

# **Numerická analýza a tvarová optimalizace podávání materiálu ve vícevřetenovém automatu**

Bc. Jan Kledrowetz

---

Diplomová práce  
2010



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická

---

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

akademický rok: 2009/2010

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan KLEDROWETZ**

Studijní program: **N 3909 Procesní inženýrství**

Studijní obor: **Konstrukce technologických zařízení**

Téma práce: **Numerická analýza a tvarová optimalizace podávání materiálu ve vícevřetenovém automatu**

Zásady pro vypracování:

- Literární rešerše
- Analýza původního stavu
- Návrh optimalizovaných variant
- FEM analýza optimalizovaných variant
- Vyhodnocení výsledků



Rozsah práce:

Rozsah příloh:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

**Dle zadání vedoucího diplomové práce.**

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jakub Javořík, Ph.D.**  
Ústav výrobního inženýrství

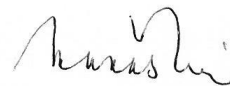
Datum zadání diplomové práce: **19. února 2010**

Termín odevzdání diplomové práce: **19. května 2010**

Ve Zlíně dne 21. ledna 2010



doc. Ing. Petr Hlaváček, CSc.  
*děkan*



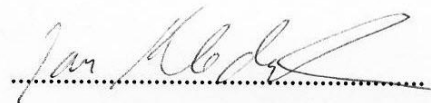
doc. Ing. Miroslav Maňas, CSc.  
*vedoucí katedry*

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby <sup>1)</sup>;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3 <sup>2)</sup>;
- beru na vědomí, že podle § 60 <sup>3)</sup> odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 <sup>3)</sup> odst. 2 a 3 mohu užít své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Ve Zlíně 7.5.2010



<sup>1)</sup> zákon č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, § 47 Zveřejňování závěrečných prací:

(1) Vysoká škola nevydělečně zveřejňuje disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce, u kterých proběhla obhajoba, včetně posudků oponentů a výsledku obhajoby prostřednictvím databáze kvalifikačních prací, kterou spravuje. Způsob zveřejnění stanoví vnitřní předpis vysoké školy.

(2) *Disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce odevzdané uchazečem k obhajobě musí být též nejméně pět pracovních dnů před konáním obhajoby zveřejněny k nahlázení veřejnosti v místě určeném vnitřním předpisem vysoké školy nebo není-li tak určeno, v místě pracoviště vysoké školy, kde se má konat obhajoba práce. Každý si může ze zveřejněné práce pořizovat na své náklady výpisy, opisy nebo rozmnoženiny.*

(3) *Platí, že odevzdáním práce autor souhlasí se zveřejněním své práce podle tohoto zákona, bez ohledu na výsledek obhajoby.*

<sup>2)</sup> *zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 35 odst. 3:*

(3) *Do práva autorského také nezasahuje škola nebo školské či vzdělávací zařízení, užije-li nikoli za účelem přímého nebo nepřímého hospodářského nebo obchodního prospěchu k výuce nebo k vlastní potřebě díla vytvořené žákem nebo studentem ke splnění školních nebo studijních povinností vyplývajících z jeho právního vztahu ke škole nebo školskému či vzdělávacího zařízení (školní díla).*

<sup>2)</sup> *zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 60 Školní díla:*

(1) *Škola nebo školské či vzdělávací zařízení mají za obvyklých podmínek právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla (§ 35 odst. 3). Odpírá-li autor takového díla udělit svolení bez vážného důvodu, mohou se tyto osoby domáhat nahrazení chybějícího prajevu jeho vůle u soudu. Ustanovení § 35 odst. 3 zůstává nedotčeno.*

(2) *Není-li sjednáno jinak, může autor školního díla své dílo užit či poskytnout jinému licenci, není-li to v rozporu s oprávněnými zájmy školy nebo školského či vzdělávacího zařízení.*

(3) *Škola nebo školské či vzdělávací zařízení jsou oprávněny požadovat, aby jim autor školního díla z výdělku jím dosaženého v souvislosti s užitím díla či poskytnutím licence podle odstavce 2 přiměřeně přispěl na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložily, a to podle okolností až do jejich skutečné výše; přitom se přihlédne k výši výdělku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.*

## **ABSTRAKT**

Cílem této práce je analyzovat tvar polyuretanového pouzdra používaného ve víceřetenných automatech a poté změnit jeho tvar tak, aby bylo vyhověno všem požadovaným kritériím.

Teoretická část se zabývá základní teorií obrábění a rozdělením soustruhů, vlastnostmi elastomerních materiálů a nejpoužívanějšími matematickými modely pro FEA.

Experimentální část rozebírá metody a výsledky měření mechanických vlastností, kterých bylo použito dále při samotné analýze pouzdra. Nejdříve je analyzováno původní pouzdro, následně jsou zjištěny závislosti jeho tvaru na výsledné vlastnosti. Nakonec jsou tyto výsledky použity pro návrh konečného tvaru.

**Klíčová slova:** Hyperelasticita, MSC, Patran, Marc, soustruhy, nelineární materiálové modely, jednoosý, dvouosý tah, mechanická analýza

## **ABSTRACT**

The aim of this work is to analyse shape of a polyurethane case used in multi-spindle automatic lathes and then change the shape to keep all the required criteria.

Theoretical part deals with basic theory of machining and lathes, properties of hyperelastic materials, the most often used mathematical models for FEA.

Practical part deals methods for measurements of the mechanical properties used in analysis itself afterwards. First the original case is analysed, then dependence of its shape on resultant properties is found. In the last step, the obtained results are used for a final proposal.

**Keywords:** Hyperelasticity, MSC, Patran, Marc, lathes, nonlinear material models, uniaxial, biaxial stress, mechanical analysis

Chtěl bych poděkovat Ing. Jakobovi Javoříkovi, Ph.D. za odborné vedení, ochotu a cenné připomínky při řešení této práce.

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské/diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

Ve Zlíně, 10. 5. 2010

.....

Podpis diplomanta

# OBSAH

<b>ÚVOD</b> .....	<b>10</b>
<b>I TEORETICKÁ ČÁST</b> .....	<b>11</b>
<b>1 OBRÁBĚCÍ STROJE</b> .....	<b>12</b>
1.1 ZÁKLADY TEORIE OBRÁBĚNÍ .....	12
1.2 SOUSTRUHY .....	13
1.2.1 Hrotové soustruhy .....	13
1.2.2 Čelní soustruhy a karusely .....	15
1.2.3 Revolverové soustruhy .....	15
1.2.4 Poloautomatické a automatické soustruhy .....	15
<b>2 ELASTOMERY</b> .....	<b>16</b>
2.1 POLYMERY A JEJICH ČLENĚNÍ .....	16
2.2 HISTORIE KAUČUKŮ .....	17
2.3 VÝZNAM VULKANIZACE KAUČUKŮ .....	17
2.4 POLYURETANY A POLYURETANOVÉ ELASTOMERY .....	18
2.4.1 Výroba a chemické složení PU .....	19
2.4.2 Vlastnosti a použití polyuretanového kaučuku .....	19
2.5 PŘÍRODNÍ KAUČUK .....	20
2.5.1 Značení přírodních kaučuků.....	20
2.5.2 Použití přírodního kaučuku .....	21
2.6 SYNTETICKÉ KAUČUKY .....	22
2.6.1 Vliv struktury na vlastnosti syntetických kaučuků .....	23
2.6.2 Rozdělení syntetických kaučuků.....	23
2.6.3 Kaučuky pro všeobecné použití .....	24
2.6.4 Kaučuky pro speciální použití.....	25
<b>3 HYPERELASTICITA</b> .....	<b>28</b>
3.1 POPIS HYPERELASTICKÝCH DEFORMACÍ .....	29
3.1.1 Obecný vztah napjatosti .....	30
3.1.2 Jednoosá napjatost.....	30
3.1.3 Biaxální napjatost.....	31
3.1.4 Čistý smyk.....	32
3.2 MATEMATICKÉ MODELÝ .....	33
3.2.1 Rozdělení modelů.....	33
3.2.2 Matematické modely používané ve FEM systémech.....	33
<b>II PRAKTICKÁ ČÁST</b> .....	<b>38</b>
<b>4 STANOVENÍ CÍLŮ</b> .....	<b>39</b>
<b>5 MECHANICKÉ VLASTNOSTÍ POUŽITÉHO POLYURETANU</b> .....	<b>40</b>
5.1 MATERIÁLOVÉ ÚDAJE MTQ 25145 .....	40
5.2 ZKOUŠKA JEDNOOSÝM TAHEM .....	41
5.2.1 Charakteristika zkoušky .....	41
5.2.2 Získané výsledky.....	41
5.3 ZKOUŠKA DVOUOSÝM TAHEM .....	43
5.3.1 Charakteristika zkoušky .....	43



5.3.2	Získané výsledky.....	46
<b>6</b>	<b>MECHANICKÉ ANALÝZY POUZDRA.....</b>	<b>48</b>
6.1	VSTUPNÍ PARAMETRY PRO ANALÝZY.....	49
6.1.1	Definování materiálových vlastností.....	49
6.1.2	Okrajové podmínky.....	50
6.2	MECHANICKÁ ANALÝZA PŮVODNÍHO POUZDRA .....	52
<b>7</b>	<b>TVAROVÁ OPTIMALIZACE .....</b>	<b>58</b>
7.1	ANALÝZA VLIVU GEOMETRIE .....	58
7.1.1	Vliv tloušťky pouzdra na přitlačnou sílu.....	59
7.1.2	Vliv šířky svorky na přitlačnou sílu .....	61
7.1.3	Vliv úkosu pouzdra na přitlačnou sílu .....	65
7.2	PRVNÍ NÁVRH TVAROVÉHO ŘEŠENÍ .....	68
7.2.1	Analýza prvního tvarového návrhu .....	69
7.3	DRUHÝ NÁVRH TVAROVÉHO ŘEŠENÍ.....	76
7.3.1	Analýza druhého tvarového návrhu .....	76
<b>8</b>	<b>DISKUZE .....</b>	<b>82</b>
<b>9</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>87</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....</b>	<b>89</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....</b>	<b>91</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>93</b>
	<b>SEZNAM TABULEK.....</b>	<b>95</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>96</b>

## ÚVOD

Obrábění je jednou z nejstarších výrobních metod. Vývoj technologie obrábění je založen na vědeckých poznatcích získávaných experimentálním výzkumem všech forem úběru materiálu a je také podmíněn vývojem řezných materiálů a rozvojem automatizace pracovních cyklů obráběcích strojů [1].

Uskutečnění technologického procesu je ve všech technologiích, i u obrábění, vázáno na výrobní stroje. Vývoj obráběcích strojů je zaměřen na neustálé zvyšování produktivity práce. Tato tendence se projevuje postupným zvyšováním řezné rychlosti a zvětšováním řezného výkonu. Nelze opomenout, že současně se zdokonalují měřicí metody a neustále se zvyšuje pracovní přesnost. Velmi důležitou oblastí zvyšování produktivity je zavádění automatizovaných a číslicově řízených obráběcích strojů. U konvenčních obráběcích strojů čas řezání tvoří asi 40% z celkového fondu, kdežto u číslicově řízených strojů dosahuje až 90% [1].

Spolu s vývojem obráběcích strojů rostou i požadavky na jejich konstrukci a použité materiály. Především polymerní materiály zažívají v posledních letech velký rozmach.

Vývoj v oblasti elastomerů je velice rychlý, počet druhů přísad běžně používaných při výrobě kaučukových směsí jde do stovek, některé jsou vzájemně zaměnitelné, ale v řadě případů mají jedinečné a nenahraditelné vlastnosti. Skladba kaučukových směsí umožňuje vyrábět širokou paletu materiálů s takovými vlastnostmi, které není možno dosáhnout žádným jiným nekaučukovým materiálem [2].

V teoretické části této práce je popsána teorie obrábění spolu s popisem obráběcích strojů (soustruhů), popis základních vlastností elastomerních materiálů a jejich rozdělením. Dále jsou probírány vlastnosti hyperelastických materiálů a také způsob výpočtu jejich mechanického chování, který je specifický právě pro tyto materiály.

V praktické části budou tyto znalosti použity pro zjištění mechanických vlastností materiálu, analyzování vlivu tvaru pouzdra na celkové mechanické chování a případná optimalizace tak, aby došlo k minimalizaci problémových částí stroje, tzn. vedení víceřetenového automatu firmy Tajmac - ZPS Zlín a.s.

## **I. TEORETICKÁ ČÁST**

# 1 OBRÁBĚCÍ STROJE

Obráběcí stroje jsou taková technologická zařízení, u kterých přenášejí nástroje řeznou sílu na obrobek prostřednictvím relativních pohybů tak, že se mění tvar polotovaru na hotový výrobek bez fyzického působení člověka. Těmto podmínkám jsou také přizpůsobeny funkční části obráběcích strojů [1].

S ohledem na cíle této práce bude tato část zaměřena na soustružnické stroje.

## 1.1 Základy teorie obrábění

Obrábění je možné definovat jako technologický proces, při kterém požadovaný tvar a rozměr součástky vzniká postupným odebíráním materiálu z výchozího polotovaru. Materiál se při obrábění odebírá [1]:

- Mechanicky - tj. oddělováním částic materiálu břitem řezného nástroje ve tvaru třísky. Tento pochod nazýváme řezání. Patří sem např. soustružení, frézování, vrtání, hoblování, apod.
- Odtavováním částic materiálu účinkem elektrického proudu, svazkem soustředěných elektronových nebo světelných paprsků (laser), nebo použitím plazmového hořáku. Tyto metody jsou označovány jako nekonvenční.
- Elektrochemickým rozpouštěním částic materiálu.

Základní podmínkou metody obrábění je relativní pohyb mezi nástrojem (břitem) a materiálem. Obráběný předmět je nazýván jako obrobek, část nástroje, která řeže, je nazývána řeznou hranou neboli ostřím. Vzájemný pohyb nástroje a obrobku je nazýván řezným pohybem [1].

Vzájemný pohyb nástroje a obrobku, který umožňuje odřezávání vrstvy určité vrstvy materiálu, je nazýván, tzv. třísky, se skládá z hlavního a z vedlejších pohybů [1].

Hlavní pohyb je pohyb technologického zařízení, který umožňuje oddělení alespoň jedné třísky. Na uskutečnění tohoto pohybu se spotřebuje převážná část celkového příkonu stroje [1].

Vedlejší pohyby zajišťují plynulost oddělování třísky z obrobku. Vedlejšími pohyby jsou posuv a přísuv [1].

## 1.2 Soustruhy

Obrábění soustružením je v současné době nejčastěji používaná technologie ve strojírenských provozech. Představuje 30% až 40% celkové pracnosti [1].

Hlavní pohyb při soustružení vykonává rotující obrobek. Vedlejší pohyby (posuv a přísuv) vykonává nástroj, tzv. soustružnický nůž. Na soustruhu je možné vykonávat velké množství prací a činností, jako např. podélné soustružení válcové plochy, čelní soustružení rovinné plochy, rozpichování, soustružení kužele, vnitřní válcové plochy, závitů, koule, vrtání děr, apod. [1]

K technologii neodmyslitelně patří výrobní stroje. Každý typ soustruhu v různých velikostech. Podle základní koncepce lze soustruhy rozdělit na [1]:

- Hrotové soustruhy
- Lící (čelní) a svislé (karuselové) soustruhy
- Speciální typy soustruhů

Podle stupně mechanizace a automatizace lze soustruhy rozdělit na [1]:

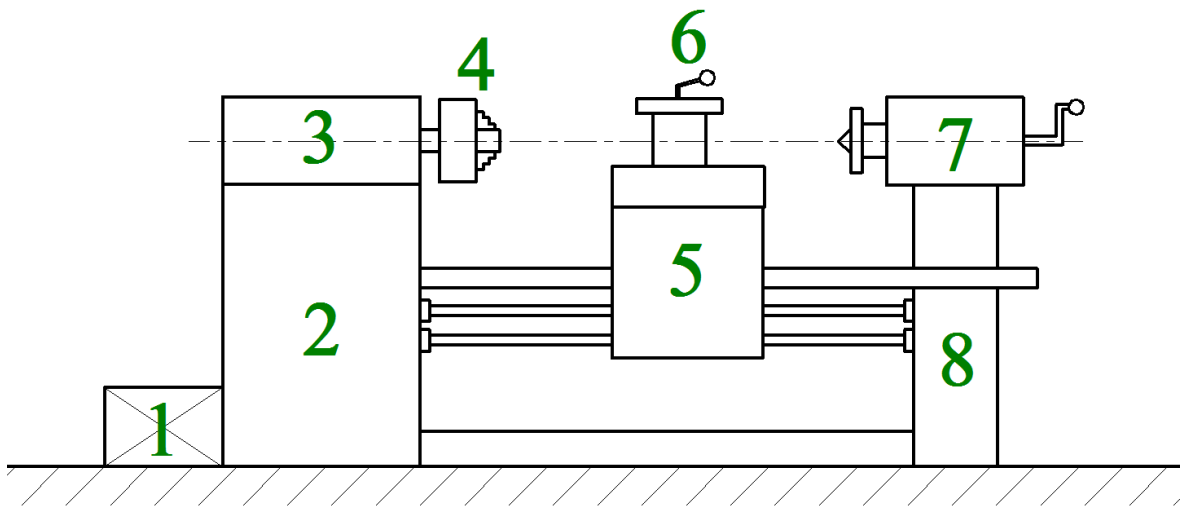
- Obyčejné soustruhy
- Revolverové soustruhy
- Poloautomatické soustruhy
- Automatické soustruhy

### 1.2.1 Hrotové soustruhy

V technologii obrábění rotačních ploch jsou nejčastěji používané hrotové soustruhy univerzální. Obrobek je upnutý ve sklíčidle, mezi hroty nebo na trnech. Lze na nich obrábět výrobky typu kotoučů, pouzder, přírub, které se upínají do univerzálního sklíčidla [1].

Na univerzálním soustruhu lze soustružit rotační, válcové, kuželové i tvarové plochy, ale i upichovat (dělit) materiál, vrtat, vyhrubovat a vystružit otvory, řezat závity vnější i vnitřní buď nožem nebo závitníkem, případně závitovou čelist. Lze dokonce jednoduché vnější i vnitřní rotační plochy brousit bruskou s vlastním elektrickým pohonem, která se upevňuje do suportu. Dlouhé hřídele se při soustružení upínají na dvou hrotech. Maximální rozměry obrobku se udávají výškou hrotu nad ložem a točnou délkou [1].

Schéma univerzálního soustruhu [3]:



Obr. 1: Schéma univerzálního soustruhu

**1. Pohon** - používají se asynchronní motory, k převodu kroutícího momentu na vřeteno se používají ozubené nebo klínové řemeny.

**2. Převodovka** - obsahuje ozubená kola a spojku (zubovou, lamelovou nebo hydraulickou). Dochází k přenášení velkých kroutících momentů.

**3. Vřeteník s vřetenem** - vřeteno uděluje vřetenu řezný pohyb. jeho uložení musí být takové, aby zachytilo radiální i axiální síly. V přední části je válečkové ložisko, vzadu je kombinace radiálního a axiálního ložiska. Na provedení a uložení vřetene závisí přesnost stroje. Vřeteno bývá ukončeno hrotem, lícní deskou nebo **univerzálním sklíčidlem** (4).

**5. Suport** - zajišťuje podélný a příčný posuv nože. Je na něm upevněna **nožová hlava** (6) pro upínání nástrojů.

**7. Koník** - je to litinový stojánek, který má v horní části posuvně uložen pinolu vnitřní kuželem. Kuželová dutina je souosá s pracovním vřetenem. Do koníku se upíná druhý hrot, vrtáky, závitníky, výstružníky apod.

**8. Lože** - litinový nosník na dvou nohách. Na horní straně jsou přesně opracovaná vedení. Po vnějším páru vedení se pohybuje suport a po vnitřním kolík. Lože zachycuje veškeré síly vznikající při obrábění, proto musí být dostatečně tuhé.

### 1.2.2 Čelní soustruhy a karusely

Čelní soustruhy slouží k obrábění rozměrnějších (ale ne příliš těžkých) přírubových součástí o velkém průměru a malé výšce. Obrobek se upíná na lícni desku, u které je každá čelist samostatně nastavitelná, a proto je upínání a středění obrobků obtížné. Z toho důvodu se čelní soustruhy nahrazují karusely [1].

Karusely mají svislou osu rotace a vodorovnou upínací desku. jsou výhodnější než lícni soustruhy, protože se na upínací desce snadno upínají i těžké součásti. Slouží pro obrábění oběžných kol vodních turbín, velkých ozubených kol, statorů a rotorů velkých generátorů apod.[1][3]

### 1.2.3 Revolverové soustruhy

Revolverové soustruhy slouží k obrábění malých a středních součástí rotačních tvarů, vyráběných ve středních sériích. Obrobky na těchto strojích se obrábí na hotovo, při jednom upnutí více nástroji revolverové hlavy [1].

Revolverový soustruh umožňuje upnout v hlavě před začátkem práce více nástrojů podle sledu jednotlivých operací, takže lze opracovat celou součást bez nutnosti měnit nástroj.. Revolverová hlava může mít vodorovnou, svislou nebo šiknou osu rotace [1].

### 1.2.4 Poloautomatické a automatické soustruhy

V sériové a hromadné výrobě se používají poloautomaty a automatické soustruhy. Tyto stroje pracují s automatickým technologickým cyklem, tzn. součástka se vyrobí na hotovo bez zásahu člověka během její výroby [1].

U poloautomatů se po vyrobění jedné součástky stroj zastaví. K opakování výroby je nutné zapnout stroj znovu. Mají více suportů, které mohou pracovat současně. Mohou být jedno-vřetenové nebo několikavřetenové, což umožňuje vyrábět více součástí najednou [3].

