



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

DEFORMAČNĚ-NAPĚŤOVÁ ANALÝZA VYBRANÝCH KOMPONENT ŠKRTÍCÍHO VENTILU

STRAIN-STRESS ANALYSIS OF THE THROTTLE VALVE COMPONENTS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ondřej Lisický

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Tomáš Návrat, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student:	Ondřej Lisický
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Tomáš Návrat, Ph.D.
Akademický rok:	2015/16

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 bakalářské práce:

Deformačně-napěťová analýza vybraných komponent škrťícího ventilu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Škrťící ventil je umístěný v boční části hliníkové trubice. Jeho hlavní funkce je regulace objemového množství plynu, který bude dodán do prostoru trubice, ve které se mísí se vzduchem. Tak se ovlivní směšovací poměr směsi a tím se zlepší následné hoření a množství CO₂, které tohle spalování produkuje. Cílem práce je deformačně-napěťová analýza vybraných komponent ventilu. Pro řešení využijte metodu konečných prvků.

Cíle bakalářské práce:

1. Rozbor řešené problematiky a metod řešení.
2. Určení hodnot zatížení.
3. Deformačně-napěťová analýza vybraných komponent.
4. Experiment.

Seznam literatury:

Shigley, J. E. a kol. (2010): Konstruování strojních součástí, VUTIUM.

Dowling, N. E. (2007): Mechanical behavior of materials, Pearson Education.

Kolář, V., Kratochvíl, J., Leitner, F., Ženíšek, A. (1979): Výpočet plošných a prostorových konstrukcí metodou konečných prvků, SNTL Praha.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá deformačně-napětovou analýzou součásti využívané pro regulaci množství přivedeného plynu u plynového kotle. Postupně dojde k seznámení s řešenou problematikou, určení zatížení a následné aplikaci zatížení v programu ANSYS. Na závěr je kapitola věnující se experimentu na samotné součásti.

ABSTRACT

This thesis deals with stress-strain analysis of component, which is used for regulation of gas quantity, which comes into gas boiler. There will be acquaintance with issue, determining load and consecutive application of this load in ANSYS. At the end there is a chapter pursuing of experiment on the component.

KLÍČOVÁ SLOVA

Škrtící ventil, plynový kotel, metoda konečných prvků, kontaktní úloha, šroubový spoj, ANSYS, solid element

KEYWORDS

Throttle, gas boiler, finite element method, contact problem, screw connection, ANSYS, solid element

Bibliografická citace

LISICKÝ, O. *Deformačně-napěťová analýza vybraných komponent škrťícího ventilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 54s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Tomáš Návrat, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu práce doc. Ing. Tomáši Návratovi, Ph.D. za vedení mé bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval Ing. Václavu Hružovi, Ph.D. za poskytnutý čas a velmi cenné rady, které mi během psaní bakalářské práce poskytl.

V neposlední řadě bych rád poděkoval své rodině a přítelkyni za podporu během mého studia.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Tomáše Návrata, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21.5.2016

.....
Lisický Ondřej

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	APLIKACE ŠKRTÍČÍHO VENTILU NA PLYNOVÉM KOTLI	16
2.1	Plynové kotle	16
2.1.1	Klasický plynový kotel	16
2.1.2	Kondenzační kotel	17
2.2	Škrtící ventil.....	21
2.2.1	Polohování škrtícího členu	21
2.3	Výroba součástí.....	23
2.4	Volba materiálu.....	23
3	URČENÍ HODNOT ZATÍŽENÍ	25
3.1	Předepjatý šroubový spoj.....	25
3.1.1	Typy předepjatých šroubových spojů.....	25
3.1.2	Síly působí u předepjatého spoje	25
3.1.3	Rozložení sil v závitě	27
3.2	Výpočet utahovacího momentu	29
3.2.1	Kontrola na otláčení.....	31
3.2.2	Kontrola šroubu	31
3.2.3	Vypočítané hodnoty.....	32
3.3	Vyhodnocení	32
4	DEFORMAČNĚ-NAPĚŤOVÁ ANALÝZA	33
4.1	Model materiálu	33
4.2	Analýza vymezení pružiny.....	33
4.2.1	Diskretizace modelu	33
4.2.2	Kvalita sítě	34
4.2.3	Submodel	34
4.2.4	Saint Venantův princip	35
4.2.5	Okrajové podmínky	36
4.2.6	Vliv jemnosti sítě na výsledek.....	38
4.3	Analýza spodního dorazu.....	41
4.3.1	Kontaktní úloha	41
4.3.2	Konvergence síly	42
4.3.3	Metoda řešení	42
4.3.4	Vyhodnocení výsledků	44
5	EXPERIMENT	46
5.1	Kritéria měření	46
5.2	Měření	46
5.3	Vyhodnocení výsledků	48
6	ZÁVĚR	49
7	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	50
8	SEZNAM OBRÁZKŮ	51
9	SEZNAM TABULEK	52
10	SEZNAM POŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	53

1 ÚVOD

Využití plynových kotlů se v dnešní době rozšiřuje nejen kvůli účinnosti vytápění, ale hlavně kvůli nižší zátěži pro životní prostředí. Škrťící ventil, který bude podroben deformačně napěťové analýze (dále jen DN), je právě nedílnou součástí plynových kotlů pro budoucí období. Jeho konstrukce je utvořena pro co nejlepší možnost nastavení pracovních poloh, kdy je přiváděno požadované množství plynu do pracovního prostoru Venturiho trubice.

DN analýza byla provedena ve spolupráci s firmou, která vyvíjí právě tuto součást, a není možno součást detailně popsat z hlediska funkce, tak z hlediska designu. Používané principy jsou popisovány na obecných modelech. Abych čtenáři přiblížil, kde se tato součást vyskytuje, rozhodl jsem se v základní části zabírat tím, jak samotný plynový kotel funguje, jeho rozdělení a částmi, které jsou spjaty se škrťícím ventilem.

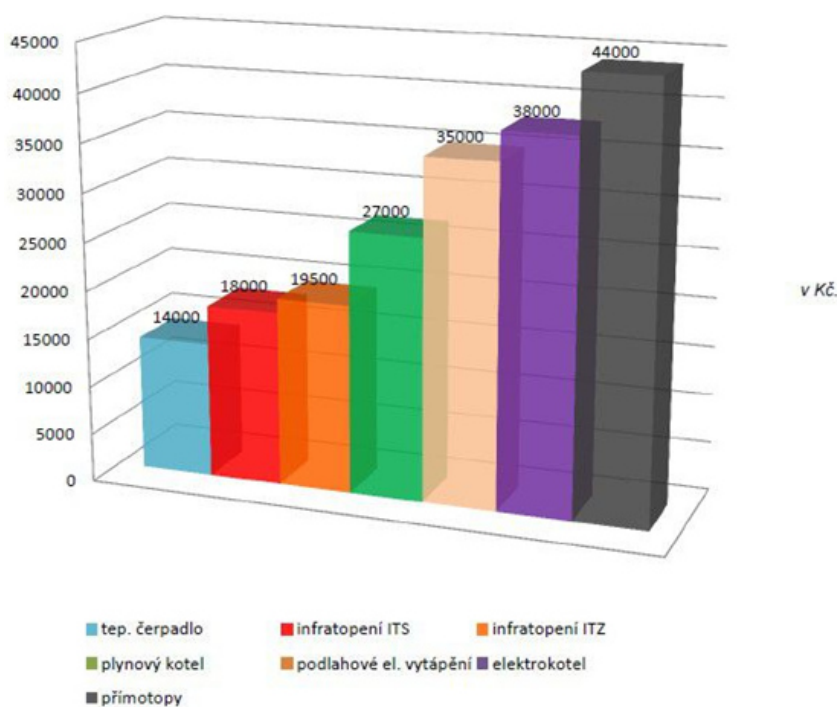
Samotný fakt, že se jedná o součást využívanou v zařízení, kde se pracuje s plyny, které mohou být škodlivé, je důležité zajistit, aby byla splněna správná funkčnost všech komponent. Regulaci množství plynu zaručuje řídicí šroub, který je ovládán krokovým motorem s teoretickým utahovacím momentem a díky němu je v pohybu škrťící člen. Tento člen se ve spodní úrovni zastaví o doraz. Působením obou součástí na sebe by mohlo dojít ke vzájemné deformaci a tím k ohrožení správné funkce. Proto se bude práce zabývat určením zatížení, které vyvolá motor a poté bude použito pro analýzu metodou konečných prvků v programu Ansys, kde bude nastaven model materiálu. Pro nastavení modelu materiálu byla provedena rešerše o vhodnosti zvoleného materiálu a vyhledány potřebné mechanické vlastnosti. Výrobek byl nejdříve řešen jako prototyp, abychom zajistili odstranění nedostatků před samotnou výrobou, proto se v práci rozebere postupné zhotovení součásti. Dalším místem, které je třeba zkontrolovat je vymežovací pružina. Díky ní zabráněno nežádoucí vůli v závitu a tím i správné množství průchozího plynu.

Cílem práce je seznámit čtenáře se základním rozdělení plynových kotlů a tím přiblížit problematiku řešené součásti, stanovení zatížení, které je vyvoláváno utahovacím momentem, DN analýza vybraných částí s vyhodnocením a část věnovaná experimentu.

2 APLIKACE ŠKRTÍČÍHO VENTILU NA PLYNOVÉM KOTLI

2.1 Plynové kotle

Plynový kotel je nedílnou součástí domácností, ale také velikých budov a pracovních hal. Pro vytvoření tepla je využito spalování směsi buďto zemního plynu (metan CH_4) nebo propan C_3H_8 . Hlavní složkou u zemního plynu je metan, díky kterému má tato směs při spalování v porovnání s jinými fosilními palivy nejnižší podíl CO_2 , který je nežádoucí při spalování. V dnešní době je čím dál větší nátlak na neekologičtější řešení. V porovnání s využitím elektřiny jako prostředek pro vytápění budov se sice dostáváme do vyšších hodnot pořizovací ceny, ale když se jedná o vytápění starších budov, kterých je několikanásobně větší počet, tak cena za spotřebovanou vytápěcí energii je takřka dvojnásobná. S ohledem na těžbu zemního plynu a nutnou výrobu elektřiny se tedy dostaneme na výhodnější spotřebovanou cenu, viz obrázek 1. [6], [12]



Obrázek 1: Graf spotřeby topných systémů [12]

Aby bylo dosaženo co nejnižších hodnot spotřebovaného CO_2 , je velice důležité dosáhnout správného směšovacího poměru plynu se vzduchem. Pro tento úkol je v dané aplikaci využit škrtící ventil

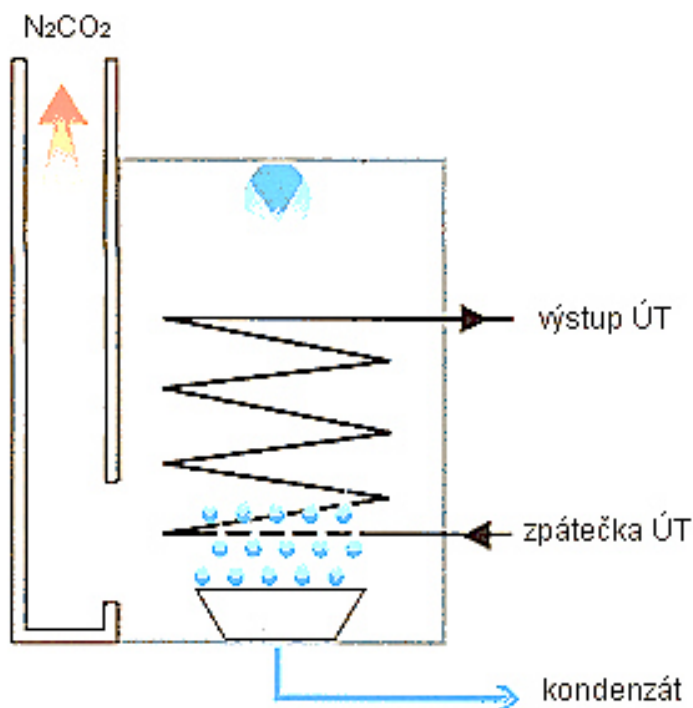
2.1.1 Klasický plynový kotel

U klasického kotle se během spalovacího procesu utvoří tzv. mokré spaliny, které obsahují mokrou páru. Tyto spaliny proudí oběhovým systémem kotle. Vodní pára je zdrojem tepelné energie ve formě latentního tepla. Tato energie je nutná pro přeměnu skupenství látky. Je obsažena ve spalinách, které proudí dále kotlem do komína mimo vyhřívání

objekt. Tato ztráta energie snižuje účinnost výtopnosti standartního kotle. Nejnižší teplota přivedené vody do kotle je omezena na 60°C , aby nedošlo ke kondenzaci uvnitř kotle, protože by mohlo dojít ke korozi vnitřních kovových částí. Po procesu spalování se teplota mokřých spalin pohybuje v rozmezí 120 až 180°C . Normalizovaná účinnost standartních kotlů je okolo 90% .

