oku, vnějšímu povrchu pístu a části čepu. Tuhými tělesy jsou vložka válce, část čepu v pístním oku a horní oko ojnice. Rozložení cílových a kontaktních prvků je vidět na **Obr. 52**. Reálnými konstantami je oproti původním hodnotám nastaveno, aby se do výpočtu nezahrnoval počáteční průnik (Exclude Everything) a k tomu také automatické vymezení kontaktu (Default ICONT) pro zlepšení konvergence výpočtu. Celkový počet všech elementů ve výpočtovém modelu s kontakty je 80433.



Obr. 52 Cílové a kontaktní prvky přiřazené plochám těles

K vymezení vůlí mezi jednotlivými součástmi podle **Tab. 5** je potřeba před výpočtem posunout díly do kontaktu ve shodě se zátěžným stavem. Vymezuje se tak nejen vůle mezi pístem, čepem a ojnici (**Obr. 53**), ale také mezi pístem a vložkou válce.



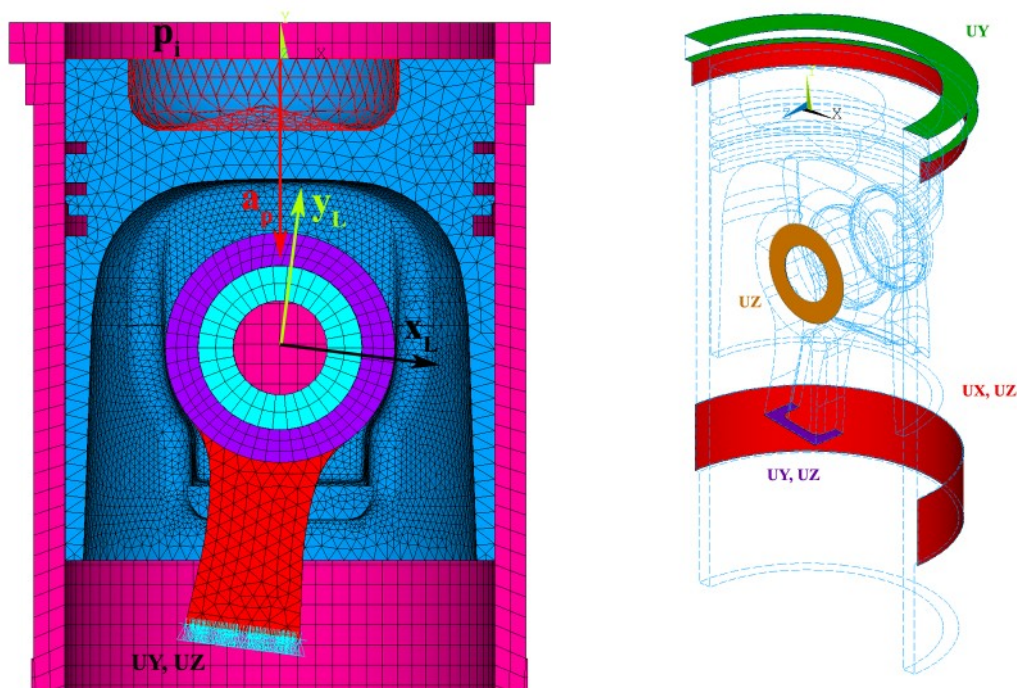
Obr. 53 Posunutí součástí do kontaktu před výpočtem

Tab. 5 Vůle mezi součástmi

	Píst-Čep	Píst-Vložka	Čep-Ojnice
Vůle [mm]	0,008	0,132	0,042

Okrajovými podmínkami, platícími pro všechny tři zátěžné stavy, je zamezeno pohybu vložky válce ve všech směrech a pohybu čepu ve směru osy z (**Obr. 54**). Natočené podpory na spodní části dřívku do lokálního souřadného systému, podle odklonu ojnice v jednotlivých zátěžných stavech, omezují pohyb ojnice pouze ve směru lokálních os y_L a z_L a tím umožňují pohyb soustavy píst-čep-ojnice v lokální ose x_L (**Obr. 54**). K okrajovým podmínkám se dá zahrnout i samotný kontakt jednotlivých součástí s vymezením vůlí mezi stýkajícími se plochami (**Tab. 5**). Pohyb pístu je tak vymezen pouze kontaktem s vložkou válce a čepem, přičemž pohyb čepu je omezen, kromě posuvu v ose z , také kontaktem s ojnicí, která se může pohybovat jen v lokální ose x_L .

Podle druhu zátěžného stavu je dána velikost spalovacího tlaku, zrychlení a také odklonu ojnice a axiálního posunutí pístu ve válci. Při působení spalovacího tlaku a zrychlení umožňuje natočení uzlů na spodní části dřívku podle odklonu ojnice pohyb pístu s čepem a ojnicí a tím ve spojení s hmotnostmi jednotlivých částí vzniká boční síla namáhající píst. Výhodou tohoto řešení, ve srovnání s přímým zavedením bočních sil, je závislost výpočtového modelu pouze na kinematice posuvného pohybu a na spalovacím tlaku určeného naměřenými hodnotami od výrobce motoru. Při změně hmotností posuvných částí se tak nemusí přepočítávat žádné silové zatížení. Nevýhodou potom je nemožnost výpočtu všech zátěžných stavů najednou v tzv. Loadstepu, protože se mění v jednotlivých stavech natočení uzlů.



Obr. 54 Zatížení a okrajové podmínky výpočtového modelu s kontakty

Řešení kontaktního výpočtového modelu při daném počtu elementů původním řešičem trvá přibližně 1 hod. a 20 min. Zároveň dochází k velkému zatížení pevného disku počítače nepřetžitým odkládáním dat a k minimálnímu využití výkonu procesoru. Z tohoto důvodu se jako

vhodnější jeví použití PCG⁴) řešiče, který po většinu výpočtového času dokáže naplno využít možností procesoru a zkrátit tak výpočet jednoho zátěžného stavu na cca 30 min. Z hlediska dosažených výsledků při analýze napjatosti jsou oba řešiče srovnatelné.

7.2 Výsledky FEM analýzy současného pístu

Ve výsledcích FEM analýzy napjatosti současného pístu jsou uváděny průběhy redukovaného napětí v MPa pro jednotlivé zátěžné stavy podle teorie HMH a také deformace pístu odpovídající zátěžnému stavu při maximálních spalovacích tlacích. Kontaktní tlaky nejsou uváděny z důvodu jejich podstatného ovlivnění přítomností olejové vrstvy.

Srovnáním výsledků vnitřní a vnější prutové náhrady se potvrzuje, že výsledné průběhy redukovaného napětí podle HMH a deformací jsou v obou případech shodné. Pro další prezentaci jsou proto vybrány jen výsledky dosažené pomocí modelu s vnější prutovou náhradou.

Výpočtový model s prutovou náhradou, nebere do úvahy olejovou vrstvu na plochách, kde se stýká píst s dalšími součástmi tj. s pístním čepem a vložkou válce. Ukazuje se tak, že dochází k lokálnímu zvyšování napětí v oblastech styku prutové náhrady s pístem (**Obr. 55**). Určitým řešením by mohlo být nasimulování olejové vrstvy pomocí prutů složených ze dvou částí tak, že by jedna část prutu reprezentovala tuhost čepu nebo vložky válce a druhá část prutu by se při zatěžování chovala jako nelineární pružina modelující vrstvu oleje.

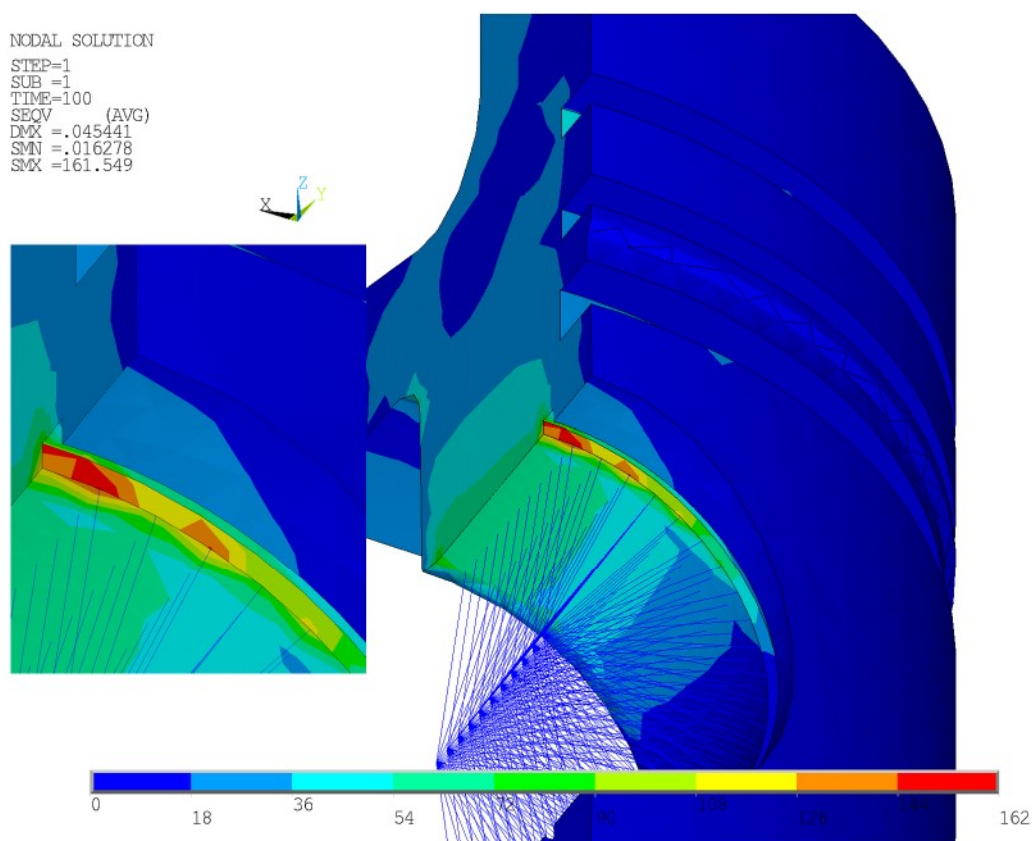
Stejně tak ani kontaktní model nepočítá s olejovou vrstvou. To se projevuje v horní oblasti oka pro pístní čep poměrně velkým nárůstem napětí při vysokých zatíženích spalovacím tlakem (**Obr. 56**). Avšak narozdíl od prutové náhrady zde dochází k rovnoměrnějšímu rozložení zatížení ve stykové ploše mimo samotného kontaktu i díky tomu, že je možný ohyb čepu, a proto jsou u tohoto výpočtového modelu výsledná napětí nižší. V dalších řešeních napjatosti pístu metodou konečných prvků je tedy vhodnější použít kontaktní model i vzhledem k tomu, že použití tohoto modelu je nutné v případném řešení tepelného namáhání pístu.

Odhlédne-li se od oblastí se zvýšenými napětími z výše uvedených důvodů, pak je napjatost v celém pístu poměrně rovnoměrně rozdělena a díky dostatečně nižším hodnotám napětí než je mez kluzu materiálu pístu, se tak otevírá prostor pro snižování jeho hmotnosti prostřednictvím odebrání hmoty z předdimenzovaných oblastí, kterými jsou spodní část pláště a nálitku, vnější oblast pláště kolem oka pro pístní čep a také vnitřní objem materiálu koruny.

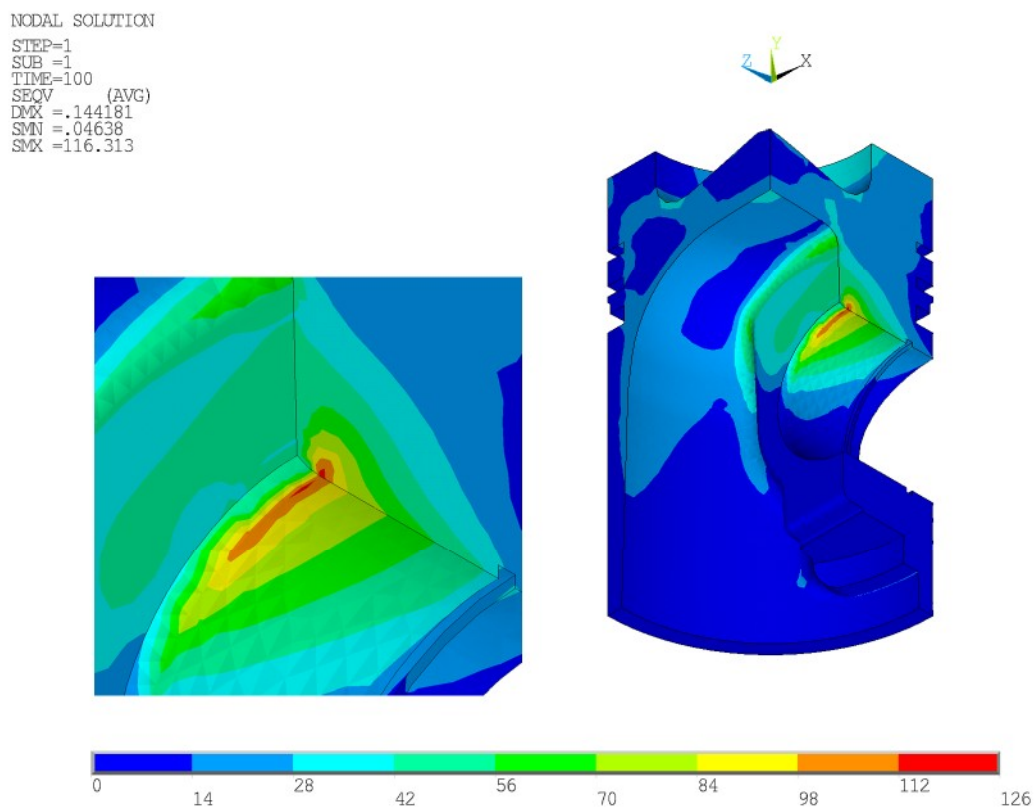
Při maximálním spalovacím tlaku je, kromě již zmíněných míst s největšími napětími, nejvíce namáhanou částí nálitka mezi okem a dnem pístu (**Obr. 57** a **Obr. 58**). Působením maximálních bočních sil, v oblastech s o něco nižšími spalovacími tlaky, dochází k posuvu rozložení napětí kolem nálitku směrem k tlačné straně pístu (**Obr. 59** a **Obr. 60**). Účinkem nejvyšších setrvačných sil je nejvíce zatížena spodní část pístního oka a nálitku, ale hodnoty napětí jsou o několik řádů nižší než v případě vysokých spalovacích tlaků (**Obr. 61** a **Obr. 62**).

Větší deformace u výpočtového modelu s kontakty jsou způsobeny možným ohybem čepu, deformací ojnice a vůlemi mezi jednotlivými součástmi. Tyto deformace a vůle nejsou u výpočtového modelu s prutovou náhradou uvažovány (**Obr. 63** a **Obr. 64**).

⁴) PCG – Preconditioned Conjugate Gradient, iterační řešič vhodný pro rozsáhlé 3D úlohy [35].



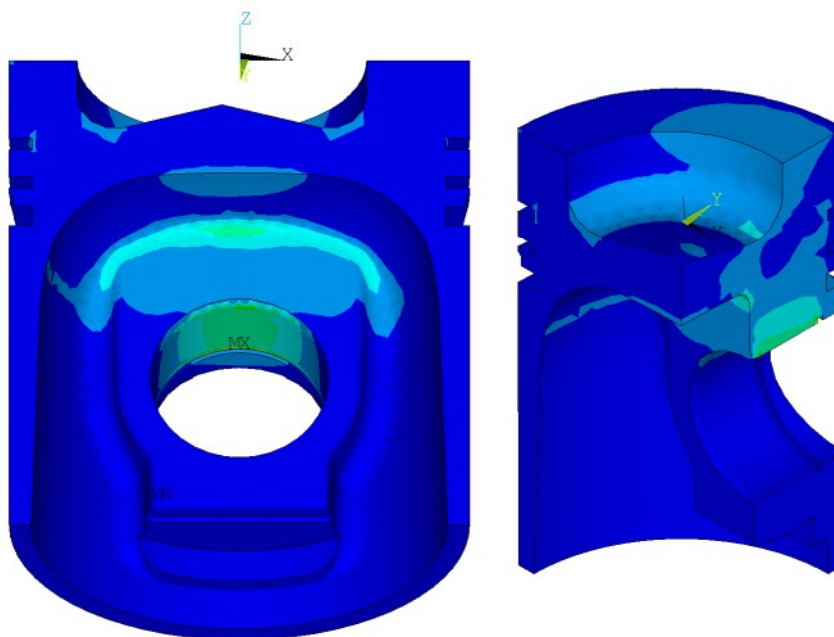
Obr. 55 Lokální zvýšení napětí v oblasti styku prutové náhrady s pístem při vysokých spalovacích tlacích



Obr. 56 Zvýšené napětí v horní oblasti oka při vysokých spalovacích tlacích u modelu s kontakty