Automatické soustruhy se uplatňují ve velkosériové a hromadné výrobě, výchozím materiálem jsou obvykle tyče, jejichž obrábění včetně podávání a upínání je zcela automatizováno. Rozdělují se na křivkové (funkce jsou řízeny vačkami) a bezkřivkové (řízeny zářázkami) [3].

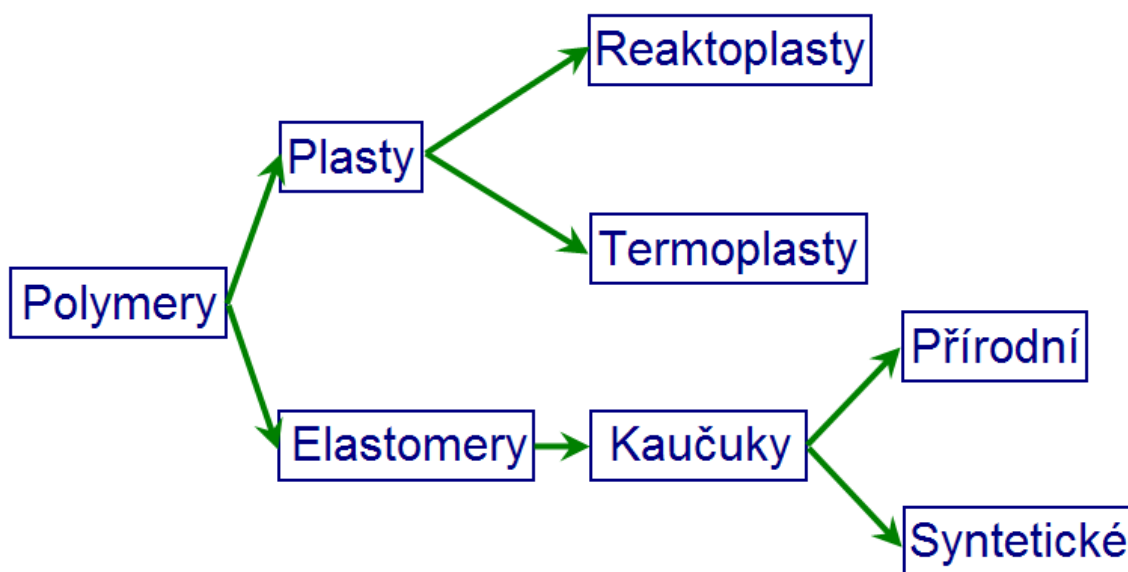
## 2 ELASTOMERY

Tato část pojednává o základním rozdělení polymerů, mezi něž elastomerní látky patří a popisuje jejich základní vlastnosti.

### 2.1 Polymery a jejich členění

Polymery jsou přírodní nebo syntetické látky, v jejichž velké molekule (makromolekule) se jako článek v řetězu mnohonásobně opakuje základní monomerní jednotka, většinou atomy uhlíku, vodíku a kyslíku, často dusíku, chloru i jiných prvků. Představují jakousi chemickou stavebnici, která umožňuje neobyčejnou proměnlivost struktur i vlastností výsledných látek. V určitém stavu zpracování se nachází v kapalném stavu, který umožňuje udělit výsledný tvar budoucímu výrobku, jenž slouží v prakticky tuhém stavu [4].

Základní rozdělení polymerů je zobrazeno na obr.2:



Obr. 2: Základní rozdělení polymerů

**Plasty** jsou polymery, které jsou za běžných podmínek většinou tvrdé, často i křehké. Při zvýšené teplotě se stávají plastickými a tvarovatelnými. Jestliže je změna z plastického do tuhého stavu opakovaně vratná, nazývají se tyto polymery termoplasty. Pokud jde o změnu nevratnou, při které dojde k chemické reakci mezi molekulami většinou za zvýšené teploty, nazývají se tyto polymery reaktoplasty [4].

**Elastomery** jsou elastické makromolekulární látky [5]. Makromolekuly si lze představit jako pružiny, které po deformaci vrací elementy do původního tvaru [6].



**Přírodní kaučuk** se získává z kaučukového mléka, latexu, koloidní mikrodisperze kaučuku ve vodním prostředí, která se získává z kaučukových stromů *Hevea brasiliensis*. Přídáním zředěných kyselin latex koaguluje, sráží se a dodatečnou úpravou zpracovává na různé druhy kaučuků [7].

**Syntetické kaučuky** jsou průmyslově vyráběné kaučuky.

## 2.2 Historie kaučuků

První zmínky o přírodním kaučuku spadají do 15. století, kdy byl objeven Kolumbovou výpravou v Jižní Americe. Do Evropy se dostal roku 1736. Zboží, které bylo vyrobeno z těchto kaučuků, měklo a stávalo se lepivým v letních měsících a naopak tvrdlo a křehlo v zimních měsících. Tyto nedostatky odstranili až v polovině 19. století dva nezávislí objevitelé vulkanizace kaučuku, Američan Charles Goodyear a Angličan Thomas Hancock. Zjistili, že zahříváním směsi kaučuku se sírou vzniká produkt nových vlastností, kterému dnes říkáme pryž. Tímto byl položen základ vulkanizace kaučuku. Tento termín zaved anglický výzkumník William Brockedon roku 1842. Zásadní rozvoj gumárenského průmyslu začal až v druhé polovině 19. Století po vynálezu pneumatiky Robertem Williamem Thomsonem a Johnem Dunlopem [8].

Prvním synteticky vyráběným kaučukem byl izopren v roce 1860. Velký rozmach syntetických kaučuků byl během první světové války v Německu a o několik let později i v USA [8].

## 2.3 Význam vulkanizace kaučuků

Pevnost v tahu stejně jako tažnost nevulkanizovaných kaučuků se silně mění s teplotou, zatímco u vulkanizovaných kaučuků jsou tyto změny výrazně menší.

Při zahřívání na vysoké teploty kaučuky měknou, stávají se lepkavými a při teplotě okolo 200°C dochází u většiny kaučuků k degradaci a rozkladu. Některé druhy kaučuků při delším zahřívání pod touto teplotou sítují a tvrdnou [6].

Vulkanizací se převede směs kaučuku s přísadami na pryž. V měkké pryži připadá jeden spojovací můstek na 100-200 monomerních jednotek. Tento zásah do struktury se navenek projeví těmito znaky [6]:

- Kaučuk se převede ze stavu převážně plastického do stavu převážně elastického.

- Nevulkanizovaný kaučuk je rozpustný v některých rozpouštědlech, vulkanizovaný jen botná.
- Vulkanizací se kaučuk stává méně citlivý ke změnám teploty, zachovává si ohebnost a tuhost ve značném teplotním rozsahu.

Vlastnost vulkanizátů lze výrazně měnit přidávkem různých přísad, nejdůležitější je úloha tzv. aktivních plniv (např. saze). Při jejich přidávku do kaučukové směsi se výrazně zlepší pevnost v tahu, strukturní pevnost, odolnost proti opotřebení a jiné vlastnosti vulkanizátů. Tento jev se nazývá ztužení [6].

Mezi nejdůležitější vlastnosti vulkanizovaných kaučuků, u nichž je zesíťování provedeno jen velmi řídko, lze říci, že jsou charakteristické těmito vlastnostmi [6]:

- Velká elasticita (hyperelasticita)
- Schopnost zadržet značné množství energie
- Odolnost proti opakovaným deformacím
- Houževnatost a dobrá odolnost a dobrá odolnost proti opotřebení
- Relativně malá propustnost pro vodu a plyny
- Značná chemická odolnost
- Dobré elektroizolační vlastnosti
- Malá závislost vlastností na teplotě
- Nízká odolnost proti stárnutí
- Nízká odolnost proti světlu a ozónu

## 2.4 Polyuretany a polyuretanové elastomery

Vývoj polyuretanů spadá do třicátých let minulého století, kdy se v Německu snažili připravit polymer stejných vlastností, jako měl americký Nylon. V roce 1941 se začali vyrábět první vlákna z polyuretanu na bázi hexymetylen-diizokyanátu a butylén-glykolu pod názvem Perlon U. Brzy na to se objevily další možnosti aplikace, které později původní účel výroby PUR potlačily úplně do pozadí. Dnes se vyrábějí polyuretany ve většině vyspělých zemí a patří na přední místo mezi polymery [6].

### 2.4.1 Výroba a chemické složení PU

Polyuretany patří do rozsáhlé skupiny polyesteramidů, tedy takových polymerů, které jsou z chemického hlediska kombinací polyesterů a polyamidů. Lze je připravit z různých více-funkčních izokyanátů a látek obsahujících hydroxylové skupiny. Nejvýznamnější jsou polyuretany vyráběné polyadici hexamethyldiizokyanátu (1,6-diizokyanátohexanu)  $O = C = N - (CH_2)_6 - N = C = O$  a 1,4-butylenglykolu (1,4-butandiolu)  $HO - (CH_2)_4 - OH$ . Jsou také technicky nejpřístupnější. Vyrábějí se ze směsi obou složek buď přímo, nebo v prostředí rozpouštědla, kdy se dá snáze odvádět teplo uvolňované při exotermické reakci. Množstvím odváděného tepla lze regulovat teplotu v reaktoru a tou, spolu s dobou setrvání v roztaveném stavu s molárním poměrem diizokyanátu k diolu, střední molární hmotnost většinou v rozmezí od  $7 \text{ kg}\cdot\text{mol}^{-1}$  do  $12 \text{ kg}\cdot\text{mol}^{-1}$ . Přesáhne-li její hodnota  $15 \text{ kg}\cdot\text{mol}^{-1}$ , jsou již polymery částečně slabě zesíťovány. Polyuretany z hexamethyldiizokyanátu a 1,4-butandiolu jsou silně krystalické bílé hmoty o teplotě tání kolem  $180^\circ\text{C}$ , při teplotách nad  $220^\circ\text{C}$  se rozkládají na své složky [8].

Nejnámější je použití polyuretanů k výrobě lehčených hmot (pěnových materiálů). Vznikají reakcí diizokyanátů, polyhydroxylosloučenin a vody. Jako polyhydroxysloučeniny neslouží však v tomto případě monomerní dioly, ale polyetheralkoholy připravené např. z propylenoxidu nebo etylenoxidu a polyesteralkoholy získávané nejčastěji reakcí kyseliny adipové s diethylglykolem. Jako izokyanátové složky slouží pro výrobu měkkých pěn toluylendiizokyanáty, pro výrobu pěn tvrdých převážně 4,4-difenylmethandiizokyanát. Měkké pěny se vyrábějí v rozmezí hustot od  $15 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$  do  $70 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ , tvrdé v ještě větším, od  $10 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$  do  $600 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$  [8].

Další známé použití polyuretanů je k výrobě polyuretanových kaučuků. Vysoká strukturální pevnost způsobující neobvyklé vlastnosti těchto kaučuků je dána kombinací ohebných (éterových, esterových) úseků makromolekul se silně polárními skupinami uretanovými a močovinovými, které vyvolávají silnou kohezi řetězců [6].

### 2.4.2 Vlastnosti a použití polyuretanového kaučuku

Lze připravit polyuretanové kaučuky různých tvrdostí s vysokou protažitelností. Vždy jde o kaučuky s vynikající elasticitou a lepší odolností proti opotřebení, než mají ostatní elastomery. Jako nasycené sloučeniny kaučuky dobře odolávají světlu, kyslíku, ozonu i alifatickým uhlovodíkům, oproti PA mají nižší navlhavost a lepší elektroizolační vlastnosti [8]

[10]. Nevýhodou je jejich relativně nízká tepelná odolnost a vysoká cena v porovnání se styren-butadienovými kaučuky [10].

Polyuretan se používá na výrobu různých těsnění, membrán, desek, pohonných řemenů, pro výrobu podešví, konstrukčních prvků nahrazujících díly z hliníku, zinku, litiny nebo betonu v oblasti odpadních vod nebo například jako nosiče obrobků pro automatické linky, kladky a kola [10][11].

## 2.5 Přírodní kaučuk

Jak již bylo zmíněno, přírodní kaučuk se získává z latexů pryžovitých rostlin, z nichž nejvýznamnější a dnes prakticky jedinou pěstovanou rostlinou je *Hevea Braziliensis*. Původní rostlina roste na březích Amazonky. Dnes se pěstuje na plantážích okolo rovníku. Nejvýznamnější oblast je v tropické Asii, především v Indonézii a Malajsii [6].



Obr. 3: Získávání latexu ze stromu *Hevea Braziliensis* [9]

Přírodní kaučuk je lineární polyizoprén s pravidelnou strukturou, kde 98% základních strukturních jednotek je vázáno v poloze cis 1,4 [2]. Ostatní doprovodné látky mají složitou strukturu. Je nekrytalický a při orientaci krystalizuje. [6]

### 2.5.1 Značení přírodních kaučuků

Přírodní kaučuky jsou obecně označovány NR (Natural Rubber). Dále jsou označovány podle místa původu. Například malajský kaučuk je označován jako SMR (Standard Malaysian Rubber).

Hodnocení jeho kvality není na základě vzhledového hodnocení, ale podle technické specifikace. SMR kaučuky se vyrábějí v několika druzích. Nejlepším druhem je SMR 5. Pro zpracovatele, kteří požadují světle zbarvený kaučuk, je určen SMR 5L. V následující tabulce jsou uvedeny maximální přípustné hodnoty obsahu nečistot. Číselné označení za názvem kaučuku udává obsah nečistot v 0,01% [2].

	Druh kaučuku				
	SMR 5L	SMR 5	SMR 10	SMR 20	SMR 50
Obsah nečistot [%]	0,05	0,05	0,10	0,20	0,50
Popel [%]	0,5	0,5	0,75	1,0	1,5
Měď [ppm]	8	8	8	8	8
Mangan [ppm]	10	10	10	10	10
Dusík [%]	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Těkavé složky [%]	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Index PRI [%]	60	60	50	40	30

Tab. 1: Specifikace SMR

Kde:

**Index PRI** (plasticity Retention Index) – index zachování plasticity je definován jako % viskozity po 30ti minutovém stárnutí při teplotě  $140 \pm 1^\circ\text{C}$  vztažené k počáteční viskozitě. PRI udává odolnost kaučuku proti oxidačnímu odbourávání při vysoké teplotě. Čím vyšší číslo, tím je větší odolnost. Tato vlastnost má význam jak při zpracování, tak při používání pryže [2].

### 2.5.2 Použití přírodního kaučuku

Přírodní kaučuk má všeobecné použití. Při výběru druhů NR se vychází z kvality, pravidelnosti, čistoty a ceny.

Nejběžnějším a nejvhodnějším pro vysoké požadavky je plantážový **uzený kaučuk (RSS)**. Dodává se v několika jakostech, které se neliší kvalitou kaučukového uhlovodíku ale hlavně čistotou a barvou. Použitelný je prakticky ve všech případech s výjimkou směsí čistě bílých. RSS se používá např. k výrobě duší, pneumatik, ochranných masek, pryžových nití, plovacích pásů, atd [2].

Dalším druhem je **světlá krepa**. Ta se používá pro bílou pryž nebo ve světlých tónech pro pryž transparentní. Světlé pryže se sice mohou připravit i ze světlých druhů uzeného kaučuku nebo ze vzduchem sušeného kaučuku a ze SMR 5L, ale ani podbarvením pomocí  $\text{TiO}_2$  se nedosáhne tak čistých odstínů. Navíc působením světla dochází k dalšímu žloutnutí. Kvůli vyšší ceně se však bílé krepky používá méně než RSS. Světlá krepa se používá i pro výrobu nevulkanizovaných lepidel, protože se dobře rozpouští a dosahuje se větší pevnosti spojů [2].

Průměrnou kvalitu mají i některé druhy **blanketu** a v mnoha případech může nahradit RSS. Je však méně pravidelný v čistotě, barvě, plasticitě a vulkanizačních vlastnostech. Vzhledem k tomu, že i u standardních druhů kaučuků se projevuje kolísání plasticity, pro náročnější technologie je vhodné použít SMR CV, který má konstantní viskozitu. Je-li třeba zaručit stejnoměrnou rychlost vulkanizace, je výhodné použít technicky klasifikovaný kaučuk [2].

Důvody, kdy se používají podřadné nebo nestandardní druhy jsou vždy cenové. Je třeba zvážit cenovou výhodu, neboť někdy nevyváží potíže způsobené nepravidelností v sériové výrobě [2].

Obecně je vhodné volit NR v těch případech, kdy technologie vyžaduje výbornou konfekční lepivost, výrobky musí mít vysokou elasticitu a velmi dobré mechanické vlastnosti i při zvýšených teplotách a v málo plněných směsích. Vzhledem k tomu, že NR krystalizuje za napětí, je tzv. samoztužujícím kaučukem a může se proto používat jak v neplněném, tak i ve velmi plněném stavu s neaktivními plnivými. Neplněné vulkanizáty z NR se vyznačují vysokými pevnostmi a moduly v porovnání s nekrystalizujícími kaučuky. Pro svou dobrou zpracovatelnost se často přidává i k jiným kaučukovým směsím, pokud je s nimi mísitelný [6].

Z hlediska zpracovatelnosti patří NR k nejlepším kaučukům. Při posuzování zpracovatelnosti syntetických kaučuků bývá často používán pro srovnání.

## 2.6 Syntetické kaučuky

Průmyslově vyráběných kaučuků je v současné době velký počet. Liší se druhem monomerů, jejich poměrem při polymeraci, způsobem a podmínkami polymerace, druhem použitého katalyzátoru polymerace, emulgátoru, stabilizátoru. Všechny tyto faktory mají vliv na

molekulovou strukturu elastomerů, molekulovou hmotnost a distribuci molekulových hmotností, a tím i na zpracovatelnost a fyzikálně mechanické vlastnosti [2].

### 2.6.1 Vliv struktury na vlastnosti syntetických kaučuků

Pevnost a elasticita kaučuků roste se zvyšováním molekulové hmotnosti, také ale závisí na chemickém složení. S rostoucí kohezní energií při zvyšování mezimolekulárních sil pevnost vzrůstá a elasticita naopak klesá. Při vyšší molekulové hmotnosti se ale zhoršuje zpracovatelnost. Proto se v současné době většina syntetických kaučuků vyrábí s regulovanou molekulovou hmotností. Zlepšení zpracovatelnosti se též dosáhne nastavení některých kaučuků olejem. Neregulované kaučuky je nutno většinou před vlastním zpracováním plastifikovat [2].

Na zpracovatelnost elastomerů má také vliv stupeň rozvětvení a obsah gelu. Teplota polymerace zvyšuje větvení, proto lépe vyhovuje polymerace při nízké teplotě. Významný vliv na zpracovatelnost má distribuce molekulových hmotností. Nízkomolekulární podíly zlepšují zpracovatelnost, na druhé straně však má příliš vysoký obsah nízkomolekulárních podílů nepříznivý vliv na pevnost a elasticitu vulkanizátů. Úzká distribuce molekulových hmotností má často za následek zhoršenou zpracovatelnost kaučuků [2].

Důležitá je taky pravidelnost stavby řetězce. Kaučuky s pravidelnou mikrostrukturou při protažení krystalizují, což se projevuje vysokou pevností i v neplněných vulkanizátech. Méně pravidelná struktura má za následek značný pokles pevností neplněných vulkanizátů, obzvláště při zvýšené teplotě. Také statistické rozdělení merů v kopolymeru způsobuje, že jejich vulkanizáty nekrystalizují [2].

Hlavním faktorem, který ovlivňuje odolnost pryže proti korozi je druh použitého kaučuku. Obecně lépe odolávají korozi ty druhy kaučuku, které mají uhlíkatý základní řetězec neobsahující dvojně vazby nebo heteroatomy. Nasycené kaučuky jsou také odolné vyšším teplotám. Naproti tomu se obtížněji vulkanizují, místo síry je třeba použít účinnějších vulkanizačních činidel (např. peroxidů) [2].

### 2.6.2 Rozdělení syntetických kaučuků

V této části jsou popsány základní vlastnosti nejdůležitějších syntetických kaučuků. Ty se nejčastěji rozdělují na:

- Kaučuky pro všeobecné použití - SBR,IR, BR

- Kaučuky pro speciální použití – CR, NBR, Q, EPDM, IIR

### 2.6.3 Kaučuky pro všeobecné použití

#### **BR – Polybutadienový kaučuk [5]**

- Je to první synteticky vyráběný kaučuk.
- Je strukturně velmi podobný kaučuku přírodnímu (cis 1,4 polyizopren).
- Vyrábí se emulzní případně roztokovou polymerací za přítomnosti ZN katalyzátorů na bázi organických sloučenin, jejichž základem jsou kovové prvky.
- Je to stereoregulární polymer (symetrický).
- 95% struktury je cis 1,4 (maximálně 99%, čím větší procento, tím lepší vlastnosti).
- Vulkanizuje pomocí síry

Vlastnosti:

- Výborné dynamické vlastnosti.
- Výborná odolnost proti oděru.
- Nízká adheze, náchylnost ke skluzu.
- Minimální valivý odpor – snížení spotřeby pohonných hmot.
- Často se kombinuje s přírodním kaučukem.

Použití:

- Výroba nákladních a osobních pláštěů.

#### **SBR – Styrenbutadienový kaučuk [5]**

- Styrenbutadienový kaučuk je vedle přírodního kaučuku nejrozšířenějším druhem kaučuku.
- Vyrábí se emulzní polymerací nebo kopolymerací butadienu a styrenu.
- Podle množství styrenu se mění účel použití.
- 95% struktury je cis 1,4 (maximálně 99%, čím větší procento, tím lepší vlastnosti).
- Vulkanizuje sírou

Vlastnosti:

- Výborné dynamické vlastnosti.
- Výborná odolnost proti oděru.
- Používá se v kombinaci se BR, IR, NR.



Použití:

- Výroba pláštů – komerční: SBR + BR + IR  
– nákladní: SNR + BR + BR + IR

Značení:

SBR 1500 – kaučuky obsahující barvicí stabilizátor – jsou černé.

SBR 1501 – kaučuky obsahující nebarvicí stabilizátor (kalafuna).