2.1.2 Kondenzační kotel

Důvodem pro vznik kondenzačních kotlů byla nevyužitá tepelná energie při spalování u standartních kotlů. Spaliny vzniklé spalovacím procesem jsou před odvodem do komína ochlazovány pod teplotu rosného bodu a tím vznikne přeměna vodní páry, která byla obsažena ve spalinách na vodu a tím k uvolnění latentního tepla viz obrázek 2. Vzniklý kondenzát je potřeba průběžně odvádět z kotle. Energie vzniklá přeměnou skupenství látky je využita pro předehřev vratné vody, proto je snížena spotřeba plynu, který by byl jinak využit pro její ohřev. Optimální využití této energie zajišťuje kvalitní regulační systém. Teplota spalin je kvůli ochlazení spalin pouze okolo 40 až 90°C . Konstrukčně je tento kotel vyroben z korozivzdorných materiálů nebo materiálů nekovového charakteru. Na rozdíl od standartního kotle je potřeba využít spalinový ventilátor, který vytváří potřebný tah komínu. Ochlazené spaliny již totiž nedokážou samovolně odejít. Největší výhoda a úspora u kondenzačních kotlů spočívá v provozních úsporách. Při pořízení kvalitního kondenzačního kotle a za předpokladu, že máme správně naddimenzovanou topnou soustavu, můžeme dosáhnout účinnosti vytápění, až 109% viz obrázek 3. [6]



Obrázek 2: Schéma kondenzačního spalování [6]

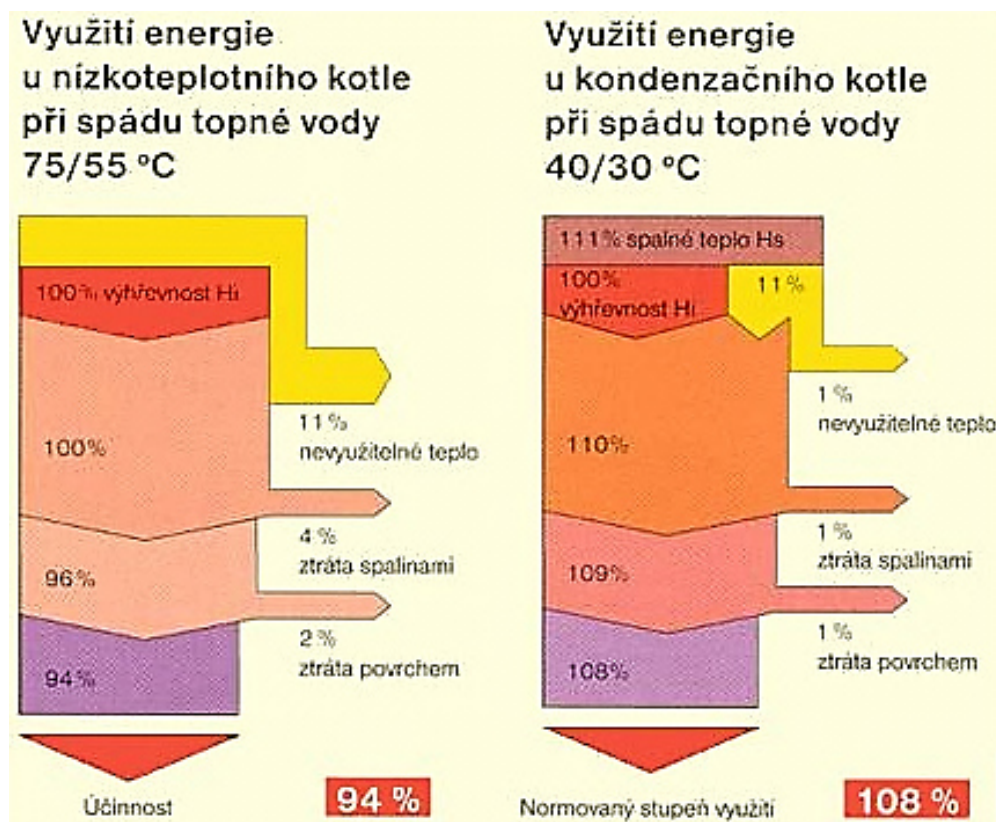
Z fyzikálního hlediska není možné, aby zařízení dosáhlo takové úspěšnosti. U kondenzačního kotle je hodnota účinnosti, až 109% je spjata s výhřevností plynu. Pro

pochopení tohoto jevu je třeba si vysvětlit rozdíl mezi spalným teplem a výhřevností plynu.

Spalné teplo je množství uvolněného tepla, které se uvolní při dokonalém spalování jednotkového množství plynu při zaručeném stechiometrickém poměru plynu se vzduchem. Dalším předpokladem je, že se spaliny ochladí na teplotu 25 °C a proto je ve spalném teple brána i hodnota latentního tepla po změně skupenství látky.

Výhřevnost plynu je brána jako teplo, které je uvolněno při dokonalém spalování jednotkového množství plynu, ale nedochází k přeměně skupenství vody obsažené ve spalinách, tudíž nemůžeme brát i latentní teplo. Z toho vyplývá, že spalné teplo je buď stejně velké, nebo vyšší než teplo vzniklé výhřevností plynu.

Účinnost spalovacích zařízení využívaných pro vytápění je určována právě hodnotou výhřevnosti plynu. U kondenzačních zařízení byl proto zaveden pojem normovaný stupeň využití, který upravuje pojem účinnost a je díky tomu možno dosáhnout hodnot nad 100 %. U standartního kotle se účinnost rovná normovanému stupni využití. U parametrů kotle, který lze v dnešní době zakoupit se stále udává tento pojem jako účinnost, ale to je pouze slovní hříčka a o perpetuum mobile se tedy nejedná. [6]



Obrázek 3: Princip spalování zemního plynu při kondenzačním ohřevu [6]

Spalovací systém kondenzačních kotlů

Směs pro správnou funkci kondenzačního kotle tvoří zemní plyn, který je smíchán se vzduchem. Ke smíšení dochází před samotným spalováním ve Venturiho trubici díky

několika důležitým částem kotle. Umístění a funkce těchto částí dělí systém kondenzačních kotlů na dva základní druhy: [6]

- Negativní systém
- Pozitivní systém

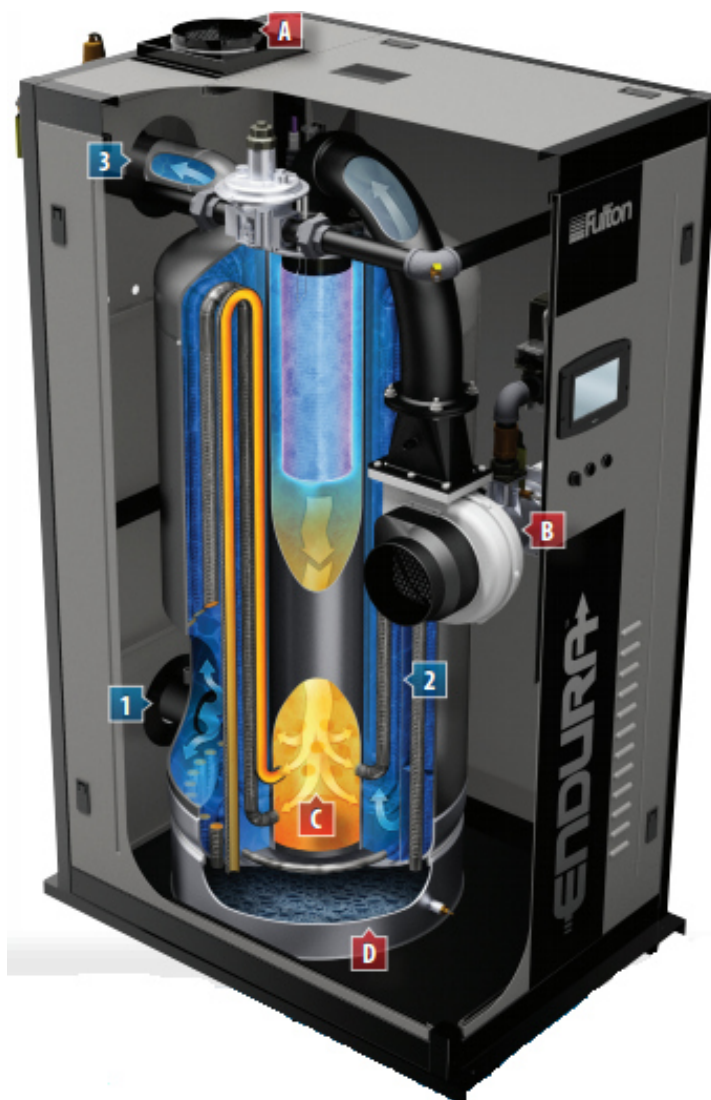
Negativní spalovací systém

Kotle, které pracují podle negativního spalovacího systému, využívají toho, že ke směšování plynu se vzduchem dochází před ventilátorem. Venturiho trubice, ve které dochází k onomu smíšení, je připevněna na sací straně ventilátoru a vzniká v ní podtlak - záporný tlak, od kterého se odvíjí název negativní spalovací systém. K Venturiho trubici je připevněn plynový ventil. Lopatkami ventilátoru prochází již požadovaná směs do spalovacího prostoru. Tento systém je využíván hlavně u závěsných kondenzačních kotlů. [6]

Popis hlavních částí negativního systému [6]

- Plynový ventil – Je to jedna z hlavních částí spalovacího systému vůbec. Uvnitř dochází k regulaci přivedeného plynu na požadovaný tlak a dále je tento plyn přiveden do Venturiho trubice. Plynový ventil se nachází v oblasti B na obrázku 4.
- Venturiho trubice – Jak bylo již řečeno, tato trubice je přidělána k sací části ventilátoru a vzniká zde podtlak. Dochází v ní k správnému smíšení plynu a vzduchu. Na vstupu trubice je tvar typu konfuzoru, což je rozšíření obvodu a na výstupu trubice je tvar typu difuzoru, což je zúžení obvodu, kvůli zvýšení proudící rychlosti. Venturiho trubice se nachází v oblasti B na obrázku 4.
- Ventilátor – Je to rotační zařízení, kde hlavní rotační pohyb vykonává turbína uvnitř těla ventilátoru. Pohon zajišťuje elektromotor. Díky přesným otáčkám dodává požadované množství vzduchu do Venturiho trubice. Ventilátor se nachází v oblasti B na obrázku 4.
- Spalovací komora – Uvnitř spalovací komory se nachází hořák, který zapaluje směs. Dochází zde k hoření směsi. Kolem spalovací komory je systém trubek s vodou a dochází tak k jejímu ohřevu na principu výměníku tepla. Spalovací komora se nachází v oblasti C na obrázku 4.
- Kondenzační prostor – Je to prostor pod spalovací komorou, kde se hromadí zkondenzovaná voda ze spalin. Nachází se v oblasti D na obrázku 4.

- Přívod čerstvého vzduchu – Aby nedocházelo k úbytku čerstvého vzduchu pro ventilátor, je v konstrukci kotle speciální otvor pro nasávání. Tento otvor se nachází v oblasti A na obrázku 4.
- Elektrické řízení – Celý spalovací proces je řízený řídicí jednotkou s obrazovkou. Upravuje jak množství přivedeného plynu z plynového ventilu, tak i otáčky ventilátoru. Nejčastěji bývá umístěno v přední části plynového kotle, pro snadné ovládání.



Obrázek 4: Hlavní části kondenzačního kotle [13]

Pozitivní spalovací systém

Hlavním rozdílem oproti kotlům s negativním systémem je ten, že části potřebné pro správné smíchání na požadovanou směs, se nachází na výstupní části ventilátoru, viz obrázek 5. Přes lopatky turbíny tedy prochází pouze čistý vzduch, který je vháněn do prostoru Venturiho trubice, kde se smíchá s plynem. U pozitivního systému dochází k neúpl-

nému promíchání směsi, což je nežádoucí účinek. Díky tomu, že ventilátorem neprochází nebezpečný plyn, nemusí být kladeny takové bezpečnostní nároky jako u systému negativního, kde je striktně určuje norma. Pozitivní uspořádání je zobrazeno, viz obrázek 5. [6]



Obrázek 5: Pozitivní spalovací systém [8]

2.2 Škrťící ventil

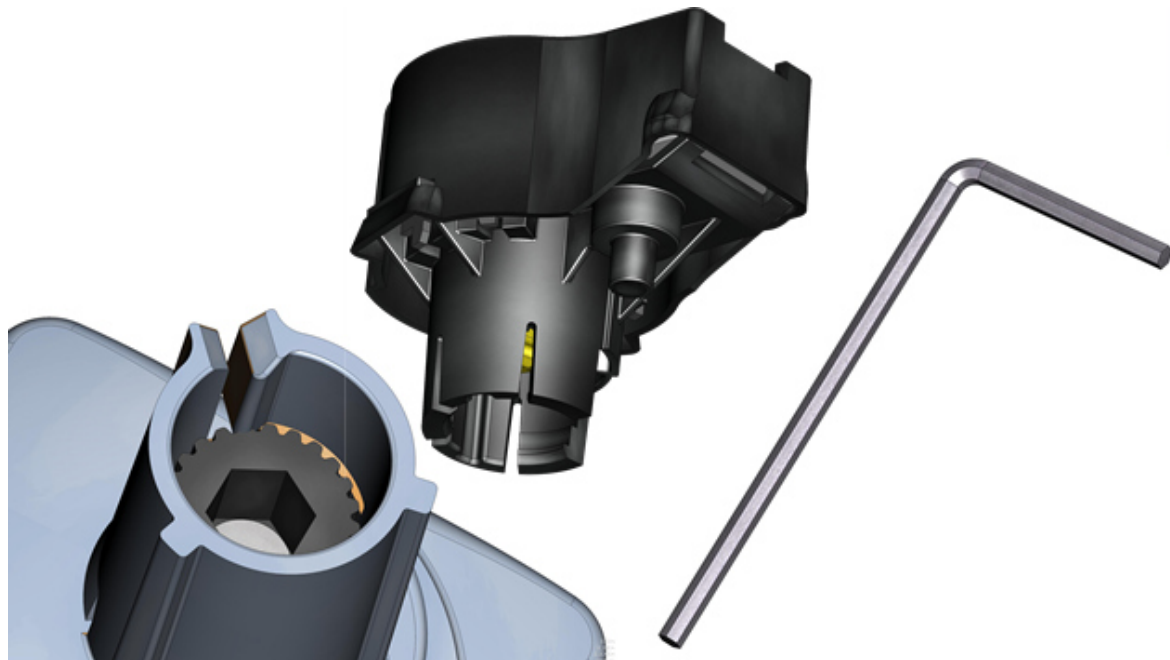
Škrťící ventil je nalisován svou vyztuženou částí do hliníkového těla Venturiho trubice. Plyn se do prostoru ventilu dostává přes regulační ventil, který jej reguluje na požadovanou pracovní hodnotu. Takto přivedený plyn se podle nastavení řídicího šroubu ustálí na požadovaném objemovém množství a dále se dostává do hlavního prostoru Venturiho trubice. K trubici je připojený ventilátor, který vytváří podtlak v prostoru trubice a nasává do ní i vzduch, který se začne mísit s plynem na požadovaný směšovací poměr. Takto smíchaná směs je již připravena na proces spalování a je dále hnána díky ventilátoru do prostoru hořáku, kde dojde ke spálení a vytvoření tepla, které se dostává do topných těles.

Ve spodní části krytu je vytvořena vymežovací pružina, která je ve stálém styku se škrťícím členem tak, aby došlo k vymezení vůle v závitech, čímž je zaručeno ustálené množství přiváděného plynu. Šroub je uchycený ve vrchní části krytu, kde je zajištěný pomocí zádržného klipu, čímž se znemožní lineární pohyb. Aby se mohl pohybovat škrťící člen a mohl regulovat množství plynu, je v jeho ose otvor, ve kterém je mosazná závitová vložka. Při dotahování nebo povolování je tedy zaručeno, že se šroub nevysune z vrchního krytu, ale jednou částí v pohybu je škrťící člen. Samotný člen je zasazen do vodící drážky spodního krytu, tak aby nedošlo k jeho protočení. Pohyb šroubu je umožněn díky hlavě s šestihrannou dírou.