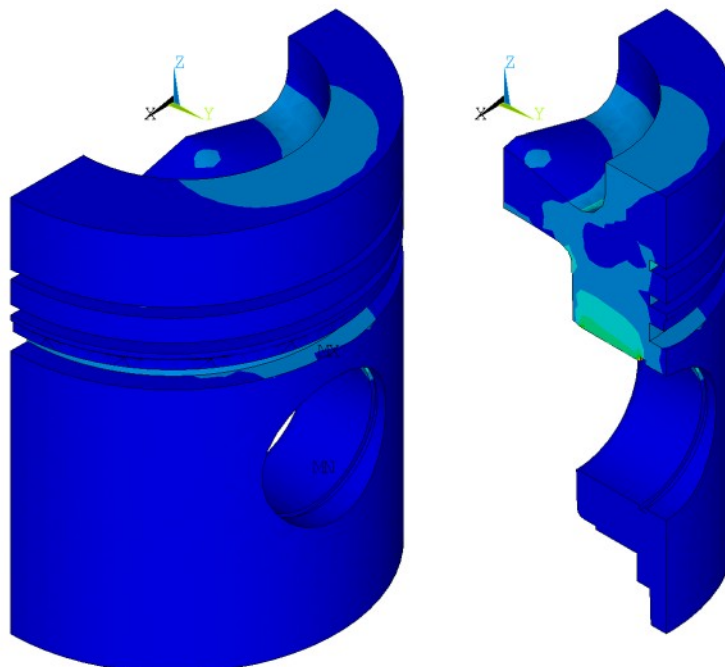
NODAL SOLUTION

STEP=1
SUB =1
TIME=100
SEQV (AVG)
DMX =.045441
SMN =.016278
SMX =161.549

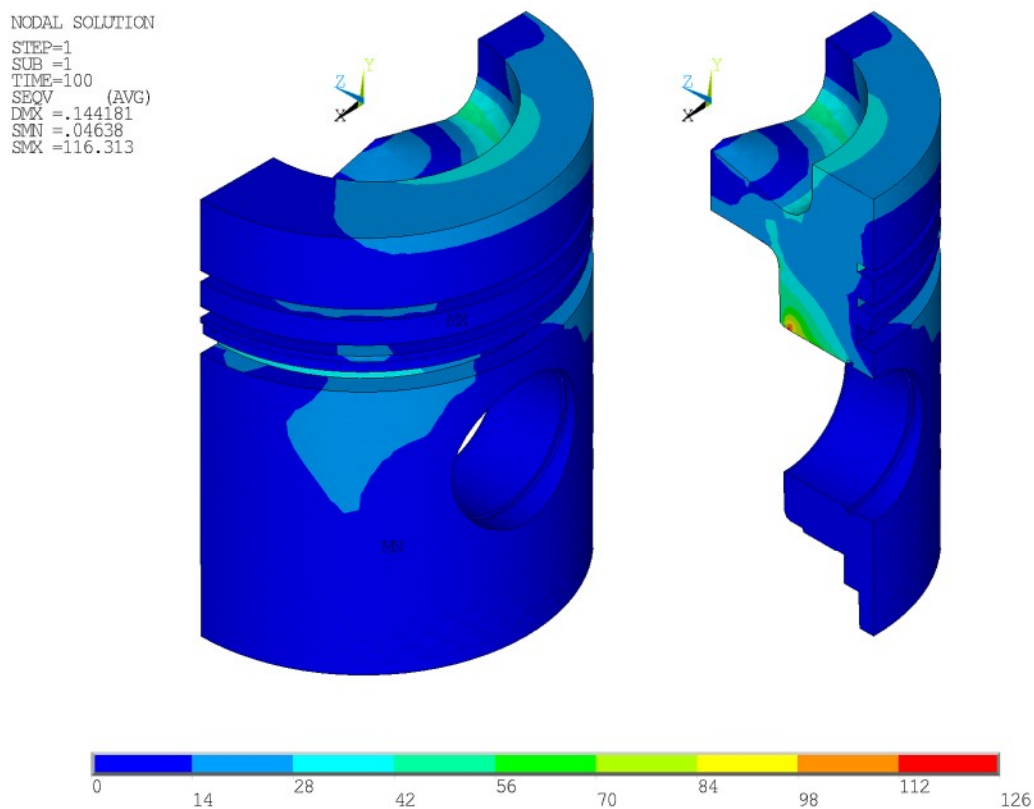
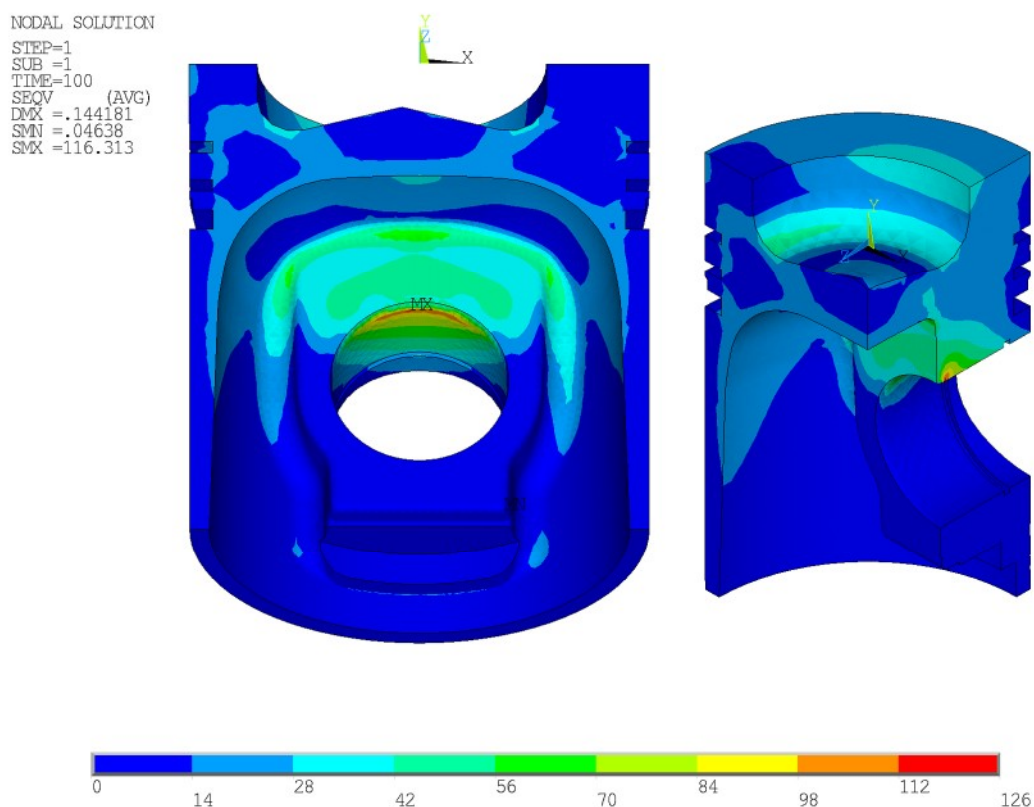


NODAL SOLUTION

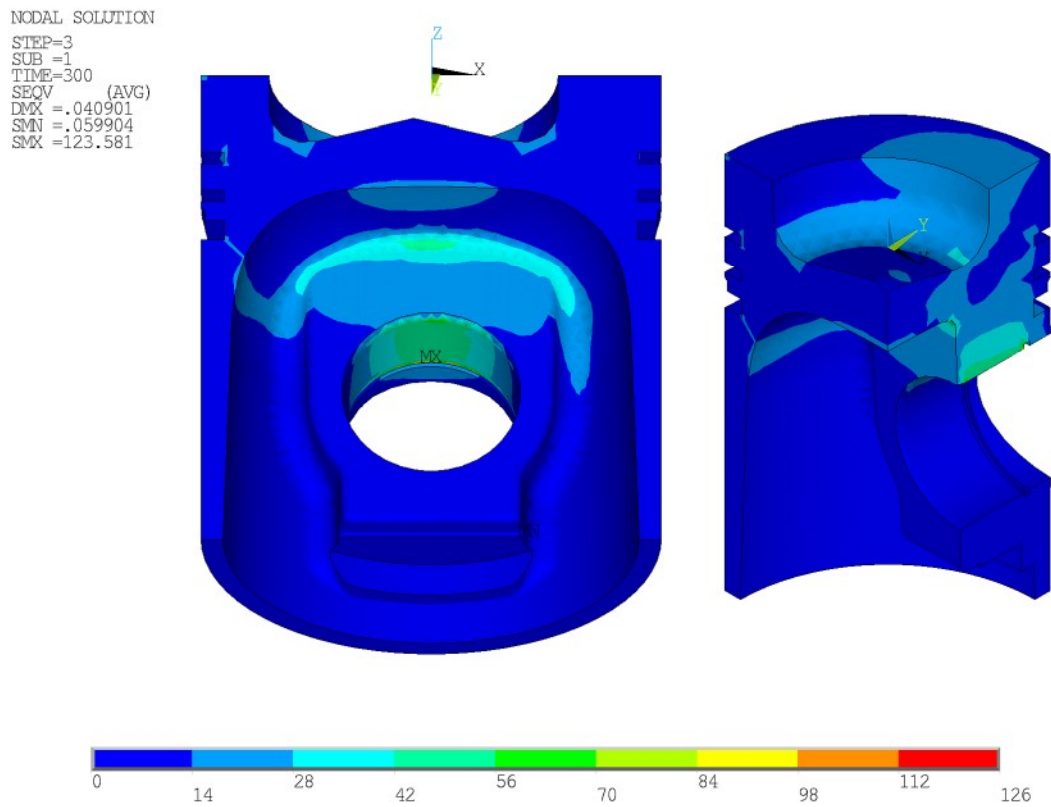
STEP=1
SUB =1
TIME=100
SEQV (AVG)
DMX =.045441
SMN =.016278
SMX =161.549



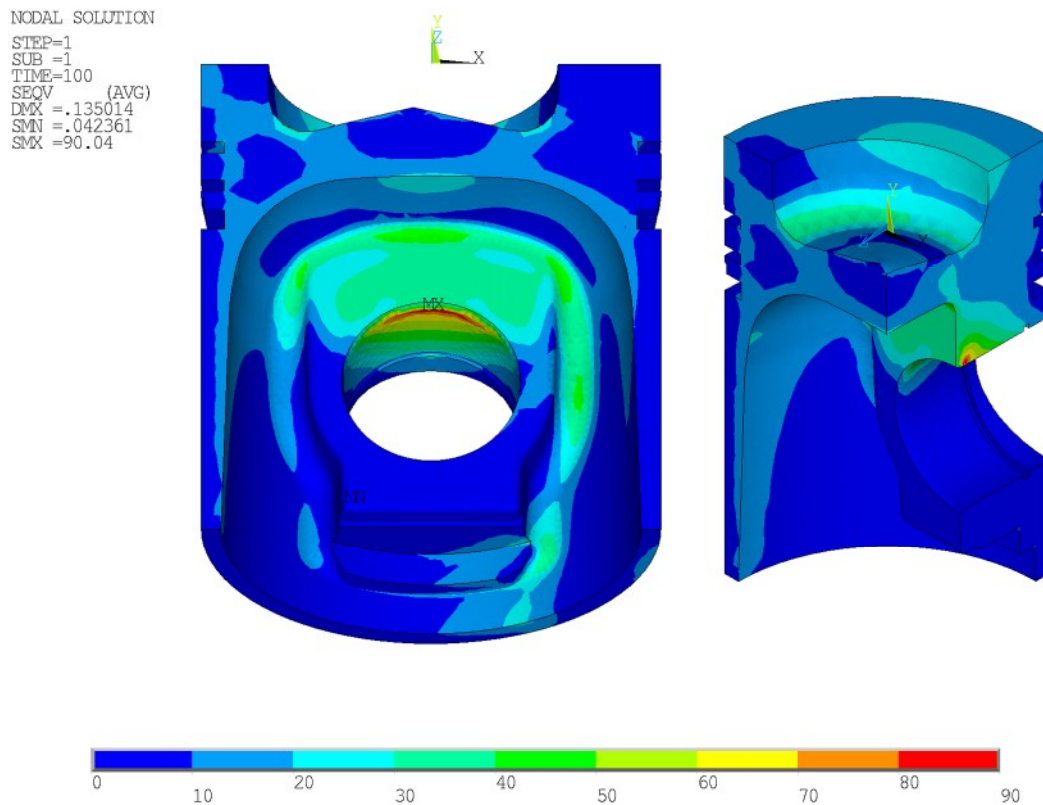
Obr. 57 Rozložení redukovaného napětí při maximálním spalovacím tlaku – model s prutovou náhradou



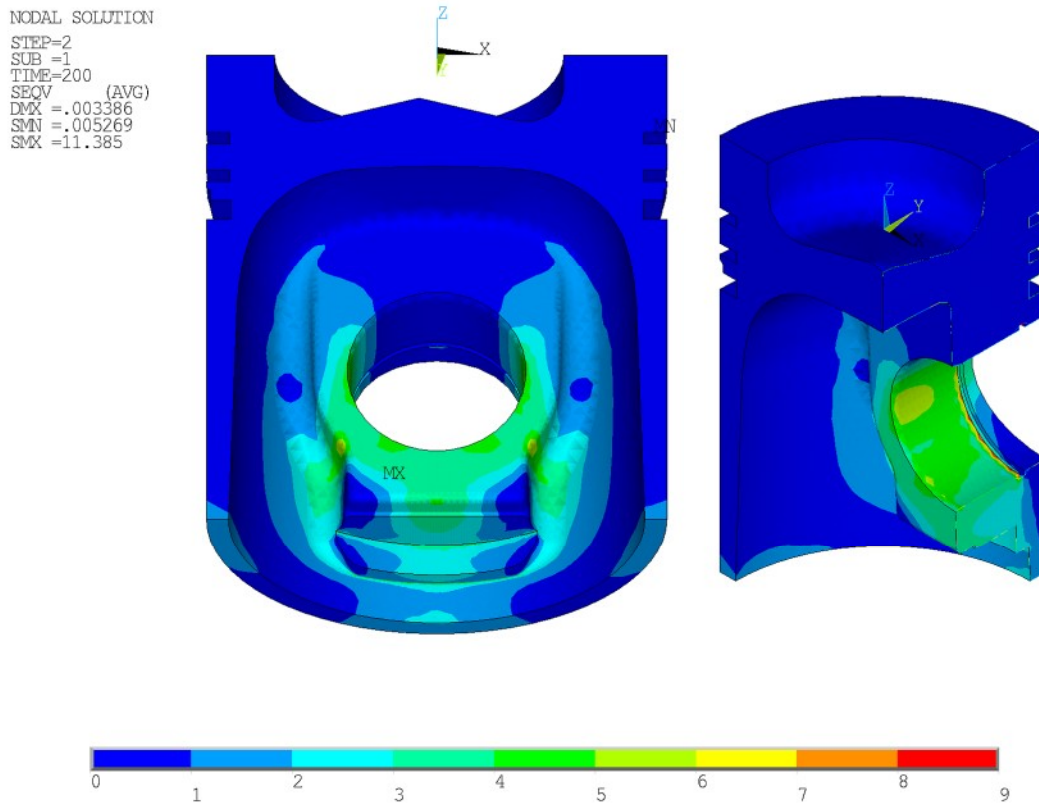
Obr. 58 Rozložení redukovaného napětí při maximálním spalovacím tlaku – model s kontakty



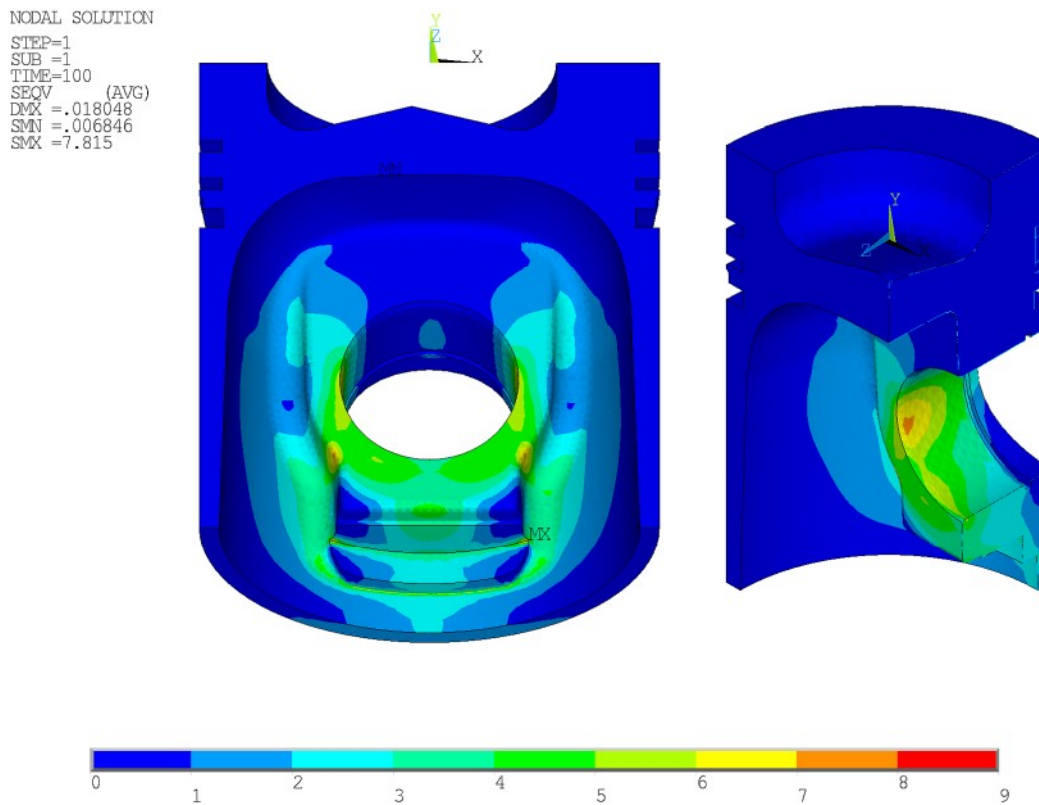
Obr. 59 Rozložení redukovaného napětí při maximálních bočních silách – model s prutovou náhradou



Obr. 60 Rozložení redukovaného napětí při maximálních bočních silách – model s kontakty

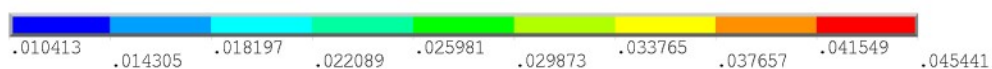
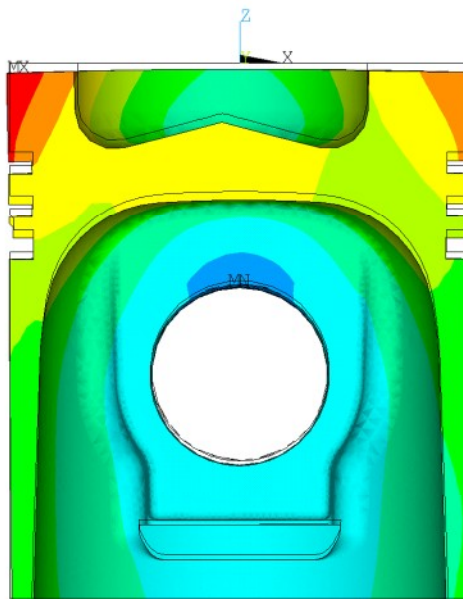


Obr. 61 Rozložení redukovaného napětí při maximálních setrvačných silách – model s prutovou náhradou



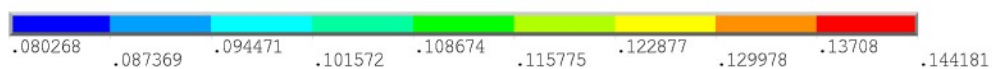
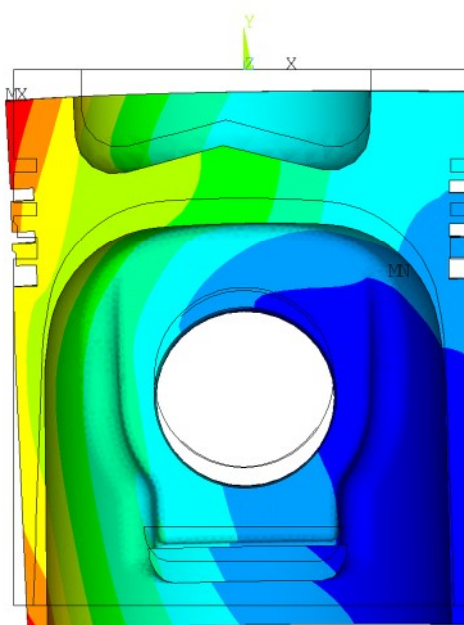
Obr. 62 Rozložení redukovaného napětí při maximálních setrvačných silách – model s kontakty

NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=100
USUM (AVG)
RSYS=0
DMX =.045441
SMN =.010413
SMX =.045441



Obr. 63 Deformace při maximálním spalovacím tlaku – model s prutovou náhradou

NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=100
USUM (AVG)
RSYS=0
DMX =.144181
SMN =.080268
SMX =.144181



Obr. 64 Deformace při maximálním spalovacím tlaku – model s kontakty

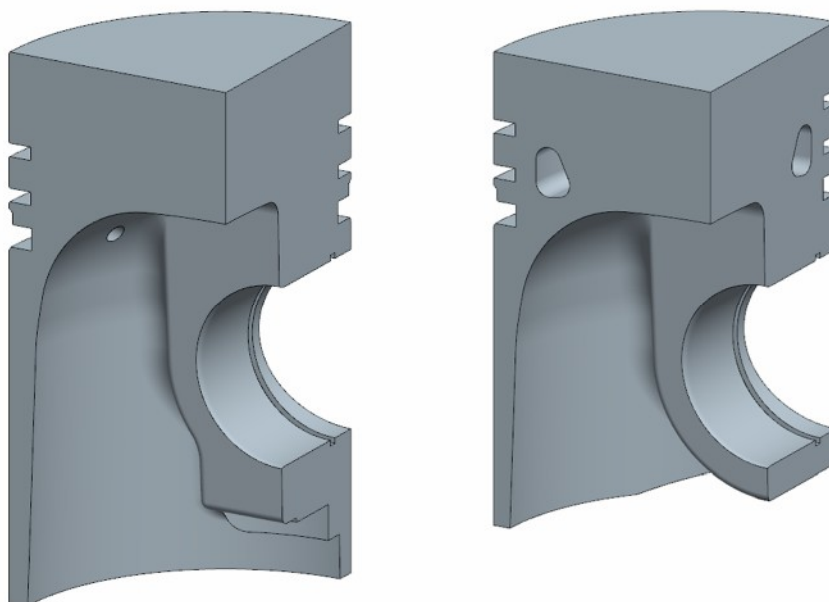
8 Konstrukční návrh nových variant pístu

Už první prozkoumání tvarů současného pístu ukazuje na řadu míst s poměrně velkou rezervou materiálu, která se dají využít prostřednictvím redukce těchto hmot k odlehčení pístu. Ve spojení s výpočtovou analýzou napjatosti a s využitím současných poznatků z oblasti konstruování pístů vznětových motorů jsou tak vytipována předdimenzovaná místa vhodná pro odebrání materiálu tvarovou úpravou jednotlivých částí pístu (viz kap. 7.2). Tímto způsobem jsou navrženy dvě nové varianty pístu se sníženou hmotností z mnoha možných konstrukčních řešení.

Vzhledem k tomu že oba písty jsou zatím pouze ve stádiu návrhu, tak bylo po dohodě s vedoucím diplomové práce ustoupeno od tvorby výrobních výkresů těchto variant.

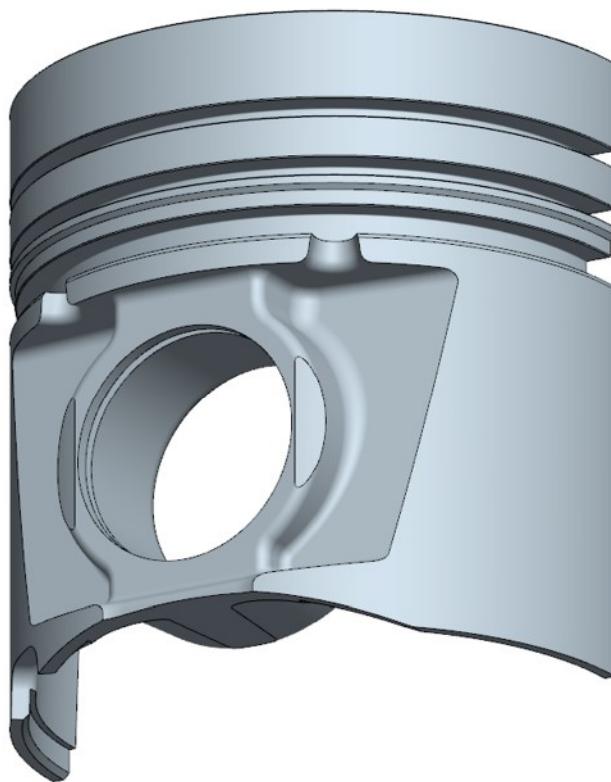
8.1 Konvenční varianta pístu

Konvenční varianta vychází přímo z původní konstrukce současného pístu úpravou tvarů některých jeho částí. Výchozí fáze modifikace je zaměřena na změnu spodního tvaru nálitku pro pístní čep, snížení výšky a zmenšení tloušťky stěn pláště (**Obr. 65**). Snížená výška pláště však může způsobit zvýšené naklápění pístu ve válci a tím i zvýšit hlučnost motoru a spotřebu oleje, a proto je nutné se v případě dalšího vývoje pístu zaměřit se na simulaci sekundárního pohybu pístu v MBS softwaru a také na praktické zkoušky pístu v motoru.

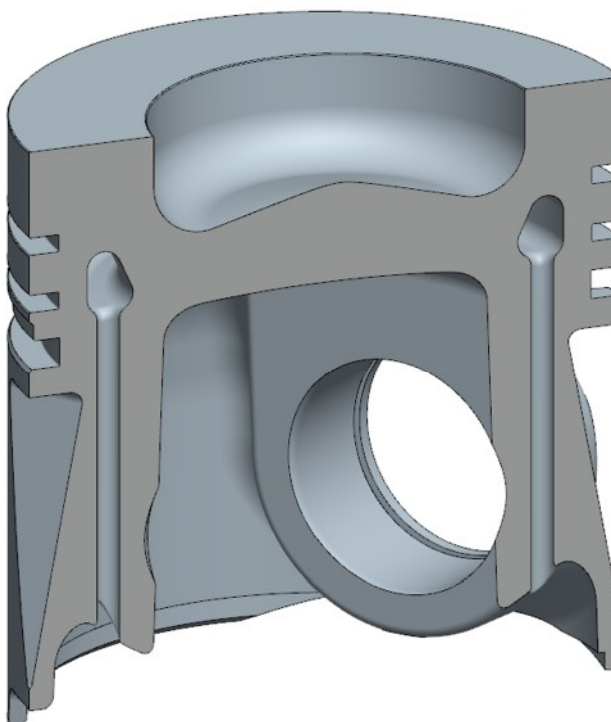


Obr. 65 Změna nálitku a snížení výšky pláště ve srovnání se současným pístem (vlevo)

Na vnější straně pláště ve směru osy pístního čepu je vytvořeno odlehčující vybrání s pomocnými vodícími ploškami (**Obr. 66**). Toto odlehčení se dá provést především díky tomu, že se na přenosu bočních sil mezi pístem a vložkou válce nejvíce podílí nosná plocha pláště ve směru kolmém na osu pístního čepu a plášť ve směru osy čepu zajišťuje hlavně vedení pístu ve válci. Částečně se také tímto odlehčením sníží pasivní odpory mezi pístem a vložkou válce.



Obr. 66 Odlehčující vybrání na vnější straně pláště



Obr. 67 Chladicí kanál v koruně pístu

Pro zvýšení účinnosti chlazení a také částečně z důvodu dalšího odlehčení je v koruně pístu vytvořen chladicí kanál (**Obr. 67**), který umožňuje snížení výšky prvního můstku na 15 mm posunutím drážek pro pístní kroužky, jejichž rozměry a tvar zůstaly zachovány, směrem ke dnu. Snížením výšky můstku se tak zmenšil škodlivý prostor mezi pístem, válcem a prvním pístním kroužkem, ve kterém jinak dochází ke špatnému prohořívání paliva a tím zvyšování emisí škodlivých výfukových plynů. K obsluze chladicího kanálu jsou v nálitcích vytvořeny dva kanálky, z nichž jeden slouží k dodávce oleje z mazacího systému motoru pomocí trysky a druhý ke zpětnému odvodu zahřátého oleje do klikové skříně (**Obr. 67**). Větší přiblížení trysky k ústí kanálku pro zlepšení dodávky oleje je umožněno vybráním na spodní části pláště (**Obr. 68**). Na vnitřní hraně pláště je vytvořena technologická plocha pro upnutí pístu při obrábění. Spodek pláště je také možno využít k vyvažování pístu odfrézováním materiálu.



Obr. 68 Konvenční varianta pístu

Původní čtyři otvory v drážce stíracího kroužku pro odvod setřené oleje vnitřkem pístu jsou nahrazeny čtyřmi vybráními, které odvádějí olej odlehčením na plášti (**Obr. 67** a **Obr. 68**). Jsou tak odstraněny možné koncentrátoři napětí při únavovém namáhání střídavým tahem a tlakem. Jejich polohu pro správný odvod oleje je nutno stanovit experimentálně.

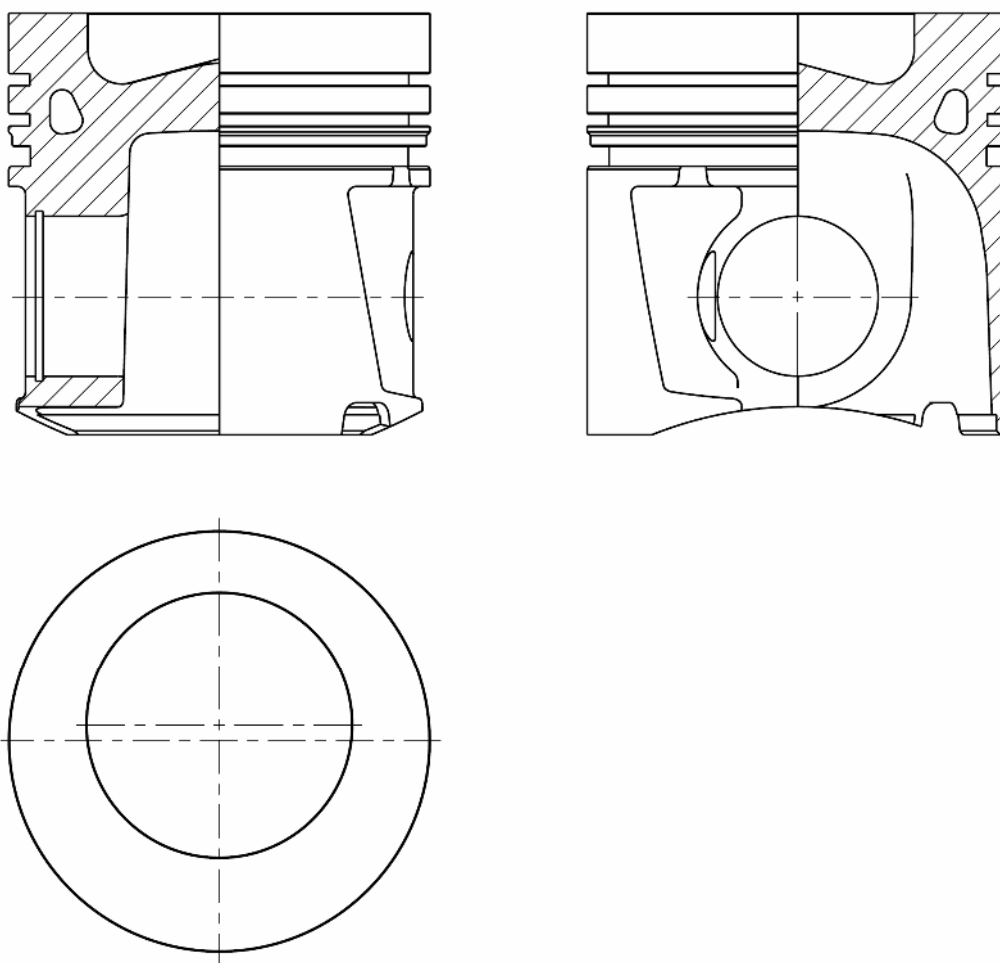
Jeden z dalších konstrukčních prvků, který je nutné při této konvenční úpravě pístu použít, je nosič prvního těsnícího kroužku. Avšak jeho použití v modelu by mělo význam až při tepelné analýze pístu, a proto zde není dále uváděn.

Z důležitých rozměrů zůstává samozřejmě zachováno vrtání, dále pak kompresní výška, průměr pístního čepu, tvar i poloha spalovacího prostoru a pístní kroužky. Píst tak může být přímo využit v provozu bez dodatečných úprav motoru. Zachován také zůstává materiál pístu. Změna tvaru spalovacího prostoru by sice mohla přinést snížení hmotnosti pístu, ale protože

tímto tvarem je zcela zásadně ovlivněn průběh spalování tím i množství emisí škodlivých výfukových plynů a jeho podoba je určena spíše na základě zkušeností a experimentů, tak zůstává bez jakýchkoliv úprav. Konečná podoba návrhu konvenční varianty pístu je vidět na **Obr. 68** a **Obr. 69**.

Výsledná hmotnost konvenčního pístu po všech úpravách je 998,60 g. Píst se tedy podařilo odlehčit zhruba o 22 % ve srovnání s původním pístem.

Možným konstrukčním řešením je nepoužití chladicího kanálu a z toho důvodu také zachování původní výšky horního můstku. Hmotnost konvenčního pístu by se tak zvýšila o 5 %.



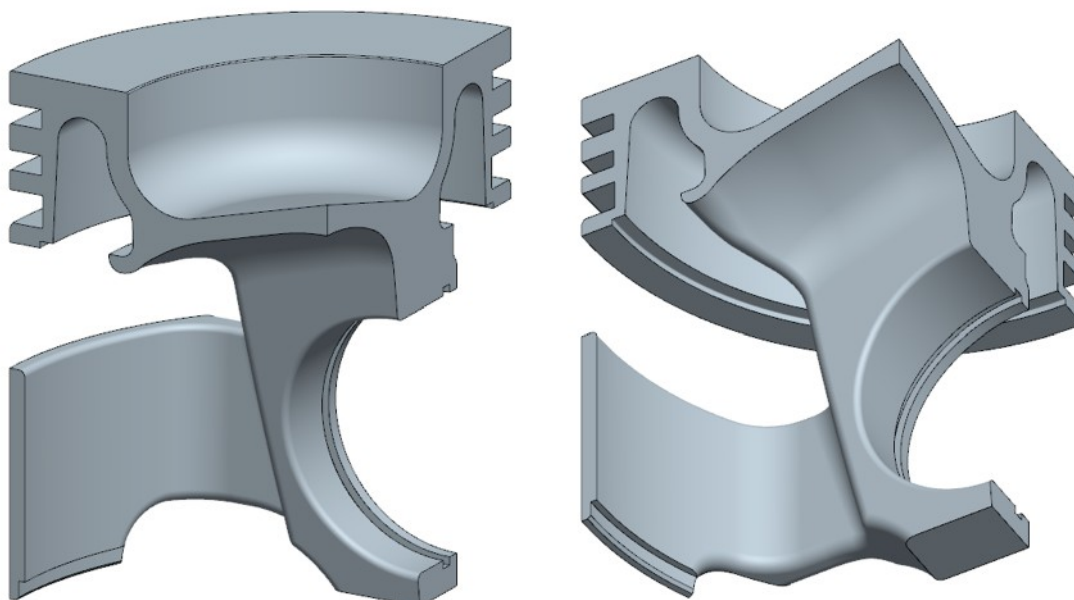
Obr. 69 Konvenční varianta pístu

Pro FEM analýzu je provedeno několik úprav zjednodušujících tvar pístu podobně, jako se to řešilo v kap. 6.4. Jsou tak odstraněna zaoblení a sražení hran v drážkách pro pístní kroužky, spalovacím prostoru a dně pístu, vybrání pro odvod oleje ze stírací drážky a technologická upínací plocha. Aby bylo možné při výpočtu použít pouze jednu polovinu pístu, z důvodů uvedených v kap. 6.4, je nutné dosáhnout symetrie podle roviny kolmé k ose pístního čepu, a to odstraněním dvojice kanálků sloužících k obsluze chladicího kanálu.

8.2 Nekonvenční varianta pístu

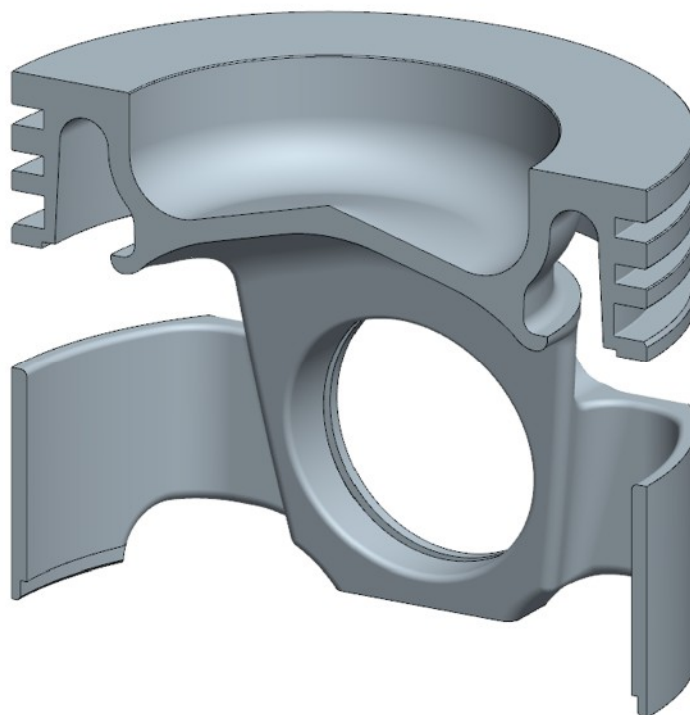
Nekonvenční konstrukční varianta využívá koncepce jednodílného ocelového kovaného pístu vyráběného firmou Mahle (viz kap. 2.5). Aby bylo možné snížit hmotnost pístní skupiny použitím ocelového pístu, je celá konstrukce zcela přepracována a s původním pístem ji spojuje pouze shodné vrtání, průměr čepu, tvar spalovacího prostoru a stejné pístní kroužky.