SBR 16xx – obsahují tuhé sazové předsměsi (cca 35% sazí).

SBR 17xx – obsahuje oleje, které snižují viskozitu.

SBR 18xx – kombinace olejově-sazových předsměsí (60% kaučuk, 40% saze + oleje)

### **IR – Polyizoprenový kaučuk [5]**

- Strukturně je velmi podobný kaučuku přírodnímu (cis 1,4 polyizopren).
- Vyrábí se emulzní polymerací.
- 95% struktury je cis 1,4 (maximálně 99%, čím větší procento, tím lepší vlastnosti).
- Vulkanizace sírou.
- Je poměrně drahý.

Vlastnosti:

- Výborné vlastnosti v neplněném stavu.
- Výborné dynamické vlastnosti.
- Výborná odolnost proti oděru.
- Odolnost proti stárnutí.
- Kombinuje se s BR, NR.

Použití:

- Výroba nákladních a leteckých pláštů.

### **2.6.4 Kaučuky pro speciální použití**

#### **EPDM – Etylén – propylenový kaučuk [5]**

- Vyrábí se kopolymerací etylenu a propylenu (= je levný).
- Nemá dvojnou vazbu – vulkanizuje se peroxidy nebo organickými pryskyřicemi.

Vlastnosti:

- Vlastnostmi podobný SBR, NR, BR.
- Výborné dynamické vlastnosti.
- Výborná odolnost proti stárnutí (mrazu, dešti, teplotám).
- Výborná odolnost proti chemikáliím.

Použití:

- Výroba těsnění (např. okenních).
- Výroba technické pryže.
- Výroba podrážek na boty.

### **IIR – Butyl kaučuk [5]**

- Vyrábí se kopolymerací izobutylenu a izoprenu.
- HIIR – halobutyl (obsahuje halogenové prvky) – výroba duší.
- CIIR – chlorbutyl – jsou samozhášivé.
- Vulkanizace sírou nebo pryskyřicí.

Vlastnosti:

- Výborná odolnost proti pronikání plynů.
- Dobré dielektrické vlastnosti.
- Odolný vysokým teplotám.

Použití:

- Výroba duší, membrán, masek.

### **CR – Chloroprenový kaučuk [5]**

- Nejdéle vyráběný kaučuk, i nás dříve označovaný jako Svitpren
- Vyrábí se emulzní polymerací.
- Vulkanizace pomocí MgO nebo ZnO

Vlastnosti:

- Výborná odolnost proti oxidaci.
- Velmi malá hořlavost.
- Vysoká odolnost anorganickým látkám.

Použití:

- Výroba meteorologických balónů, venkovních těsnění, neoprenových obleků, rukavic.

### **Q – Silikonový kaučuk [5]**

- Vyrábí se alkalickou polymerací.
- Vulkanizace pomocí organických peroxidů - je náročný na výrobu a drahý.

Vlastnosti:

- Výborná odolnost proti oxidaci.
- Velmi malá hořlavost.
- Odolnost proti nízkým a vysokým teplotám (krátkodobě i 450°C).
- Je šetrný k lidskému organismu, není alergenní.

Použití:

- Lepidla, tmely, izolace kabelů pro vysoké proudy, hadičky do aut, implantáty a injekční jehly v medicíně.

### **NBR – Akrylonitrilový kaučuk [5]**

- Vyrábí se emulzní polymerací nebo kopolymerací akrylonitrilu a butadienu.
- Vlastnosti stoupají s vyšším procentem struktury cis 1,4.
- Vulkanizace sírou.

Vlastnosti:

- Odolnost proti zvýšeným teplotám.
- Odolnost proti ropným látkám (benzíny, oleje)
- Odolnost proti slabším kyselinám a zásadám.

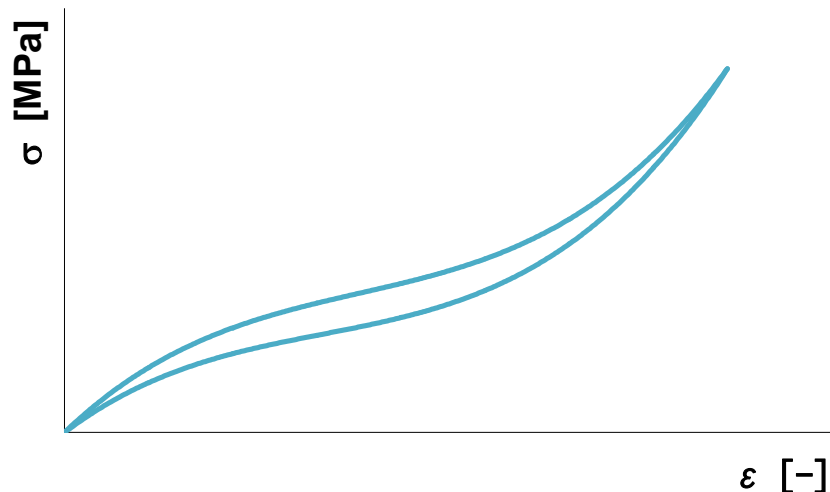
Použití:

- Benzínové hadice, hadice na oleje, různé typy těsnění.

### 3 HYPERELASTICITA

Elastomery se vyznačují některými charakteristickými rysy, kterými se výrazně odlišují od většiny ostatních, ideálně elastických materiálů. Souhrn těchto vlastností je často nazýván jako hyperelastická a tyto materiály pak považujeme za hyperplastické. Hlavními znaky hyperelasticity jsou [12]:

- Dosažitelné elastické (vratné) deformace jsou veliké, několikanásobně vyšší než u ideálně elastických látek. Tažnost (protažení při přetržení) dosahuje několika stovek procent původní délky.
- Závislost napětí na deformaci není lineární. Průběh této závislosti má zpravidla charakteristický esovitý průběh.



Obr. 4: Typická tahová charakteristika pryží

- Materiál se deformuje již působením malých sil. Poměr napětí a deformace v oblasti malých deformací je přibližně desettisíckrát menší než u ideálně elastických látek.
- Objemová tuhost většiny elastomerů je velmi vysoká. Objemový modul pružnosti dosahuje hodnot řádově stovek až tisíců MPa, a s uvažováním předchozího bodu (tj. malého poměru napětí k deformaci) se pak Poissonův poměr blíží hodnotě  $\mu=0,5$  (v závislosti na obsahu plniv). To znamená, že většinu takovýchto materiálů lze považovat za objemově nestlačitelné.

Dalším specifickým rysem elastomerů je časová závislost deformace [13]. Elastické deformační přeměny mají určité zpoždění, protože jsou brzděny vnitřními viskózními odpory

uvnitř kaučukové hmoty. Deformační chování těchto materiálů má obecně elastické i viskózní projevy současně. Takové chování se označuje jako viskoelastické. Mechanické chování elastomerů je také velmi závislé na teplotě.

Při nízkých teplotách (pod  $-50\text{ C}$ ) tuhost materiálu výrazně roste a může se blížit vlastnostem kovů. Naopak při vysokých teplotách (nad  $100^\circ\text{ C}$ ) dochází k velkému poklesu tuhosti [14]. Z tohoto popisu je patrné, že pro použití Hookeova zákona nejsou splněny dvě základní podmínky:

- Závislost napětí na deformaci není lineární.
- Dochází k velkým deformacím, větším než 2%.

Přesto je tento vztah s dostatečnou přesností použitelný v aplikacích, kde se nepředpokládají větší deformace zatěžovaného prvku. Pro přesné výpočty a pro případy větších deformací je nutné použít nelineárního popisu závislosti napětí-deformace [15].

### 3.1 Popis hyperelastických deformací

Jak již bylo zmíněno, u elastomerů nemůže být použit Hookův zákon. Místo něj je napětí-ový vztah definován hustotou deformačního potenciálu.

Hustota deformačního potenciálu je definována takto:

$$W = W(I_1, I_2, I_3 \{M\}) \text{ nebo jako } W = W(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3 \{M\}) \quad (1)$$

kde  $I_i$  jsou invarianty pravého Cauchy-Greenova tenzoru deformace,  $\lambda_i$  jsou hlavní poměrná protažení a  $\{M\}$  je množina materiálových konstant.

Poměrné protažení je poměrem deformované délky k původní délce.

$$\lambda = \frac{L}{L_0} = \frac{L + \Delta u}{L_0} = 1 + \varepsilon_E \quad (2)$$

kde  $\Delta u$  je nárůstek délky a  $\varepsilon_E$  je odpovídající poměrná deformace.

Deformační invarianty  $I_i$  jsou definovány vztahy:

$$\begin{aligned} I_1 &= \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \\ I_2 &= \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \\ I_3 &= \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \end{aligned} \quad (3)$$

Jestliže je materiál nestlačitelný, pak  $I_3 = 1$

Poměrná změna objemu  $J$  je poměrem nového k původnímu objemu [12]:

$$J = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3 = \frac{V}{V_0} \quad (4)$$

### 3.1.1 Obecný vztah napjatosti

Vztah mezi napětím a deformací získáme z funkce deformačního potenciálu, vyjádřením „virtuální“ práce, uvažované jako:

$$\delta W = \left( \frac{s_1}{\lambda_1} \right) \cdot \left( \frac{\partial W}{\partial \lambda_1} \right) \cdot \delta \lambda_1 \quad (5)$$

Pro skutečné napětí  $s_i$  platí:

$$s_i = 2 \cdot \left[ \lambda_1^2 \cdot \left( \frac{\partial W}{\partial I_1} \right) - \lambda_1^{-2} \cdot \left( \frac{\partial W}{\partial I_2} \right) \right] + P \quad (6)$$

Množství  $P$  udává nespecifikovaný tlak.  $P$  se stanovuje na základě známých hodnot  $s$  a  $\lambda$  při základních módech zatěžování [12] [16].

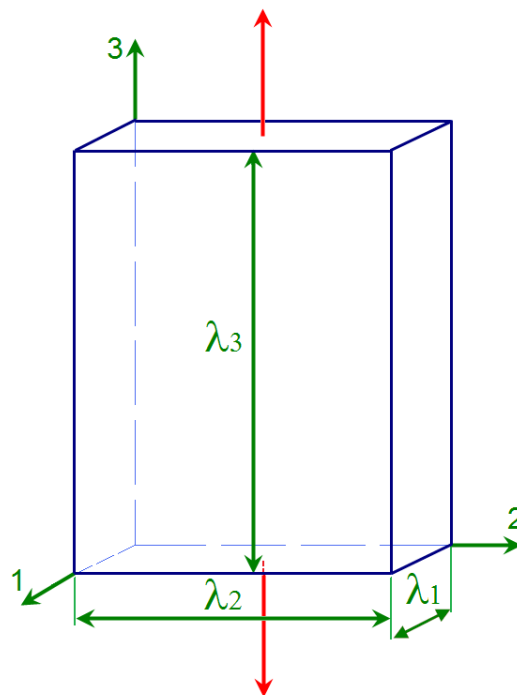
### 3.1.2 Jednoosá napjatost

Při jednoosé napjatosti (obr. 5) působí na daný prvek tahová síla v jednom směru. Jednoduché prodloužení je definováno poměrným protažením, kdy  $\lambda_1 = \lambda, \lambda_2 = \lambda_3 = \lambda^{-\frac{1}{2}}$ . Tato deformace vyplývá ze stavu nestlačitelnosti, kdy objem zůstává nezměněn,

a tudíž  $\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3 = 1$ . Pro tento stav napětí, kde jsou boční strany daného vzorku nezátížené, platí  $s_2 = s_3 = 0$  a rovnice pro tyto napětí se stane rovnicí neznámého stlačení  $P$ :

$$s = 2 \cdot \left[ \left( \frac{\partial W}{\partial I_1} \right) + \lambda^{-1} \cdot \left( \frac{\partial W}{\partial I_2} \right) \right] \cdot (\lambda^2 - \lambda^{-1}) \quad (7)$$

kde  $s$  je skutečné napětí. Tato rovnice je „velko-deformační“ ekvivalent Hookova zákona,  $s = E \cdot \varepsilon$  aplikovaného při malých deformacích [12] [16].



Obr. 5: Jednoosá napjatost

### 3.1.3 Biaxální napjatost

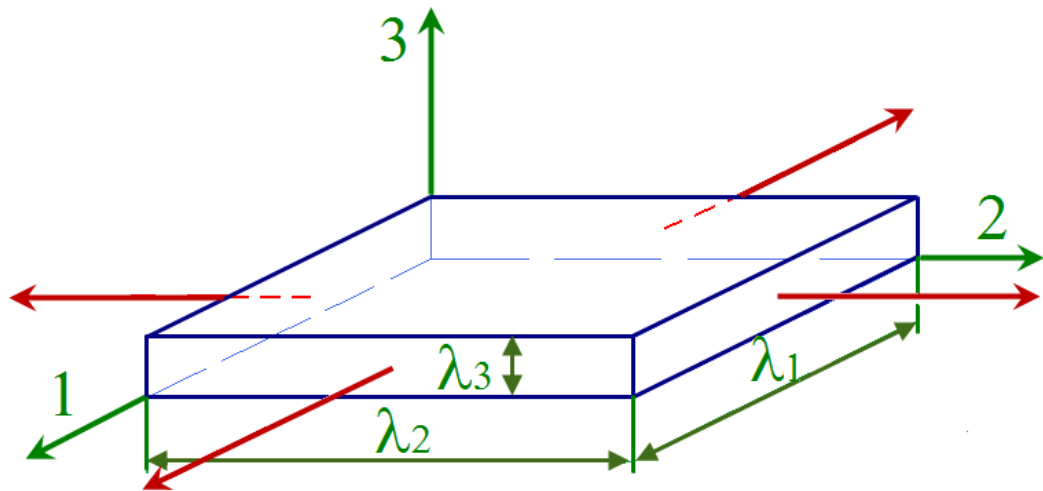
Poměrné protažení je dáno  $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda, \lambda_3 = \lambda^{-2}$ . Napětí  $\sigma_3$  je rovno nule, neboť tato strana prvku je nezatížená. Následně stlačení přechází na:

$$P = -2 \cdot \left( \lambda^{-4} \cdot \frac{\partial W}{\partial I_1} - \lambda^{-4} \cdot \frac{\partial W}{\partial I_2} \right) \quad (8)$$

Napětí  $s_1$  a  $s_2$  jsou dány jako:

$$s_1 = s_2 = 2 \cdot \left( \frac{\partial W}{\partial I_1} + \lambda^2 \cdot \frac{\partial W}{\partial I_2} \right) \cdot (\lambda^2 - \lambda^{-4}) \quad (9)$$

Na obr. 6 jsou znázorněny protažení u tenkého čtvercového prvku v biaxálním napětí [12].



Obr. 6: Působení biaxiálního napětí na tenkostěnný prvek

### 3.1.4 Čistý smyk

Tento stav je definován jako napětí působící ve směru 1 v takové formě, že je zabráněno změně šířky ve směru 2, tzn.  $\lambda_2 = 1$ . Při smykové deformaci linie rovnoběžná s jednou z hlavních os nepodléhá žádnému prodloužení. Název „čistý“ znamená, že hlavní osy nerotují během deformace. Výška daného vzorku ve vertikálním směru, směru namáhání, je značně menší, než horizontální šířka  $w$  ve směru druhém, a to řádově méně než jedna desetina  $w$ . Dlouhé horizontální svorky zabraňují kontrakci vedlejších stran vzorku a dochází k napětí ve vertikálním směru. Smyk vzniká v příčné rovině pod úhlem  $45^\circ$ .

Poměrné prodloužení je při deformaci  $\lambda_1 = \lambda, \lambda_2 = 1, \lambda_3 = \lambda^{-1}$ , napětí  $s_3 = 0$ . Napětí  $s_2$  je vyvoláno tuhými svorkami (které brání kontrakci), takže nulové není. Tlak  $P$  je pak:

$$P = -2 \cdot \left( \lambda^{-2} \cdot \frac{\partial W}{\partial I_1} - \lambda^2 \cdot \frac{\partial W}{\partial I_2} \right) \quad (10)$$

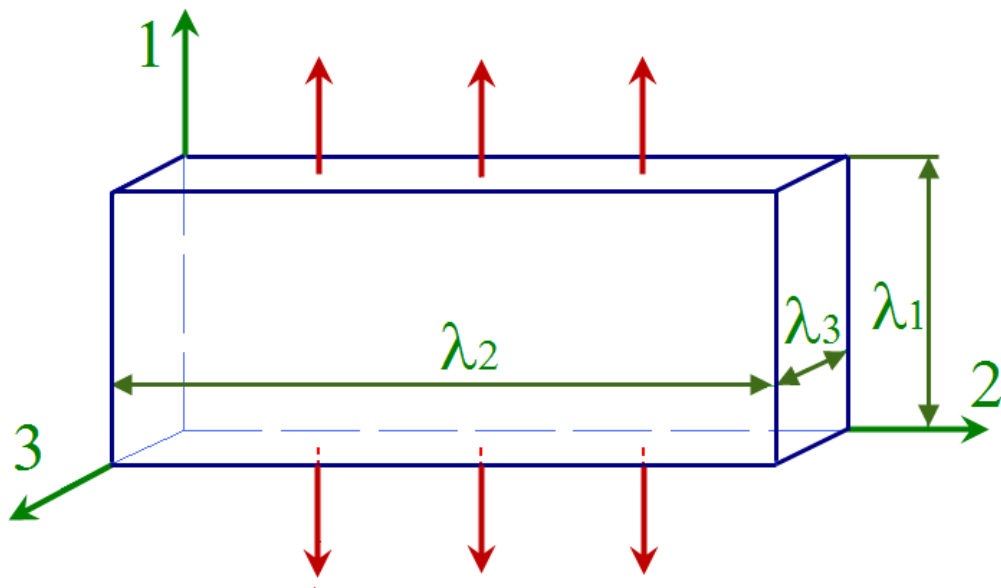
Napětí  $\sigma_1$  v protahovaném směru je:

$$s_1 = s = 2 \cdot \left( \frac{\partial W}{\partial I_1} + \frac{\partial W}{\partial I_2} \right) \cdot (\lambda^2 - \lambda^{-2}) \quad (11)$$

Vedlejší napětí [12]:

$$s_2 = 2 \cdot \left( \frac{\partial W}{\partial I_1} + \lambda^2 \cdot \frac{\partial W}{\partial I_2} \right) \cdot (1 - \lambda^{-2}) \quad (12)$$





Obr. 7: Čistý smyk

## 3.2 Matematické modely

### 3.2.1 Rozdělení modelů

Modely můžou být rozděleny do dvou základních skupin [12]:

- Mikromechanické modely vnitřní struktury elastomerů založeny na prvním deformačním invariantu, které jsou vhodné pro téměř nestlačitelné nebo nestlačitelné materiály. V tomto modelu mají materiálové konstanty svůj jednoznačný fyzikální význam. Patří sem například *Arruda-Boyce* nebo *Gent* modely.
- Fenomenologické modely jsou navrženy pouze na základě pozorování deformačně napěťového chování elastomerů na makroskopické úrovni. Patří sem například *Polynomický*, *Mooney-Rivlin*, *Yeoh* model, které jsou založeny prvním nebo druhým deformačním invariantu. Modely *Neo-Hookean* a *Ogden* jsou pro nestlačitelné materiály.

### 3.2.2 Matematické modely používané ve FEM systémech

Jednotlivé modely se od sebe liší definicí funkce hustoty deformační energie  $W$ . Tvary funkce  $W$  jsou většinou pojmenovány po svých autorech. Níže popsané elastomerní vztahy uvažují s objemovou nestlačitelností materiálů, lze je tedy zanedbat, a proto také neuvažujeme třetí invariant [12].

**Polynomický model**

Polynomická funkce je založena na prvním a druhém deformačním invariantu. Jedná se o fenomenologický model, jenž má tvar [12]:

$$W = \sum_{i+j=1}^N c_{ij} \cdot (I_1 - 3)^i \cdot (I_2 - 3)^j \quad (13)$$

kde  $c_{ij}$  jsou materiálové konstanty,  $N$  může mít hodnotu od jedné do nekonečna, ale obvykle se hodnoty větší než tři nevyskytují. Tento model může být aplikován až do 300% deformace [12].

**Mooney - Rivlin**

Ve 40. letech 20. století Mooney navrhnul fenomenologický model se dvěma parametry, které jsou založeny na předpokladu lineárních závislostí mezi zatížením a smykem během jednoduché smykové deformace. V 50. letech Rivlin pozměnil Mooneyho model, aby získal obecnou funkci deformační energie vyjádřenou pomocí deformačních invariantů [12].

Používají se dvou, tří, pěti a devítiparametrové Mooney – Rivlin moduly. Ty můžou být chápány jako zvláštní případy polynomického modelu [12].

Dvouparametrový model je ekvivalentní polynomické funkci s  $N = 1$ . Jedná se o jeden z nejpoužívanějších modelů.

$$W = c_{10}(I_1 - 3) + c_{01}(I_2 - 3) \quad (14)$$

Tříparametrový model je ekvivalentní polynomické funkci s  $N = 2$  a  $c_{20} = c_{02} = 0$ :

$$W = c_{10}(I_1 - 3) + c_{01}(I_2 - 3) + c_{11}(I_1 - 3) \cdot (I_2 - 3) \quad (15)$$

Pětiparametrový model je ekvivalentní polynomické funkci s  $N = 2$  :

$$W = c_{10}(I_1 - 3) + c_{01}(I_2 - 3) + c_{20}(I_1 - 3)^2 + c_{11}(I_1 - 3) \cdot (I_2 - 3) + c_{02}(I_2 - 3)^2 \quad (16)$$

Devítiparametrový model je ekvivalentní polynomické funkci s  $N = 3$ :

$$W = c_{10}(I_1 - 3) + c_{01}(I_2 - 3) + c_{20}(I_1 - 3)^2 + c_{11}(I_1 - 3) \cdot (I_2 - 3) + c_{02}(I_2 - 3)^2 + c_{30}(I_1 - 3)^3 + c_{21}(I_1 - 3)^2 \cdot (I_2 - 3) + c_{12}(I_1 - 3) \cdot (I_2 - 3)^2 + c_{03}(I_2 - 3)^3 \quad (17)$$

Dvouparametrový Mooney – Rivlin model je vhodný pro 90 – 100% tahové deformace, ale není vhodný pro charakteristiku chování materiálu při stlačení. Pěti a devítiparametrové modely mohou být použity i pro deformace kolem 200% [12].