2.2.1 Polohování škrťícího členu

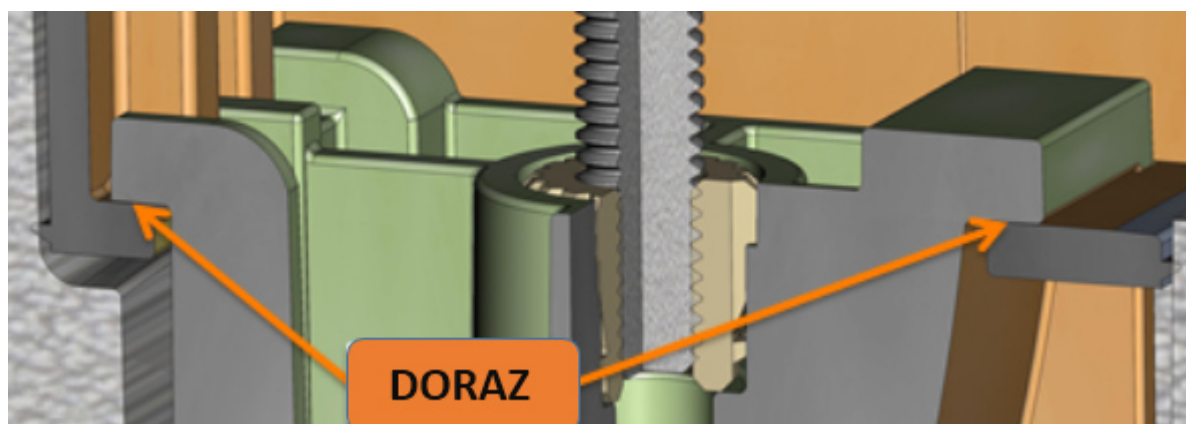
Nejjednodušší možnost nastavení je ručně při využití imbusového klíče. Tento způsob ale vyžaduje manuální zručnost a přístup k trubici. Proto je nastavení zajištěno elektrickým krokovým motorem, viz obrázek 6. K rotaci dochází v krocích, podle počtu pólových

dvojic. K jeho pohybu je vždy potřeba řídicí elektronika. K mechanickému kontaktu nedochází jinde než v ložiscích, tím je zaručená vysoká mechanická odolnost a tím i vysoká životnost motoru. Teoretická hodnota utahovacího momentu byla určena v rozmezí od 1 Ncm do 8 Ncm.



Obrázek 6: Způsoby polohování šroubu

Zastavení v horní nebo dolní pozici je zajištěno dorazy, viz obrázek 7. Doraz je plocha na spodním a horním krytu, na kterou dosedá škrťací člen. Kdyby nebylo využito těchto dorazů, mohlo by dojít k rozpadnutí součástí a úplnému vyjetí šroubu ze škrťacího členu. To by mohlo způsobit škody na celém plynovém kotli, proto je využití a správnost chodu těchto dorazů velice důležitá. Síla, kterou působí škrťací člen na doraz a vyvolané napětí, budou počítány a analyzovány pomocí MKP ve výpočtové části. Pro výpočet byla uvažována maximální hodnota utahovacího momentu 8 Ncm.



Obrázek 7: Detail dorazu při plně uzavřeném ventilu

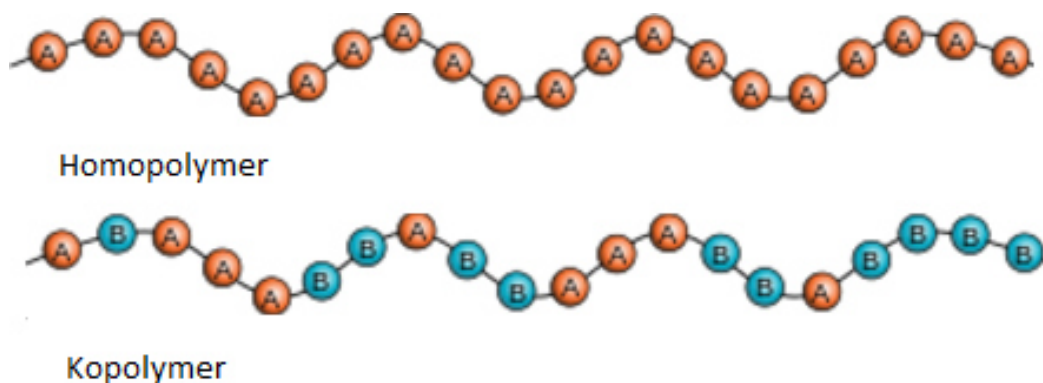
2.3 Výroba součásti

Před samotnou výrobou nové součásti je potřeba zajistit správnou funkčnost všech komponent, které jsou v sestavě obsaženy. Pro testování je možno využít počítačových simulací, které jsou schopny ukázat, jak se bude daná součást chovat při zatížení. Pro využití simulačních programů je potřeba nastavení daných modelů, jako například model geometrie, který je možno naimportovat z CAD programu. Tato simulace určí výsledky za podmínek, které jsou v programu nastavené. Abychom zjistili, jak se bude součást chovat, je v dnešní době dostupné řešení pomocí adaptivní metody. Tato metoda je založena na vytvoření prototypu na 3D tiskárně. Takto zhotovený prototyp je možno otestovat v reálných situacích přímo na zařízení, kde se bude součást používat. Musí se brát ohled na vlastnosti materiálu, který je zvolená metoda výroby schopna poskytnout. Všechny části byly vytisknuty na 3D tiskárně. Po montáži daných částí bylo možné pozorovat první nedostatky, které byly vytvořeny u 3D modelu. Tyto nepřesnosti, byly u modelu nezapozorovány kvůli ideálnímu uspořádání součástí na sebe. Ve skutečnosti se musí brát ohled na způsob montáže a další faktory. Právě tyto nedostatky pomohl odstranit prototyp. První návrh byl tedy předělán a upraven tak, aby bylo vše možno smontovat dohromady. Upravenou součást jsme znovu nechali vytisknout jako prototyp a bylo možné ji nechat otestovat. Jakmile je prototyp otestován, můžeme se rozhodnout, jestli splňuje požadavky a nechat realizovat konečnou výrobu. [16]

2.4 Volba materiálu

Pro konečnou výrobu součásti byla zvolena metoda vstřikování, což je v dnešní době pro plastové výrobky jedna z nejvhodnějších a nejvíce využívaných technologií zpracování termoplastů, termoplastických elastomerů, polymerních směsí, kompozitů, ale i reaktoplastů, kaučuku a pryží. Výhodou této metody je konečná tvarová stálost a především výborná rozměrová přesnost, která je u výrobku důležitá pro správný chod. Nevýhodou této metody je vysoká pořizovací cena strojů pro výrobu a složitost výroby forem. [16]

Pro součást byl zvolen materiál s celosvětovým označením Acetal, což je plastový materiál třídy polymerů, známý taky jako polyoxymethylen (POM). Tento materiál je jeden z nejpoužívanějších ve strojírenském průmyslu a je formou strojírenských termoplastů. Důvodem volby právě tohoto materiálu je vysoká tvrdost, nízký součinitel tření a výborná stálost rozměrů. Makrostruktura je tvořena buďto jedním druhem monomerů (též jen meru) tzv. homopolymer, nebo je složena z nejméně dvou druhů monomeru tzv. kopolymer. Polymery jsou shromažďovány v řetězcích díky polymerizaci, což je proces syntézy, viz obrázek 8. Polymery mají velikou molekulární hmotnost, protože obsahují přes 10 000 atomů. [14]



Obrázek 8:Řetězec homopolymeru a kopolymeru [14]

Vlastnosti monomerů a polymerů jsou rozdílné. Homopolymer má oproti kopolymeru vyšší krystalinitu, která zlepšuje mechanické vlastnosti. Mechanické vlastnosti jsou jedna z nejdůležitějších kritérií pro volbu materiálu, ale rozdíl, který vznikne u homopolymeru a kopolymeru, není příliš veliký. Lepší teplotní a chemická odolnost kopolymeru oproti homopolymeru jsou hlavními důvody pro jeho zvolení. Při průchodu plynu zařízením totiž může dojít k ovlivnění materiálových vlastností právě vlivem plynu, což by mohlo vyvolat nežádoucí účinky. Abychom dosáhli co nejpřesnějších výsledků, bylo potřeba vyhledat mechanické vlastnosti. Tyto vlastnosti se dají vyhledat ve velikém rozmezí, proto je třeba uvést, že bereme v úvahu výrobu z materiálu s obchodním názvem Hostaform C 9021. Konkrétní hodnoty jsou uvedeny v tabulce 1. [15]

Tabulka 1:Základní mechanické vlastnosti materiálu Acetal [15]

Poissonova konstanta	0,363
Hustota	$\rho=1410 \text{ kg/m}^3$
Modul pružnosti v tahu	$E= 2850 \text{ MPa}$
Mez kluzu	$Re= 78,6 \text{ MPa}$

3 URČENÍ HODNOT ZATÍŽENÍ

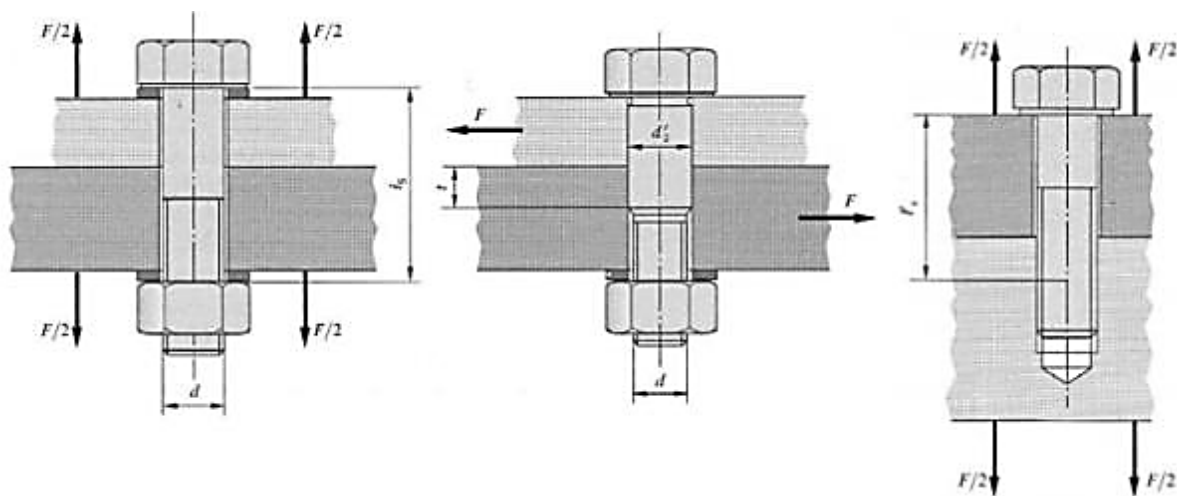
Pro určení zatížení, je třeba seznámit se se základním rozdělením šroubových spojů a parametry s tím spojené. Konečná hodnota bude dále využita pro DN analýzu dorazu v další kapitole.

3.1 Předepjatý šroubový spoj

Přepjetí u šroubových spojů je důležité v mnoha ohledech. Jedním z nejdůležitějších je, aby bylo zaručeno pouze tlakového zatížení ve směru osy šroubu. Kdyby byla síla menší než je síla přepjetí, mohlo by dojít ke smykovému zatížení šroubu a tím i nebezpečí ustříhnutí. Takovému riziku je potřeba předejít s ohledem na životnost i bezpečí celého spoje. [1]

3.1.1 Typy předepjatých šroubových spojů

- šroubový spoj s maticí
 - zatížení v ose šroubu
 - zatížení kolmo na osu šroubu (použití u lícovaného šroubu)
- šroubový spoj bez matice



Obrázek 9: Typy předepjatých šroubových spojů [1]

3.1.2 Síly působí u předepjatého spoje

U předepjatého šroubového spoje uvažujeme pouze tahové zatížení, které je způsobeno provozní silou F , jak je zaznačeno na pracovním diagramu předepjatého šroubového spoje viz obrázek 10. Diagram vyjadřuje závislost zatěžující síly na deformaci. Zatěžovací dráha je vynesena pod úhlem ϕ , kde index S označuje charakteristiku šroubu a index P označuje charakteristiku spojovaných součástí. Tangenta těchto úhlů určuje danou tuhost. Spoj byl zatížen silou přepjetí F_i a následně provozní silou F . Při tomhle zatížení vznikne deformace šroubu i spojované součásti. [1]

F_i síla předpětí

F provozní síla

ΔF_S část provozní síly přenášená šroubem

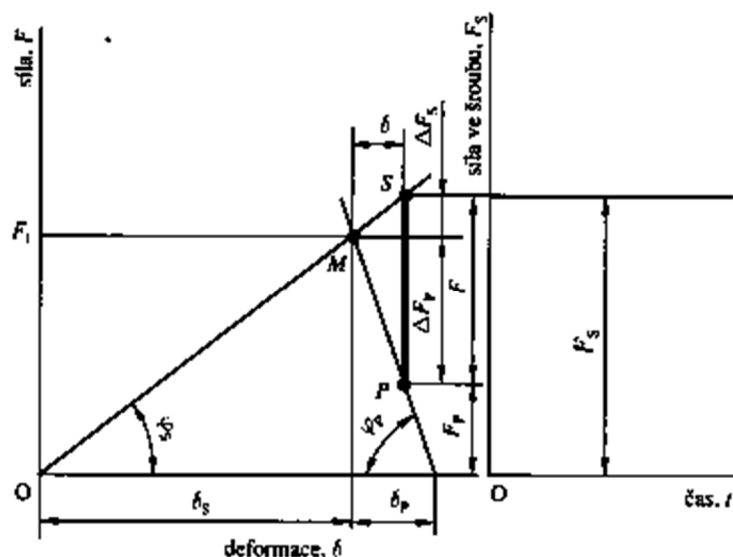
ΔF_P část provozní síly přenášená spojovanými součástmi

$F_S = F_i + \Delta F_S$ výsledné silové zatížení šroubu v provozním stavu

$F_P = F_i - \Delta F_P$ výsledné silové zatížení spojovaných součástí v provozním stavu

δ_S deformace šroubu

δ_P deformace spojovaných součástí



Obrázek 10: Pracovní diagram předepjatého šroubové spoje (časově neproměnné zatížení) [1]

Tuhostní konstanta:

$$C = \frac{k_S}{k_S + k_P} \quad (1)$$

Výsledná síla působící v provozním stavu na šroub:

$$F_S = F_i + CF \quad (2)$$

Výsledná síla působící na spojované součásti:

$$F_P = F_i - (1 - C)F \quad (3)$$

Tyto vztahy jsou odvozené pro součásti, které jsou ve stálém sevření.

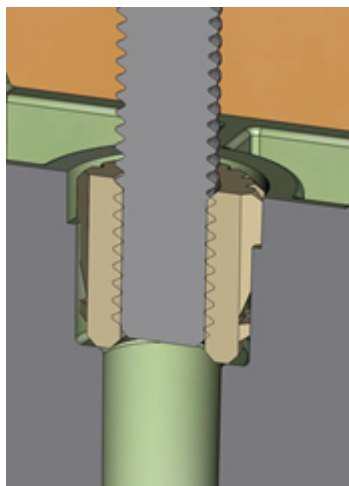
Tabulka 2: Veličiny vstupující do výpočtu

šroub M3 x 40, tvrdost 8,8	
mez pevnosti	$R_m=800$ [MPa]
mez kluzu	$R_{p0,2}=640$ [MPa]
úhel stoupání závitu	$\gamma=3^\circ 24'$ [°]
rozteč	$p=0,5$ [mm]
střední průměr závitu	$d_2=2,675$ [mm]
vrcholový úhel závitu	$\alpha=60^\circ$ [°]
třecí úhel	$\phi'(0,15)=9^\circ 49'$ [°]
třecí úhel	$\phi'(0,19)=12^\circ 22'$ [°]
průměr dříku šroubu	$D=3$ [mm]
průměr hlavy šroubu	$d=5,5$ [mm]

Pro výpočet osově síly pro další počítání je třeba určit postupně veličiny, které vstupují do následného výpočtu. Některé hodnoty se dají určit pomocí tabulek, viz tabulka 2, ale některé je třeba stanovit podle daných vztahů.