Základním krokem při úpravě je snížení kompresní a celkové výšky pístu. Snížení kompresní výšky na 55 mm nutně vede k prodloužení délky ojnice a snížení výšky bloku motoru. Vzhledem k tomu, že změna délky ojnice ovlivňuje celou kinematiku klikového mechanismu a tím i výsledné parametry motoru, tak zůstává ve hře pouze možnost změny výšky bloku motoru. Díky oddělení pláště od koruny nedochází k přímému přenosu tepla mezi těmito dvěma částmi pístu, a tak může být dosaženo menších tepelných dilatací pláště umožňujících jeho výrobu s menší vůlí. Tím jsou potlačeny negativní důsledky provázející snížení celkové výšky pístu, kterými jsou nárůst hluku motoru vlivem překlápění pístu ve válci a zvýšení spotřeby oleje.

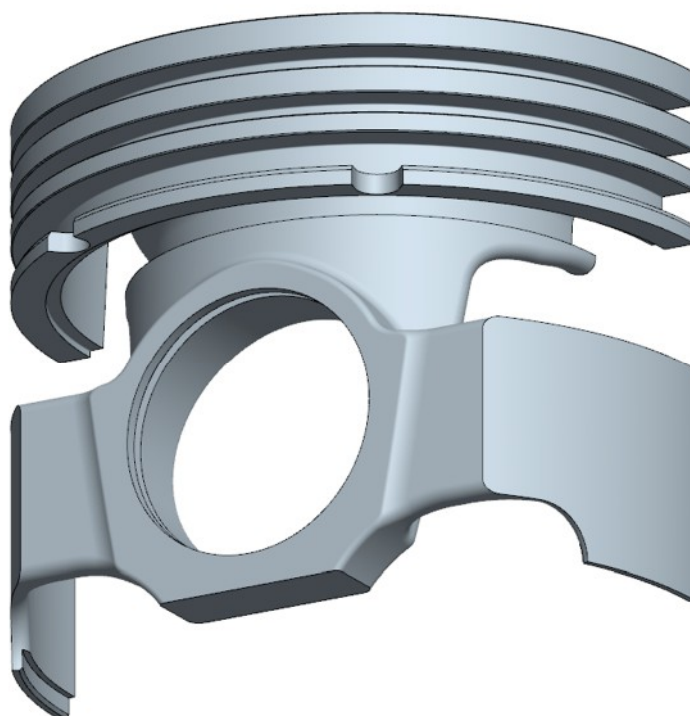


Obr. 70 Čtvrtina modelu nekonvenčního pístu

Spalovací prostor, který si zachoval svůj původní tvar, je umístěn přesně do středu pístu, za účelem rovnoměrného rozložení hmotnosti a plynulého přechodu ploch mezi nákovky pro pístní čep a korunou pístu. Při změně polohy spalovacího prostoru je potřeba počítat také se změnou umístění vstřikovače a měřením ověřit zda touto změnou nedošlo ke zvýšení emisí škodlivých výfukových plynů. Ve srovnání s písty z hliníkových slitin je u tohoto ocelového pístu podstatně zmenšena tloušťka stěn dna, která u této nekonvenční varianty pístu činí 3,5 mm (*Obr. 70*), čímž může být zhoršen odvod tepla následovaný tepelnou deformací. Zlepšeného chlazení koruny pístu se dá dosáhnout pomocí žlábků vytvořených v odlehčujícím vybrání na její vnitřní straně (*Obr. 70* a *Obr. 71*), do kterého je nastříkáván olej z mazacího systému motoru.



Obr. 71 Pohled na vnitřní část nekonvenčního pístu

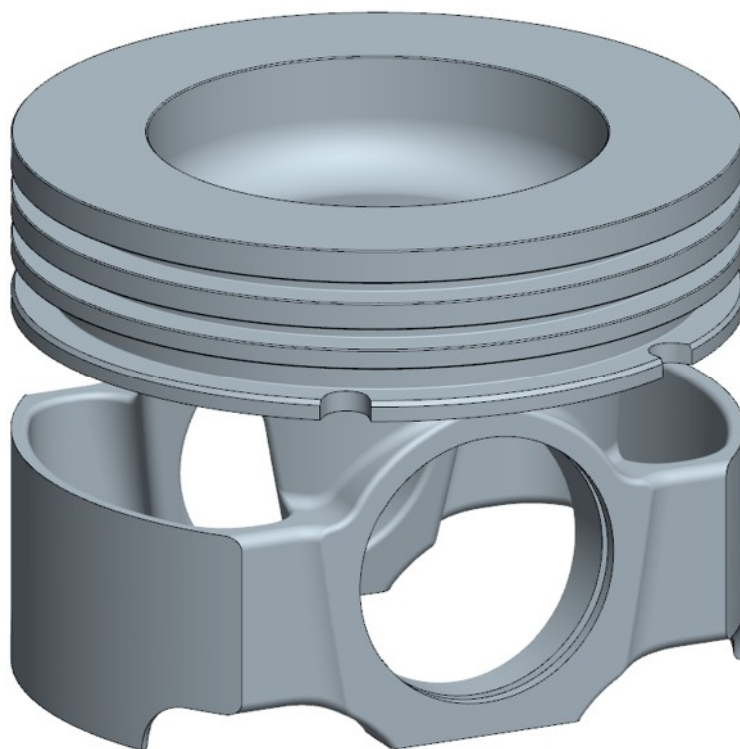


Obr. 72 Pohled na vnější část nekonvenčního pístu

Díky vyšší pevnosti oceli a pro výraznější snížení hmotnosti pístu je zmenšena nosná plocha mezi nákovkem a pístním čepem. Kvůli dodržení potřebné únosnosti jsou dále nákovky upraveny pro trapézový tvar horního oka ojnice. V důsledku těchto úprav je zkrácen pístní čep z 88 mm na délku 66 mm, což přispívá k dalšímu snížení hmotnosti pístní skupiny. Spodní část nákovků je uzpůsobena pro případné frézování z důvodu vyvažování pístu.

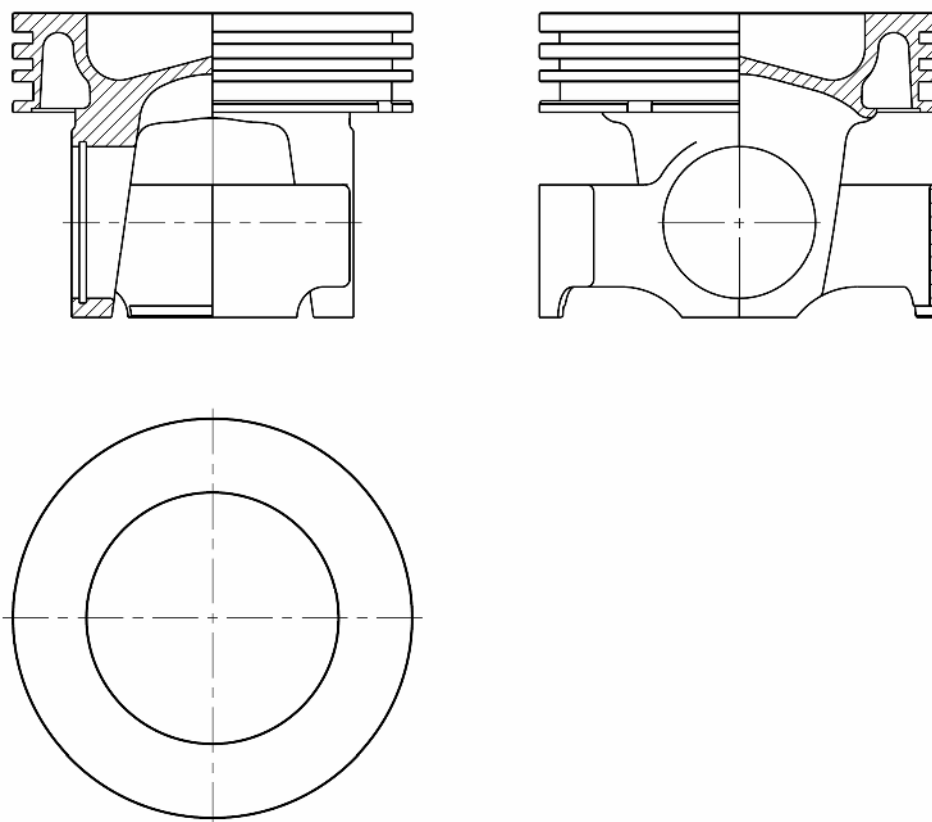
Pístní kroužky jsou použity stejné jako u současného pístu, pouze se snížily výšky všech můstků. U tohoto pístu je vhodné použít trapézový těsnicí kroužek, kterému by odpovídal i tvar první drážky bez nosiče. Z hlediska mechanického namáhání pístu však tento prvek nemá podstatný význam, a proto není zahrnut ani do CAD modelu. Odvod oleje nahromaděného stíracím kroužkem je zajištěn čtyřmi vybráními v posledním můstku (**Obr. 72** a **Obr. 73**).

Konečná hmotnost nekonvenčního pístu je 1129,98 g, a to je přibližně o 12 % méně než hmotnost současného pístu.



Obr. 73 Nekonvenční varianta pístu

Hotový CAD model pístu opět prošel kvůli FEM výpočtu zjednodušením odstraňujícím sražené a zaoblené hrany, vybrání pro odvod oleje a technologickou plochu.



Obr. 74 Nekonvenční varianta pístu

9 FEM analýza napjatosti nových variant pístu

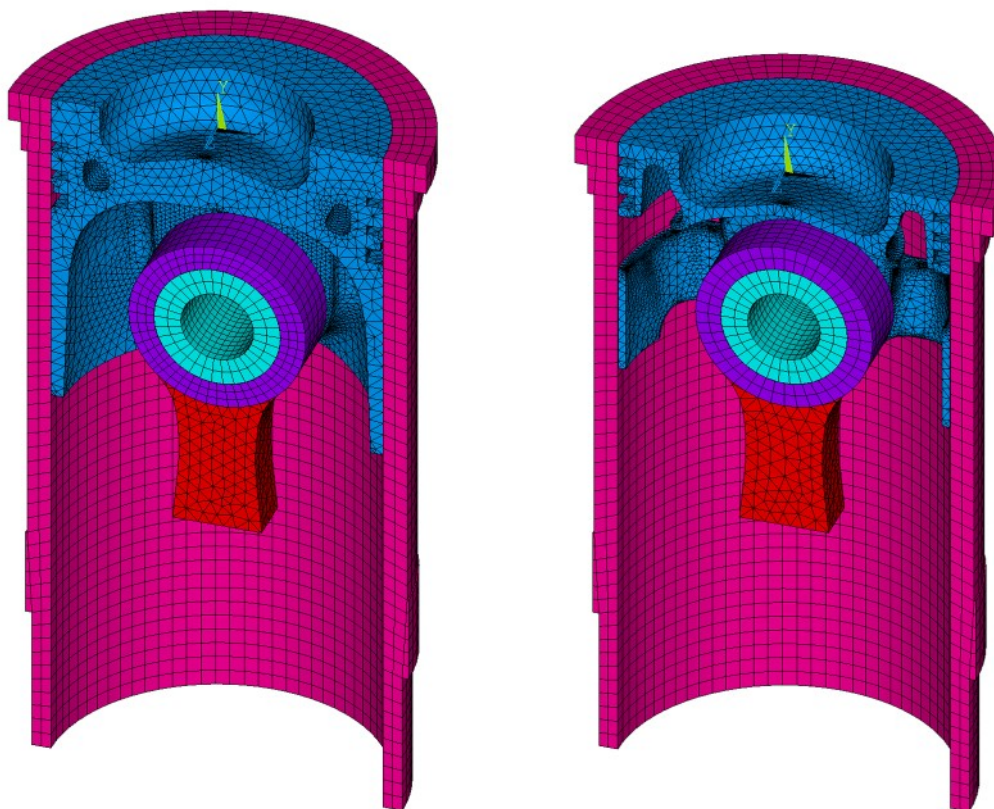
K analýze napjatosti nových variant pístu je využito obdobného výpočtového modelu s kontakty a stejnými principy zatížení jako v kap. 7.1.2, a proto jsou zde uvedeny jen některé podstatné rozdíly.

Parametry jednotlivých zátěžných stavů vstupujících do výpočtu určených podle kap. 4 a 5 jsou pro konvenční i nekonvenční variantu pístu uvedeny v **Tab. 6**.

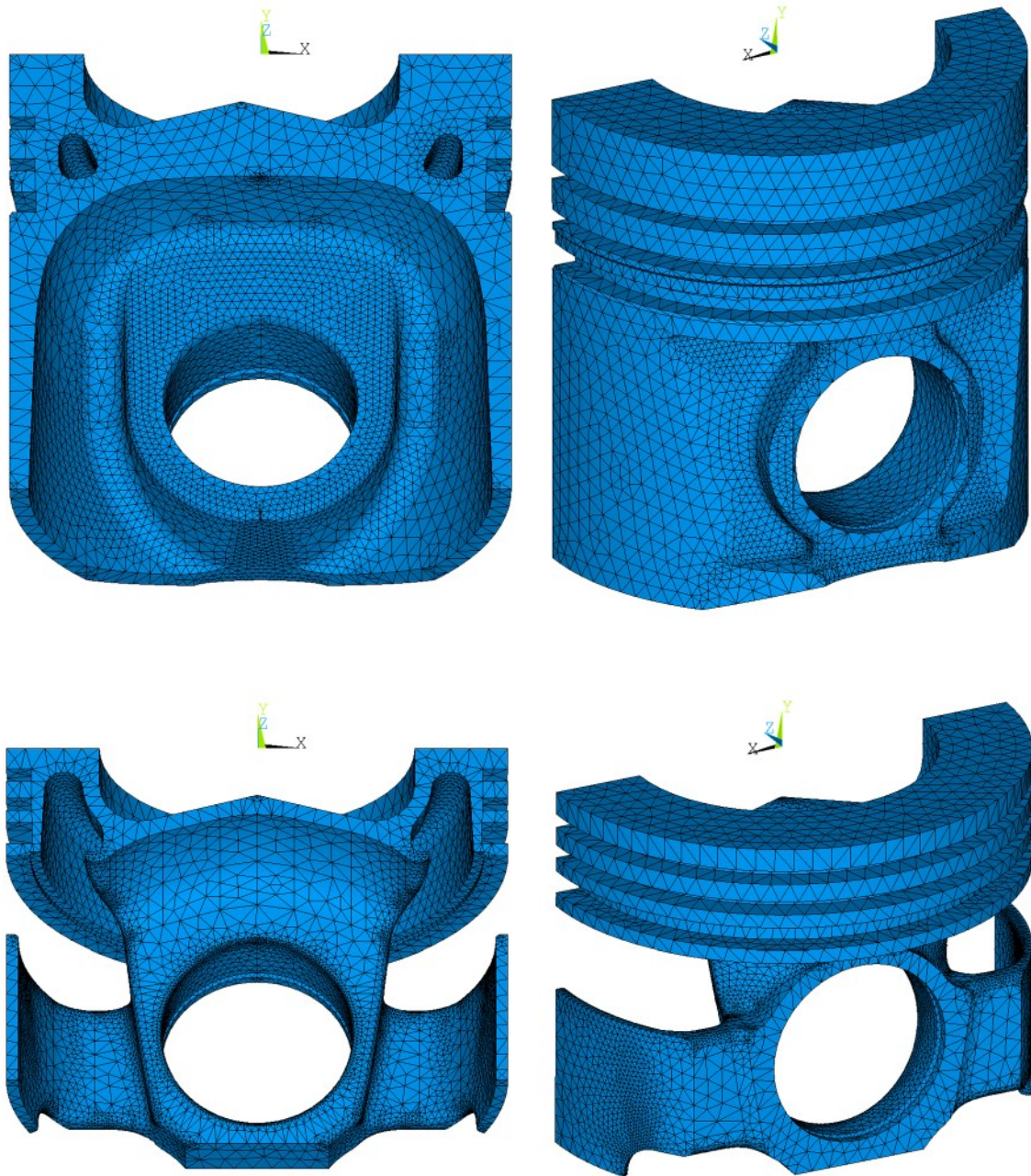
Tab. 6 Parametry zátěžných stavů

		Maximální spalovací tlak	Maximální setrvačné síly	Maximální boční síly
Úhel natočení kliky [°]	α	364,000	0,000	390,000
Úhel odklonu ojnice [°]	β	1,115	0,000	8,021
Dráha pístu [mm]	s_p	0,187	0,000	10,131
Zrychlení pístu [mm/s ²]	a_p	$4056,909 \cdot 10^3$	$4073,316 \cdot 10^3$	$3202,300 \cdot 10^3$
Spalovací tlak [MPa]	p_i	8,765	0,135	6,425

Oba písty jsou rozděleny na konečný počet elementů využitím volného síťování pomocí prvku SOLID187. Velikost prvku je v obou případech nastavena na hodnotu 4 a je využito automatického zjemňování sítě. Rozdělení objemů výpočtových modelů je vidět na **Obr. 75** a volná síť rozdělující objem pístů je zobrazena na **Obr. 76**.



Obr. 75 Objemy výpočtových modelů rozdělené na konečný počet elementů



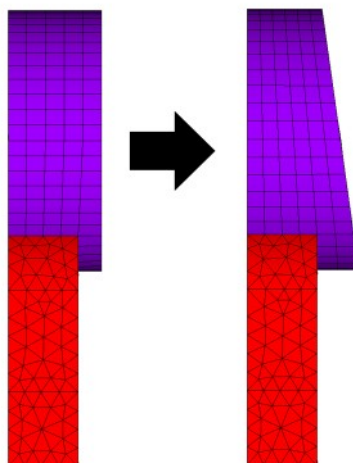
Obr. 76 Objemy konvenční a nekonvenční varianty pístu rozdělené na konečný počet elementů

Materiálový model konvenční varianty pístu je stejný jako u původního pístu a materiálové charakteristiky nekonvenčního pístu jsou zvoleny podle [27] (**Tab. 7**).

Tab. 7 Materiálové charakteristiky nekonvenčního pístu

Materiál	Modul pružnosti v tahu [MPa]	Poissonovo číslo [-]	Mez kluzu [MPa]	Hustota [t/mm ³]
	E	μ	R _e	ρ
ocel 42CrMo4	193000	0,3	690	$7800 \cdot 10^{-12}$

U nekonvenční varianty je upraveno horního oka ojnice na trapézový tvar při zachování redukované hmotnosti posuvných částí ojnice (**Obr. 77**). Dále je zkrácena délka vložky válce, která teď odpovídá snížení celkové výšky pístu (viz kap. 8.2) a také je změněna vůle mezi pístem a vložkou válce (**Tab. 8**).