**Yeoh**

Yeoh model je podobný polynomickému, ale je založen jen na prvním invariantu. Je náročnější na vyhodnocování a neposkytuje tak přesné výsledky. Výhodou je jeho jednoduchost. Je definován takto [12]:

$$W = \sum_{i=1}^N c_{i0} (I_1 - 3)^i \quad (18)$$

Yeoh model je obvykle uvažován s  $N = 3$ . Tříparametrový Yeoh model obecně poskytuje dobré výsledky pro deformace velkého rozsahu, ikdyž nemusí být přesný pro nižší hodnoty [12].

**Neo - Hookean**

Tento model patří k nejstarším a k nejjednodušším modelům. Můžeme ho brát jako podmnožinu polynomické funkce pro  $N = 1$ ,  $c_{01} = 0$ ,  $c_{10} = \mu / 2$ . Vychází z termodynamických principů a ze statistického přístupu k modelování vnitřní struktury elastomerů. Model není schopen přesně popsat závěrečnou vyztužovací fázi napěťově deformační odezvy elastomerů. Model vykazuje lineární chování při smykové deformaci [12].

Model je použitelný v rozsahu 30-40% deformací v jednoosém namáhání a v 80-90% v čistém smyku.

Je definován takto:

$$W = \frac{\mu}{2} (I_1 - 3), \quad (19)$$

kde  $\mu$  je počáteční smykový modul, který získáme ze vztahu:

$$\mu = nkT, \quad (20)$$

kde  $n$  je počet polymerních řetězců v jednotkovém objemu,  $k$  je Boltzmanova konstanta a  $T$  je absolutní teplota [12].

**Arruda – Boyce**

Arruda-Boyce model, také známý jako osmiřetězový, je založený na mikromechanice vnitřní struktury elastomerů. Tento model může být považován za rozšíření modelu Yeoh pro  $N = 5$ , kde konstanty mají reálný význam [12]

$$W = \mu \sum_{i=1}^5 \frac{C_i}{\lambda_L^{2i-2}} \cdot (I_1^i - 3^i), \quad (21)$$

kde konstanty  $C_i$  jsou definovány takto:

$$C_1 = \frac{1}{2}, \quad C_2 = \frac{1}{20}, \quad C_3 = \frac{11}{1050}, \quad C_4 = \frac{19}{7000}, \quad C_5 = \frac{519}{673750}, \quad (22)$$

kde  $\mu$  je počáteční smykový modul a  $\lambda_L$  je tzv. „limitní protažení“ sítě mikromechanického modelu struktury materiálu, při němž se už síť dál neprotahuje a napětí se začíná blížit nekonečnu. Pokud se  $\lambda_L$  rovná nekonečnu, forma *Arruda-Boyce* přechází na *Neo-Hookean*. Tento model je vhodný pro deformaci až do 300 % [12].

### **Gent**

Tento model je také mikromechanický podobně jako u *Arruda – Boyce*. Užívá také konceptu limitního síťového protažení, nevychází však z modelu vnitřní struktury elastomerů [12].

$$W = \frac{EI_m}{6} \cdot \ln \left( 1 - \frac{I_1 - 3}{I_m} \right), \quad (23)$$

kde  $E$  je počáteční modul pružnosti, pro nestlačitelné materiály roven  $3\mu$ .  $I_m$  je limitní hodnota členu  $I_1 - 3$ , v *Arruda – Boyce* modelu analogická s  $\lambda_L$ . Jestliže hodnota přirozeného logaritmu narůstá, výsledná forma se podobá modelu *Yeoh*. Když  $I_m$  je rovno nekonečnu, pak model přejde na model *Neo – Hookean*. V *Gent* modelu se vystačí s pouze dvěma materiálovými konstanty a je schopen postihnout závěrečnou vyztužovací fázi napěťově deformační odezvy [12].

### **Ogden**

*Ogden* model je další fenomenologický model, který je vyjádřen v hodnotách hlavního protažení. Poměrně dobře vystihuje chování i při větších deformacích [12].

$$W = \sum_{i=1}^N \frac{\mu_i}{\alpha_i} \cdot (\lambda_1^{\alpha_i} + \lambda_2^{\alpha_i} + \lambda_3^{\alpha_i} - 3), \quad (24)$$

kde  $\mu_i$ ,  $\alpha_i$  jsou materiálové konstanty a hodnota  $N$  zpravidla nebývá větší než 3.

*Ogden* model je při  $N = 1$  a  $\alpha_1 = 2$  roven *Neo – Hookean* modelu, pokud  $N = 1$ ,  $\alpha_1 = 2$  a  $\alpha_2 = -2$ , pak se jedná o dvou-parametrový *Mooney – Rivlin* model. Tento model může být použit až do 700% deformace [12].

Mezi další modely, které vycházejí z polynomického modelu, patří [17]:

***2nd – order invariant***

$$W = c_{10}(I_1 - 3) + c_{01}(I_2 - 3) + c_{11}(I_1 - 3) \cdot (I_2 - 3) + c_{20}(I_1 - 3)^2 \quad (25)$$

***3rd – order deformation***

$$W = c_{10}(I_1 - 3) + c_{01}(I_2 - 3) + c_{11}(I_1 - 3) \cdot (I_2 - 3) + c_{20}(I_1 - 3)^2 + c_{30}(I_1 - 3)^3 \quad (26)$$

***Signiorini***

$$W = c_{10}(I_1 - 3) + c_{01}(I_2 - 3) + c_{20}(I_1 - 3)^2 \quad (27)$$

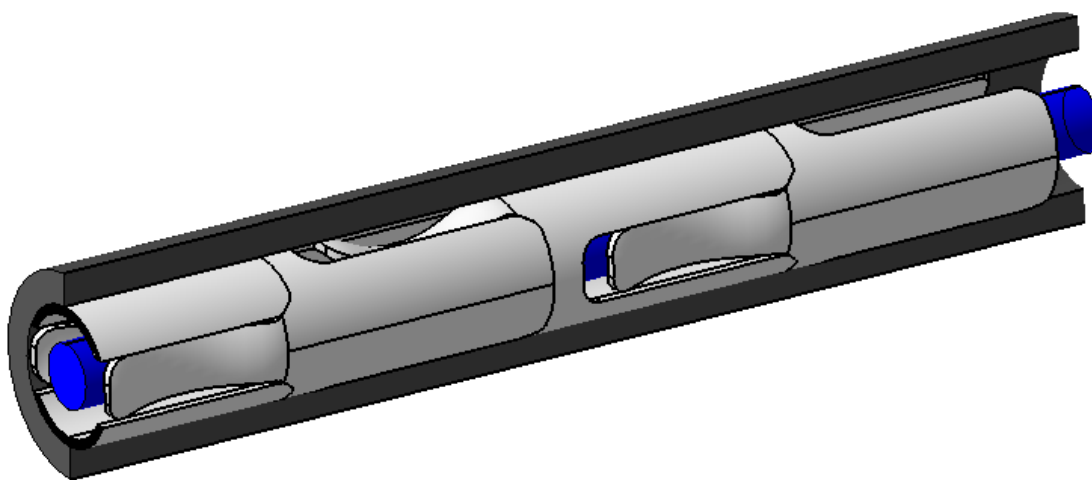
***Kloaner – Segal***

$$W = c_{10}(I_1 - 3) + c_{01}(I_2 - 3) + c_{20}(I_1 - 3)^2 + c_{03}(I_2 - 3)^3 \quad (28)$$

## **II. PRAKTICKÁ ČÁST**

## 4 STANOVENÍ CÍLŮ

Cílem této práce je optimalizace tvaru - mechanického chování - polyuretanového pouzdra používaného ve vícevřetenových automatech. Podávaný tyčový materiál má různý průměr, menší než průměr trubkového vedení, takže zde vznikají menší či větší vůle. Vlivem této vůle by docházelo ke kmitání tyče a tím pádem celého stroje. Z tohoto důvodu jsou za sebou na tyči navlečena polyuretanová pouzdra, která vyplňují tento prostor, zachycují vznikající kmity a jsou univerzální pro všechny používané průměry tyčí. Znázornění celého uspořádání je na obr. 8:



Obr. 8: Znázornění celého uspořádání uvnitř válcového vedení

Je potřeba analyzovat mechanické chování současného pouzdra, tzn. závislost jednotlivých parametrů pouzdra, jako je například tloušťka pouzdra, šířka svorek nebo zkosení na výstupu svorky, na celkové mechanické vlastnosti, především přítláčné síly svorek, která nejvíce ovlivňuje velikost kmitání. Na základě získaných výsledků z těchto analýz bude upraven tvar pouzdra.

## 5 MECHANICKÉ VLASTNOSTÍ POUŽITÉHO POLYURETANU

Pro numerickou analýzu je potřeba znát mechanické vlastnosti použitého polyuretanu. Pro přesné výsledky je důležité provést zkoušku nejen jednoosým ale i dvouosým tahem.

### 5.1 Materiálové údaje MTQ 25145

Souhrnné materiálové údaje o použitém polyuretanu jsou v následující tabulce:

Prepolymer		MTQ 25145	
Řetězec		T20 + BDO (D5 or SD5 katalyzátor)	
Procesní podmínky	T 20 dílů na 100 dílů MTQ 25145	40	
	BDO dílů na 100 dílů MTQ 25145	12,65	
	Katalyzátor D5%/BDO (hmotnostně) smíšeným s BDO	1,30	
	Katalyzátor SD5%/celkem (hmotnostně)	0,51	
Typické mechanické vlastnosti	Tvrdość při -5°C podle [Shore A]	DIN 53505	92
	Tvrdość při 20°C podle [Shore A]	DIN 53505	90
	Tvrdość při 80°C podle [Shore A]	DIN 53505	89
	Modul při 10% protažení [MPa]	DIN 53504	3,9
	Modul při 100% protažení [MPa]	DIN 53504	10,3
	Modul při 200% protažení [MPa]	DIN 53504	14,1
	Modul při 300% protažení [MPa]	DIN 53504	18,0
	Pevnosť v tahu [MPa]	DIN 53504	30
	Tažnosť [%]	DIN 53504	500
	Pružnosť [%]	DIN 53512	59
	Odolnosť proti opotřebení [mm <sup>3</sup> ]	DIN 53516	40
	Měrná hmotnosť [-]		1,09

Tab. 2: Vlastnosti MTQ 25145

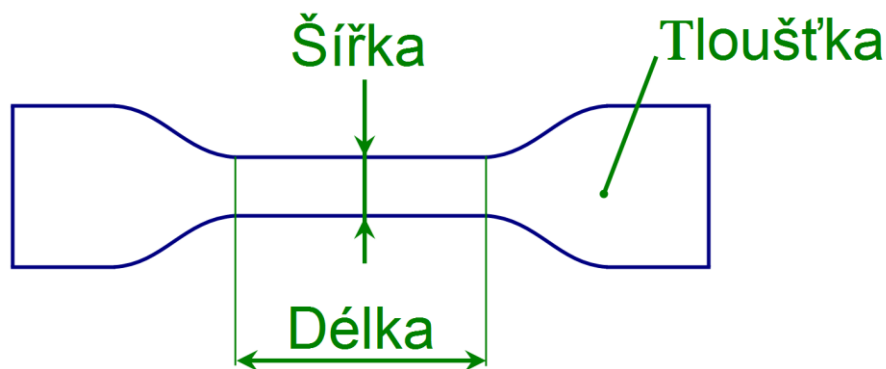


## 5.2 Zkouška jednoosým tahem

Zkouška tahem představuje nejpoužívanější statickou mechanickou zkoušku. Získáváme z ní základní hodnoty nutné pro výpočet konstrukčních prvků [1].

### 5.2.1 Charakteristika zkoušky

Zkouška byla prováděna dle příslušné normy ČSN ISO 37 na trhačím stroji Zwick 1456. Zkušební tělesa ve tvaru plochých oboustranných lopatek byla upnuta do čelistí trhačího stroje tak, aby osa zkušebního tělíska byla totožná s osou upínacích čelistí. Zátěžná síla se postupně plynule zvětšovala až do přetržení zkušebního tělíska. V průběhu zkoušky se měřila velikost zátěžné síly a prodloužení tělíska. Šířka pracovní části byla 30 mm, délka pracovní části 6 mm a tloušťka 1 mm (obr. 9)



Obr. 9: Rozměry zkušebního tělíska

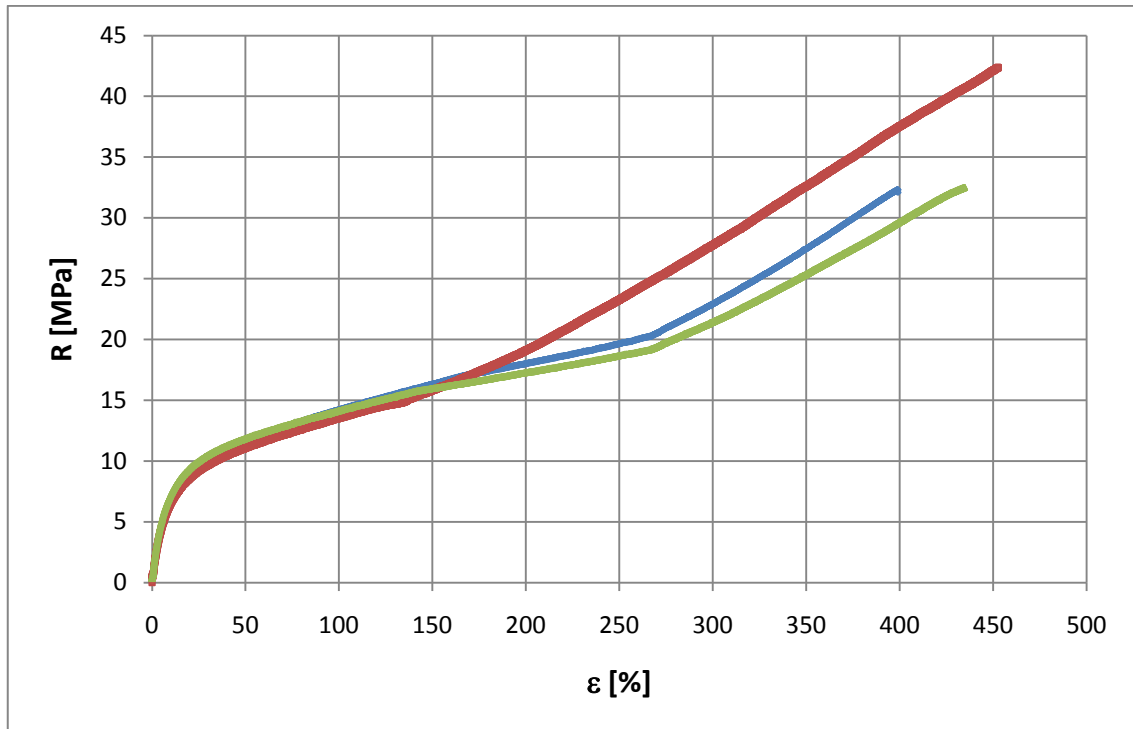
### *Postup zkoušky*

Před začátkem samotné zkoušky byly zapsány rozměry zkušebního tělesa do programu trhačího stroje. Zkušební těleso bylo upevněno v čelistech tak, aby se zabezpečilo symetrického upnutí rovnoběžných částí lopatek a také, aby byl tah rovnoměrně rozložen na příčný průřez tělesa. Na těleso se ještě připevnil extenzometr.

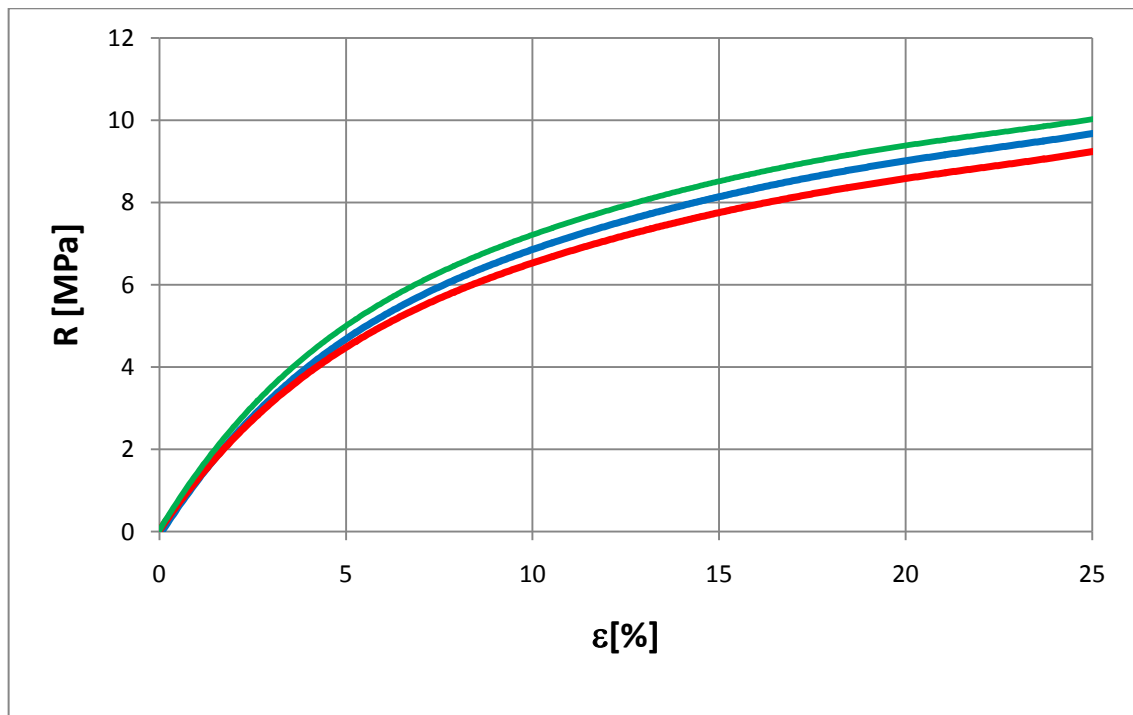
Po spuštění stroje program zaznamenával okamžité pracovní délky zkušebního tělesa a působící sílu s přesností 2%. Rychlost přičníku byla 200 mm/min. Celkově byla provedena 3 měření.

### 5.2.2 Získané výsledky

Grafické znázornění zjištěné závislosti smluvního napětí na poměrném prodloužení je znázorněno na obr. 10 a obr. 11:



Obr. 10: Závislost smluvního napětí na poměrné deformaci při jednoosém tahu  
Předpokládá se, že při vzniklém zatížení pouzdra nedochází k poměrnému protažení většímu než 25%. Proto je pro přesnější matematický popis, nutné pro numerický výpočet, vhodné použít křivky jen do tohoto prodloužení.



Obr. 11: Závislost smluvního napětí na poměrné deformaci při jednoosém tahu do 25% prodloužení

Kde:

$R$  je smluvní jmenovité napětí vyjádřené podle vztahu [18]:

$$R = \frac{F}{S_0} [MPa], \quad (29)$$

kde  $F$  je zatěžující síla,  $S_0$  je původní průřez pracovní části tyče.

$\varepsilon$  je poměrné prodloužení vyjádřené podle vztahu:

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L_0} = \frac{L - L_0}{L_0} [-], \quad (30)$$

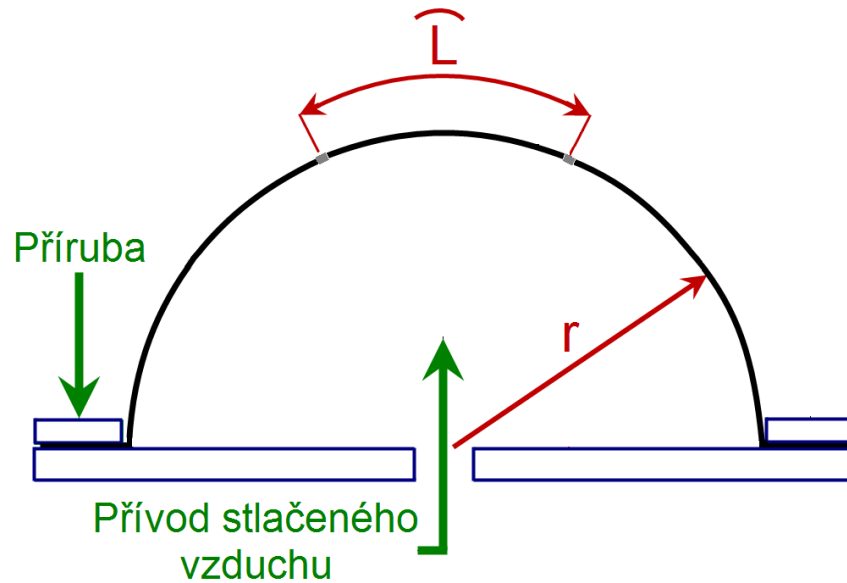
kde  $L$  je absolutní prodloužení,  $L_0$  je počáteční měřená délka.

### 5.3 Zkouška dvouosým tahem

Zkoušky dvouosým tahem jsou v praxi zřídka prováděny. V současné době neexistuje žádná zkouška pro dvouosý tah, která by byla normalizována ISO normou. Nicméně hodnoty této zkoušky jsou nezbytné pro přesnější mechanickou analýzu založenou na metodě konečných prvků [18].