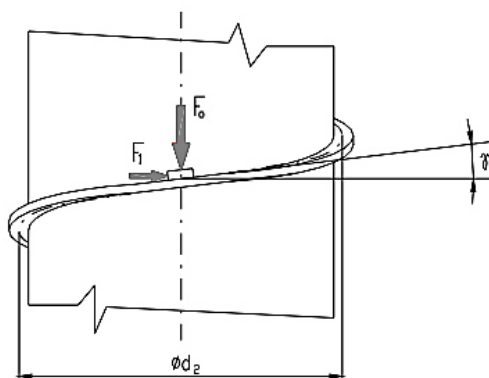
3.1.3 Rozložení sil v závitu

Na šroub působí osová a utahovací síla, ale do výpočtu je nutno zahrnout i vliv tření, který vzniká v závitech, viz obrázek 11. Tření vzniká při styku šroubu a matice, proto je potřeba určit, z jakého materiálu jsou tyto části vyrobené a posléze určit třecí součinitel. Šroub M3 vyroben z oceli a jako matice je využita mosazná závitová vložka, která je vlisována do těla škrtkového členu.



Obrázek 11: Závitový styk mosazné závitové vložky se šroubem

V tabulce 3 je potřeba vyhledat hodnoty pro kombinaci ocel-mosaz. Rozptyl mezi těmito hodnotami se zdá nepatrný, ale pro následný výpočet použijeme jak minimální, tak maximální hodnotu, aby bylo dále počítáno s nejvyšší hodnotou síly.



Obrázek 12: Rozložení sil v závitu [3]

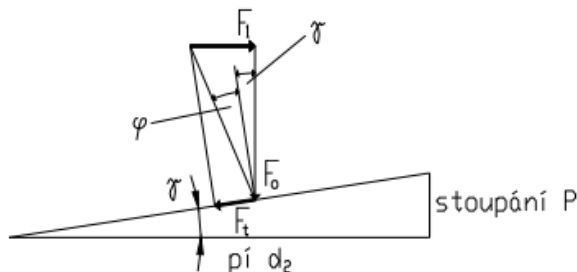
F_0 osová síla

F_1 obvodová síla

γ Úhel stoupání závitu

Silová rovnováha bez tření

Osová a obvodová síla by se vyskytovala pouze u ideální funkce šroubu a závitu, bez uvažování tření v závitu, viz obrázek 13. V takovém případě by byl využit vztah pro výpočet obvodové síly pouze s úhlem stoupání. [3]



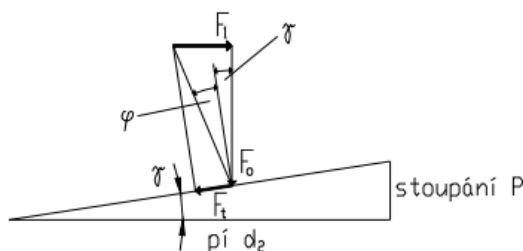
Obrázek 13: Rovnováha bez tření [3]

Obvodová síla:

$$F_1 = F_0 \tan \gamma \quad (4)$$

Silová rovnováha se třením:

Při reálném styku součástí je tedy potřeba přidat i tření v závitu viz obrázek 14. Do rovnice tedy přibude další síla a s ní spojený třecí součinitel. U běžných metrických závitů je nutno uvažovat tření v klínové drážce f_z . [1]



Obrázek 14: Rovnováha se třením [3]

Z obou obrázků je patrné, že pro výpočet úhlu stoupání nezáleží, jestli je počítáno se třením nebo bez něj, proto je možno použít vztah pro jeho určení.

Úhel stoupání závitu:

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{p}{\pi d_2} = \tan^{-1} \frac{0,5}{\pi 2,675} = 3^{\circ}24' \quad (5)$$

Třecí úhel v klínové drážce:

$$f_z = \tan \varphi' = \frac{\tan \varphi}{\cos \frac{\alpha}{2}} \Rightarrow \varphi' = \tan^{-1} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (6)$$

Třecí součinitel:

$$f = \tan \varphi \quad (7)$$

Tabulka 3: Tabulka součinitelů tření v závitu [1]

materiál šroubu	materiál matice			
	ocel	bronz	mosaz	litina
ocel za sucha	0,15–0,25	0,15–0,23	<u>0,15–0,19</u>	0,15–0,25
ocel, závity naolejovány	0,11–0,17	0,10–0,16	0,10–0,15	0,11–0,17
bronz	0,08–0,12	0,04–0,06	–	0,06–0,09

3.2 Výpočet utahovacího momentu

Jelikož je známa teoretická hodnota utahovacího momentu, který bude vyvoláván elektrickým krokovým motorkem, je možno určit osovou sílu, která ve vzorci figuruje. Rozhraní, ve kterém se utahovací moment pohybuje je 1-8 Ncm. Pro výpočet volím nejvyšší hodnotu 8 Ncm, aby byla zajištěna nejvyšší možná hodnota osové síly. [1]

Moment potřebný k překonání tření v závitech:

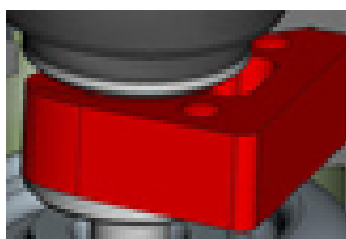
$$M_z = \frac{F_o d_2}{2} \left[\frac{\pi f_z d_2 - p \cos \frac{\alpha}{2}}{\pi d_2 \cos \frac{\alpha}{2} + f_z p} \right] \quad (8)$$

Moment potřebný k překováním tření pod hlavou šroubu:

$$M_h = \frac{F_o f_o (D + d)}{2} \quad (9)$$

f_o součinitel tření mezi hlavou šroubu a tělesem pod ním

Protože šroub doléhá na plastový zádržný klip, viz obrázek 15, bylo potřeba určit součinitel tření mezi ocelovou hlavou šroubu a plastem ABS.



Obrázek 15: Detail styku hlavy šroubu s plastovým klipem

Pro dané dva materiály neexistuje jednotná ověřená hodnota třecího součinitele. Vyhledané hodnoty jsou v určitém intervalu, ale jelikož možných kombinací může být nespočetně podle různých experimentů, volím tedy hodnotu $f_o=0.31$, která je podle provedené rešerše určena jako střední hodnota ze všech nalezených možností.

Celkový moment:

$$M = M_z + M_h \quad (10)$$

Jelikož je znám celkový utahovací moment (10) a oba předešlé momenty jsou závislé na osově síle F_o , je možno tuto veličinu z celé rovnice vyjádřit, viz (11).

Osová síla:

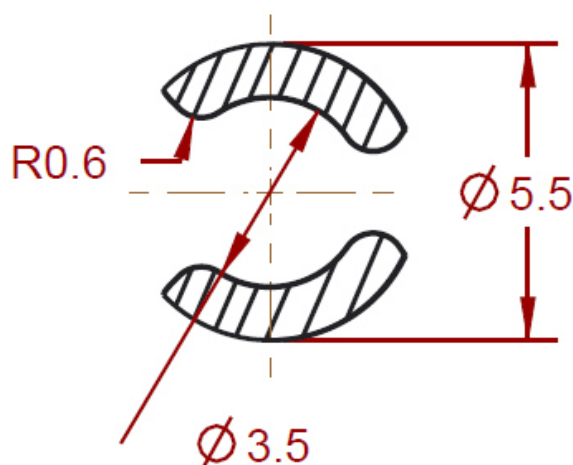
$$F_o = \frac{M}{\frac{d_2}{2} \left(\frac{\pi f_z d_2 - P \cos \frac{\alpha}{2}}{\pi d_2 \cos \frac{\alpha}{2} + f_z P} \right) + \frac{f_o (D + d)}{4}} \quad (11)$$

Pro výpočet osově síly byly známy všechny proměnné, bylo tedy možno provést výpočet pro nejnižší a nejvyšší hodnotu součinitele tření v závitu a zvolený součinitel tření mezi hlavou šroubu a plastovým klipem. Pro tyto součinitele byla vypočtena maxi-

mální hodnota síly F_{o1} ($f_z=0.15$)=98.85 N, a minimální hodnota F_{o2} ($f_z=0.19$)=91.97 N. Mezi hodnotami je rozdíl necelých 7 %.

3.2.1 Kontrola na otláčení

Síla působící od šroubu namáhá plastový klip, který je umístěný pod hlavou a zabraňuje lineárnímu pohybu šroubu. Může u něj dojít ke vzniku plastické deformace působením osová síly neboli k otláčení. Pokud je síla natolik velká, aby došlo k otláčení, byla potřeba kontrola pomocí výpočtu kritické síly. Pro určení této síly bylo potřeba stanovit plochu, kterou šroub na plastový kryt působí. Plocha byla určena kvůli rozmanitosti tvarů, pomocí CAD programu, viz obrázek 16. Uvažujeme ideální styk obou součástí.



Obrázek 16: Plocha styku šroubu s klipem

$$S = 8,807 \text{ mm}^2$$

Pro výpočet kritické síly (síla předepjetí) bylo nutno určit dovolené tlakové napětí, které bohužel není pro tento materiál známo, proto bylo využito zjednodušeného výpočtu, pro který postačí napětí na mezi kluzu, které je pro materiál známo. Byl použit vztah (12). [2]

$$F_i = R_e \times S = 45 \times 8,807 = 396,3 \text{ N} \quad (12)$$

Aby došlo k otláčení, musela by osová síla překročit hodnotu F_i , což se nestalo, proto je možno říci, že k otláčení nedojde.

3.2.2 Kontrola šroubu

Při dotahování nebo povolování na šroub působí utahovací moment (kroučící moment) a osová síla F_o (tah). Nebezpečné místo je vrub, kde je přechod dřívku šroubu na hlavu šroubu. Výpočet byl určen pro maximální sílu, tj. 98,85 N.

Normálové napětí:

$$\sigma_n = \frac{F}{S} = \frac{F_o \times 4}{\pi \times d_2^2} = 17,59 \text{ MPa} \quad (13)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \times M_k}{\pi \times d_2^3} = 5,7 \times 10^{-3} \text{ MPa} \quad (14)$$

Redukované napětí:

Výsledné redukované napětí je možno určit pomocí metody HMM nebo pomocí metody max τ . Pro výpočet byla zvolena metoda HMM, viz vztah (15). [1]

$$\sigma_{red\ HMM} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \times \tau^2} = 17.59 \text{ MPa} \quad (15)$$

Bezpečnost k mezi kluzu šroubu:

$$k_p = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = 36.38 \quad (16)$$

Výsledná hodnota bezpečnosti ukazuje, že stanovené zatížení nijak neohrožuje šroub.

3.2.3 Vypočítané hodnoty

Tabulka 4: Hodnoty určené výpočtem

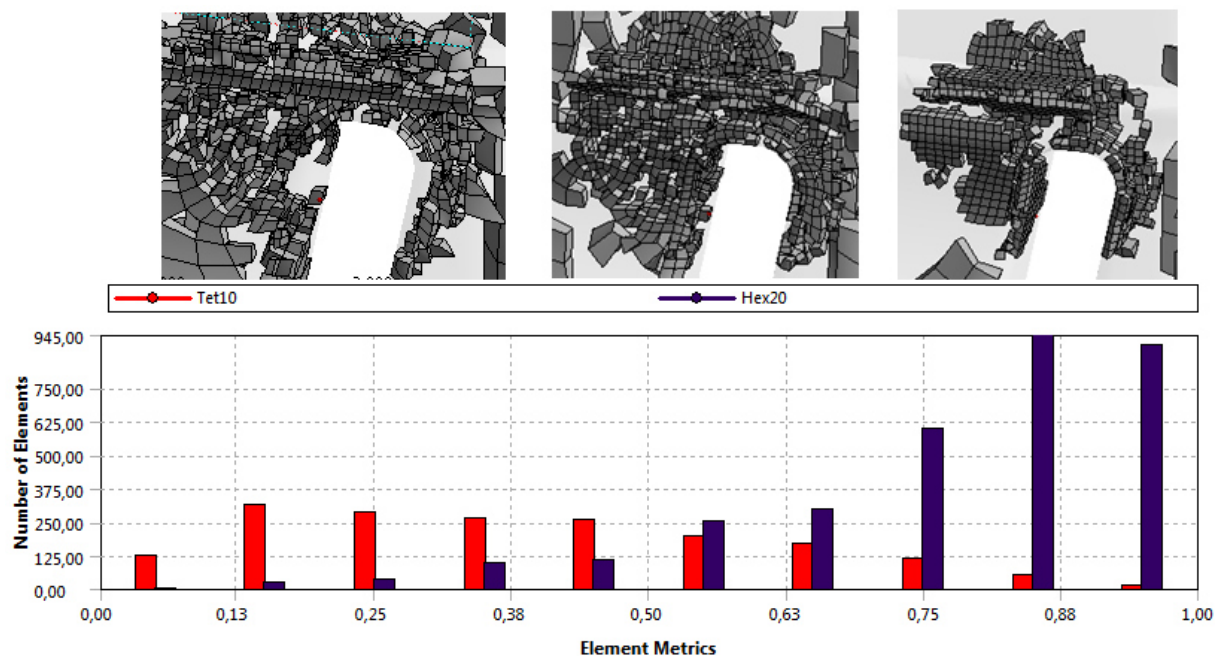
Vypočítané hodnoty	
Třecí úhel ($f_z=0.19$)	$\phi'(0,15)=9^\circ 49' [^\circ]$
Třecí úhel ($f_z=0.15$)	$\phi'(0,19)=12^\circ 22' [^\circ]$
Úhel stoupání závitu	$\gamma=3^\circ 24' [^\circ]$
Osová síla ($f_z=0.15$)	$F_{o1}(f_z=0.15)=98.85 [N]$
Osová síla ($f_z=0.19$)	$F_{o2}(f_z=0.19)=91.97 [N]$
Styková plocha	$S=8,807 [mm^2]$
Síla přepjetí	$F_i= 396,3 [N]$
Normálové napětí	$\sigma_n= 17.59 [MPa]$
Napětí v krutu	$\tau_k= 5.7 \times 10^{-3} [MPa]$
Redukované napětí	$\sigma_{red\ HMM}= 17.59 [MPa]$
Bezpečnost k mezi kluzu	$k_p= 36.38 [-]$

3.3 Vyhodnocení

Pomocí výpočtů byly stanoveny hodnoty, které bylo třeba zjistit pro konečné stanovení utahovací síly, viz tabulka 4. Rešerší byly zvoleny hodnoty součinitelů. Pro již stanovenou sílu byla provedena kontrola, jestli nedojde k otlacení zádržného klipu a byla taktéž zkontrolována bezpečnosti šroubu. Všechny hodnoty byly stanoveny v rámci vhodné bezpečnosti, a proto pro DN analýzu použijeme nejvyšší hodnotu stanovené síly tj. 98,85N.