Obr. 77 Změna tvaru horního oka ojnice u výpočtového modelu pro nekonvenční variantu pístu

Tab. 8 Vůle mezi součástmi ve výpočtovém modelu nekonvenčního pístu

	Píst-Čep	Píst-Vložka	Čep-Ojnice
Vůle [mm]	0,008	0,112	0,042

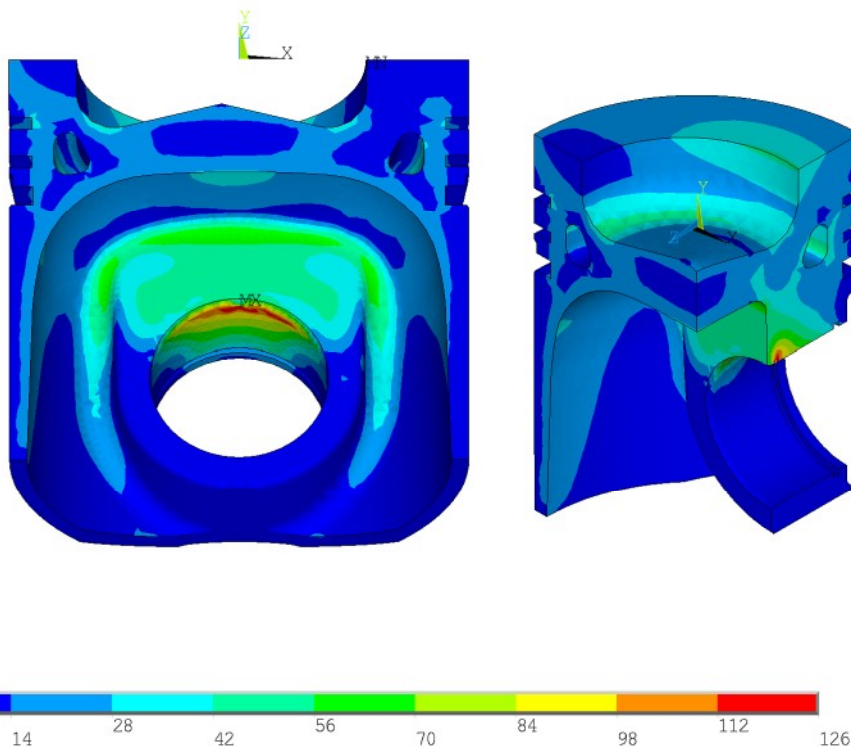
Celkový počet všech elementů ve výpočtovém modelu konvenčního pístu je 98064 a u výpočtového modelu nekonvenčního pístu to je 86619 elementů.

Z výsledků FEM analýzy napjatosti obou variant pístu (**Obr. 78** až **Obr. 83**) vyplývá, že v žádné části pístu nedochází k nepřiměřenému nárůstu napětí nebo ke kritickému přiblížení se mezi kluzu materiálu.

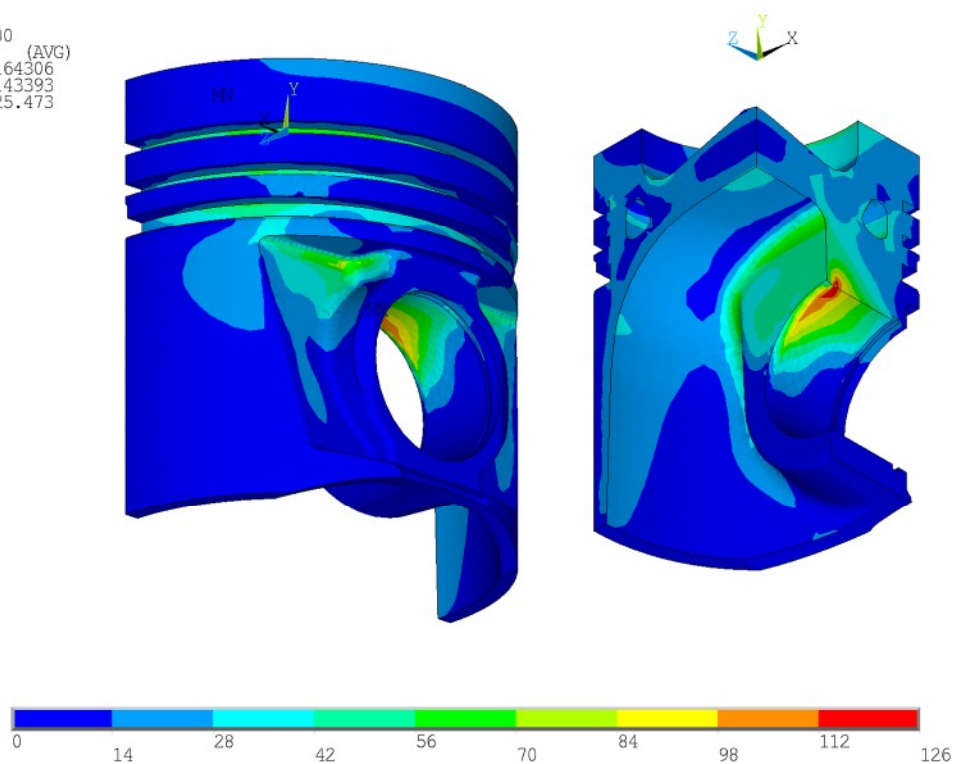
V oblasti horního oka je při vysokých spalovacích tlacích u obou pístů zvýšené napětí, které je důsledkem nedokonalosti výpočtového modelu nepočítajícího s olejovou vrstvou. Podstatně vyšší napětí v tomto místě u nekonvenčního pístu, ve srovnání s konvenční variantou, je způsobeno také zkrácením nosných ploch mezi pístem a čepem, které je ovšem kompenzováno použitím materiálu s vyšší mezí kluzu.

Konvenční píst při působení vysokých spalovacích tlaků má mírně vyšší napětí v oblasti odlehčujícího vybrání. U nekonvenčního pístu jsou při vysokých spalovacích tlacích vyšší napětí v místech přechodu vnitřní hrany nákovků do dna pístu a v prostoru chladícího žlábků. Účinkem maximálních setrvačných sil je u obou variant nejvíce zatížena spodní část pístního oka a nálitku, ale hodnoty napětí jsou o několik řádů nižší než v případě vysokých spalovacích tlaků. Deformace v oblasti koruny pístu jsou při maximálním spalovacím tlaku u nekonvenční varianty asi o 38 % větší než u konvenčního pístu (**Obr. 84** a **Obr. 85**). To je dáno především tím, že v koruně nekonvenčního pístu je vytvořeno odlehčující vybrání způsobující její nižší tuhost.

NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=100
SEQV (AVG)
DMX =.164306
SMN =.143393
SMX =125.473

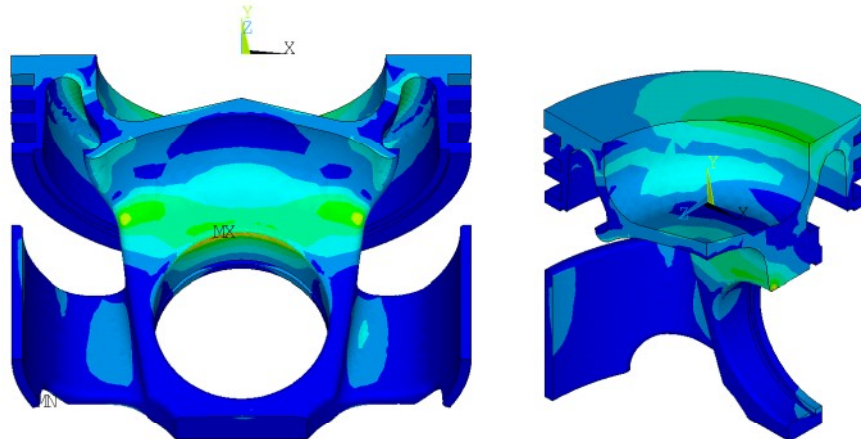


NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=100
SEQV (AVG)
DMX =.164306
SMN =.143393
SMX =125.473

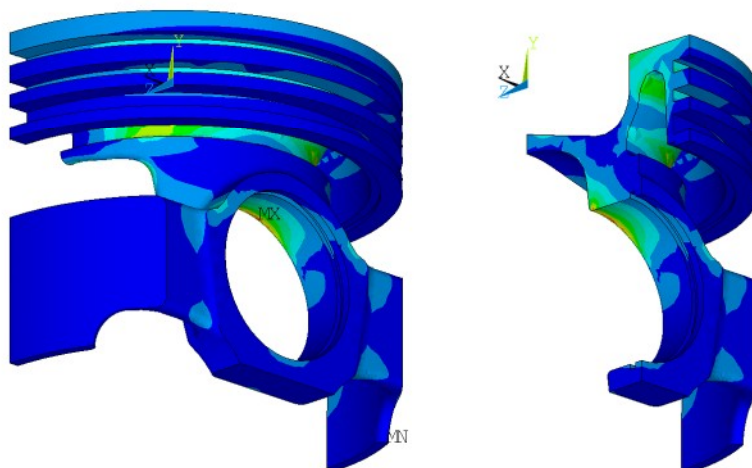


Obr. 78 Rozložení redukovaného napětí při maximálním spalovacím tlaku – konvenční varianta pístu

```
NODAL SOLUTION  
STEP=1  
SUB =1  
TIME=100  
SEQV (AVG)  
DMX =.226472  
SMN =.097841  
SMX =400.369
```

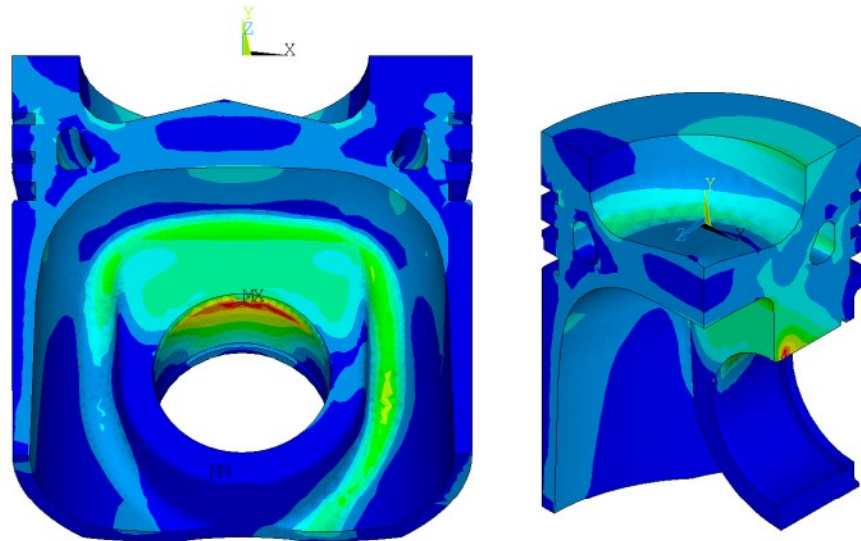


```
NODAL SOLUTION  
STEP=1  
SUB =1  
TIME=100  
SEQV (AVG)  
DMX =.226472  
SMN =.097841  
SMX =400.369
```



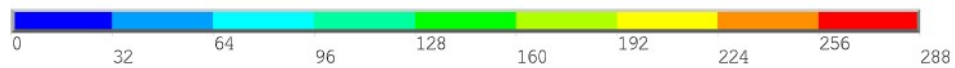
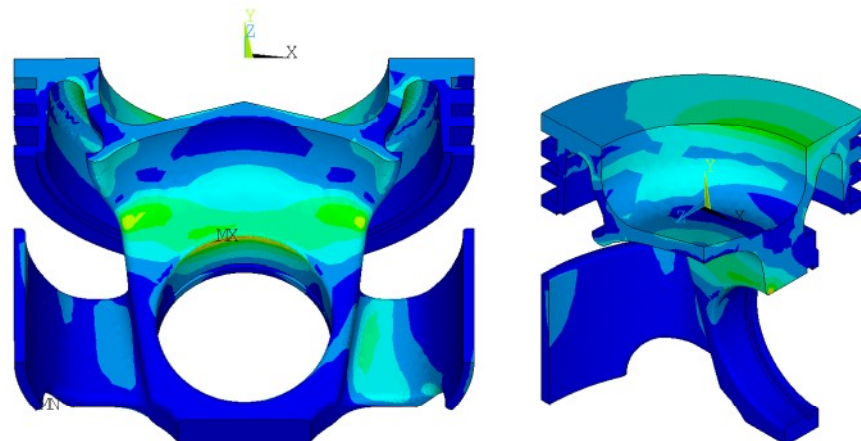
Obr. 79 Rozložení redukovaného napětí při maximálním spalovacím tlaku – nekonvenční varianta pístu

NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=100
SEQV (AVG)
DMX =.160077
SMN =.060629
SMX =91.22

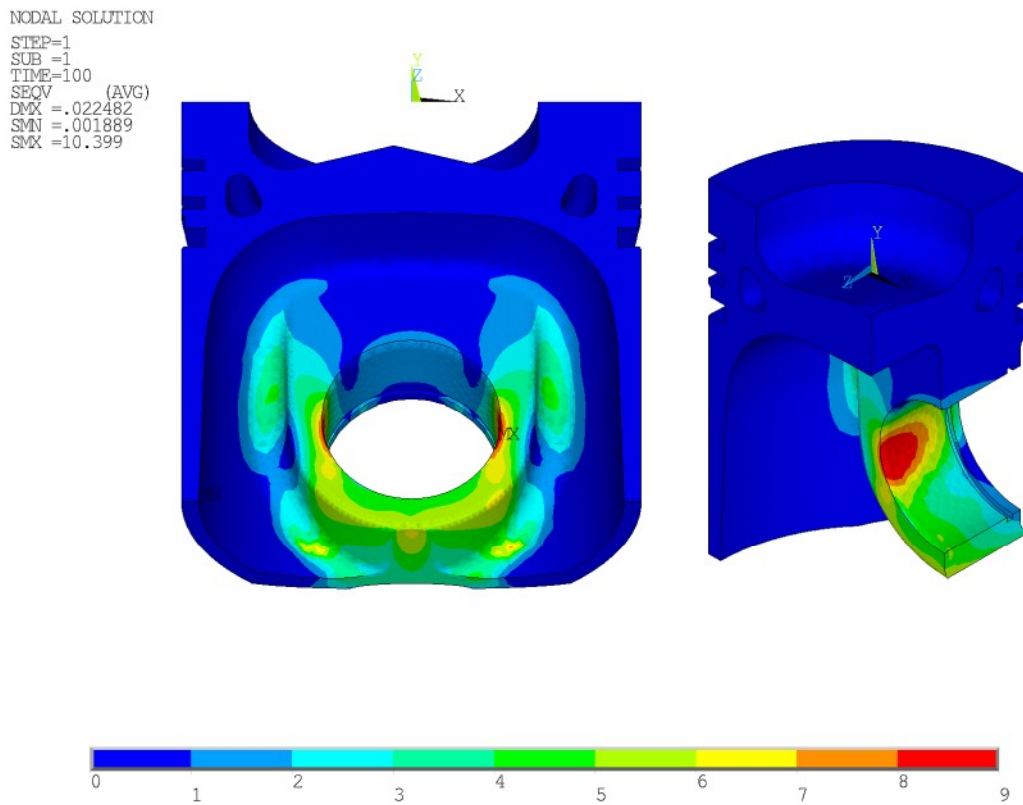


Obr. 80 Rozložení redukovaného napětí při maximálních bočních silách – konvenční varianta pístu

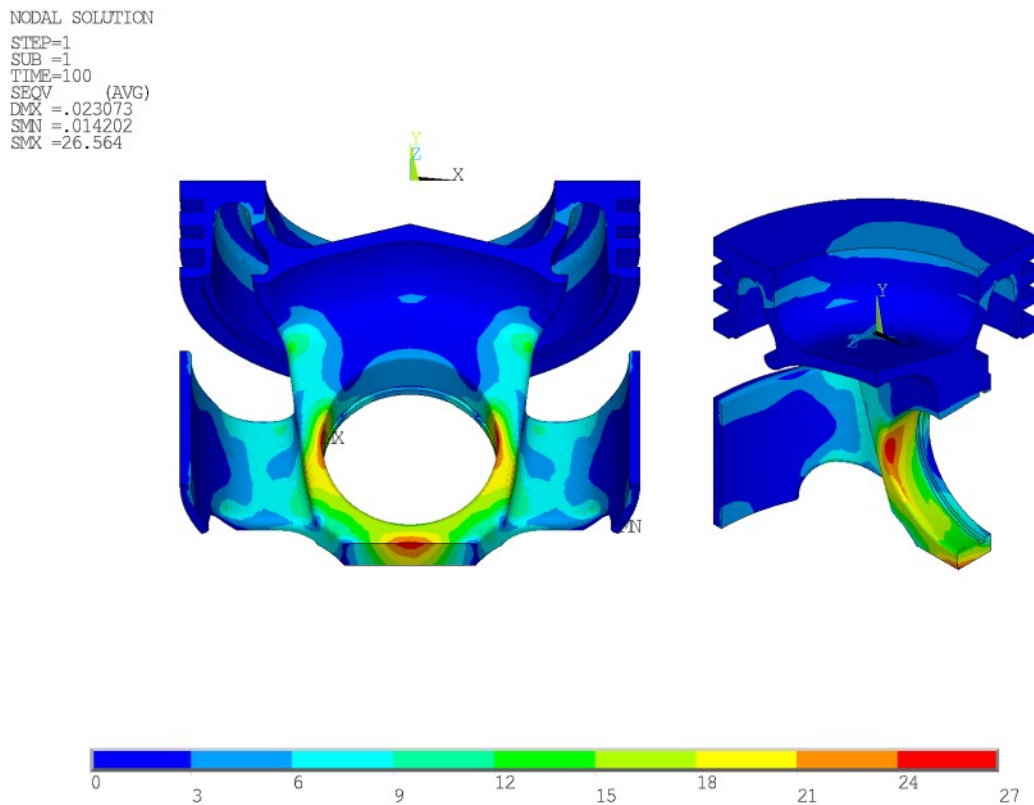
NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=100
SEQV (AVG)
DMX =.192001
SMN =.059267
SMX =287.011



Obr. 81 Rozložení redukovaného napětí při maximálních bočních silách – nekonvenční varianta pístu

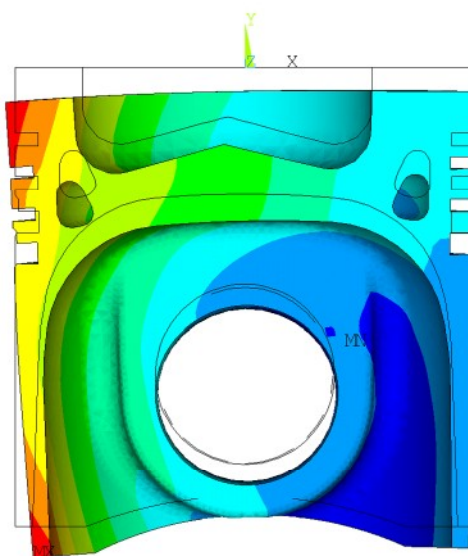


Obr. 82 Rozložení redukovaného napětí při maximálních setrvačných silách – konvenční varianta pístu



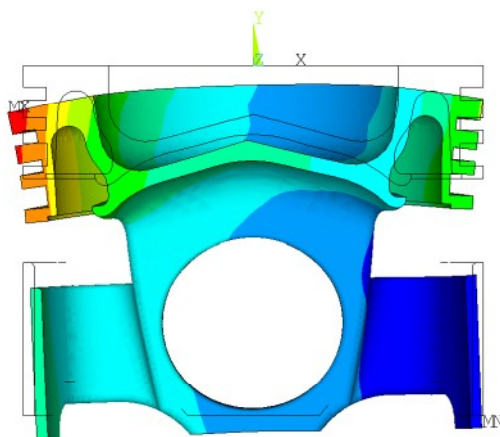
Obr. 83 Rozložení redukovaného napětí při maximálních setrvačných silách – nekonvenční varianta pístu

NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=100
USUM (AVG)
RSYS=0
DMX =.164306
SMN =.081441
SMX =.164306



Obr. 84 Deformace při maximálním spalovacím tlaku – konvenční varianta pístu

NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=100
USUM (AVG)
RSYS=0
DMX =.226472
SMN =.052327
SMX =.226472



Obr. 85 Deformace při maximálním spalovacím tlaku – nekonvenční varianta pístu

10 Srovnání současného pístu s navrženými konstrukčními variantami

Konvenční varianta přímo modifikuje původní tvary současného pístu, tak jak o tom pojednává kap. 8.1. Je změněn spodní tvar nálitku pro pístní čep, snížena celková výška pístu a zmenšena tloušťka stěn pláště. Na vnější straně pláště ve směru osy pístního čepu je vytvořeno odlehčující vybrání s pomocnými vodícími ploškami. V koruně pístu je vytvořen chladicí kanál, který umožňuje snížit výšku prvního můstku posunutím drážek pro pístní kroužky směrem ke dnu. Původní čtyři otvory v drážce stíracího kroužku pro odvod setřeného oleje vnitřkem pístu jsou nahrazeny čtyřmi vybráními, které odvádějí olej odlehčením na plášti. Z důležitých rozměrů zůstává samozřejmě zachováno vrtání, dále pak kompresní výška, průměr pístního čepu, tvar i poloha spalovacího prostoru, pístní kroužky a zachován také zůstává materiál pístu.