#### 5.3.1 Charakteristika zkoušky

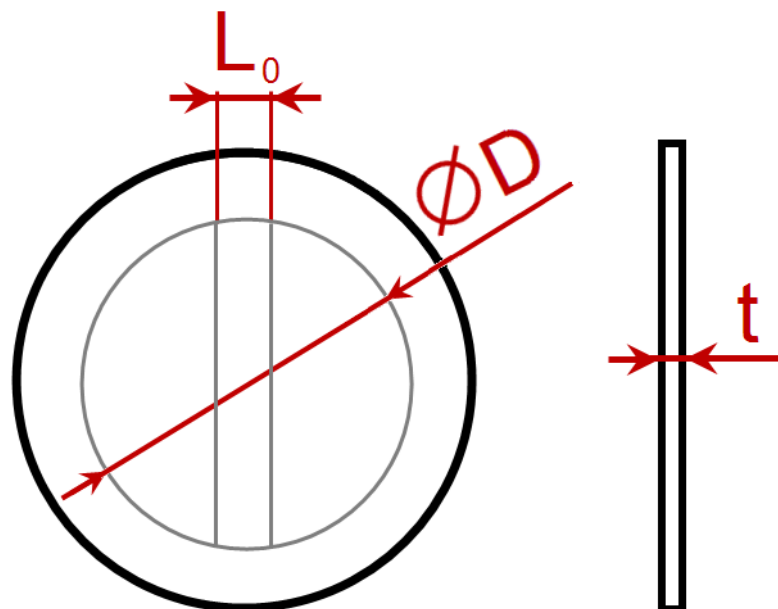
Zkušební vzorky kruhového tvaru byly upnuty po okrajích přírubami, jak je znázorněno na obr.12. Kompresorem vháněný vzduch nafukoval polyuretanové vzorky, tím docházelo na vrcholu bubliny dvouosému protahování. Odečítaly se okamžité hodnoty tlaku, příslušná délka a poloměr sledovaného fragmentu plochy promítnutého do roviny, ve které byl vzorek digitálně snímán pomocí fotoaparátu. Z takto získaných hodnot byly vypočteny potřebné charakteristiky z dvouosého protahování.



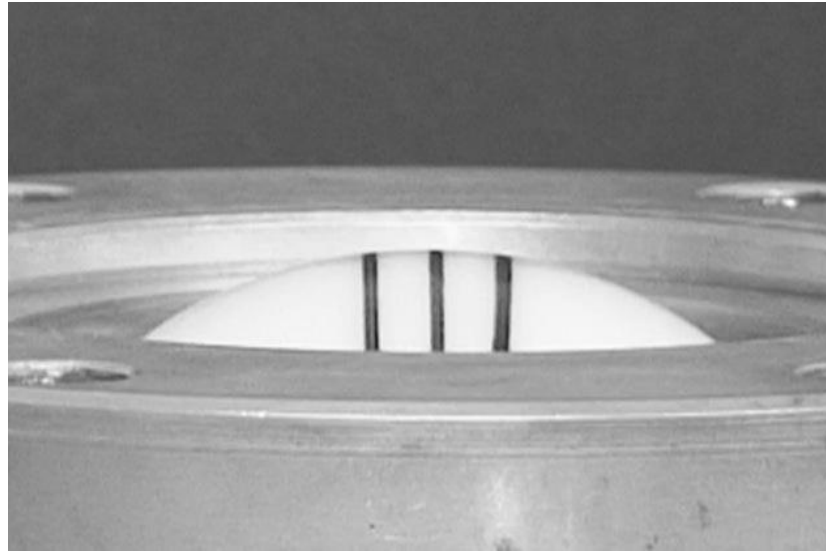
Obr. 12: Princip použité metody pro dvouosé protahování

**Zkušební vzorky**

Zkušební vzorky mají při této metodě kruhový tvar s orýsováním, což umožňovalo přesně odečítat jejich rozměry zvětšující se současně s rostoucím tlakem. Tloušťka vzorků  $t$  byla 1 mm a průměr  $D = 50$  mm. Vzdálenost dvou úseček, která se odečítala, měla počáteční vzdálenost  $L_0 = 10$  mm (obr.13).



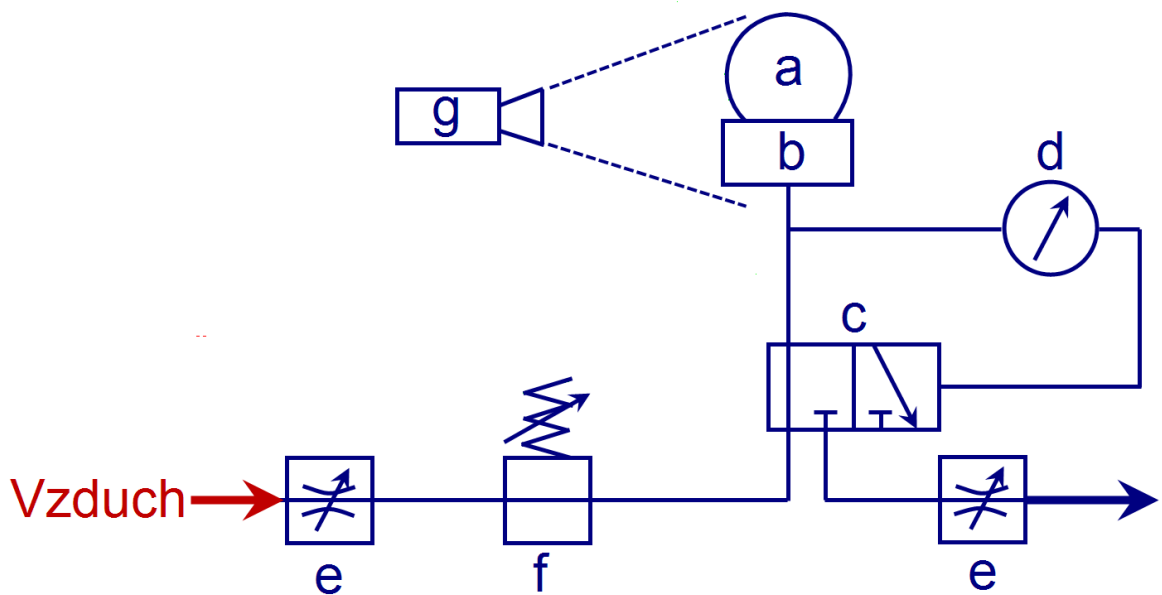
Obr. 13.: Zkušební vzorek.



Obr. 14: Nafouknutá bublina během laboratorního měření

**Schéma zkušebního zařízení**

Schéma celého použitého zařízení je znázorněno na následujícím obrázku:



Obr. 15.: Schéma zkušebního zařízení pro dvouosý tah.

Skládá se z následujících částí: Testovaný vzorek (a), příruba pro uchycení (b), regulační ventil (c), tlakoměr (d), ventil (e), tlakový regulátor (f), fotoaparát (g).

**Postup zkoušky**

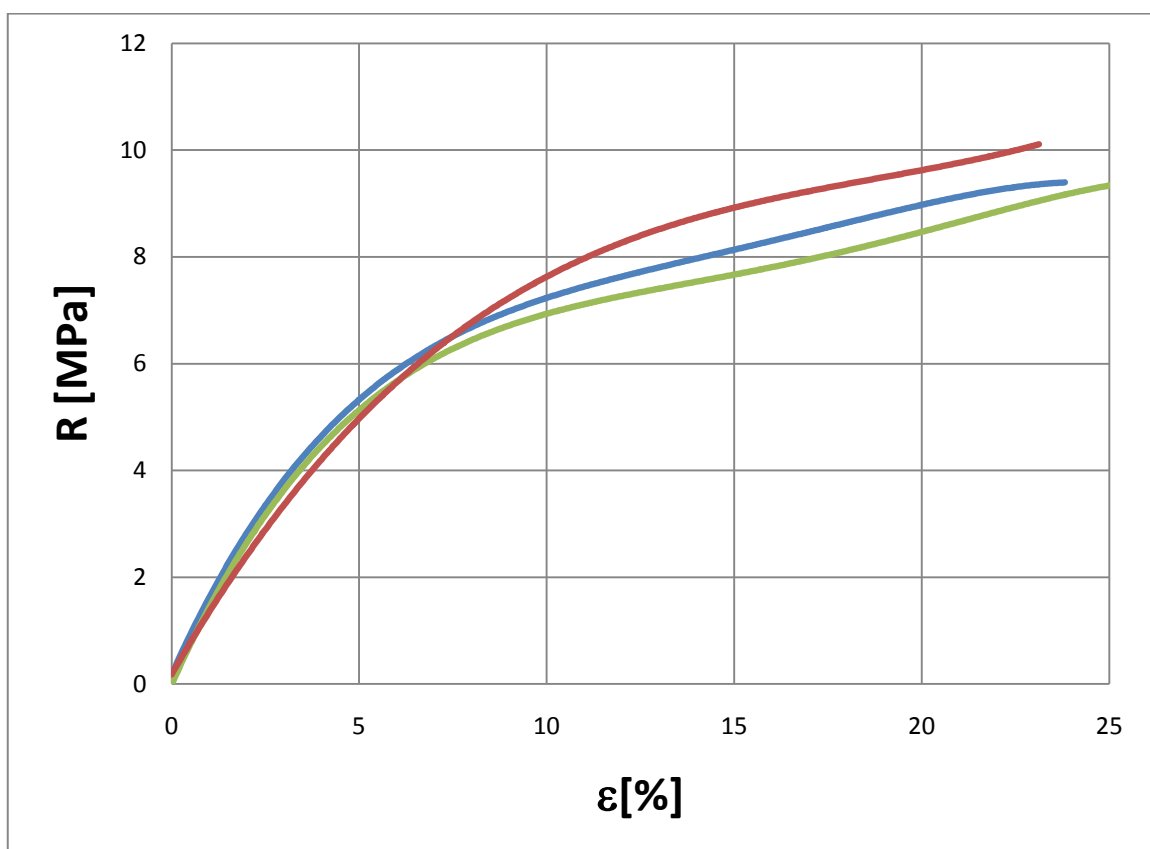
Zkušební vzorek byl vystřihnut do kruhového tvaru průměru 50 mm. Na povrchu byly narysovány úsečky vzájemně vzdálené  $L_0 = 10$  mm, jako je znázorněno na obr 13.

Vzorek byl vložen a uchycen v upínací přírubě tak, aby bylo zajištěno symetrického upnutí a také vhodná orientace sledovaného úseku vůči digitálnímu fotoaparátu.

Poté byl zapnut kompresor, docházelo k nafukování vzorku do tvaru bubliny. Byly odečítány okamžité hodnoty tlaku z digitálního ukazatele, digitální fotoaparát sloužil pro zaznamenávání rozměrových změn.

### 5.3.2 Získané výsledky

Pořízené snímky byly staženy do počítače. Užitím programu AutoCAD byla měřena vzdálenost úseku  $L$  (oblouku) a poloměr bubliny (oblouku)  $r$  v průběhu celého měření (obr. 12).



Obr. 16: Závislost smluvní napětí na poměrné deformaci při dvouosém tahu

Kde smluvní napětí je [18]:

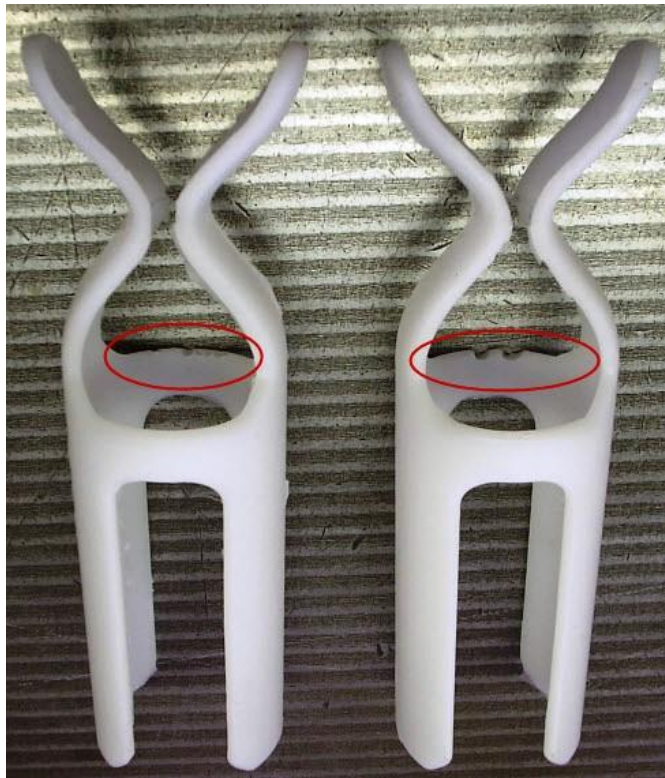
$$R = \frac{p \cdot r \cdot \lambda}{2 \cdot t} \text{ [MPa]} , \quad (29)$$

$$\lambda = \frac{L}{L_0} , \quad (30)$$

kde  $p$  je tlak uvnitř vzorku,  $r$  je poloměr oblouku,  $t$  je tloušťka vzorku,  $L$  je délka úseku během zatížení tlakem a  $L_0$  původní délka úseku (viz obr. 12 a 13).

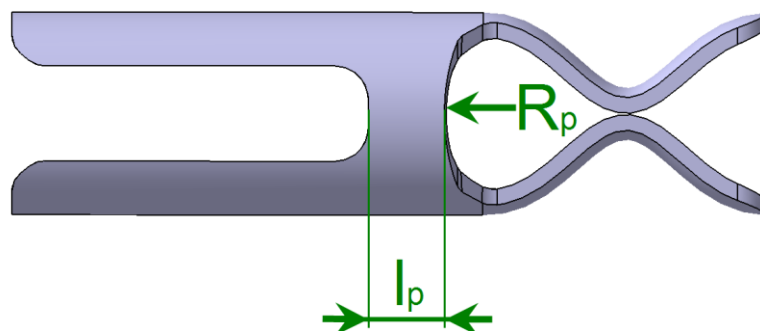
## 6 MECHANICKÉ ANALÝZY POUZDRA

Tvar pouzdra byl z technologických důvodů částečně změněn již pro první analýzy. Tyto změny jsou nezbytné nezávisle na mechanických vlastnostech pouzdra. Při jeho odlévání totiž docházelo k uzavírání vzduchu ve formě a vznikaly zřetelné nedotečeniny. Problémové místo lze zpozorovat na obr. 17:



Obr. 17: Fotografie pouzdra s nedotečeným místem

Na čelní stěně bylo vytvořeno zaoblení  $R_p$ , které usnadní únik vzduchu z tohoto místa. Délka stěny byla také prodloužena pro zvětšení tuhosti celého pouzdra. Změna je zobrazena na následujícím obrázku:



Obr. 18: Zobrazení tvarových změn pouzdra



Pro analýzy byly použity FEM programy MSC Patran a MSC Marc, které umožňují nelineární analýzy.

## 6.1 Vstupní parametry pro analýzy

Model pouzdra byl vytvořen v CAD programu CATIA V5 R18, poté byl importován do programu MSC Patran. Jednodušší části, jako je okolní trubka a tyč, byly vytvořeny přímo v programu MSC Patran. Z pohledu pevnosti a tvrdosti materiálu těchto částí oproti PUR, lze tyto části považovat za dokonale tuhé, proto byly namodelovány jako pevné plochy, které se nedeformují.

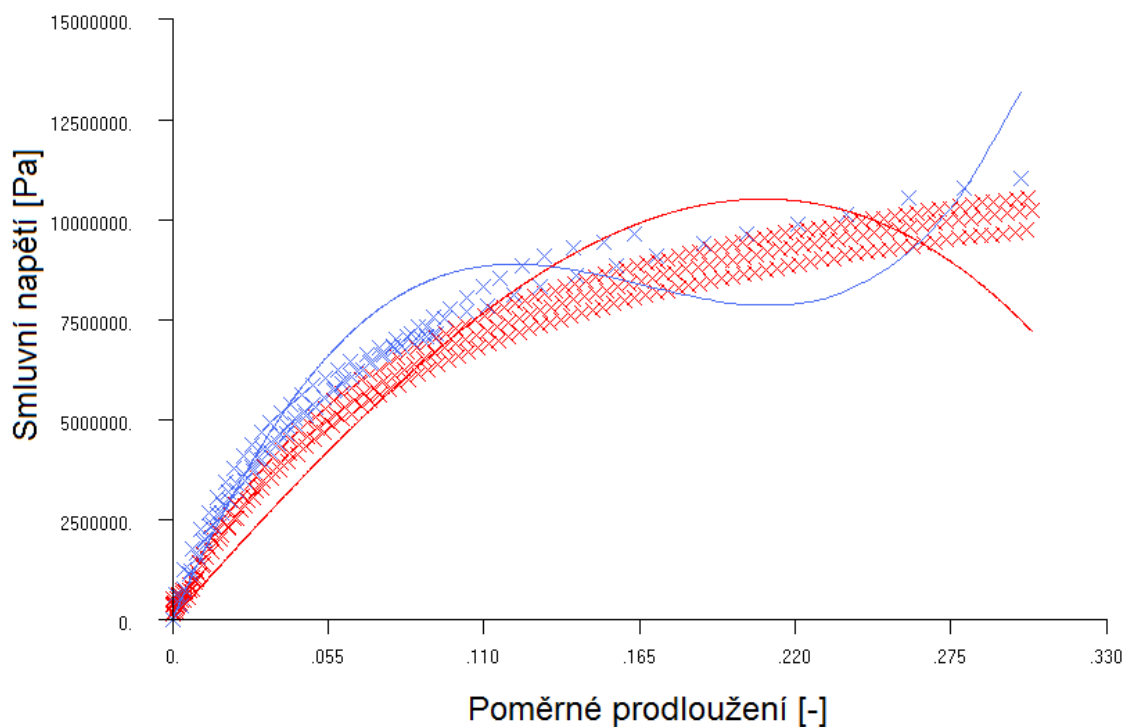
### 6.1.1 Definování materiálových vlastností

Vstupními daty pro popis materiálového chování použitého materiálu jsou data z jednoosé a dvouosé zkoušky. Výsledky z těchto zkoušek musí být uloženy v datovém formátu pro následné úspěšné načtení.

FEM programy nejsou schopné pracovat přímo s těmito hodnotami – samotnými čísly. Materiálu musí být přiřazen takový matematický model, který nejpřesněji popisuje jeho chování zjištěné z trhacích zkoušek. MSC Patran po vybrání určitého matematického modelu z knihovny automaticky spočítá, jaká je jejich odchylka od vstupních dat. To umožňuje jednoduše vybrat nejvíce vhodný model. Jako vstupní data jsou vkládány hodnoty ze všech měření, není nutné vkládat jen průměrnou hodnotu, protože to už si program vypočítá sám pro vybraný model.

Nejmenší odchylka byla zjištěna při použití modelu 2nd – order invariant. Materiálové konstanty mají dle výpočtů programu hodnoty:  $c_{10} = 21\,378\,826$  Pa;  $c_{01} = -7\,589\,016$  Pa;  $c_{11} = 28\,130\,586$  Pa a  $c_{20} = -45\,380\,576$  Pa. Odchylka 8,054 Pa.

Porovnání naměřených hodnot s hodnotami vypočtených ze 2nd – order invariant jsou zobrazeny na obr.19. Modře je zobrazen dvouosý tah a červeně jednoosý. Laboratorně změřené hodnoty jsou znázorněny křížkem, ty modelové jen samotnou křivkou. Samotný model byl popsán v teoretické části (rovnice 25).



Obr. 19: Porovnání naměřených hodnot s hodnotami vypočtených ze zvoleného modelu.

### 6.1.2 Okrajové podmínky

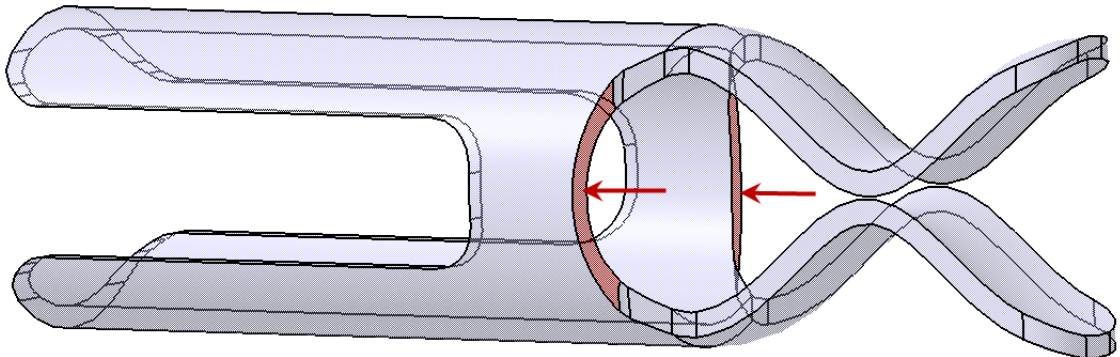
Jak je znázorněno na obr.8, pouzdro je vedeno ve válci, který má vnitřní průměr stejný jako vnější průměr pouzdra, tzn. 42,5 mm. Vnitřkem tohoto válce je podáván tyčový materiál o kruhovém průřezu, který je svírán svorkami PUR pouzdra a má různý průměr, minimálně však 12 mm. Jednotlivá pouzdra jsou řazena sériově za sebou, dochází mezi nimi ke vzájemnému kontaktu. Všechny tyto záležitosti musí být nadefinovány do softwaru MSC Patran jako okrajové podmínky pro následné analýzy.