4.2.2 Kvalita sítě

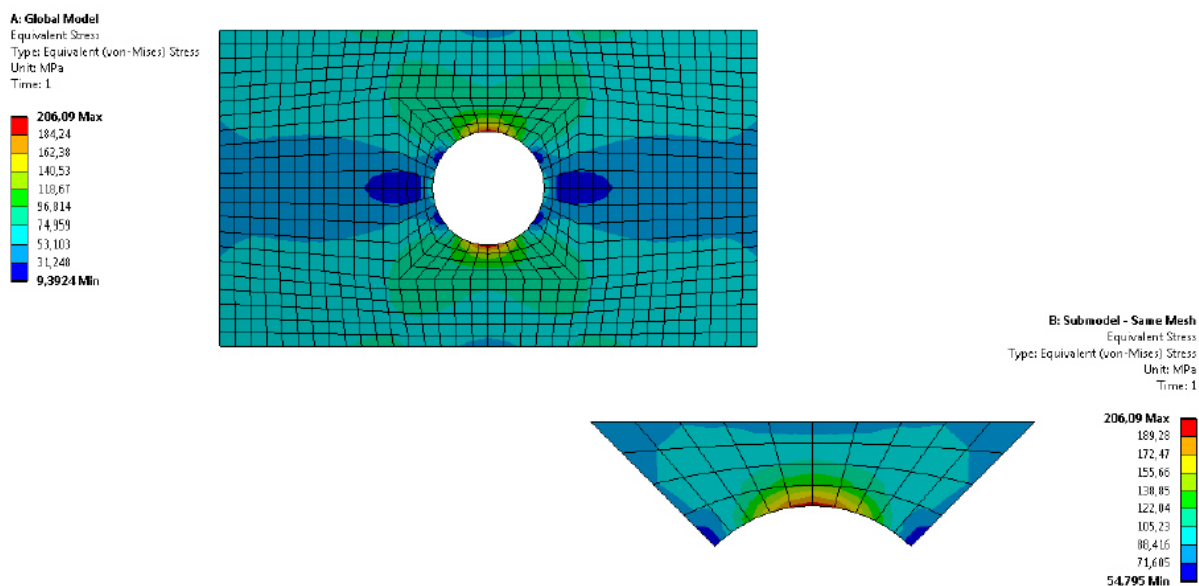
Kvalitu sítě je možno zkontrolovat, a tím si ověřit, zda máme požadovaný tvar prvku v místech největšího napětí, jak můžeme vidět na obrázku 18. Graf na obrázku 19 ukazuje rozložení a počet prvků v celém objemu součásti.



Obrázek 18: Rozložení kvality prvků

4.2.3 Submodel

Sít' bylo potřeba zjemnit v místech, kde vzniká nejvyšší napětí. Při tomto zjemnění narůstá celkový počet prvků, na který se rozdělí globální model. U složitých součástí by diskretizace celého modelu mohla způsobit problémy při řešení nebo výrazně ovlivnit čas výpočtu. Pro tento případ je možné utvořit submodel z globálního modelu, čímž se dostaneme k analýze pouze části, viz obrázek 19. Tento způsob řešení se zakládá na splnění Saint Venantova principu. Zatížení aplikované na submodel musí odpovídat zatížení globálního modelu. [14]



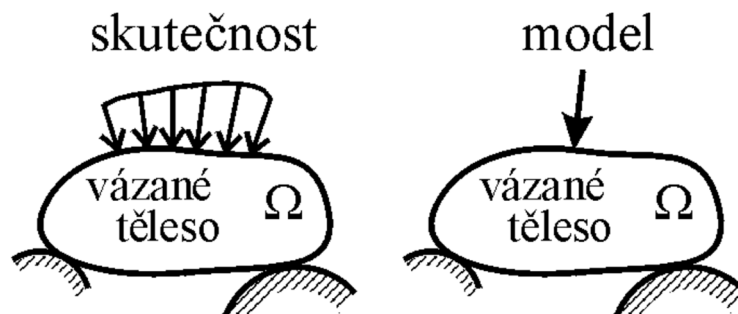
Obrázek 19: Princip submodelingu na obecném tělese [14]

4.2.4 Saint Venantův princip

Pokud se zabýváme řešením praktických problémů a úloh, které se v rámci pružnosti vyskytují, tak pro nás obvykle není známo přesné rozložení vnějších sil, které působí na povrch řešeného tělesa. Proto jej musíme nahradit zjednodušeným modelem silového působení, které bude charakterizovat dané zatížení (osamělá síla, silová dvojice, plošná síla konstantní velikosti, atd.). Podmínkou pro možnost využití těchto modelových zatížení v praxi je, aby nedošlo k příliš velké změně napjatosti tělesa, při nahrazení jinou staticky ekvivalentní soustavou. Přípustnost nahrazení je závislá na mezních stavech, které rozhodují o provozní schopnosti skutečného tělesa. [5]

Pro PP je Saint Venantův princip definován jako následující věta:

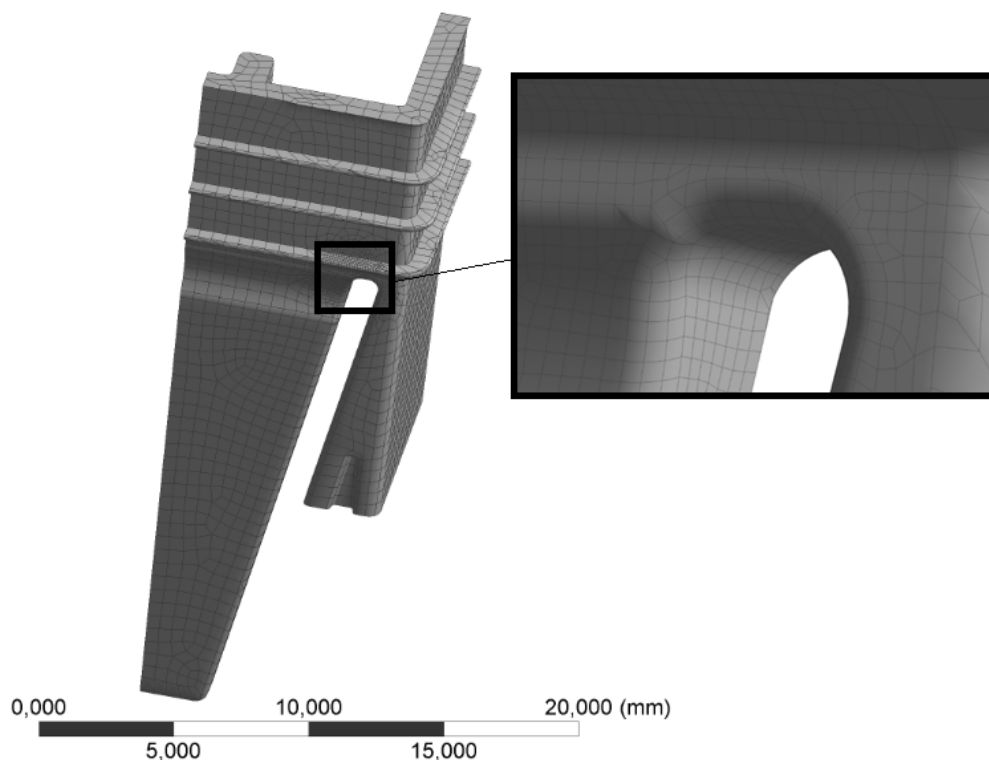
„Nahradíme-li v určité oblasti tělesa jednu silovou soustavu jinou, staticky ekvivalentní soustavou, pak napjatost tělesa je pro obě zatížení prakticky stejná s výjimkou blízkého okolí oblasti náhrady, jehož rozměry jsou srovnatelné s rozměry této oblasti.“ [5]



Obrázek 20: Náhrada skutečného zatížení ekvivalentní silou [4]

Tvorba submodelu

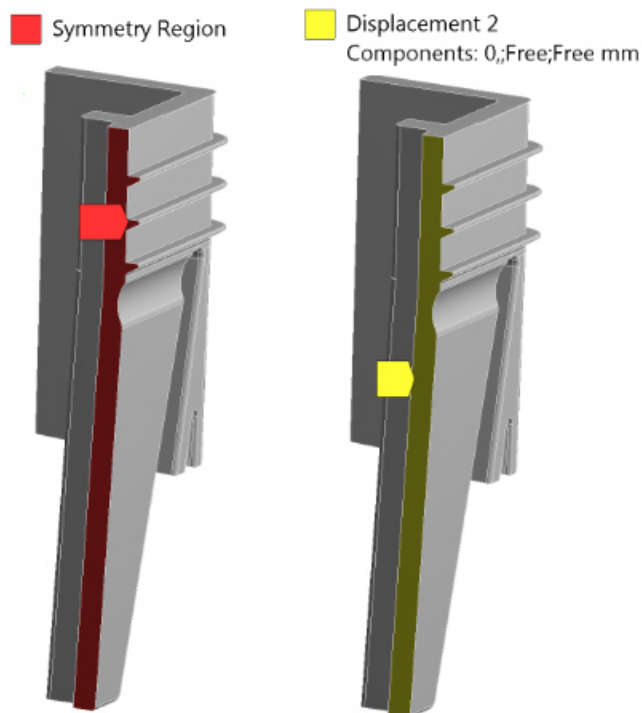
Z globálního modelu byla vyříznuta část modelu, na které dochází k nejvyššímu napětí. Tato část obsahuje veškeré detaily, které by pro ulehčení mohly být odstraněny z původního modelu. Na plochy, které vznikly při vyřezání, byly aplikovány okrajové podmínky. Pohyb uzlů globálního modelu v místě vyřiznutí submodelu musí být ekvivalentní. Nejčastěji se na tyto plochy aplikuje okrajová podmínka *Fixed support*. Výsledky, které dostaneme ze submodelu, bylo potřeba ověřit s řešením na globálním modelu. Při uvážení platnosti Saint Venantova principu se tyto hodnoty nesmí na stejných místech příliš lišit. [14]



Obrázek 21: Síť utvořená na submodelu

4.2.5 Okrajové podmínky

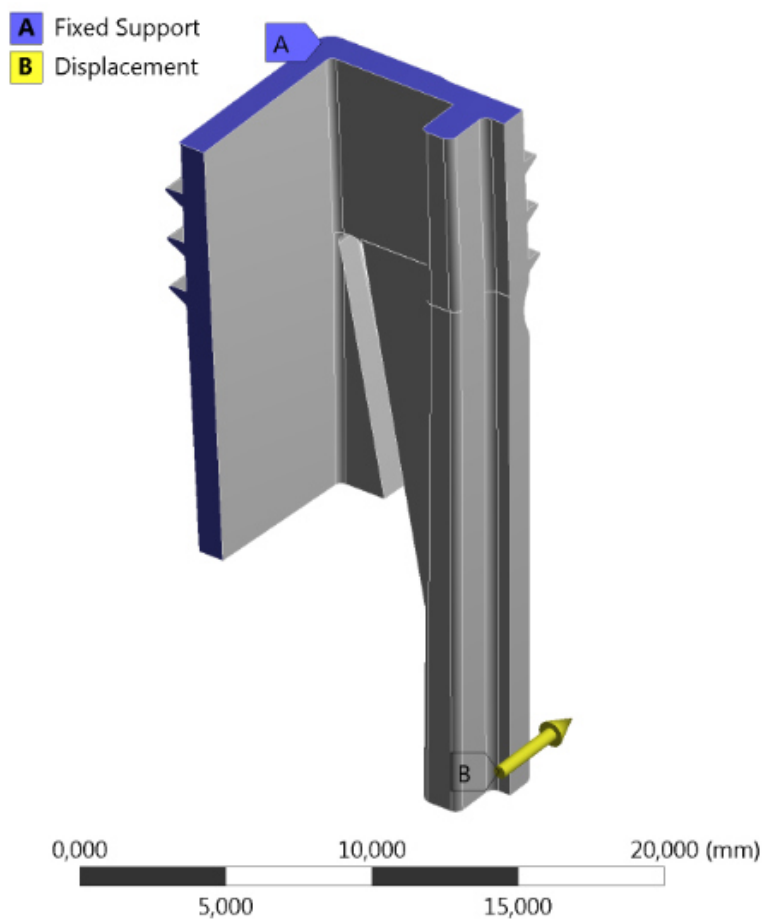
Aby byla zajištěna korektnost výsledků při simulaci, bylo třeba nastavit okrajové podmínky, které odpovídají reálnému uchycení součásti. Pro funkčnost je třeba, aby nastala statická rovnováha. U 3D úloh je potřeba zabránit třem posuvům v hlavních osách x , y a z , a také natočení vůči těmto osám. V programu také nevádí, jestli je úloha přeuročena, jestliže podmínky nijak neovlivní správnou funkci součásti. Pro úlohu byla uvažována rovinná symetrie pro jednu rovinu. Tuto symetrii lze nastavit přímo v programu ANSYS, kdy program automaticky zabráni posuvu. V praxi je tento problém řešen nastavením okrajové podmínky přímo uživatelem, který si ujasní chování součásti. Zatížení simulováno při automatické symetrii volbou v programu a vlastním nastavením okrajové podmínky viz obrázek 22. Hodnoty napětí vyšly pro obě varianty stejně. [7]



Obrázek 22: Porovnání okrajové podmínky a symetrie

Samotným užitím symetrie nedojde k omezení posuvů v prostoru, proto bylo potřeba nastavit zbytek okrajových podmínek. Vrchní část součásti je vyztužena a zalisována v hliníkovém těle Venturiho trubice, proto zde bylo nastaveno vetknutí, viz obrázek 23. Tato okrajová podmínka již zajistí určitost úlohy.

Zatížení součásti bylo nastaveno pomocí funkce *displacement* na konec vymezovací pružiny. Takto bylo zajištěno, aby se volný konec pružiny posunul v ose Z o hodnotu 0,77 mm, což odpovídá plnému vymezení, při kontaktu se škrťicím členem. Pro výpočet vzdálenosti, byla uvažována i toleranční analýza, ale hodnota dosáhla necelých 3 % z velikosti posuvu, proto byla zanedbána.