V případě nekonvenční varianty je konstrukce původního pístu zcela přepracována a s původním pístem ji spojuje pouze shodné vrtání, průměr čepu, tvar spalovacího prostoru a také stejné pístní kroužky. Konstrukce je provázána snížením celkové a kompresní výšky pístu, posunutím spalovacího prostoru do středu pístu, zkrácením pístního čepu a zmenšením tloušťky stěn dna. Detailněji je celý nekonvenční píst popsán v kap. 8.2.

Porovnání konstrukce současného pístu s jednotlivými konstrukčními variantami je názorně vidět na **Obr. 87** až **Obr. 91**. To jak se podařilo snížit hmotnost pístu návrhem nových variant je uvedeno v **Tab. 9** a na **Obr. 86**.

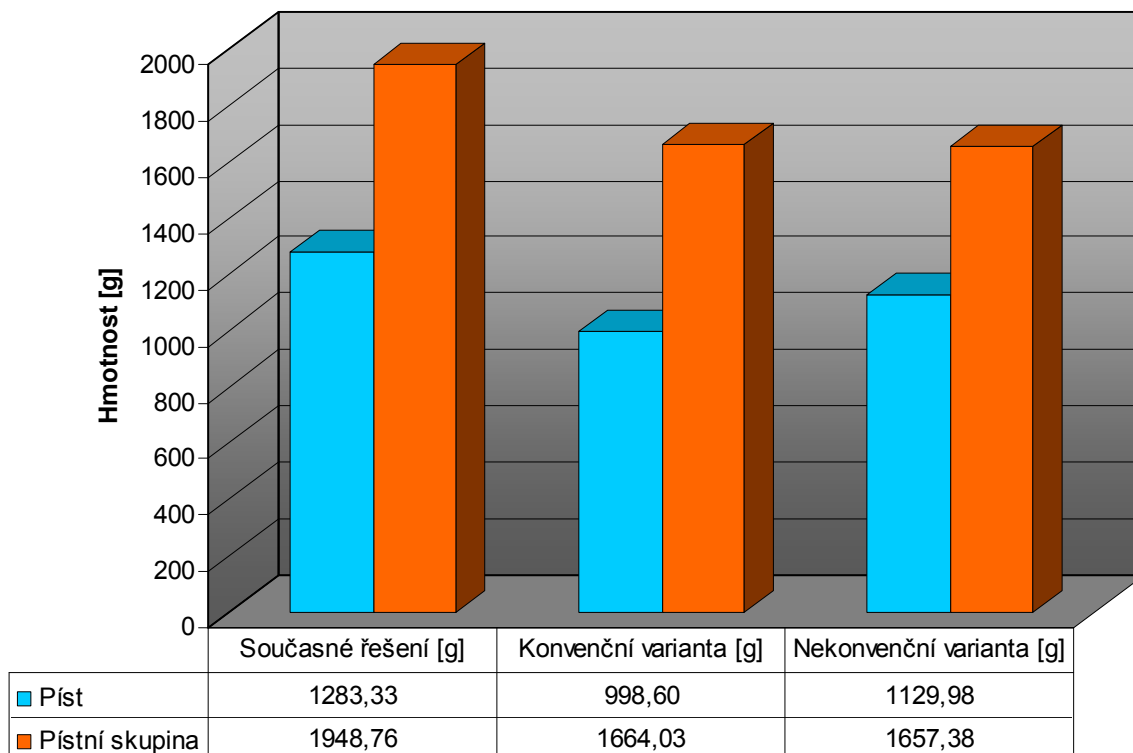
Tab. 9 Srovnání hmotností jednotlivých konstrukčních řešení

Konstrukční řešení	Hmotnost [g]					Úspora hmotnosti [g]		Úspora hmotnosti [%]	
	Píst	Čep	Pístní kroužky	Pojistné kroužky	Pístní skupina	Píst	Pístní skupina	Píst	Pístní skupina
	m_{pist}	m_{cep}	m_{kr}	m_{poj}	m_{ps}				
Současné	1283,33	570,72	85,05	9,66	1948,76	-	-	-	-
Konvenční	998,60	570,72	85,05	9,66	1664,03	284,73	284,73	22,19	14,61
Nekonvenční	1129,98	432,69	85,05	9,66	1657,38	153,35	291,38	11,95	14,95

Při FEM analýze všech tří pístů dochází v horní oblasti oka při vysokých spalovacích tlacích k výraznějšímu zvýšení napětí, které je důsledkem nedokonalosti výpočtového modelu nepočítajícího s olejovou vrstvou. Podstatně vyšší napětí v tomto místě u nekonvenčního pístu je, ve srovnání se zbylými dvěma písty, způsobeno také zkrácením nosných ploch mezi pístem a čepem. Posuzuje-li se zvýšené napětí v horní části oka přiměřeně vzhledem k nedokonalosti kontaktního výpočtového modelu, pak je napjatost ve všech pístech poměrně rovnoměrně rozdělena a v žádné jejich části nedochází k nepřiměřenému nárůstu napětí nebo ke kritickému přiblížení se mezi kluzu materiálu. Avšak podstatnější bude až stav vzhledem k mezi únavy v případě dalších analýz.

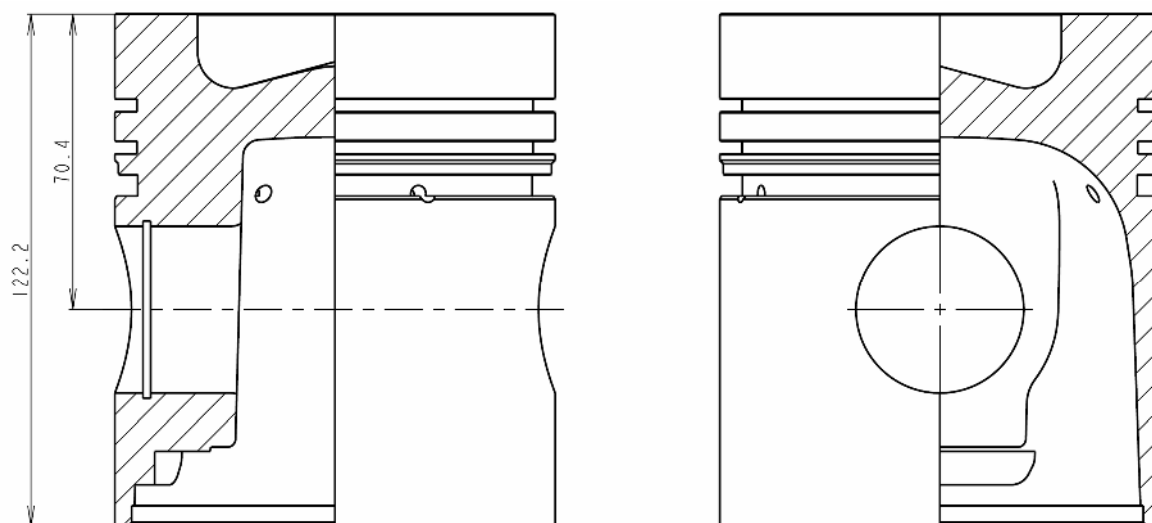
Průběhy napjatosti ve všech pístech odpovídají zátěžným stavům a co do velikosti napětí je konvenční varianta plně srovnatelná se současným pístem. Naopak velikosti napětí v nekonvenčním pístu při jednotlivých zátěžných stavech jsou vyšší než u zbyvajících dvou pístů.

Při maximálním spalovacím tlaku je, kromě již zmíněných míst v horní části oka, nejvíce namáhanou částí nálitku resp. nákovek mezi okem a dnem pístu. Působením maximálních bočních sil, v oblastech s o něco nižšími spalovacími tlaky, dochází k posuvu rozložení napětí kolem nálitku resp. nákovku směrem k tlačné straně pístu. Účinkem nejvyšších setrvačných sil je nejvíce zatížena spodní část pístního oka a nálitku resp. nákovku, ale hodnoty napětí jsou podstatně nižší než v případě vysokých spalovacích tlaků. Porovnání průběhů napjatosti v jednotlivých pístech, které odpovídají analyzovaným zátěžným stavům je vidět na **Obr. 92** až **Obr. 94**.

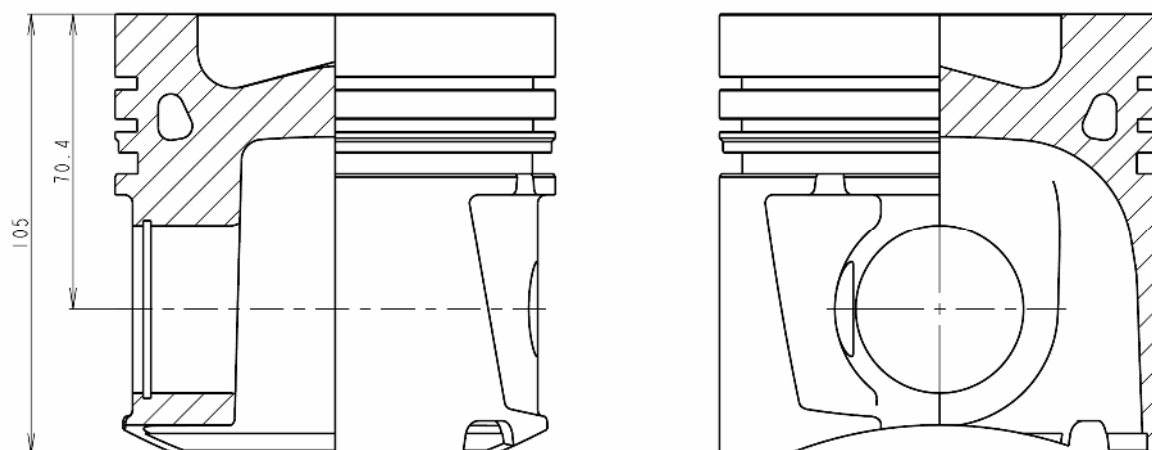


Obr. 86 Srovnání hmotností jednotlivých konstrukčních řešení

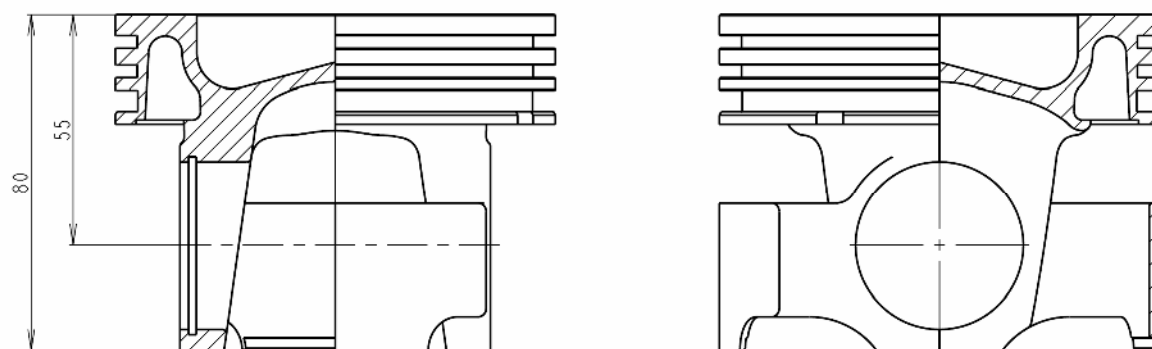
Deformace v oblasti koruny pístu jsou při maximálním spalovacím tlaku u nekonvenční varianty větší než u současného a konvenčního pístu (**Obr. 95**). To je dáno především tím, že v koruně nekonvenčního pístu je vytvořeno odlehčující vybrání způsobující její nižší tuhost.