#### *Definice v MSC Patran*

V MSC Patran byly zadány následující okrajové podmínky:

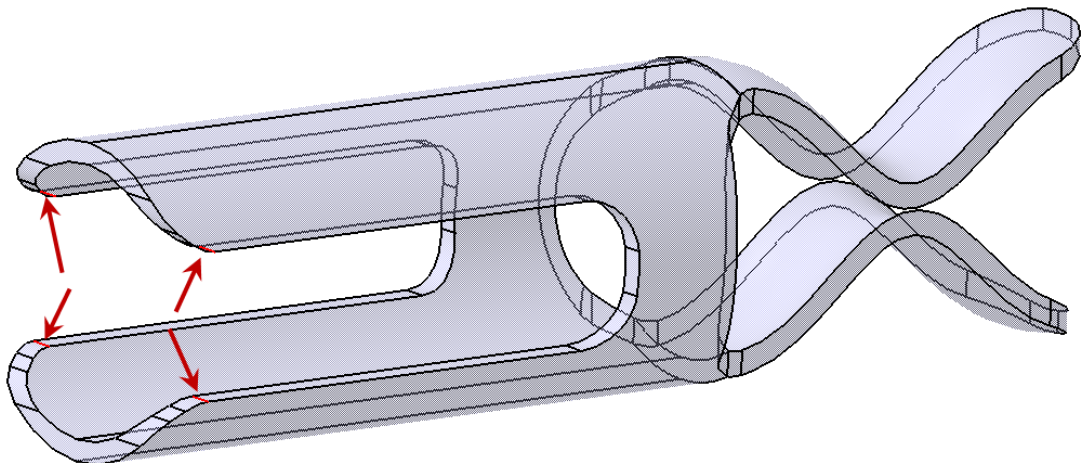
- Vztah mezi pouzdrem, válcem a tyčí – Mezi pouzdrem a tyčí / válcem je vložena vazba kontaktu. Jak již bylo zmíněno, válec a tyč jsou namodelovány jako pevné nedeformovatelné plochy.
- Zamezení pohybu pouzdra v ose  $z$  – Aby se pouzdro nepohnulo se zasouvající se tyčí nebo s měnící se deformací, byla na čelních stěnách pouzdra vytvořena vazba,

kteřá nepovoluje pouzdru pohyb v ose  $z$  (obr. 20). Ostatní pohyby jsou povoleny. Touto vazbou je odebrán jeden stupeň volnosti.



Obr. 20: Zvýrazněné plochy, které jsou v ose  $z$  nadefinována jako nepohyblivá

- Vztah mezi jednotlivými pouzdry – pouzdra jsou do sebe zasunuta tak, že pro svorku následujícího pouzdra je vytvořena mezera v pouzdře předchozím. Velikost styčné plochy se může měnit v závislosti na velikosti deformace svorky, tedy na průměru zasunuté tyči. Vždy se ale následujícího pouzdra dotýkají čtyři hrany (obr. 21), ve kterých se pouzdro nemůže posunovat v rovině  $xy$  a to ani směrem od středu ven kvůli stěně válce.



Obr. 21: Hrany, které jsou v rovině  $xy$  nepohyblivé

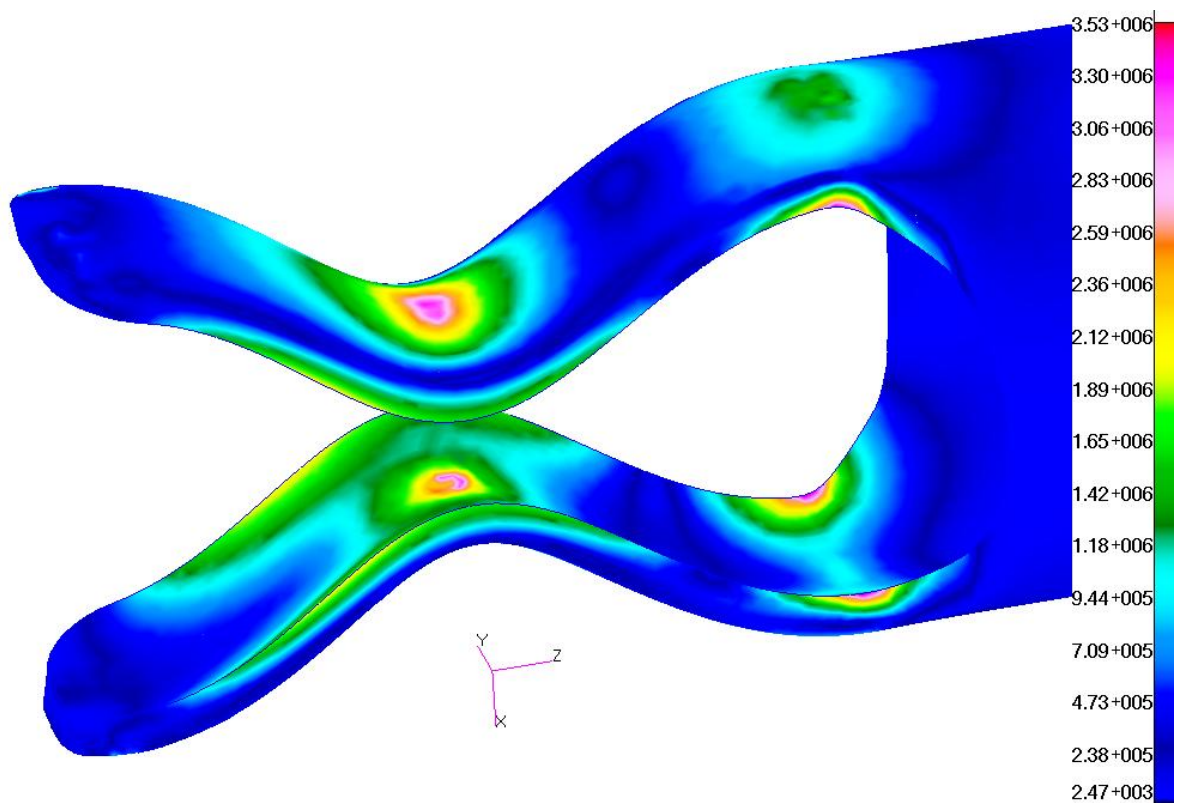
## 6.2 Mechanická analýza původního pouzdra

Nejprve je potřeba provést mechanické analýzy původního pouzdra při různých průměrech podávané tyče, které se mohou vyskytnout. Sledovanou veličinou je především přítláčná síla, kterou tlačí svorka na tyč. Pro následné porovnávání optimalizovaného vzorku s tímto původním bude zjišťováno i maximální vzniklé Von Misesovo napětí a poměrné protažení.

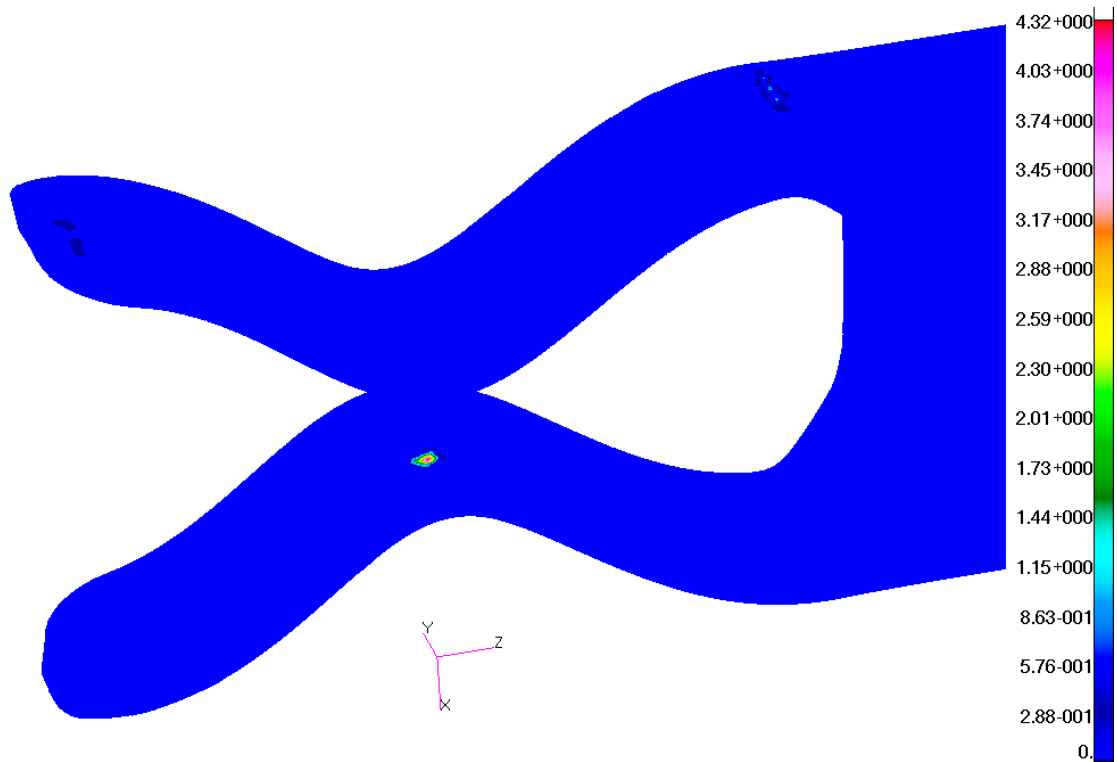
Byly zvoleny 3 různé průměry tyče - nejmenší používaná 12 mm, pak 20 mm a 30 mm. Jako původní pouzdro je to, které již bylo z technologických důvodů částečně přetvarováno (viz obr.18).

### *Analýza při průměru tyče 12 mm*

Deformace pouzdra při použití tyče o průměru 12 mm je zobrazena na následujících obrázcích:



Obr. 22: Rozložení napětí [Pa] deformovaného pouzdra tyčí o průměru 12 mm



Obr. 23: Rozložení přítláčné síly [N] svorek na podávanou tyč o průměru 12 mm

Výsledky:

Celková přítláčná síla $F_{\text{přítl}}$ [N]	18,3
Maximální Von Misesovo napětí $\sigma$ [MPa]	3,53
Maximální poměrné protažení [%]	4,40

Kde:

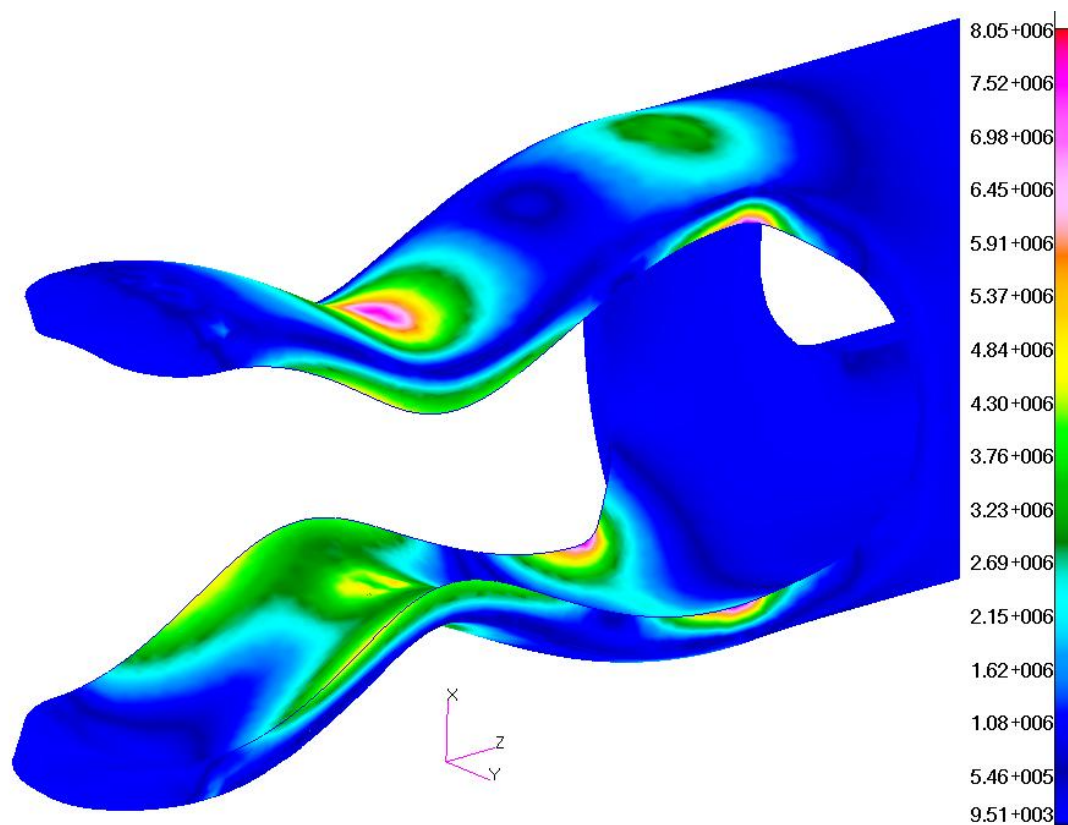
$$F_{\text{přítl}} = \sum_{i=1}^n F_{\text{přítli}}$$

$n$  Počet uzlů na svorce pouzdra, které působí normálovou silou na podávanou tyč

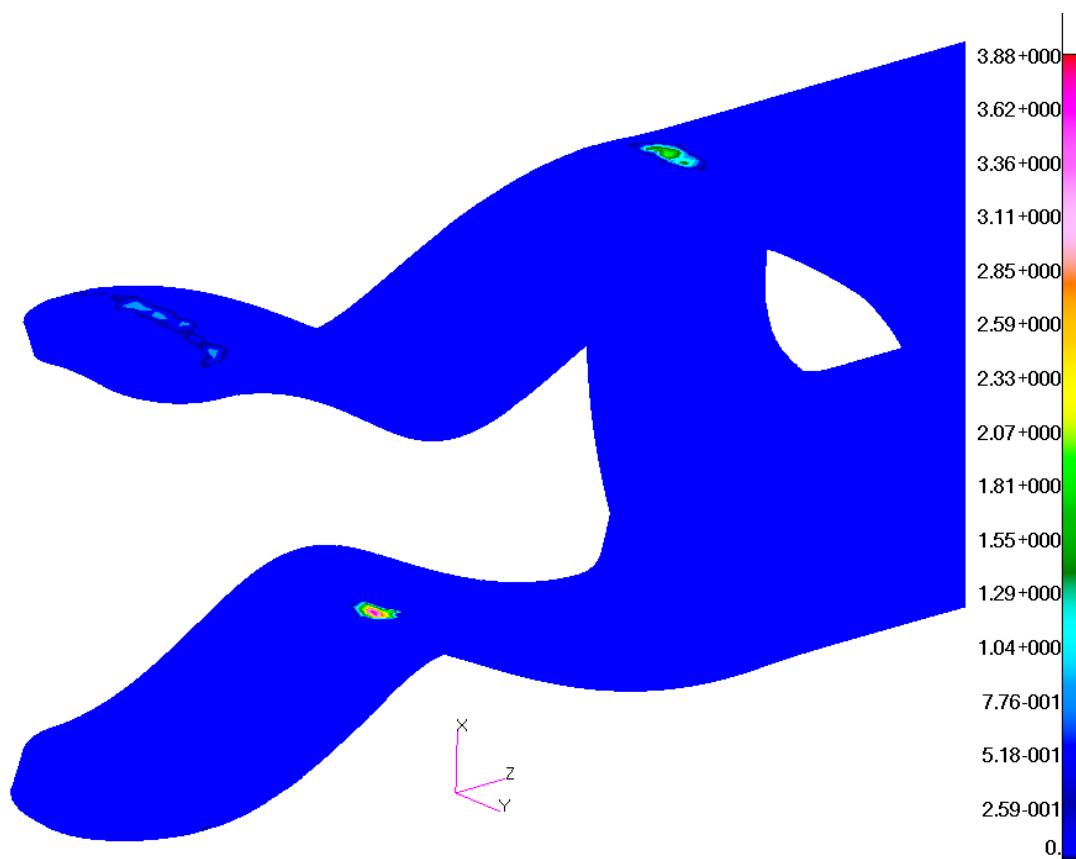
$F_{\text{přítli}}$  Síla, kterou působí  $i$ -tý uzel na podávanou tyč

#### ***Analýza při průměru tyče 20 mm***

Deformace pouzdra při použití tyče o průměru 20 mm je zobrazena na následujících obrázcích:



Obr. 24: Rozložení napětí [Pa] deformovaného pouzdra tyčí o průměru 20 mm



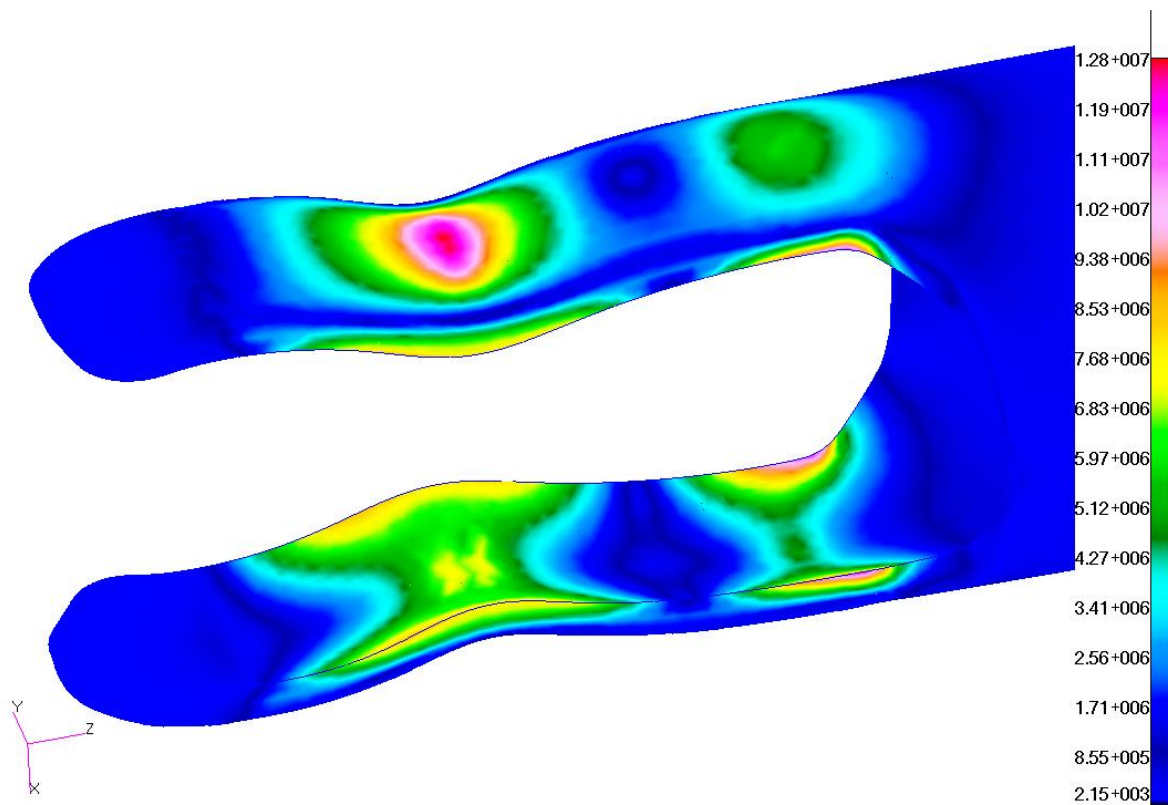
Obr. 25: Rozložení přítlačné síly [N] svorek na podávanou tyč o průměru 20 mm

Výsledky:

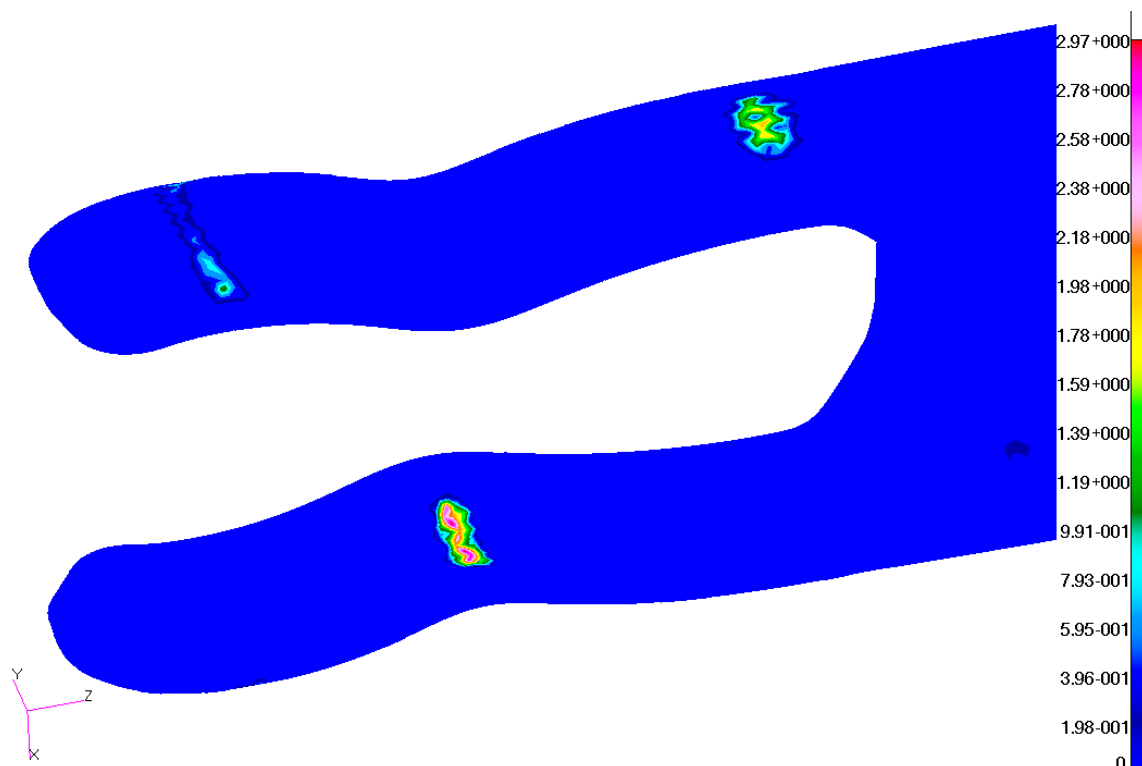
Celková přítláčná síla $F_{\text{přítl}}$ [N]	40,4
Maximální Von Misesovo napětí $\sigma$ [MPa]	8,05
Maximální poměrné protažení [%]	10,0