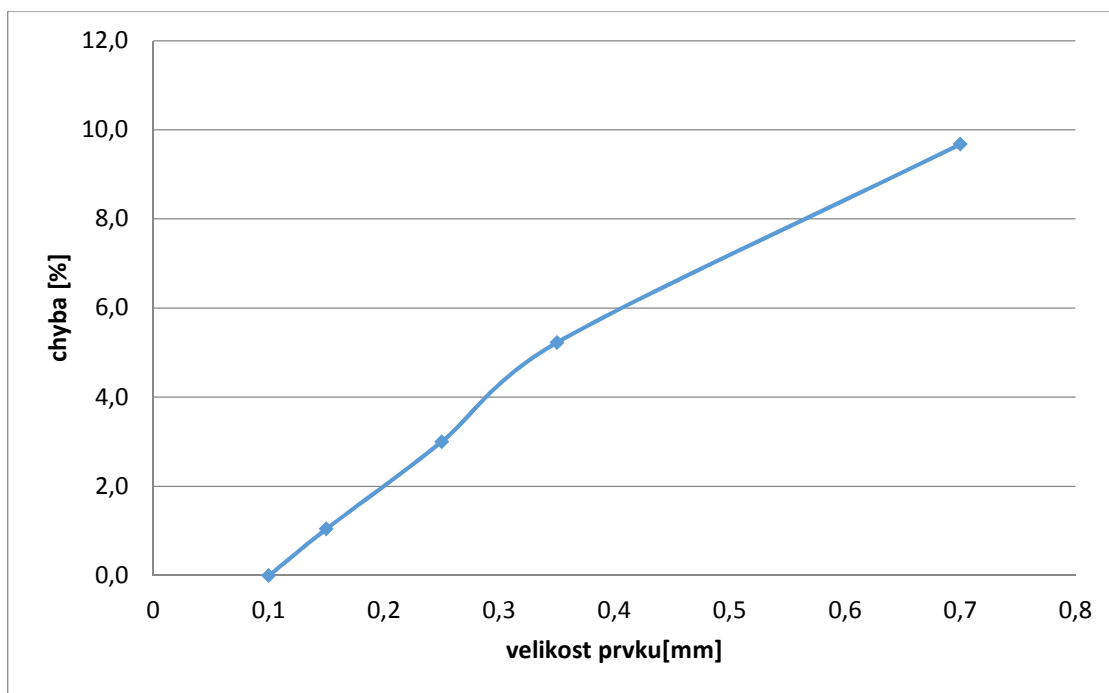
Obrázek 23: Nastavení okrajových podmínek

4.2.6 Vliv jemnosti sítě na výsledek

Při výpočtu redukované napětí pro síť *hex dominant* vyšlo v nebezpečném místě redukované napětí 20,3 MPa viz obrázek 25. Tato hodnota nemusí odpovídat reálné hodnotě, a proto byla síť postupně zjemňována v pěti krocích, než se hodnota ustálila na přibližně stejné hodnotě. Hodnoty napětí by měly konvergovat, nikoliv divergovat. Zjemnění není potřeba aplikovat pro celou součást, čímž by došlo k rapidnímu zvýšení prvků a tím i složitosti výpočtu. Pro součást byla nastavena velikost prvku tak, aby odpovídala počtu alespoň tří prvků na tloušťku stěny, a následné zjemnění bylo provedeno pouze na oblast nejvyššího napětí. [7]

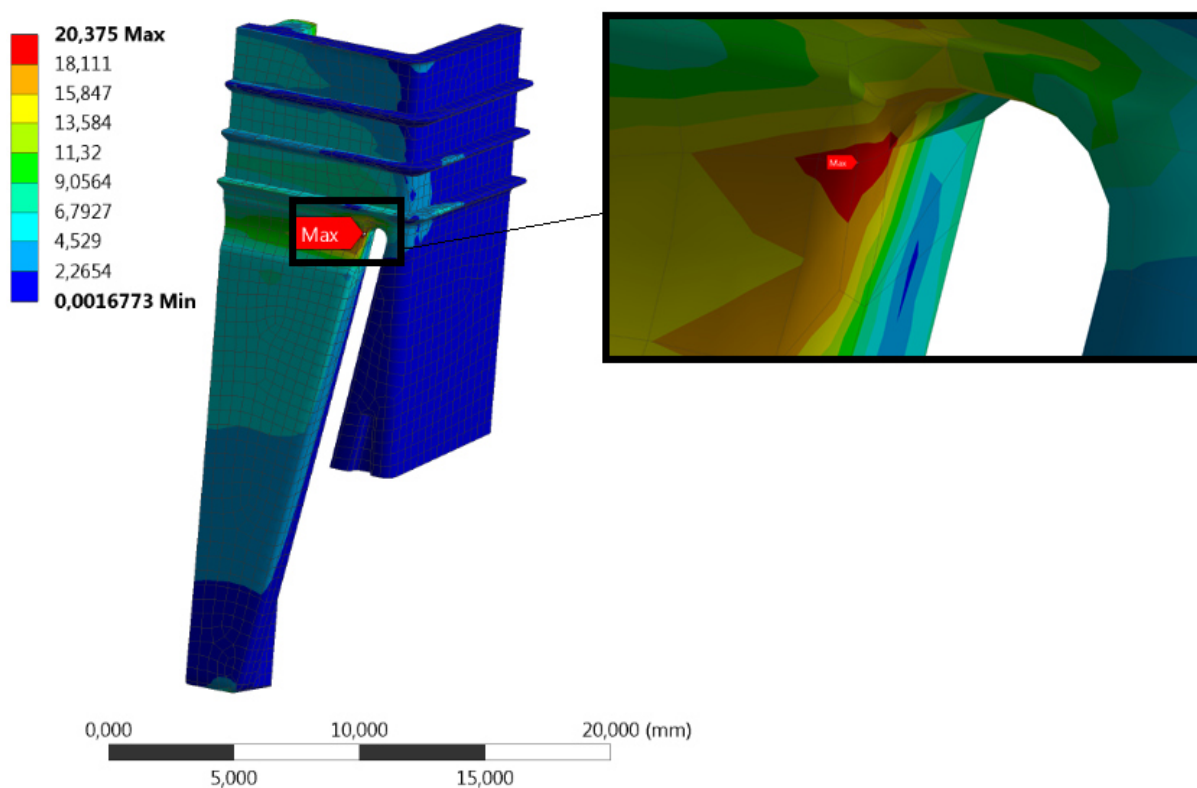
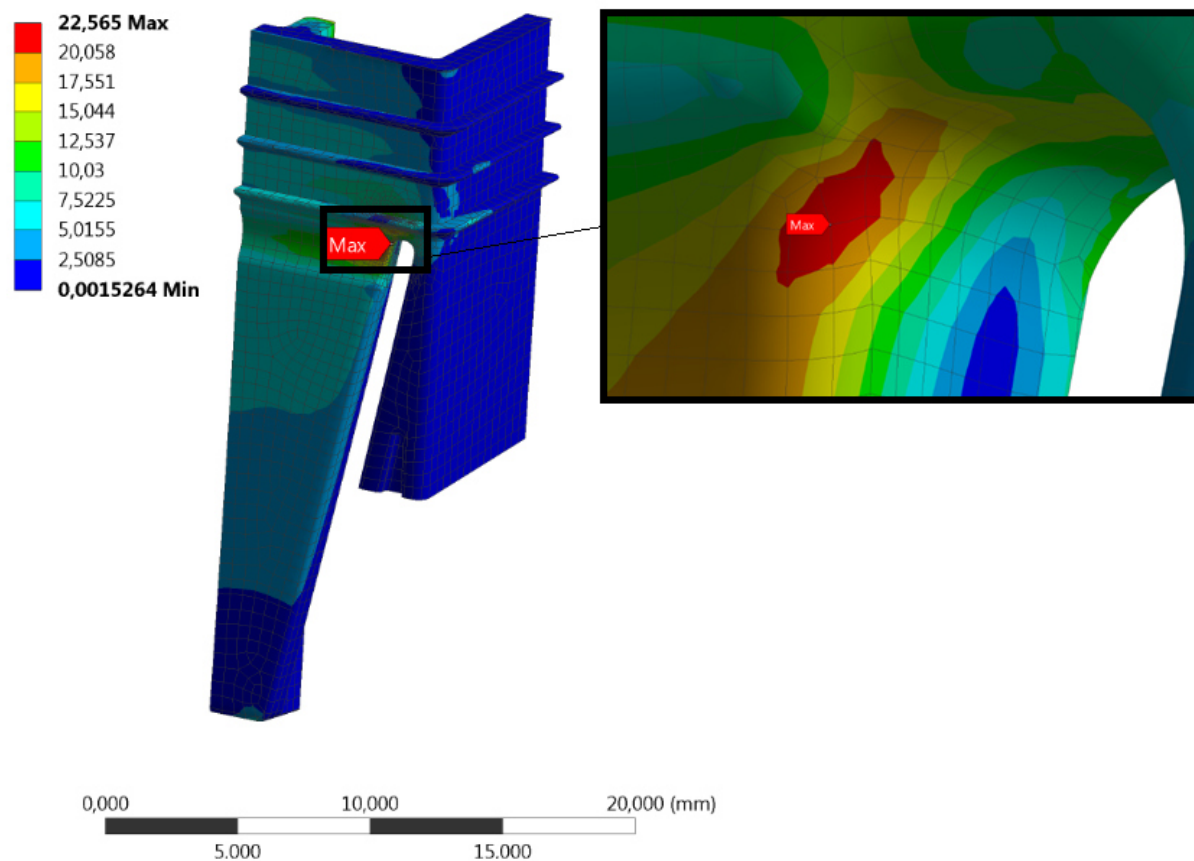
Tabulka 5: Vliv velikosti prvku na velikost napětí

Velikost prvku [mm]	redukované napětí HMM [MPa]	chyba [%]	celkový počet prvků
0,7	20,3	9,7	8032
0,35	21,3	5,2	8268
0,25	21,8	3,0	9463
0,15	22,2	1,1	11134
0,1	22,5	0	16534



Obrázek 24: Graf vlivu velikosti prvku

Za konečnou hodnotu redukovaného napětí, kterou u součásti vyvolá posun lze považovat 22,5 MPa pro velikost prvku 0,1 mm viz tabulka 5. Při dalším zjemňování sítě lze předpokládat, že hodnota redukovaného napětí se již téměř nezvýší, proto tuto hodnotu považujeme jako blížíci se skutečnému výsledku. Na obrázku 25 je vidět rozdíl v kvalitě sítě a rozložení napětí.



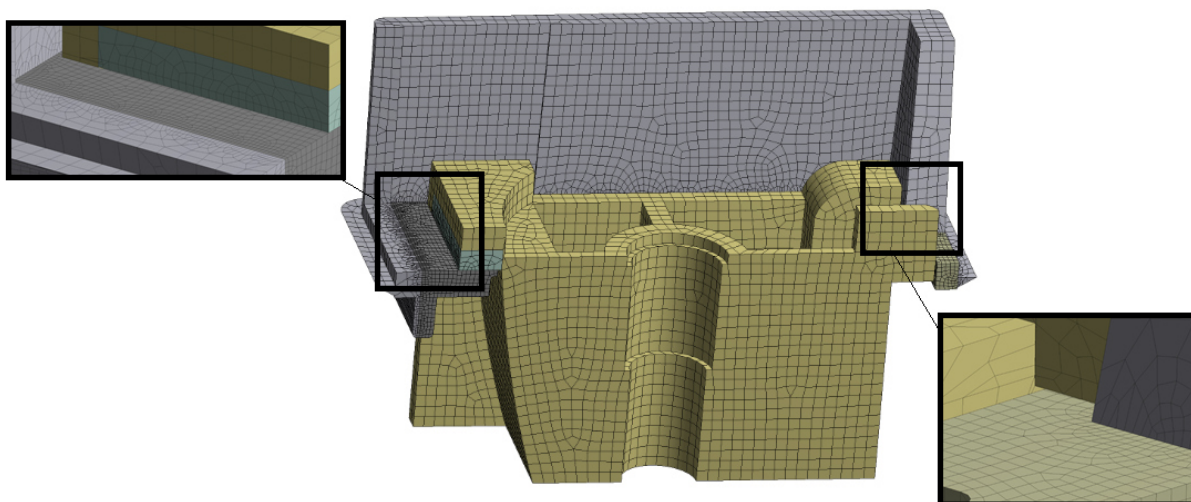
Obrázek 25: Hodnoty napětí (von-Mises stress [MPa])

4.3 Analýza spodního dorazu

Druhá úloha se zabývá řešením kontaktního napětí. Stejně jako v předešlé úloze se škrťící člen nachází v nejnižší části, kdy je ventil uzavřen a dochází k dosednutí škrťícího členu na dorazu spodního krytu. Zatížení od utahovacího momentu, které bylo určeno ve výpočtové části, může způsobit deformaci součásti, která by mohla ovlivnit její správný chod, proto bylo třeba tuto situaci zkontrolovat pomocí simulace.

Globální model sestavy obsahuje mnoho částí, které nemusí být zahrnuty do simulace. Proto byl úkol řešen pomocí submodelingu, který byl zmíněn v předešlé úloze. Okrajové podmínky byly aplikovány na plochy vzniklé při výřezu submodelu. Obě části sestavy jsou symetrické podle jedné roviny.

Pro kontaktní úlohy je důležité především dostatečně jemná síť v místě kontaktu, viz obrázek 26, proto byl model nařezán na několik částí ve společné oblasti. Takto vzniknou samostatné bloky, u kterých je potřeba nastavit vzájemné spojení na úrovni prvků sítě. Na to slouží funkce *Form new part*. Velikost prvku submodelu byla nastavena na 0,5 mm, což vytvořilo alespoň 2-3 prvky na šířku stěny. V kontaktním místě je velikost prvku 0,2 mm.



Obrázek 26: Diskretizace sítě submodelu kontaktní úlohy

4.3.1 Kontaktní úloha

Úlohu byla řešena jako statický kontakt, u kterého se dá považovat vysoká náročnost. Pro řešení dynamického kontaktu je zapotřebí vysoce výkonná výpočetní technika a pro tento úkol není jeho aplikace nutná.

Typy kontaktů [7]

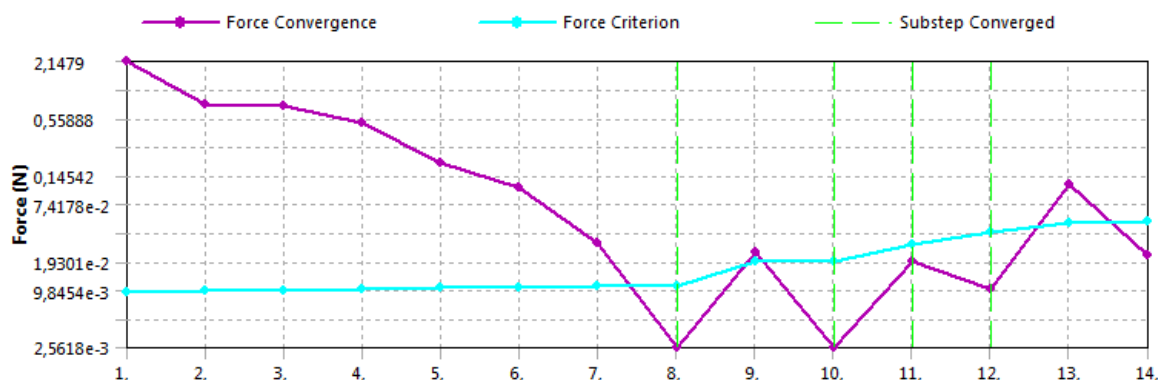
- Lepený (bonded)- Tento kontakt představuje dokonalé spojení částí. Chování obou částí je stejné a proto se řeší jako lineární úloha. Spojit lze pouze v místech, kde je kladná penetrace (interakce obou částí).
V místech, kde nedochází k penetraci, nedojde ani ke spojení.