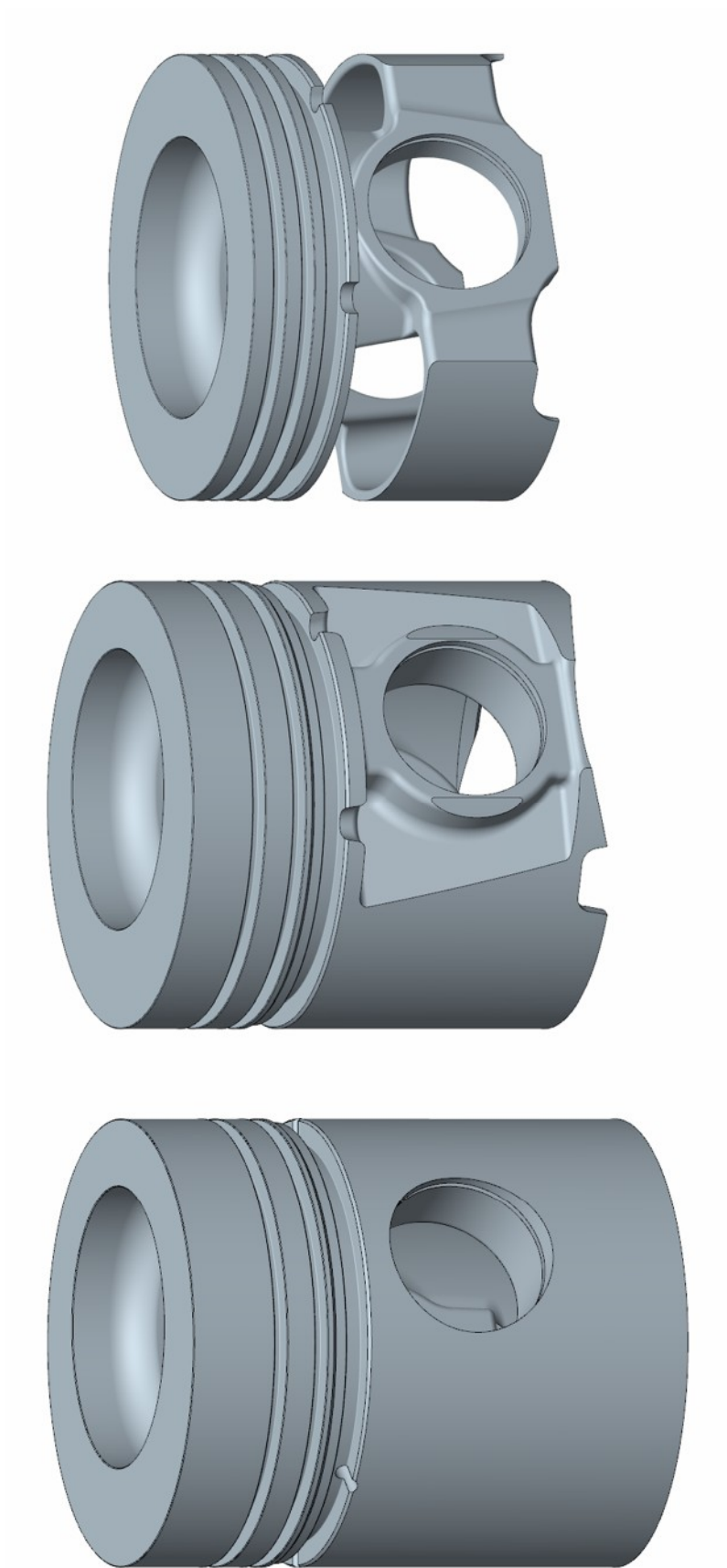
Obr. 87 Současný píst



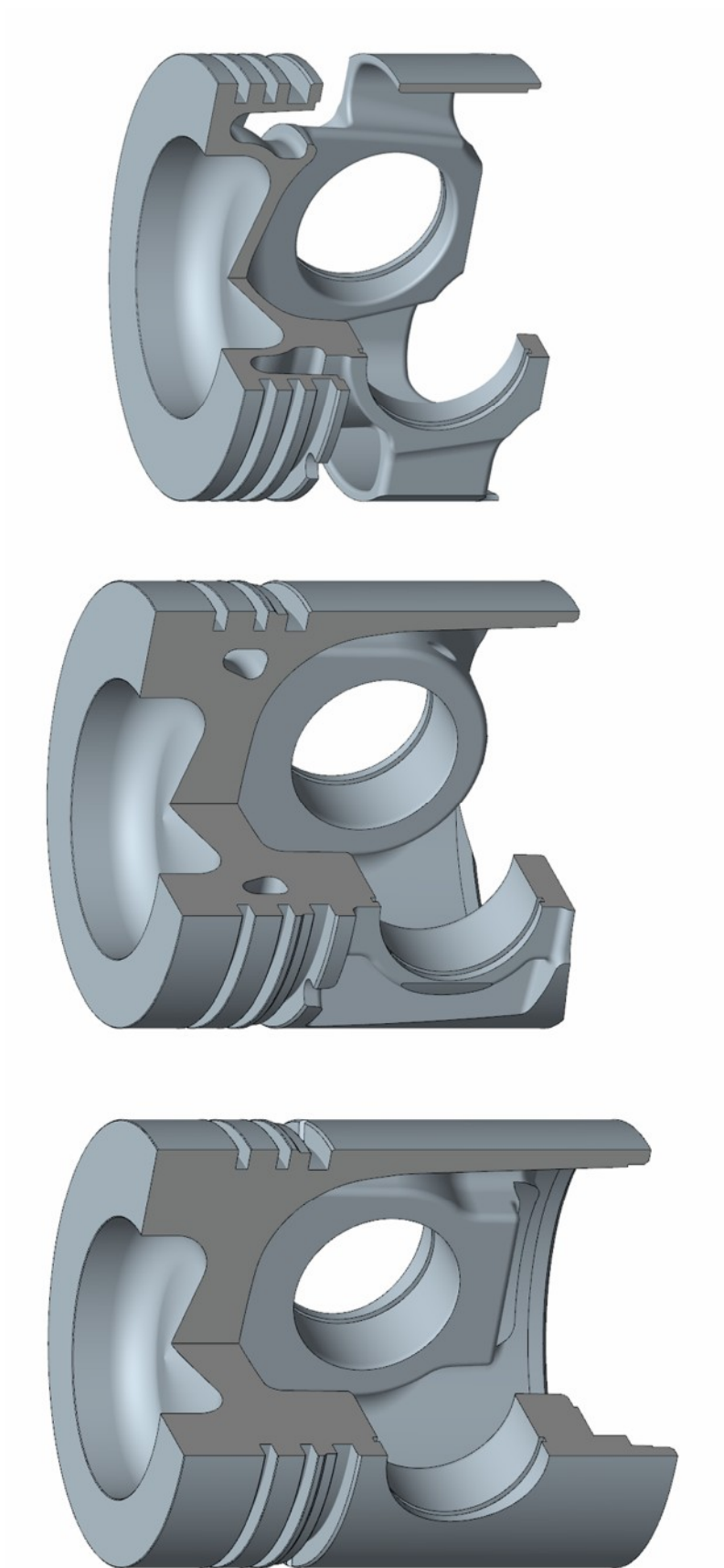
Obr. 88 Konvenční varianta pístu



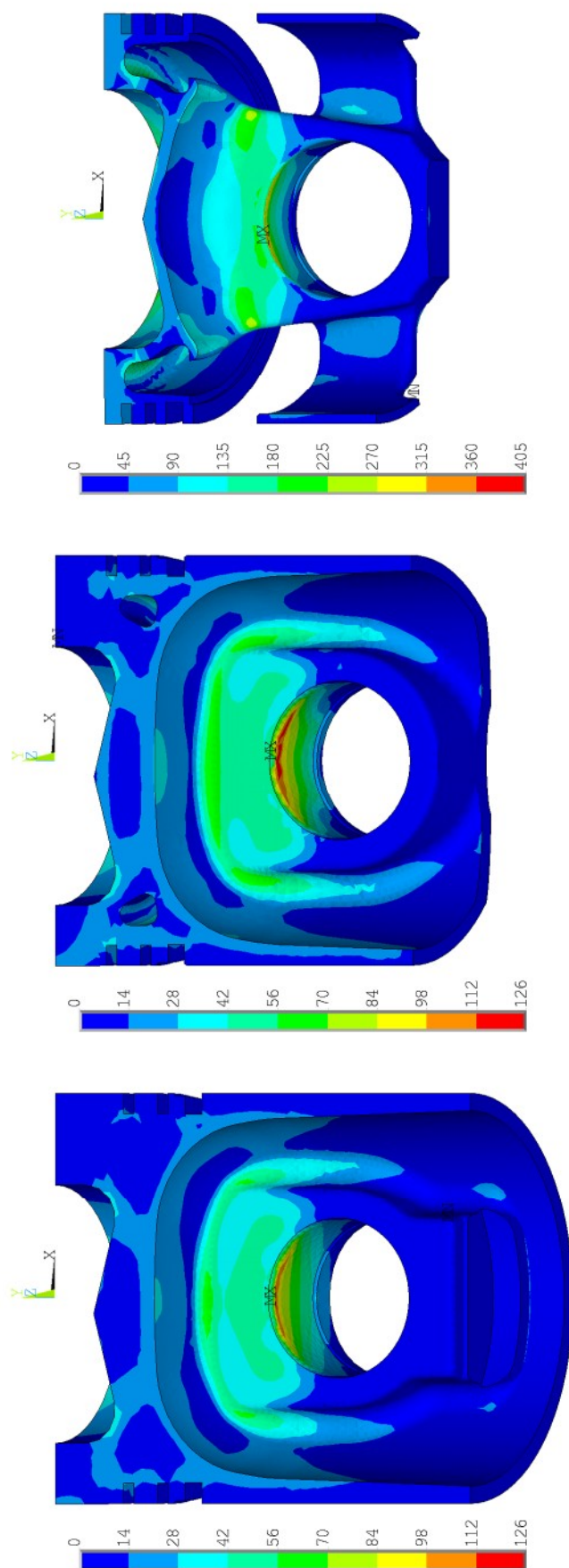
Obr. 89 Nekonvenční varianta pístu



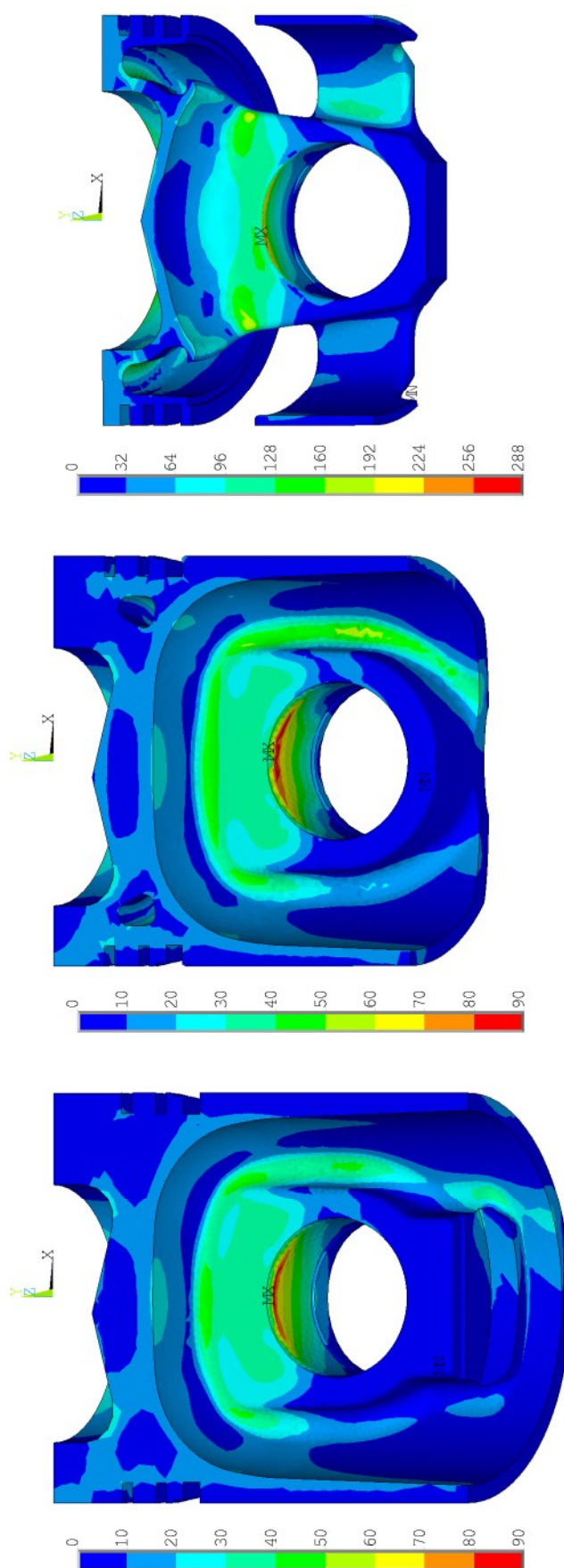
Obr. 90 Současný píst ve srovnání s novými konstrukčními variantami



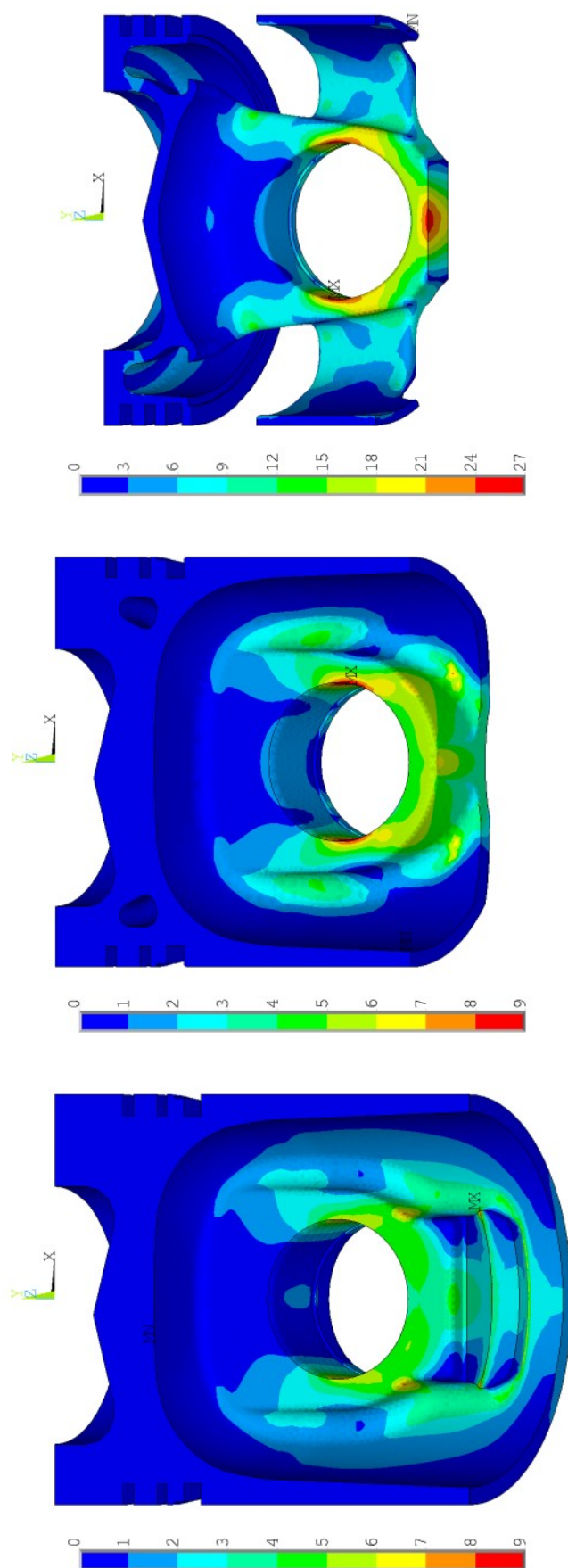
Obr. 91 Současný píst ve srovnání s novými konstrukčními variantami



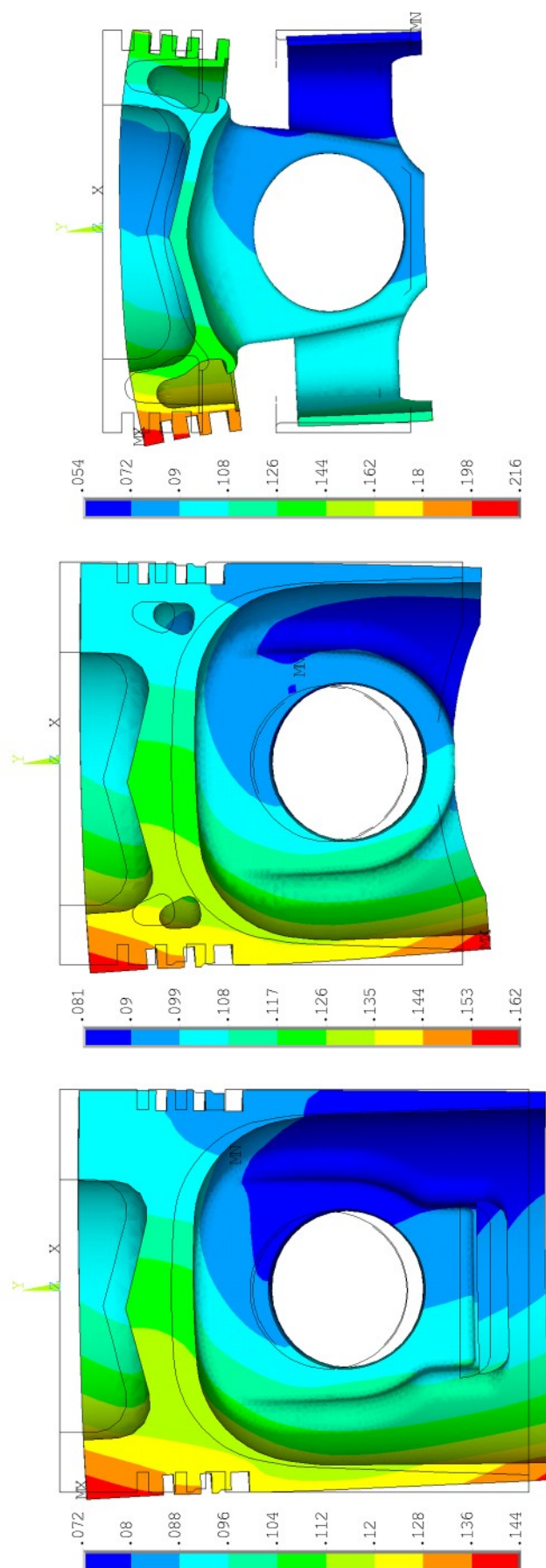
Obr. 92 Rozložení redukovaného napětí při maximálním spalovacím tlaku



Obr. 93 Rozložení redukovaného napětí při maximálních bočních silách



Obr. 94 Rozložení redukovaného napětí při maximálních setrvačných silách



Obr. 95 Deformace při maximálním spalovacím tlaku

11 Závěr

Při pohledu na současný stav vývoje pístů vznětových motorů by se dal za konstrukčně nejkročilejší pro použití v zadaném motoru považovat píst z hliníkové slitiny, spojující ve své konstrukci všechny dnešní vyspělé technologie, jako je proměnný průřez chladicího kanálu, nosič prvního pístního kroužku, vyztužení spalovacího prostoru keramickými vlákny, grafitový povlak pláště, pouzdro pro pístní čep a nálietek upravený pro trapézovou ojnici nebo píst jednodílný ocelový. Se zřetelem na ekonomické aspekty konstrukce je však jako jedna z možností navržena konvenční varianta pístu, měnící pouze původní tvary současného pístu. S ohledem na využití nejnovějších technologií, je vedle této konvenční varianty postaven pro srovnání také zcela přepracovaný nekonvenční jednodílný ocelový kovaný píst.

Návrh moderních variant pístu, tak jak je popsán v kap. 8, je zaměřen na snížení hmotnosti současného pístu. Obě nová konstrukční řešení snižují celkovou výšku pístu, což může kromě již zmíněné úspory hmotnosti přinést také problém se zvýšeným naklápěním pístu ve válci a s tím spojenou zvýšenou hlučností motoru a spotřebu oleje. V případě dalšího vývoje je proto vhodné se zaměřit na analýzu tohoto sekundárního pohybu pístu. Nekonvenční varianta navíc snižuje kompresní výšku pístu, a to nutně vede k prodloužení délky ojnice a nebo ke snížení výšky bloku motoru. Posunutí spalovacího prostoru u této varianty pístu dále vyžaduje úpravu polohy vstřikovače v hlavě válců motoru a tvar nákovků zase jinou podobu horního oka ojnice. Oproti tomu konvenční varianta vychází přímo z původní konstrukce současného pístu a nemění žádným způsobem rozměry a tvary motoru. To znamená, že za podmínky provedení dalších nutných analýz a zkoušek, je konvenční píst po konstrukční stránce vhodný pro použití v zadaném motoru s minimem nezbytných úprav.

Srovnání jednotlivých pístů v *Tab. 9* a na *Obr. 86* ukazuje, že výraznějšího snížení původní hmotnosti pístu se podařilo dosáhnout u konvenční varianty, a to o 22 %, zatímco u nekonvenční jen o 12 %. Nová konstrukční řešení však mají vliv i na celkovou hmotnost pístní skupiny, a tak díky kratšímu pístnímu čepu u nekonvenční varianty jsou hmotnosti obou pístních skupin téměř shodné a úspora vůči současné pístní skupině činí přibližně 15 %.

Vzhledem k nutným zásahům do celé konstrukce motoru, ve spojení s náročnou a nákladnou výrobou ocelového kovaného pístu, není nekonvenční varianta z konstrukčního hlediska příliš vhodná pro použití ve stávajícím motoru, protože zvýšené náklady na výrobu a uvedení do provozu jsou nežádoucí vlastností nového výrobku. Své přednosti v podobě možnosti vyššího zatížení a menší tepelné roztažnosti by tento píst mohl prokázat až při kompletní přestavbě a modernizaci motoru díky celkově nižší hmotnosti pístní skupiny. Naopak v případě konvenčního pístu je nutná jen změna forem pro odlévání a náklady tak zvyšuje, ve srovnání s původním pístem, pouze použití chladicího kanálu, který však umožňuje snížení výšky prvního můstku a tím zmenšení škodlivého prostoru se špatným prohoříváním paliva. V důsledku toho může dojít k poklesu emisí škodlivých výfukových plynů. Pokud by se ukázaly náklady na výrobu pístu s chladicím kanálem jako nepřiměřené, je jedno z možných konstrukčních řešení tento kanál nepoužít, přičemž by se hmotnost konvenčního pístu zvýšila asi o 5 %.

Výpočtová analýza napjatosti byla zaměřena, jak už bylo řečeno v kap. 7, pouze na mechanické namáhání pístu silami a spalovacími tlaky při jmenovitých otáčkách motoru. Do FEM výpočtu není zahrnuto tepelné zatížení působící na píst, protože nejsou k dispozici naměřené vhodné hodnoty teplot a součinitelů přestupu tepla potřebných pro tepelnou analýzu pístu

vznětového motoru. Výpočtový model také nepokrývá oblast únavového namáhání pístu, a to jak mechanického, tak i tepelného. Neuvažuje se ani zatížení způsobené sekundárním pohybem pístu a v neposlední řadě není zohledněn ani vliv mazací vrstvy oleje na stykové plochy pístu s čepem a vložkou válce.

Analýza napjatosti současného pístu uvedená v kap. 7.2 ukazuje předimenzovaná místa umožňující snížení jeho hmotnosti, jako jsou např. spodní část nálitku a vnější oblast pláště kolem ok pro pístní čep. Velikosti napětí v současném a konvenčním pístu jsou dle provedených simulací velmi podobné a jsou podstatně nižší než u nekonvenčního pístu. To je dáno zcela odlišnými tvary nekonvenční varianty pístu. Za působení vysokých spalovacích tlaků vzniká u všech pístů v horní části oka oblast s vyšším napětím, která je důsledkem nedokonalosti výpočtového modelu nepočítajícího s olejovou vrstvou. Výrazně vyšší napětí v tomto místě u nekonvenčního pístu je, ve srovnání se zbylými dvěma písty, způsobeno také zkrácením nosných ploch mezi pístem a čepem. Odhlédne-li se od zvýšených napětí v horní části oka, pak je napjatost ve všech pístech poměrně rovnoměrně rozdělena, průběh odpovídá zátěžným stavům a v žádných částech pístů nedochází k nepřiměřenému nárůstu redukovaných napětí. Z hlediska rozložení napjatosti se tedy nové písty jeví jako vhodně navrženy a jsou zaměnitelné se současným pístem.

V případě pokračování dalšího vývoje může být provedená práce použita jako základ pro další výpočtové analýzy týkající se především řešení tepelného zatížení, únavového namáhání a sekundárního pohybu pístu.

12 Použité zdroje

- [1] BACH, E. Triebwerk der Verbrennungsmotoren. Lehrbrief V5. Teil 1 – Kolben [online]. Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden. 2005 [cit. 2007-02-17]. Dostupné z: <<http://www.htw-dresden.de>>
- [2] BEROUN, S. Vozidlové motory. Studijní texty k předmětu Motorová vozidla. Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, katedra strojů průmyslové dopravy. 108 s.
- [3] ČESKÁ SPOLEČNOST PRO NOVÉ MATERIÁLY A TECHNOLOGIE. Materiál ČSN 424336 [online]. Poslední revize 22. 2. 2004 [cit. 2007-03-21]. Dostupné z: <<http://cesar.fme.vutbr.cz/informace/nezelezo/As15.htm>>
- [4] FIALA, J., BEBER, A., MATOŠKA, Z. Strojnické tabulky 1. Materiály pro strojírenskou výrobu. 1. vydání. Praha: SNTL, 1987. 880 s.
- [5] FLORIAN, Z., SUCHÁNEK, M. Mechanika těles. Úlohy ze statiky. Brno: CERM, 2002. 137 s. ISBN 80-214-2268-8
- [6] HORYL, P. Inženýrské základy metody konečných prvků. Studijní materiály. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Katedra mechaniky. Dostupné z: <<http://www.337.vsb.cz/>>
- [7] JANÍČEK, P., FLORIAN, Z. Mechanika těles. Úlohy z pružnosti a pevnosti I. 4., přepracované vydání. Brno: CERM, 2004. 170 s. ISBN 80-214-2655-1
- [8] JANÍČEK, P., PETRUŠKA, J. Pružnost pevnost II. Úlohy do cvičení. Brno: CERM, 2002. 182 s. ISBN 80-214-2335-8
- [9] JAROŠ, K. Spalovací motory II. Konstrukce spalovacích motorů. 1. vydání. Brno: Rektorát VUT v Brně, 1990. 204 s. ISBN 80-214-0125-7
- [10] JULINA, M., KOVÁŘ, J., VENCLÍK V. Mechanika II. Kinematika. 3., nezměněné vydání. Praha: SNTL, 1981. 112 s.
- [11] JULINA, M., KOVÁŘ, J., VENCLÍK V. Mechanika III. Dynamika. 2., opravené vydání. Praha: SNTL, 1981. 104 s.
- [12] KOLÁŘ, V., a.j. FEM. Principy a praxe metody konečných prvků. Praha: Computer Press, 1997. 401 s. ISBN 80-7226-021-9
- [13] KOLBENSCHMIDT PIERBURG AG, Neckarsulm. New Materials Processes for Passenger Car Diesel Engine Pistons [online]. September 2007 [cit. 2007-02-02]. Dostupné z: <<http://www.kolbenschmidt-pierburg.com>>
- [14] KOLBENSCHMIDT PIERBURG AG, Neckarsulm. Large Bore Pistons [online]. January 2007 [cit. 2007-04-02]. Dostupné z: <<http://www.kolbenschmidt-pierburg.com>>
- [15] KOLBENSCHMIDT PIERBURG AG, Neckarsulm. Pistons, Cylinder Liners, Kit Sets Catalogue [online]. 2007. Dostupné z: <<http://www.msi-motor-service.com/>>
- [16] KOLBENSCHMIDT PIERBURG AG, Neckarsulm. Euro-3 Piston Version also for Euro-2 Engines. Product Information [online]. April 2006 [cit. 2007-02-17]. Dostupné z: <<http://www.msi-motor-service.com/>>

- [17] KOLBENSCHMIDT PIERBURG AG, Neckarsulm. Piston Technology for Passenger Car. Diesel Engines: Optimally Cooled for Future Challenges [online]. September 2005 [cit. 2006-12-10]. Dostupné z: <<http://www.kolbenschmidt-pierburg.com>>
- [18] KOLBENSCHMIDT PIERBURG AG, Neckarsulm. LofriKS®-II Surface Coating. Product Information [online]. February 2004 [cit. 2007-02-20]. Dostupné z: <<http://www.msi-motor-service.com/>>
- [19] KOLBENSCHMIDT PIERBURG AG, Neckarsulm. Piston Technology for Passenger Car. Diesel Engines: Optimum Cooling for Highest Performance [online]. September 2003 [cit. 2007-02-17]. Dostupné z: <<http://www.kolbenschmidt-pierburg.com>>
- [20] KOŽOUŠEK, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. 1. vydání. Praha: SNTL, 1983. 483 s.
- [21] KÖHLER, E. Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. Wiesbaden: Vieweg, 1998. 386 s. ISBN 3-528-03108-5
- [22] KRÍŽ, R., a kol. Stavba a provoz strojů III. Mechanismy. 1. vydání. Praha: SNTL, 1979. 168 s.
- [23] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P. Strojnické tabulky. 3., doplněné vydání. Praha: Scientia, 1999. 985 s. ISBN 80-7183-164-6
- [24] MAHLE GMBH, Stuttgart. Kolben Bauarten. Technische Informationen [online]. January 2007 [cit. 2007-12-15]. Dostupné z: <www.mahle.com>
- [25] MAHLE GMBH, Stuttgart. Performance – Customer Magazine. Monotherm – The New Piston Generation for Commercial Vehicles [online]. February 2006 [cit. 2007-01-19]. Dostupné z: <www.performance.mahle.com>
- [26] MAHLE Press Release. The new steel piston: Monotherm for heavy-duty engines [online]. Beijing: Mahle GmbH, 2006 [cit. 2007-02-14]. Dostupné z: <www.mahle.com>
- [27] MAHLE GMBH, Stuttgart. Mini Piston Manual. 1995. 109 s.
- [28] MATWEB – MATERIAL PROPERTY DATA. Aluminium Die Casting Alloy [online]. Poslední revize 2008 [cit. 2007-03-21]. Dostupné z: <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatID=10088>>
- [29] MCAE SYSTEMS, Kuřim. Digitizing – ATOS [online]. Poslední revize 12. 5. 2008 [cit. 2008-03-26]. Dostupné z: <<http://www.mcae.cz/>>
- [30] MOLLENHAUER, K. Handbuch Dieselmotoren. Berlin: Springer, 1997. 1029 s. ISBN 3-540-62514-3
- [31] RAUSCHER, J. Podklady k přednáškám z předmětu Vozidlové motory. Brno, 2007.
- [32] RAUSCHER, J. Ročníkový projekt. Studijní opory. VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 154 s.
- [33] RAUSCHER, J. Spalovací motory. Studijní opory. VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 235 s.
- [34] RAUSCHER, J. Vozidlové motory. Studijní opory. VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 156 s.
- [35] Release 11.0 Documentation for ANSYS

- [36] RICHTER, A. Konstrukce spalovacích motorů I. díl. Klikový mechanismus. 1. vydání. Brno: VUT Brno, 1961. 401 s.
- [37] SALABA, S., MATĚNA, A. Mechanika I. Statika. 1. vydání. Praha: SNTL, 1977. 144 s.
- [38] SOBEK, E., a kol. Základy konstruování. Návody pro konstrukční cvičení. 6., přepracované vydání. Brno: CERM, 2004. 166 s. ISBN 80-7204-331-5
- [39] SPERBER, R. Technisches Handbuch Dieselmotoren. 4., stark bearbeitete Auflage. Berlin: VEB Verlag Technik, 1986. 440 s.
- [40] Studijní podklady k předmětu Části a mechanismy strojů III. Brno, 2006.
- [41] SVOBODA, P., a.j. Základy konstruování. Výběr z norem pro konstrukční cvičení. Brno: CERM, 2001. 288 s. ISBN 80-7204-214-9
- [42] SVOBODA, P., BRANDEJS, J., PROKEŠ, F. Základy konstruování. 2., přepracované vydání. Brno: CERM, 2003. 200 s. ISBN 80-7204-306-4
- [43] ULLRICH, M. Kolben für hoch belastete Dieselmotoren mit Direkteinspritzung [online]. Stuttgart: Mahle GmbH, 2007 [cit. 2007-12-14]. Dostupné z: <www.mahle.com>
- [44] VAN BASSHUYSEN, R., SCHÄFER, F. Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven [online]. Wiesbaden: Vieweg, 2007. 1032 s. Dostupné z: <http://books.google.com/>. ISBN 3834802271
- [45] VLK, F. Vozidlové spalovací motory. 1. vydání. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003. 580 s. ISBN 80-238-8756-4
- [46] WEGNER, K.W. Werkstoffentwicklung für Schmiedeteile im Automobilbau [online]. ATZ Ausgabe Nr. 1998-12 [cit. 2007-03-16]. Dostupné z: <http://www.atzonline.de>. ISSN 0001-2785
- [47] ZETOR TRACTORS A. S., Brno. Motory Zetor [online]. Poslední revize 1. 10. 2007 [cit. 2007-02-25]. Dostupné z: <http://www.zetorengines.cz/>
- [48] ZETOR TRACTORS A. S., Brno. Dílenská příručka traktorů Zetor 9520, 9540. 1. vydání. Brno: Dokumentačně propagační středisko Zetor Brno, 1992. 253 s.
- [49] ZIMA, S. Motorkolben: Bauarten, Betrieb, Schäden [online]. Wiesbaden: Vieweg, 2005. 1200 s. Dostupné z: <http://books.google.com/>. ISBN 3528039868

13 Seznam použitých zkratk a symbolů

CAD		Computer Aided Design
FEM		Finite Element Method
HMH		Huber-Mises-Hencky, podmínka plasticity
MBS		Multi-Body System
a_p	$[\text{mm}/\text{s}^2]$	Zrychlení pístu
a_{p1}	$[\text{mm}/\text{s}^2]$	První harmonická složka zrychlení pístu
a_{p2}	$[\text{mm}/\text{s}^2]$	Druhá harmonická složka zrychlení pístu
l_{cep}	$[\text{mm}]$	Délka prutu náhrady čepu
l_{oj}	$[\text{mm}]$	Délka ojnice
l_{prut}	$[\text{mm}]$	Délka prutu
l_{vlozka}	$[\text{mm}]$	Délka prutu náhrady vložky válce
m_1	$[\text{g}]$	Redukovaná hmotnost v horním oku ojnice (posuvné části)
m_2	$[\text{g}]$	Redukovaná hmotnost ve spodním oku ojnice (rotační části)
m_{cep}	$[\text{g}]$	Hmotnost pístního čepu
m_{js}	$[\text{g}/\text{cm}^3]$	Jmenovitá spotřeba motoru
m_{kr}	$[\text{g}]$	Hmotnost všech těsnících a stíracích pístních kroužků
m_{mot}	$[\text{g}]$	Hmotnost motoru
m_{pist}	$[\text{g}]$	Hmotnost pístu
m_{poj}	$[\text{g}]$	Hmotnost pojistných kroužků
m_{posuv}	$[\text{g}]$	Hmotnost všech posuvných hmot
m_{ps}	$[\text{g}]$	Hmotnost pístní skupiny
n_{cep}	$[-]$	Počet prutů náhrady čepu
n_j	$[\text{min}^{-1}]$	Jmenovité otáčky motoru
n_{max}	$[\text{min}^{-1}]$	Maximální otáčky motoru
n_{prut}	$[-]$	Počet prutů
n_{vlozka}	$[-]$	Počet prutů náhrady vložky válce
p	$[\text{MPa}]$	Referenční tlak
p_{atm}	$[\text{MPa}]$	Atmosférický tlak
p_i	$[\text{MPa}]$	Indikovaný tlak
r	$[\text{mm}]$	Rameno kliky
s_{p1}	$[\text{mm}]$	První harmonická složka dráhy pístu
s_{p2}	$[\text{mm}]$	Druhá harmonická složka dráhy pístu
z	$[\text{mm}]$	Zdvih
D	$[\text{mm}]$	Vrtání
E	$[\text{MPa}]$	Modul pružnosti v tahu

$E_{\text{čep}}$	[MPa]	Modul pružnosti v tahu materiálu pístního čepu
$E_{\text{vložka}}$	[MPa]	Modul pružnosti v tahu materiálu vložky válce
F_c	[N]	Celková síla
F_n	[N]	Boční síly působící na píst
F_p	[N]	Síla od tlaku plynu (primární síla)
F_{prut}	[N]	Síla v jednom prutu
F_s	[N]	Setrvačná síla (sekundární síla)
P_e	[kW]	Jmenovitý výkon motoru
R_e	[MPa]	Mez kluzu materiálu
S	[mm ²]	Plocha pístu odpovídající prutové náhradě
$S_{\text{čep}}$	[mm ²]	Průřez prutu náhrady čepu
S_{prut}	[mm ²]	Průřez prutu
$S_{\text{vložka}}$	[mm ²]	Průřez prutu náhrady vložky válce
V_z	[cm ³]	Objem válců
α	[°]	Úhel natočení kliky
β	[°]	Úhel odklonu ojnice
ε	[-]	Kompresní poměr
λ	[-]	Klikový poměr
μ	[-]	Poissonovo číslo
ρ	[t/mm ³]	Hustota materiálu
ρ_{oko}	[t/mm ³]	Hustota materiálu horního oka ojnice
ω	[s ⁻¹]	Úhlová rychlost při jmenovitých otáčkách motoru
Δr	[mm]	Radiální posunutí
$\Delta r_{\text{čep}}$	[mm]	Radiální posunutí vnějšího povrchu čepu
$\Delta r_{\text{vložka}}$	[mm]	Radiální posunutí vnitřního povrchu vložky válce

14 Seznam příloh

Příloha č. 1: Makro pro tvorbu modelu čepu nebo vložky válce

Příloha č. 2: Makro pro vytvoření pomocné plochy

Příloha č. 3: Výkres současného pístu 1-5O30-01/01

Příloha č. 4: CD-ROM s textem diplomové práce

Příloha č. 1: Makro pro tvorbu modelu čepu nebo vložky válce

```
!Makro vytvorene v jazyce APDL programu Ansys
!  
!Vytvoreni vypoctoveho 2D modelu pro urceni radialni deformace cepu nebo vložky valce
!  
!Vstupni parametry
!Vnejsi prumer, vnitřni prumer, velikost elementu, velikost tlaku
!plocha=3 -> vložka, plocha=4 -> cep
vne=40
vni=23
vel=2
tlak=50
plocha=4
!  
/PREP7
CSYS,0
!  
!Typ elementu
ET,1,PLANE42
!  
!Material
MP,EX,1,2.1E5
MP,PRXY,1,0.3
!  
!Keypointy v aktivnim souradnem systemu
K,1,-vni/2,0,0
K,2,-vne/2,0,0
K,3,0,vni/2,0
K,4,0,vne/2,0
!  
!Cary v aktivnim souradnem systemu => rovna cara
L,1,2
L,3,4
!  
CSYS,1
!  
!Cary v aktivnim souradnem systemu => oblouk
L,1,3
L,2,4
!  
!Plocha podle car
AL,1,2,3,4
!  
CSYS,0
!  
!Velikost elementu
ESIZE,vel
```

Příloha č. 1: Makro pro tvorbu modelu čepu nebo vložky válce

```
!  
!Tvar elemetu (2D čtyrhelnik)  
MSHAPE,0,2D  
!  
!Mapovana sit  
MSHKEY,1  
!  
!Vytvoreni site  
AMESH,1  
!  
!Omezeni posuvu na caru  
DL,1,,UY  
DL,2,,UX  
!  
!Tlak na caru  
SFL,plocha,PRES,tlak  
!  
!Prevod okrajovych podminek geom. modelu na FEM model  
SBCTRAN  
!  
!Zobrazeni vseh okrajovych podminek  
/PBC,ALL,,1  
!  
!Zobrazeni tlaku jako sipek  
/PSF,PRES,NORM,2  
!  
!Zobrazeni elementu  
EPLOT  
!  
!Fit view  
/AUTO,1  
!  
!Konec souboru (End Of File)  
/EOF
```

Příloha č. 2: Makro pro vytvoření pomocné plochy

```
!Makro vytvorene v jazyce APDL programu Ansys
!  
!Vytvoreni pomocne plochy pro oddeleni horniho oka ojnice od driku
!  
/PREP7  
CSYS,0  
!  
!Keypointy v aktivnim souradnem systemu (0)  
K,1000,28,-70.4,-30  
K,1001,-28,-70.4,-30  
K,1002,28,-70.4,10  
K,1003,-28,-70.4,10  
!  
!Cary v aktivnim souradnem systemu (0) => rovna cara  
L,1000,1002  
L,1001,1003  
!  
!Cylindricky lokalni souradny system pro tvorbu oblouku  
LOCAL,11,1,0,-70.4,0,0,180,0  
!  
CSYS,11  
!  
!Cary v aktivnim souradnem systemu (11) => oblouk  
L,1000,1001  
L,1002,1003  
!  
!Plocha podle car  
AL,1,2,3,4  
!  
CSYS,0  
/EOF
```