- Neoddělitelný (no separation)- U tohoto spojení jsou prvky k sobě svázané v normálovém směru, ale v tečném směru jsou volné.
- Hrubý (rough)- Velikost koeficientu tření je nekonečná.
- Se třením (frictional)- U tohoto typu je nutné nastavení součinitele tření mezi povrchy v kontaktu.
- Bez tření (frictionless)- Kontakt těles bez tření.

Pro zvolený materiál je znám součinitel tření pro obě kontaktní plochy $f=0.15$, proto byl zvolen typ kontaktu se třením. Tím dojde k řešení nelineární úlohy.

4.3.2 Konvergence síly

U nelineárních úloh je pro správné řešení důležité, aby při zatížení docházelo ke konvergenci síly. Jestliže se nepodaří správně nastavit řešení úlohy, výsledku nemusí být vůbec dosaženo. Konvergenci také ovlivňuje ve značné míře kvalita sítě v místě kontaktu a správné nastavení okrajových podmínek. Dále je možno nastavit mezikroky při řešení, což znamená, že zatěžující síla je rozdělena do několika kroků viz obrázek 27.



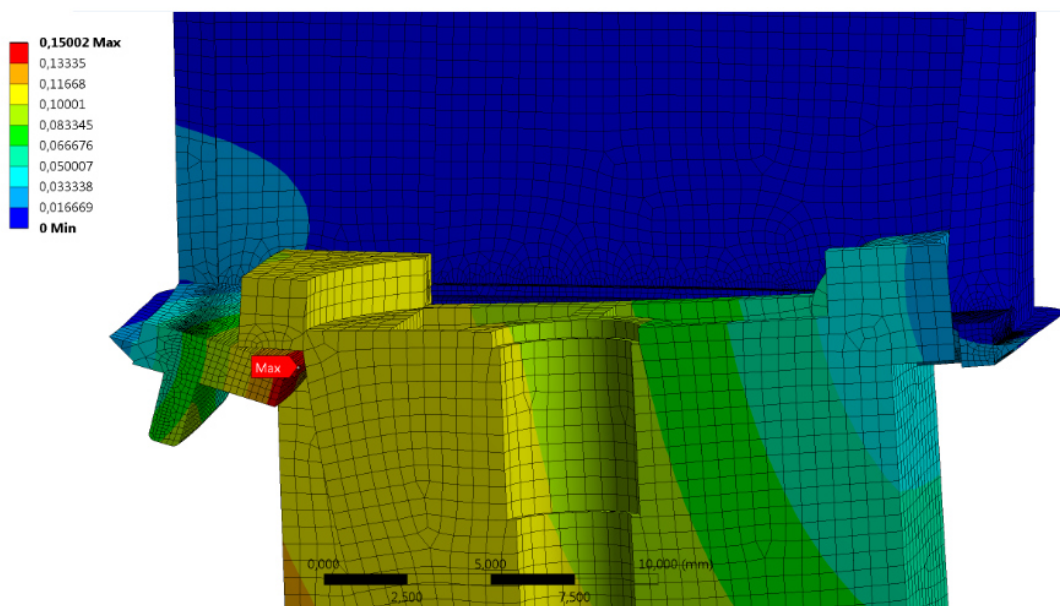
Obrázek 27: Konvergence síly rozdělená do mezikroků

4.3.3 Metoda řešení

Existuje několik metod pro řešení kontaktní úlohy. Pro jejich vhodnost neexistuje žádný ukazatel, a proto je potřeba to konkrétně na každé úloze vyzkoušet.

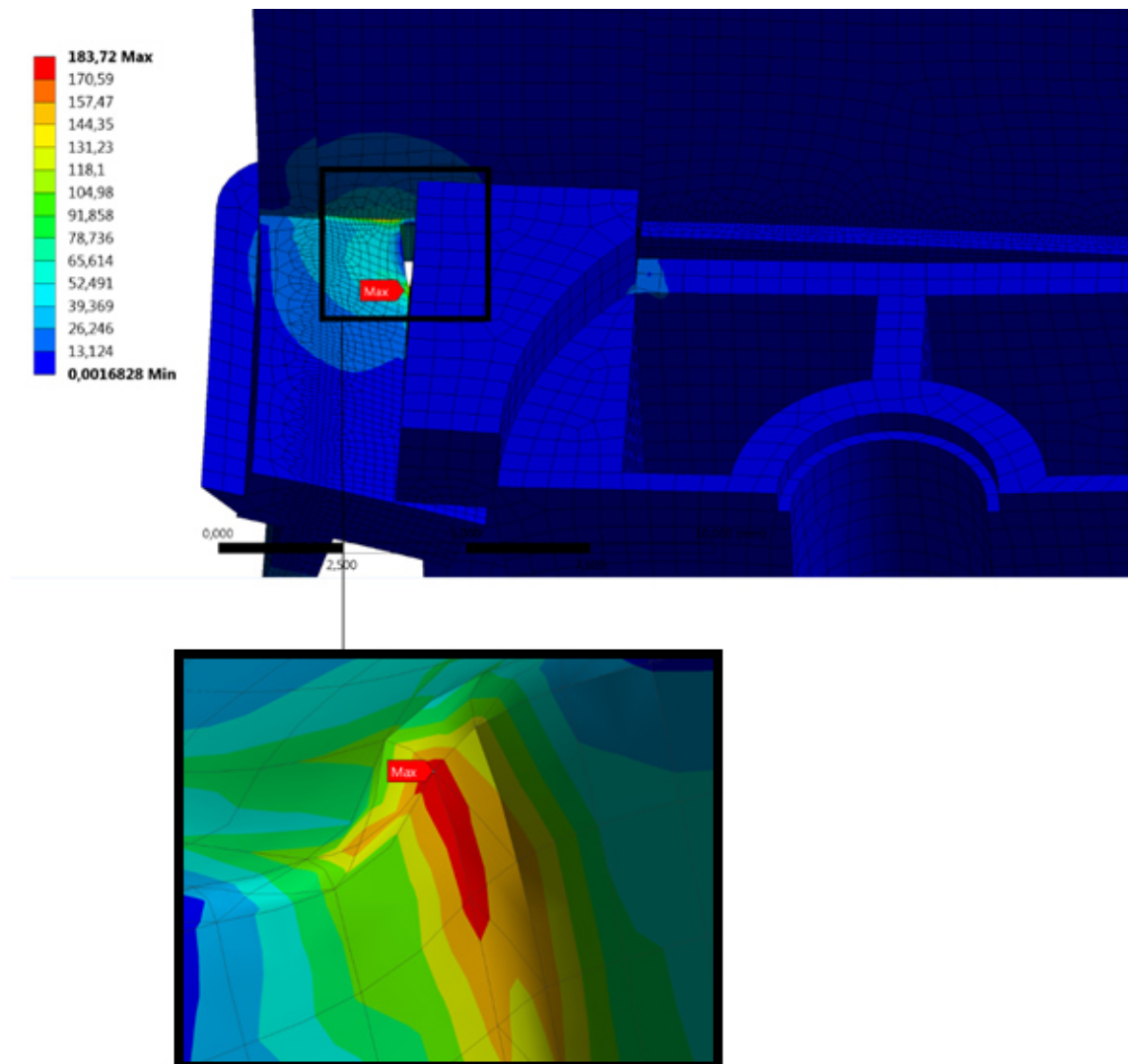
Při načtení geometrie bylo potřeba zkontrolovat automatické čtení kontaktů, které program nastaví, a případně upravit body, hrany nebo plochy, které přijdou do kontaktu a nastavit typ spojení.

Věřohodnost výsledku je potřeba zkontrolovat například pomocí penetrace obou součástí. Tato hodnota musí být minimálně stokrát nižší, než je největší deformace součásti viz obrázek 28. Tato podmínka byla splněna.



Obrázek 28: Celková deformace kontaktní úlohy v mm

Jelikož byla řešena úloha se třením, bylo třeba nastavit řešení pomocí *Augmented Lagrange*. Když bylo nastaveno řešení hlídané programem, nedošlo k dobré konvergenci síly a výsledek nebyl určen. Výslednou hodnotu napětí je možno vidět viz obrázek 29.

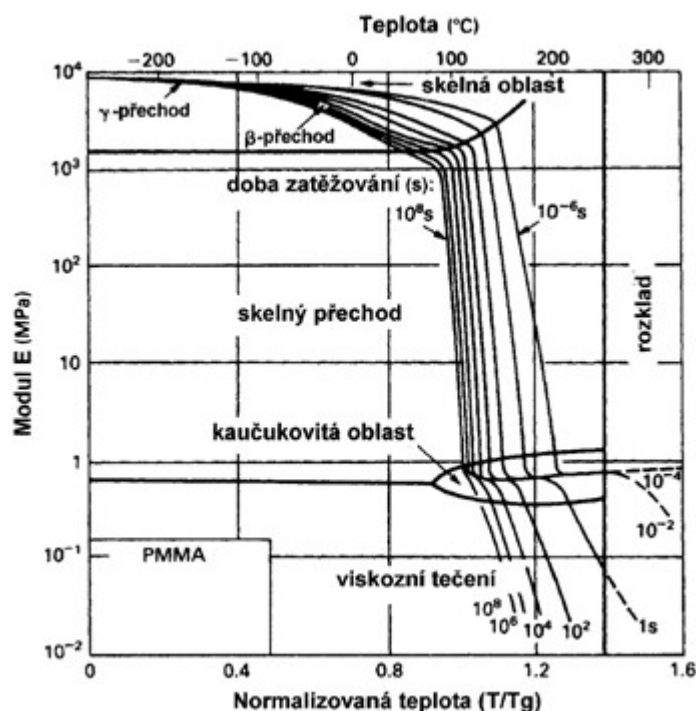


Obrázek 29: Redukované napětí pro kontaktní úlohu v MPa.

4.3.4 Vyhodnocení výsledků

U plastových materiálů je kontrola k mezním stavům velmi důležitá. Stav a chování plastů ovlivňuje mnoho faktorů. [9]

- Časové hledisko – dochází ke změně vazeb, parametrů plastů
- Vliv rychlosti zatěžování
- Vliv teploty – jeden z nejvýznamnějších faktorů, oproti kovovým materiálům se teplota pracovní schopnosti nepohybuje v tak velkém rozhraní. Změna teploty výrazně mění mechanické vlastnosti.
- Přítomnost defektů – změny mechanismů deformace a lomu



Obrázek 30: Graf závislosti modulu pružnosti v tahu E na normalizované teplotě u vybraného plastového materiálu [9]

Výsledky redukovaného napětí podle HMH (von Mises stress) byly zkontrolovány k meznímu stavu pružnosti, kde byly hodnoty napětí porovnány s mezí kluzu. Hodnota bezpečnosti nesmí být nižší než 1, jinak lze říci, že dojde ke vzniku plastické deformace.

Kontrola vymežovací pružiny:

$$k_{k1} = \frac{R_e}{\sigma_{red1}} = \frac{78,6}{22,476} = 3,5 \quad (17)$$

Kontrola kontaktní úlohy:

$$k_{k2} = \frac{R_e}{\sigma_{red2}} = \frac{78,6}{160,5} = 0,5 \quad (18)$$

Z vypočítaných hodnot bezpečnosti vyplývá, že vyvolané napětí na vymežovací pružině není natolik veliké, aby došlo k překročení meze kluzu, takže nedojde ke vzniku plastické deformace.

Pro kontaktní úlohu bezpečnost nevyšla vyšší než jedna. Vzniklé napětí překročilo více než dvojnásobně mez kluzu materiálu, z čehož vyplývá, že teoretická hodnota utahovacího momentu je nevyhovující a je vhodné změnit nastavení krokového motoru. Před konečnou změnou motoru byl utahovací moment ověřen experimentem přímo na součásti, aby byla domněnka o vzniku deformace a zamezení funkce součásti potvrzena, případně zamítnuta.

5 EXPERIMENT

V části, kde byla řešena simulace zatížení na doraz ve spodní části škrťacího ventilu, bylo využito maximální teoretické hodnoty utahovacího momentu, který dokáže zvolený krokový motor vyvolat. Napětí, které vzniklo při řešení této kontaktní úlohy, překračuje mez kluzu. Toto napětí vzniklo v přechodu dvou hran, kde dochází k jeho koncentraci. Z řešení jasně nevyplývá, zda dojde k úplné deformaci obou částí a tím k znemožnění správné funkce, nebo pouze k minimální deformaci v místě vzniklého napětí.

V této části byl určen maximální utahovací moment, při kterém dojde ke zdeformování částí, viz obrázek 33, a tím i znemožnění jejich další funkce. Pro stanovení této hodnoty bylo využito experimentálního měření namísto počítačové simulace. Nevýhodou této metody je především zničení několika zkoušených součástí, což je nepříjemné zejména z finančního hlediska, ale je to metoda, kdy dojde k zanedbání pouze faktorů, které vznikají přímo funkcí na plynovém kotli, a je nedílnou součástí vývoje nových zařízení po celém světě.

5.1 Kritéria měření

Pro vyhodnocení výsledků bylo potřeba stanovit koeficient bezpečnosti, který vyhovuje zvoleným požadavkům. Jestliže je brána v potaz teoretická hodnota utahovacího momentu 8 Ncm, tak je vhodné, aby naměřená hodnota byla alespoň dvojnásobek této hodnoty, resp. 16 Ncm. Tomu odpovídá koeficient bezpečnosti 2.

Pro měření bylo využito manuálního měřícího zařízení utahovacího momentu se stupnicí s rozsahem 2-200 Ncm.

5.2 Měření

Experiment byl proveden ve dvou provedeních. Dva vzorky byly otestovány při jejich uchycení do svěráku a další dva, které byly připraveny do těla Venturiho trubice, viz obrázek 31.



Uchycení ve svěráku

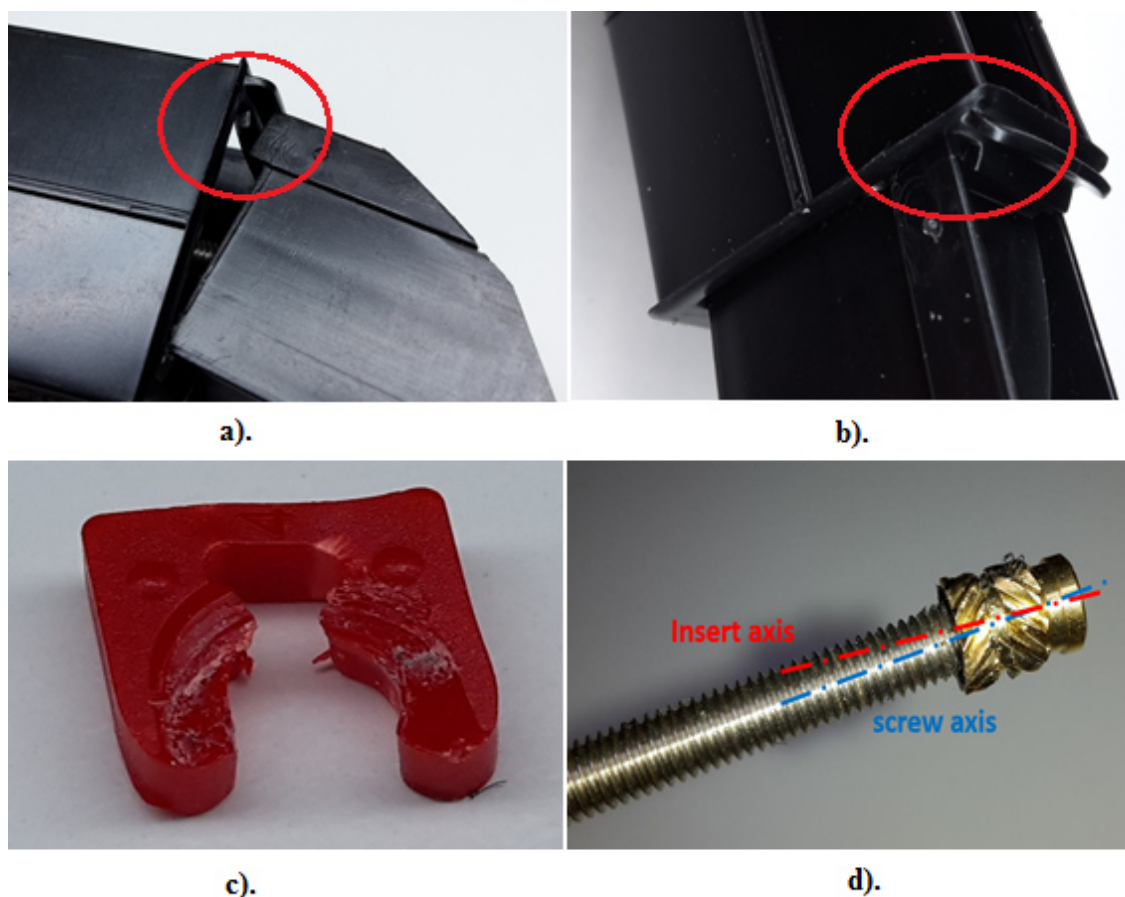
Uchycení ve Venturiho trubici

Obrázek 31: Uchycení vzorků při měření

Škrťací člen se nachází ve spodní poloze, stejně jako při počítačové simulaci. Při postupném dotahování bylo zapotřebí sledovat, jak ručičku na momentovém klíči, která se však zastaví na nejvyšší hodnotě, i když dojde k úbytku momentu, tak i samotnou součást. Výsledné hodnoty jsme odečetli na stupnici měřícího zařízení.

	1. provedení - uchycení ve svěráku		2. provedení - uchycení v trubici	
Vzorek	1	2	1	2
Jdnotka	[N.cm]	[N.cm]	[N.cm]	[N.cm]
Max. Moment	38	40	50	49
Vyhodnocení	Endstop, který se nachází ve spodní části se deformoval viz. Obr 33 a). Závitová vložka se nezdeformovala.	Endstop se deformoval viz. Obr 33 b). Došlo téměř k jeho vysunutí.	Deformace endstopu podobná předchozím situacím. Navíc došlo k deformaci závitové vložky, ale byl stále možný lineární pohyb šroubu. Otláčení zádržného klipu viz. Obr 33 c).	Stejné chování endstopu jako první vzorek. Navíc došlo ke zničení závitové vložky, která se vyosila vůči šroubu viz. Obr 33 d). Tím byl znemožněn lineární pohyb.

Obrázek 32: Tabulka vyhodnocení měření



Obrázek 33: Zobrazení deformací při měření.

5.3 Vyhodnocení výsledků

Z naměřených hodnot vyplývá, že u zkoušky součástí, které byly uchycené pouze do svěráku, vyšel nižší maximální utahovací moment než u součástí upnutých do trubice. Jednou z možností, proč došlo k naměření nižších hodnot, může být právě sevření v čelistech svěráku. Jako určující hodnotu bereme měření s trubicí, jelikož právě takhle bude součást v konečné aplikaci využita.

Vidíme, že hodnoty překročily stanovenou limitní hodnotu a proto je možno říci, že součást vydrží zatížení při dvojnásobné velikosti utahovacího momentu. Jelikož je velikost utahovacího momentu ke vzniku stálé deformace na součásti téměř desetinásobná oproti teoretické hodnotě, se kterou je počítáno v DN analýze. Bylo možno říci, že napětí, které překročilo mez kluzu a bylo původně vyhodnoceno jako nevyhovující, může způsobit pouze lokální deformace, které však nezasahují do celého objemu součásti a nedojde k zamezení její funkce.

Deformace spodní části při zatěžování svým průběhem odpovídá simulovanému zatížení.

6 ZÁVĚR

Pro škrťací ventil byl proveden výběr vhodného materiálu, jehož vlastnosti byly použity pro nastavení modelu materiálu pro DN analýzu v ANSYSU. Podle zadání bylo provedeno určení zatížení, kterým působí škrťací člen na doraz ve spodní části součásti působením známého utahovacího momentu, který vyvolává krokový motor. Nejvyšší určená hodnota byla posléze využita pro DN analýzu spodního dorazu.

V kapitole zabývající se DN analýzou bylo nejprve určeno redukované napětí podle metody HMH, které vzniká při posunu vymezení pružiny. Bylo popsáno postupné řešení v programu, jako nastavení okrajových podmínek, diskretizace modelu a také vyhodnocení vlivu velikosti prvku na konečnou hodnotu napětí viz tab. 5. Toto napětí bylo následně zkontrolováno k meznímu stavu pružnosti. Při kontrole bylo zjištěno, že napětí nepřekročí mez kluzu zvoleného materiálu, tudíž je možno tvrdit, že nevznikne trvalá plastická deformace na spodní části škrťacího ventilu vlivem tohoto pohybu.

Další řešenou částí na škrťacím ventilu byla kontaktní úloha mezi škrťacím členem a spodním dorazem. Byla opět provedena diskretizace modelu, nastavení okrajových podmínek a další nutné nastavení pro získání výsledků. Zde se objevily problémy při řešení nelineární úlohy, pro kterou bylo nutno přenastavit řešiče v programu tak, aby došlo ke konvergenci síly. Výsledná hodnota redukovaného napětí, která vznikla společným působením obou součástí proti sobě, překročila danou mez kluzu materiálu. Při vyhodnocení úlohy k meznímu stavu pružnosti koeficient bezpečnosti nepřekročil limitní hodnotu 1, bylo tedy nutno tvrdit, že je tato hodnota nevyhovující. Pro využití součásti je tedy vhodné zvolit slabší motor pro pohyb řídicího šroubu.

V kapitole zabývající se experimentem byla zjišťována hodnota utahovacího momentu, při kterém dojde k znemožnění funkce součásti. Bylo provedeno několik měření při různých aplikacích součásti a bylo pozorováno chování součásti. Znakem pro ukončení měření byla deformace, která by již znemožnila funkci. Deformace spodního dorazu se chovala stejně, jako u simulace v ANSYSU. Nejdříve však došlo k vyosení závitové vložky vůči řídicímu šroubu, což znemožnilo jeho lineární pohyb. Hodnota utahovacího momentu byla téměř desetinásobek utahovacího momentu, který vyvolá krokový motor. Díky této skutečnosti je možno tvrdit, že hodnota napětí určená programem sice nevyhovuje vůči meznímu stavu pružnosti, ale nedojde k deformaci součásti, která by znemožnila správný chod.

Se zohledněním experimentu není tedy nutné změnit krokový motor, ale doporučuji experimentální zkoušku součásti při dlouhodobém zatěžování, podle které by se rozhodlo, zda motor vyměnit.

7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] EDWARD, Joseph, Charles R. MISCHKE, Richard G. BUDYNAS a SHIGLEY. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] PIŇOS, M. Návrh utahovacího momentu šroubového spoje v plastových komponentech. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 51 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Dvořáček, Ph.D.
- [3] Šroubové spoje. *SPS II* [online]. Opava: SŠPU Opava, 2011 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: http://www.strojka.opava.cz/UserFiles/File/_sablony/SPS_II/VY_32_INOVACE_C-07-03.pdf
- [4] Pružnost a pevnost: Ing. Jana Horníková, Ph.D., Doc. RNDr. Pavel Šandera, CSc. (interaktivní opora). VUT v Brně: Fakulta strojního inženýrství [online]. [2002] [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://beta.fme.vutbr.cz/cpp/cpp.zip>
- [5] VRBKA, Jan, PRUŽNOST A PEVNOST I: Učební text, 280 s. [online]. [2012] [cit. 2016-04-21]. Dostupné (po přihlášení) z: <https://www.vutbr.cz/elearning/mod/resource/view.php?id=207264>
- [6] FUČÍK, Zdeněk. Stručná teorie kondenzace u kondenzačních plynových kotlů. In: [online]. 2004 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://www.tzbinfo.cz/1912-strucna-teorie-kondenzace-u-kondenzacnich-plynovych-kotlu>
- [7] ANSYS. *ANSYS Mechanical APDL Element Reference: Release 15.0* [online]. Canonsburg, 2013 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://www.ansys.com>
- [8] Gas Appliance Modulating Controls Technology. In: [online]. 2011 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: http://www.asgenational.org/Content/Files/Presentations/2011/4Modulation-ASGE2011-Honeywell-M_Shchultz.pdf
- [9] Plasty. *Slideplayer: Fyzikální podstata* [online]. 2008 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://slideplayer.cz/slide/2703154/>
- [10] Porovnání nákladů: Infratopení. *Proficomfort* [online]. 2008 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://www.proficomfort.cz/porovnani-spotreby.html>
- [11] CONDENSING HYDRONIC BOILER. *Fultron* [online]. [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <https://www.fulton.com/product-profile.php?ptc=&uid=44>
- [12] Homopolymer. Wikipedie [online]. [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Homopolymer>
- [13] Kolář, V., Kratochvíl, J., Leitner, F., Ženíšek, A. (1979): Výpočet plošných a prostorových konstrukcí metodou konečných prvků, SNTL Praha.
- [14] Submodeling in ANSYS. *ESSS* [online]. [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: http://www.esss.com.br/events/ansys2013/brazil/pdf/25_2_1600.pdf
- [15] *Hostaform* [online]. [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: <http://catalog.ides.com/Datasheet.aspx?I=43838&FMT=PDF&E=83553>
- [16] *Technologie vsřikování plastů* [online]. [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/184/03.html>

8 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1:Graf spotřeby topných systémů [12]	16
Obrázek 2:Schéma kondenzačního spalování [6]	17
Obrázek 3:Princip spalování zemního plynu při kondenzačním ohřevu [6].....	18
Obrázek 4: Hlavní části kondenzačního kotle [13].....	20
Obrázek 5:Pozitivní spalovací systém [8].....	21
Obrázek 6:Způsoby polohování šroubu	22
Obrázek 7:Detail dorazu při plně uzavřeném ventilu	22
Obrázek 8:Řetězec homopolymeru a kopolymeru [14]	24
Obrázek 9:Typy předepjatých šroubových spojů [1].....	25
Obrázek 10: Pracovní diagram předepjatého šroubové spoje (časově neproměnné zatížení) [1]	26
Obrázek 11:Závitový styk mosazné závitové vložky se šroubem	27
Obrázek 12:Rozložení sil v závitu [3]	28
Obrázek 13:Rovnováha bez tření [3]	28
Obrázek 14: Rovnováha se třením [3]	29
Obrázek 15: Detail styku hlavy šroubu s plastovým klipem	30
Obrázek 16:Plocha styku šroubu s klipem	31
Obrázek 17:Schéma využitých prvků [15]	33
Obrázek 18: Rozložení kvality prvků	34
Obrázek 19:Princip submodelingu na obecném tělese [10].....	35
Obrázek 20: Náhrada skutečného zatížení ekvivalentní silou [4].....	35
Obrázek 21: Síť utvořená na submodelu.....	36
Obrázek 22: Porovnání okrajové podmínky a symetrie.....	37
Obrázek 23: Nastavení okrajových podmínek	38
Obrázek 24: Graf vlivu velikosti prvku	39
Obrázek 25:Hodnoty napětí (von-Mises stress [MPa])	40
Obrázek 26: Diskretizace sítě submodelu kontaktní úlohy.....	41
Obrázek 27: Konvergence síly rozdělená do mezikroků	42
Obrázek 28: Celková deformace kontaktní úlohy v mm	43
Obrázek 29: Redukované napětí pro kontaktní úlohu v MPa.....	44
Obrázek 30: Graf závislosti modulu pružnosti v tahu E na normalizované teplotě u vybrané-ho plastového materiálu [9]	45
Obrázek 31:Uchycení vzorků při měření	47
Obrázek 32: Tabulka vyhodnocení měření	47
Obrázek 33: Zobrazení deformací při měření	48

9 SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Základní mechanické vlastnosti materiálu Acetal	24
Tabulka 2: Veličiny vstupující do výpočtu	27
Tabulka 3: Tabulka součinitelů tření v závitu [1]	29
Tabulka 4: Hodnoty určené výpočtem	32
Tabulka 5: Vliv velikosti prvku na velikost napětí	38

10 SEZNAM POŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Rozměr	Veličina
CO ₂		oxid uhličitý
CH ₄		metan
C ₃ H ₈		propan
R _e	[MPa]	mez kluzu
R _m	[MPa]	mez pevnosti
R _{p0,2}	[MPa]	smluvní mez kluzu
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
ρ	[kg/m ³]	hustota
F _i	[N]	síla předpětí
F	[N]	provozní síla
ΔF _S	[N]	část provozní síly přenášená šroubem
ΔF _P	[N]	část provozní síly přenášená spojovanými součástmi
F _S	[N]	výsledné silové zatížení šroubu v provozním stavu
F _P	[N]	výsledné silové zatížení šroubu v provozním stavu
δ _S	[mm]	deformace šroubu
δ _P	[mm]	deformace spojovaných součástí
C	[-]	tuhostní konstanta
k _s	[-]	tuhost šroubu
k _p	[-]	tuhost spojovaných součástí
γ	[°]	úhel stoupání závitu
p	[mm]	rozteč
d ₂	[mm]	střední průměr závitu
φ`	[°]	třecí úhel
D	[mm]	průměr dříku šroubu
d	[mm]	průměr hlavy šroubu
α	[°]	vrcholový úhel
F _o	[N]	osová síla
F ₁	[N]	obvodová síla
f _z	[-]	třecí součinitel
M _z	[Nm]	moment potřebný k překonání tření v závitech
M _h	[Nm]	moment potřebný k překonání tření pod hlavou šroubu

S	[m ²]	obsah
σ_n	[MPa]	normálové napětí
τ_k	[MPa]	napětí v krutu
M_k	[MPa]	kroučící moment
σ_{RED}	[MPa]	redukované napětí
k_p	[-]	bezpečnost
f	[-]	součinitel tření

Zkratka	Význam
VUT	Vysoké učení Brno
DN	deformačně napěťová
MKP	metoda konečných prvků
CAD	computer aided design
POM	polyoxymetylén
ABS	Akrylonitrilbutadienstyren
PP	pevnost pružnost