### *Analýza při průměru tyče 30 mm*

Deformace pouzdra při použití tyče o průměru 30 mm je zobrazena na následujících obrázcích:

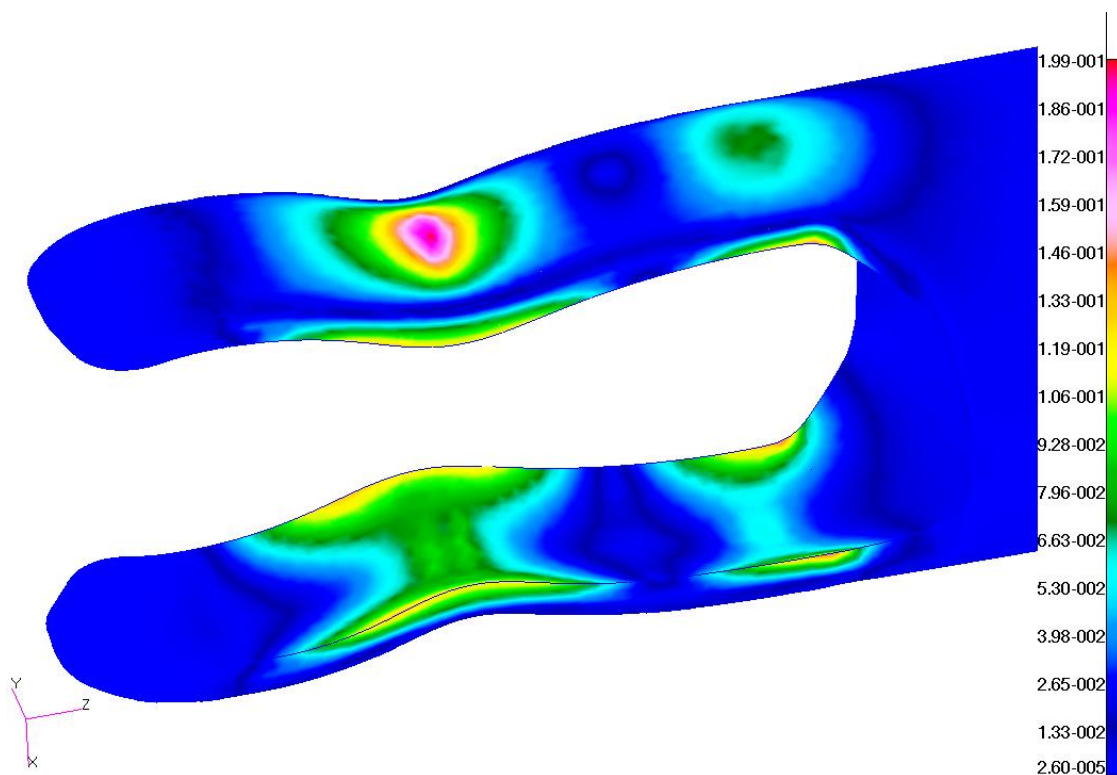


Obr. 26: Rozložení napětí [Pa] deformovaného pouzdra tyčí o průměru 30 mm



Obr. 27: Rozložení přítláčné síly [N] svorek na podávanou tyč o průměru 30 mm

Při použití tyče s nejvyšším průměrem lze očekávat, že poměrné protažení bude velmi narůstat. Jeho rozložení je zobrazeno na následujícím obrázku:



Obr. 28: Rozložení poměrného protažení [-] pouzdra tyčí o průměru 30 mm



Výsledky:

Celková přitlačná síla $F_{\text{přítl}}$ [N]	106,1
Maximální Von Misesovo napětí $\sigma$ [MPa]	12,8
Maximální poměrné protažení [%]	19,9

S rostoucím průměrem roste velikost přitlačné síly. Největší maximální vzniklá přitlačná síla nemusí znamenat (obr. 23, obr.25 a obr.27), že součet všech jednotlivých sil od působících uzlů bude také největší, protože při použití menšího průměru tyče je v kontaktu podstatně menší plocha svorky, než při použití většího průměru tyče, kdy se svorka dostává do kontaktu s tyčí téměř po celé šířce.

Největší napětí vzniká v rozích u paty svorky a na svorce v místě kontaktu s podívanou tyčí. Se zvyšujícím průměrem tyče roste napětí, které dosahuje minimálně 3,53 MPa u tyče o průměru 12 mm a až 12,8 MPa při použití tyče o průměru 30 mm.

Napětí je úměrné poměrnému prodloužení. Rozložení poměrného prodloužení na pouzdře je proto stejné jako u napětí, dosahují maximálně 19,9%.

## 7 TVAROVÁ OPTIMALIZACE

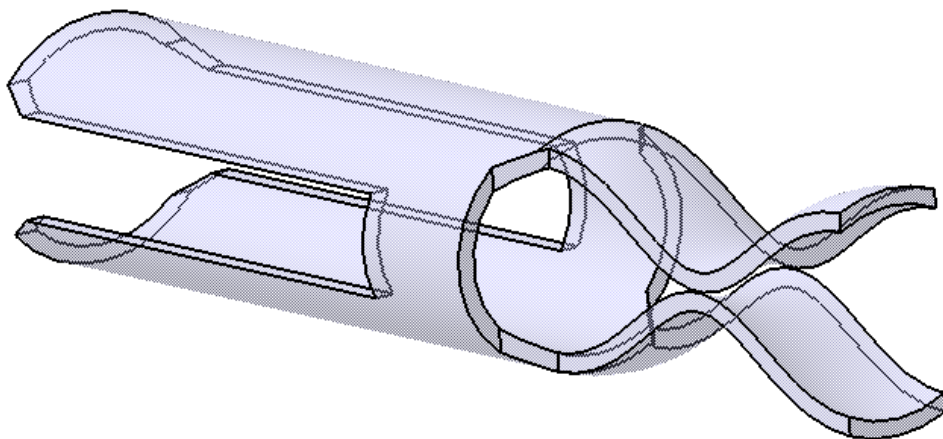
Úkolem této práce je optimalizovat tvar pouzdra tak, aby se dosáhlo jeho větší přitlačné síly na podávanou tyč a také, aby nebylo překročeno maximální dovolené Von Misesovo napětí 15 MPa. Maximální dovolené protažení pouzdra je 25%. To je mezní prodloužení při zkoušce dvouosé napjatosti. Také při vyšších hodnotách začíná být matematický popis nepřesný, neboť vychází právě z dat laboratorních zkoušek.

### 7.1 Analýza vlivu geometrie

Ještě před začátkem samotné optimalizace je nutné zjistit, jak které tvary na původním pouzdře ovlivňují celkovou přitlačnou sílu a napětí. Na základě těchto výsledků bude pozměněn tvar pouzdra.

V těchto analýzách bude zjišťována závislost tloušťky stěn pouzdra, šířky svorek a velikost úkosu u paty svorek na celkovou přitlačnou sílu při průchodu tyčí o průměru 12mm, 20mm a 30 mm.

Tvar pouzder byl pro tyto analýzy zjednodušen (odstraněny zaoblení) kvůli snížení celkovému počtu elementů, čímž se zkrátí výpočetní čas. Při těchto analýzách je cílem zjištění závislostí jednotlivých tvarových faktorů, nikoliv přesné hodnoty, takže tato změna nezkreslí dosažené závislosti.



Obr. 29: Zjednodušený tvar pouzdra pro analýzy vlivu geometrie

### 7.1.1 Vliv tloušťky pouzdra na přitlačnou sílu

Původní pouzdro má tloušťku stěn 3 mm. V následujících analýzách byla tato tloušťka měněna od 2,4 mm až do 4 mm. Byly zapisovány celkové přitlačné síly jednotlivých tloušťek a napětí při průměrech podávaných tyčí 12 mm, 20 mm a 30 mm.

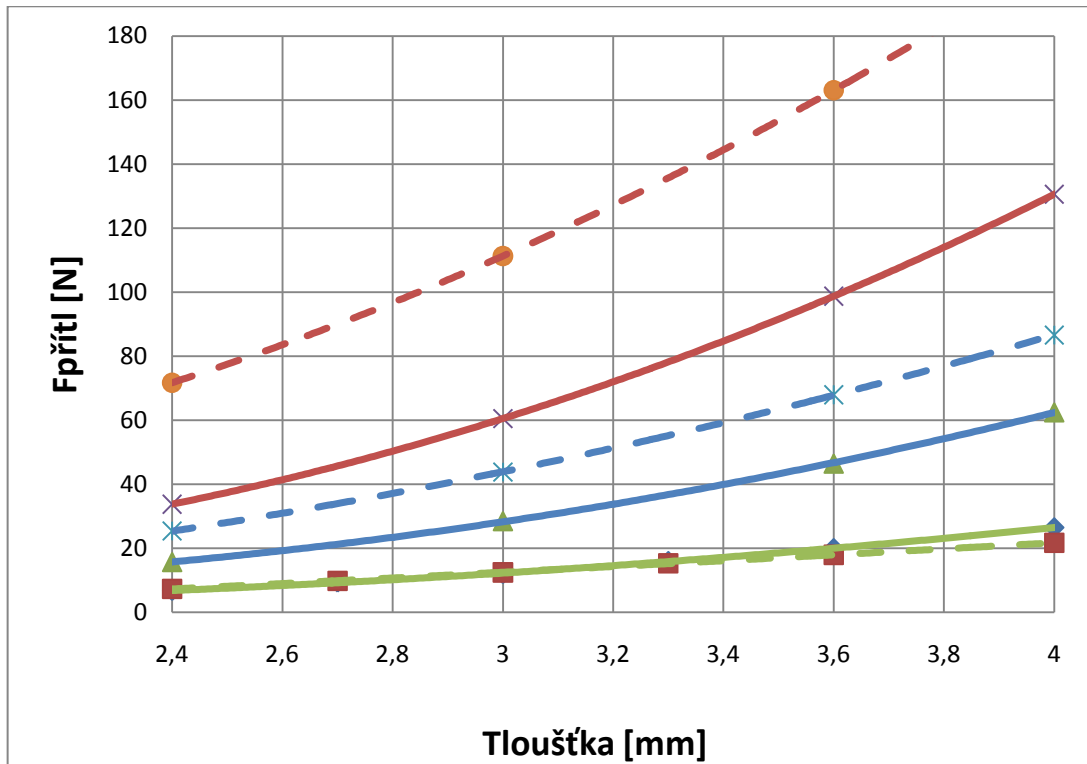
Původní pouzdro má šířku svorky 18 mm. V následných analýzách jsou počítány 2 různé šířky, 16 mm a 22 mm. Předpokládá se, že výsledná šířka svorky bude v tomto rozmezí, proto byly zvoleny tyto dvě místo jedné (původních 18 mm), aby bylo zjištěno, jak šířka svorky ovlivňuje průběh přitlačné síly při různých tloušťkách pouzdra. Hodnoty byly zapisovány do tabulky a zobrazeny do grafu.

Tabulka zjištěných hodnot:

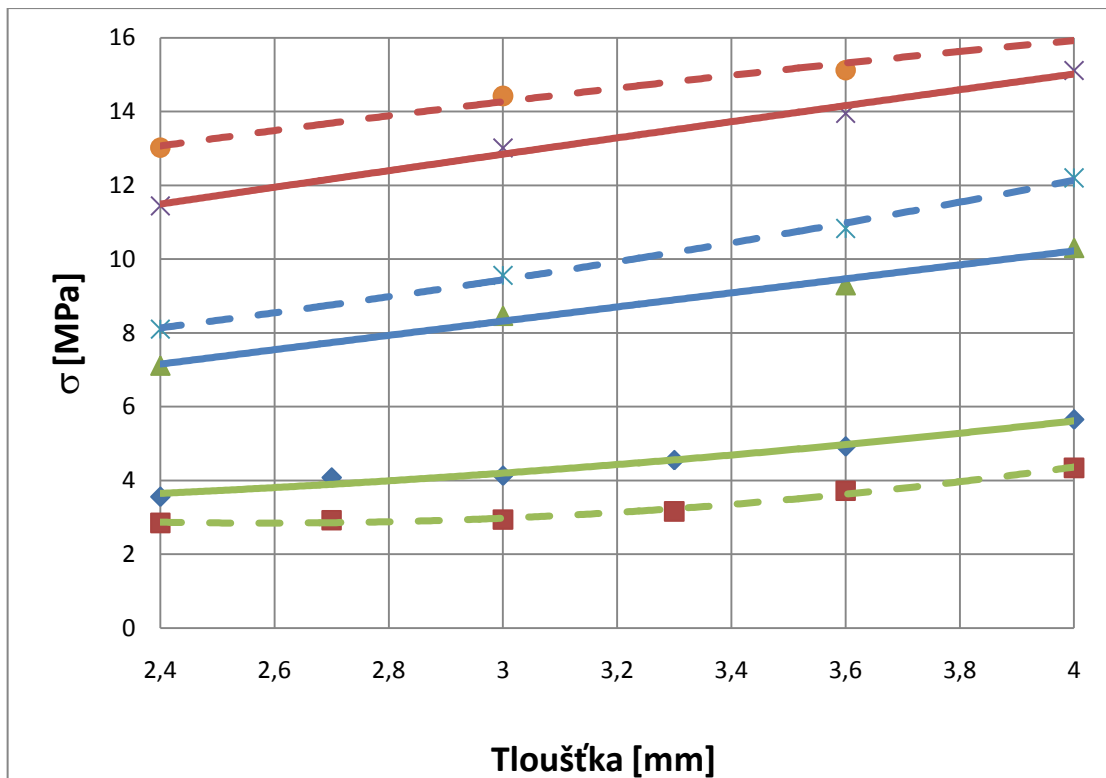
Šířka svorky / Tloušťka pouzdra [mm]	Průměr tyče 12 mm		Průměr tyče 20 mm		Průměr tyče 30 mm	
	$F_{\text{přítl}}$ [N]	$\sigma$ [MPa]	$F_{\text{přítl}}$ [N]	$\sigma$ [MPa]	$F_{\text{přítl}}$ [N]	$\sigma$ [MPa]
16 / 2,4	6,77	3,56	15,69	7,11	33,77	11,44
16 / 2,7	9,38	4,08	-	-	-	-
16 / 3,0	12,04	4,13	28,48	8,46	60,51	13,01
16 / 3,3	15,96	4,55	-	-	-	-
16 / 3,6	20,00	4,92	46,48	9,29	98,74	13,95
16 / 4,0	26,47	5,65	62,51	10,30	130,56	15,11
22 / 2,4	7,30	2,85	25,39	8,10	7,72	13,02
22 / 2,7	9,82	2,92	-	-	-	-
22 / 3,0	12,46	2,94	43,79	9,56	111,28	14,42
22 / 3,3	15,29	3,16	-	-	-	-
22 / 3,6	17,94	3,72	67,95	10,83	163,08	15,12
22 / 4,0	21,70	4,34	86,58	12,20	259,21	16,01

Tab. 3: Hodnoty celkové přitlačné síly a napětí při různé tloušťce pouzdra a šířce svorek

Grafické znázornění (zelené křivky jsou pro průměr tyče 12mm, modré pro 20 mm a čer-  
veno pro 30 mm; plné čáry pro šířku svorky 16 mm, čárkované pro šířku svorky 22 mm):



Obr. 30: Celková přitlačná síla při různé tloušťce pouzdra a šířce svorek



Obr. 31: Celkové napětí při různé tloušťce pouzdra a šířce svorek

### *Přítlačná síla*

Z průběhu grafu na obr. 30 plyne, že přítlačná síla roste se zvětšující se tloušťkou stěny pouzdra. Stejně tak s rostoucím průměrem podávané tyče křivka stoupá strměji. Tedy v případě, že by bylo použito pouzdro s větší tloušťkou stěn, poměrný nárůst velikosti přítlačné síly oproti původní tloušťce by byl podstatně znatelnější při podávání tyče s větším průměrem.

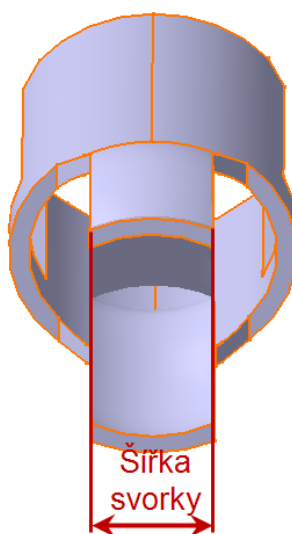
Při porovnání závislostí s ohledem na různou šířku svorek jsou sice hodnoty přítlačné síly při stejných tloušťkách rozdílné, ale sklony (směrnice) křivek jsou téměř shodné. Lze tedy předpokládat, že závislost přítlačné síly na tloušťce pouzdra bude u pouzder s šířkou svorky mezi 16mm a 22 mm stejný.

### *Napětí*

Maximální vzniklé napětí stoupá dle obr.31 lineárně s rostoucí tloušťkou stěny a to při obou měřených šířkách svorky.

#### **7.1.2 Vliv šířky svorky na přítlačnou sílu**

Původní pouzdro má šířku svorky 18 mm. V následujících analýzách byla tato šířka měněna od 4 mm až do 24 mm. Byly zapisovány celkové přítlačné síly jednotlivých šířek a napětí při různých průměrech podávaných tyčí. Hodnoty byly zapisovány do tabulky a zobrazeny do grafu.



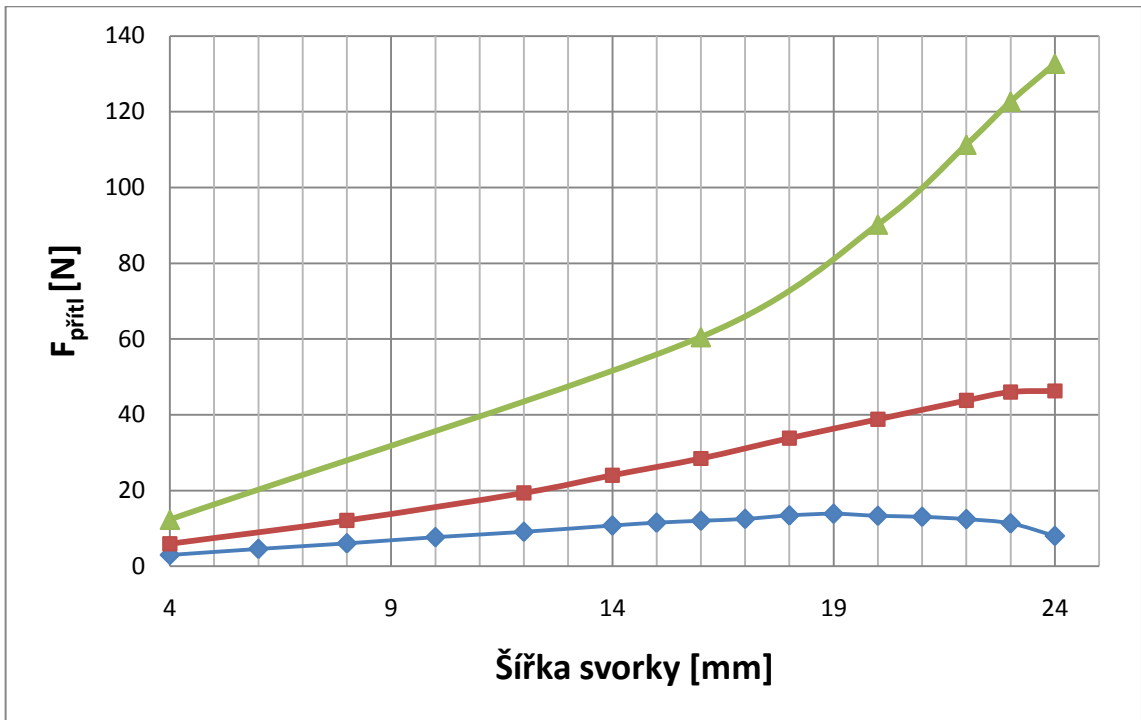
Obr. 32: Měněná  
šířka svorky

Tabulka zjištěných hodnot:

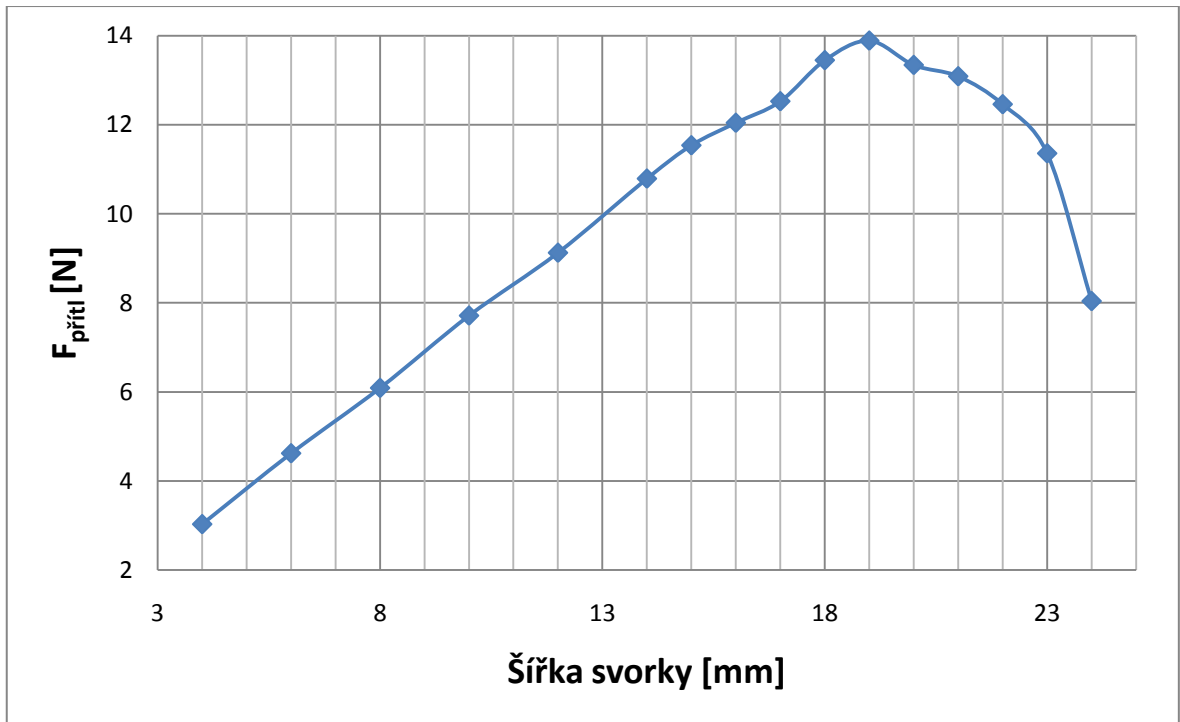
Šířka svorky [mm]	Průměr tyče 12 mm		Průměr tyče 20 mm		Průměr tyče 30 mm	
	$F_{\text{přítl}} [\text{N}]$	$\sigma [\text{MPa}]$	$F_{\text{přítl}} [\text{N}]$	$\sigma [\text{MPa}]$	$F_{\text{přítl}} [\text{N}]$	$\sigma [\text{MPa}]$
4	3,03	3,32	5,95	6,30	12,34	11,41
6	4,62	3,41	-	-	-	-
8	6,09	3,62	12,11	6,72	-	-
10	7,71	3,75	-	-	-	-
12	9,12	3,92	19,38	7,36	-	-
14	10,79	4,07	24,04	7,75	-	-
15	11,54	4,04	-	-	-	-
16	12,04	4,13	28,48	8,46	60,51	13,01
17	12,52	4,16	-	-	-	-
18	13,45	4,20	33,83	8,92	-	-
19	13,88	3,88	-	-	-	-
20	13,34	3,53	38,81	9,09	90,22	13,74
21	13,08	3,13	-	-	-	-
22	12,46	2,94	43,79	9,04	111,28	14,42
23	11,35	2,36	46,01	8,70	122,66	14,39
24	8,04	1,68	46,30	8,72	132,66	17,73

Tab. 4: Hodnoty celkové přitlačné síly a napětí při různé šířce svorek

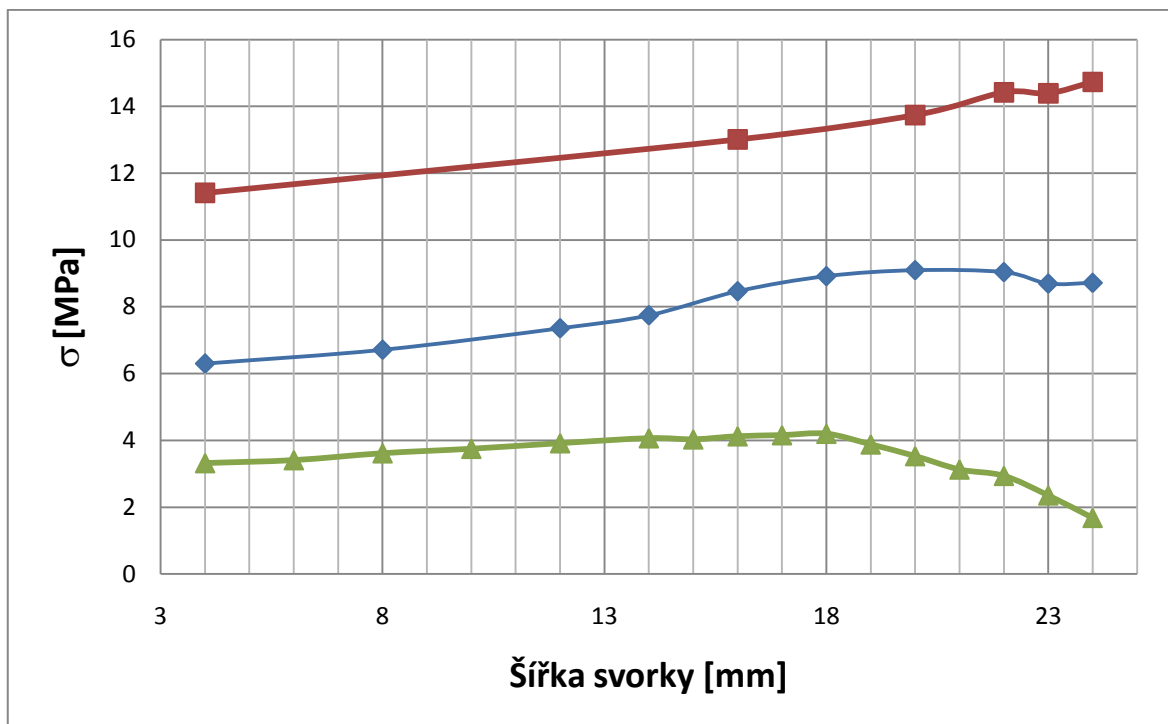
Grafické znázornění (modrá křivka je pro průměr tyče 12 mm, červená pro 20 mm a zelená pro 30mm):



Obr. 33: Grafické zobrazení celkové přitlačné síly při různé šířce svorek



Obr. 34: Detailní grafické znázornění pro průměr tyče 12 mm



Obr. 35: Průběh napětí v závislosti na šířce svorky

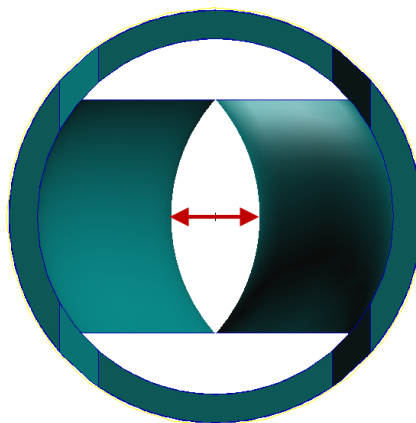
***Přítlačná síla***

V měřeném rozsahu křivka pro průměr tyče 30 mm stále strmě stoupá. Je tedy zřejmé, že pro tento průměr tyče by bylo ideální mít šířku svorky podstatně větší než 24 mm.

Pro průměr tyče 20 mm se křivka na konci začíná přibližovat ke svému maximu. Ideální šířka svorky pro tento průměr by byla v této hodnotě nebo blízko za ní.

Pro minimální průměr tyče (12 mm) je dosaženo maxima při šířce svorky 19 mm. Detail tohoto průběhu je znázorněn na obr.34. Po této šířce přítlačná začíná rychle klesat. Se stoupající šířkou svorek roste i jejich vnitřní průměr - vzdálenost stěn svorek ve středu (obr. 36). Proto se průchodem tenké tyče svorky deformují jen málo a nevzniká tak velká přítlačná síla. Ta by klesala až do určité meze, nad ní by už tyč procházela svorkami volně.





Obr. 36: Vyznačení vzdálenosti  
stěn svorek ve středu

S provedených analýz plyne, že se stoupajícím průměrem tyče se ideální šířka svorky zvětšuje.

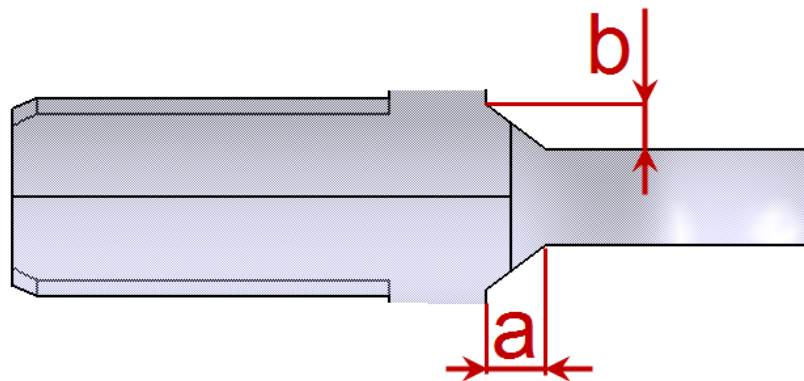
### ***Napětí***

Velikost vzniklého napětí roste s velikostí přitlačné síly. Maxim se ale dosahuje o něco dříve. Například maximální přitlačná síla pro tyč průměru 12 mm byla při šířce svorky 19 mm, ale napětí již při šířce 17 mm.

### **7.1.3 Vliv úkosu pouzdra na přitlačnou sílu**

Tuhost svorky a tím i celého pouzdra je velmi závislá na velikosti jejího úkosu s válcovou částí pouzdra. V těchto analýzách bude měněn tvar úkosu, resp. vzdálenosti  $a$  a  $b$  (obr.37), aby se analyzoval jeho vliv na celkovou přitlačnou sílu a vzniklé Von Misessovo napětí. Stejně jako v předchozích případech pouzdrem bude procházet tyč o průměrech 12 mm, 20 mm a 30 mm.

Z předchozí analýzy se jeví jako neoptimálnější šířka svorky 19 mm, proto bude závislost tvaru úkosu zjišťována pro tuto variantu.



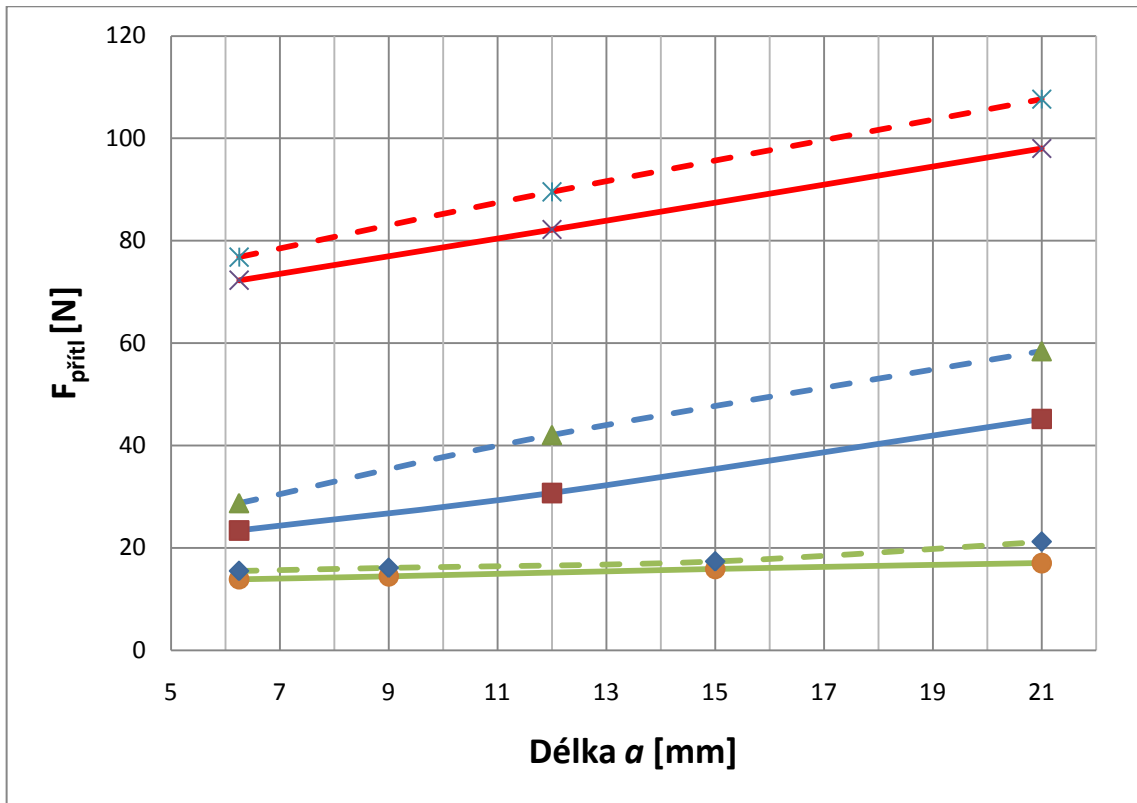
Obr. 37: Znázornění dvojice měněných rozměrů

Tabulka zjištěných hodnot:

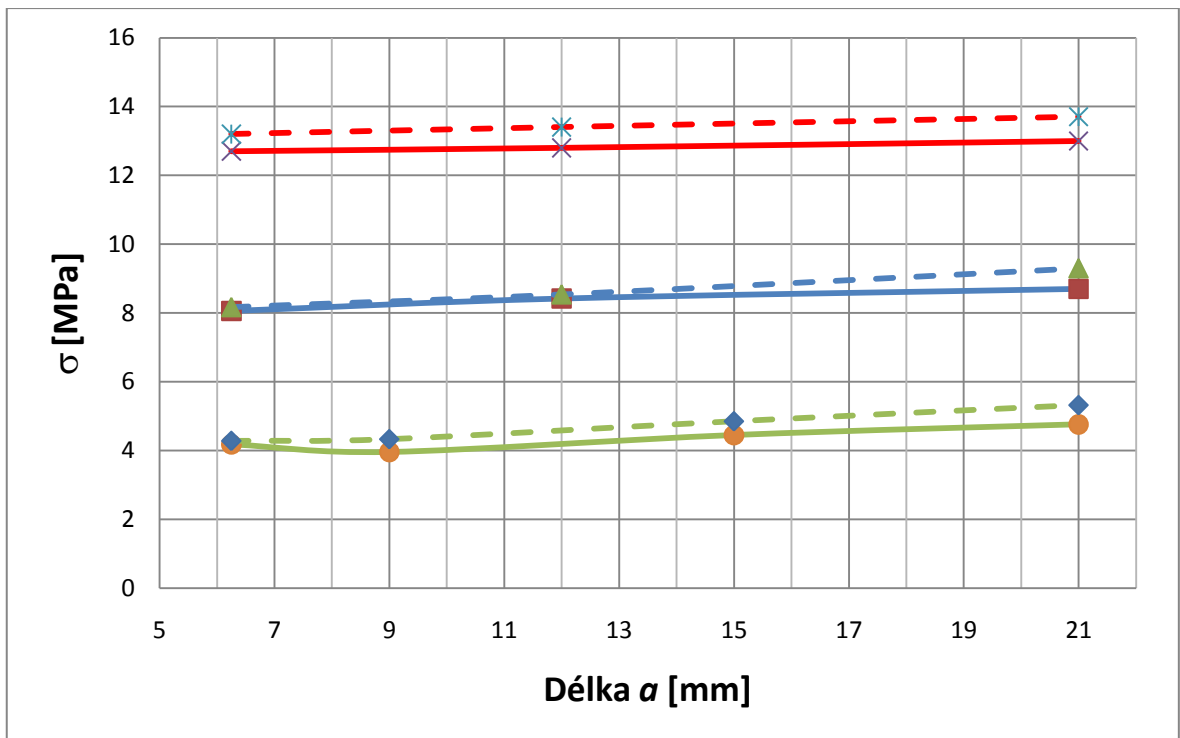
Rozměr a / roz- měr b [mm]	Průměr tyče 12 mm		Průměr tyče 20 mm		Průměr tyče 30 mm	
	$F_{\text{přítl}} [\text{N}]$	$\sigma [\text{MPa}]$	$F_{\text{přítl}} [\text{N}]$	$\sigma [\text{MPa}]$	$F_{\text{přítl}} [\text{N}]$	$\sigma [\text{MPa}]$
6,25/5	13,89	4,18	23,41	8,06	72,29	12,7
9/5	14,46	3,96	-	-	-	-
12/5	-	-	30,73	8,42	82,19	12,8
15/5	15,89	4,45	-	-	-	-
21/5	17,04	4,76	45,19	8,70	98,04	13,0
6,25/9	15,50	4,28	28,75	8,17	76,81	13,2
9/9	16,11	4,33	-	-	-	-
12/9	-	-	42,05	8,54	89,56	13,4
15/9	17,36	4,85	-	-	-	-
21/9	21,21	5,32	58,43	9,30	107,67	13,7

Tab. 5: Hodnoty celkové přitlačné síly a napětí při různém zkosení

Grafické znázornění (zelené křivky jsou pro průměr tyče 12mm, modré pro 20 mm a čer-  
veno pro 30 mm; plné čáry pro délku  $b = 5$  mm, čárkované pro délku  $b = 9$  mm):



Obr. 38: Celková přitlačná síla při různém zkosení



Obr. 39: Celkové napětí při různém zkosení

### *Přítlačná síla*

Z průběhu grafu na obr. 38 plyne, že přítlačná síla roste s rostoucí délkou  $a$ . Stejně tak s rostoucím průměrem podávané tyče křivka stoupá strměji. Takže v případě, že dojde ke zvětšení rozměru  $a$ , bude poměrný nárůst přítlačné síly větší při použití podávané tyče o větším průměru.

### *Napětí*

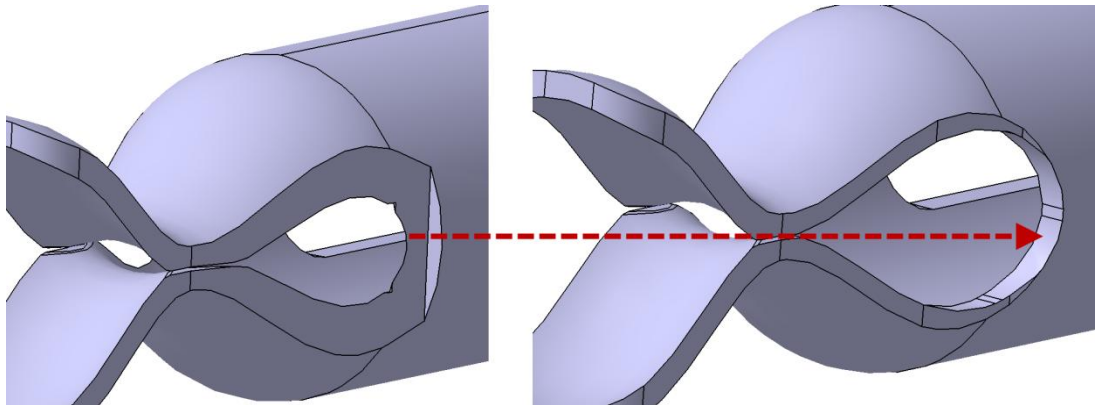
Maximální vzniklé napětí stoupá s rostoucí délkou  $a$ . I když při rozměru  $b = 9$  mm je přítlačná síla znatelně vyšší než při  $b = 5$  mm, přitom rozdíl napětí je podstatně menší. Při rostoucí hodnotě  $b:a$  se maximální napětí přesouvá z místa, kde je svorka v kontaktu s tyčí, na místo, vystupování svorky z válcové části pouzdra (obr.39), přičemž zde se napětí rozloží do větší plochy, nevznikají zde tak výrazné napěťové špičky.

## **7.2 První návrh tvarového řešení**

Jak již bylo zmíněno, při předchozích analýzách byl model pouzdra zjednodušen. Na základě těchto analýz bude zvolen výchozí rozměr pouzdra, který již bude mít zaoblení ostrých hran. Tvar navrhnutého pouzdra pak bude doladěn tak, aby přítlačná síla byla co největší, ale maximální vzniklé napětí nepřesahovalo 15 MPa a také nebylo překročeno maximální dovolené protažení 25%.

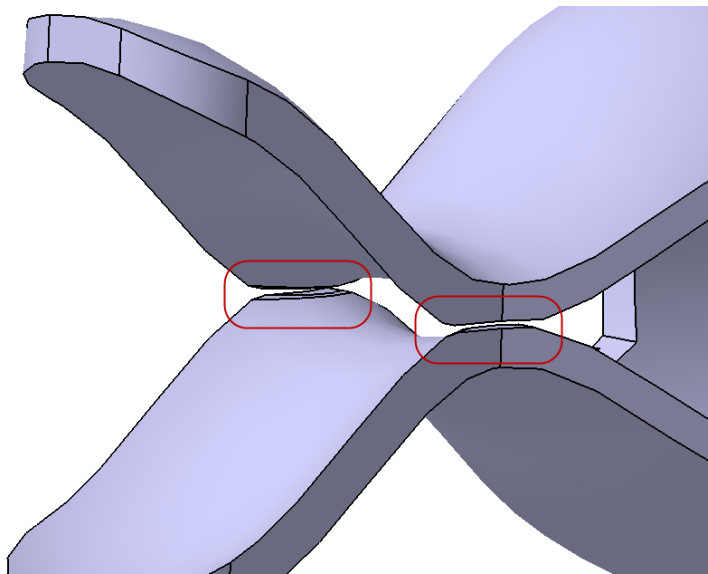
### *Navržené parametry výchozího pouzdra:*

- Tloušťka pouzdra bude stejná jako u původního pouzdra, tedy 3,0 mm.
- Největší důraz je kladen na zvětšení přítlačné síly při použití minimálního průměru tyče (12 mm). Šířka svorky je proto navržena na základě předchozích analýz na 19 mm.
- Délka  $b = 8$  mm, délka  $a = 30$  mm byla volena maximální možná, tzn. až do místa svorky, které je nejbližší středové osy. Při větší délce  $a$  by šířka svorky v tomto místě byla větší než 19 mm, muselo by dojít ke zvětšení mezery mezi svorkami (obr. 35), čímž by se podle provedených analýz zmenšila přítlačná síla.
- Protože je délka  $b$  vysoká, vyskytují se na okrajích svorky ztenčená místa. Tato místa byla ořezána tak, aby okraje měly plnou šířku ve směru namáhání svorky (viz obr. 40). Kdyby k této optimalizaci nedošlo, na takových okrajích by vznikaly vysoké napěťové špičky, docházelo by k trhání materiálu z těchto míst.



Obr. 40: Zobrazená úprava okrajů k zamezení vzniku vysokých napětí

- V místě kontaktu svorky s tyčí jsou ořezané okraje ze dvou důvodů (obr. 40). Jednak na těchto okrajích vznikají ostré napěťové špičky a tímto ořezáním lze také svorky k sobě více přiblížit (vzdálenost na obr.36). Tím se ještě zvýší přitlačná síla. Po ořezání byla snížena mezera mezi svorkami z 4,8 mm na 4 mm.



Obr. 41: Ořezané okraje svorek

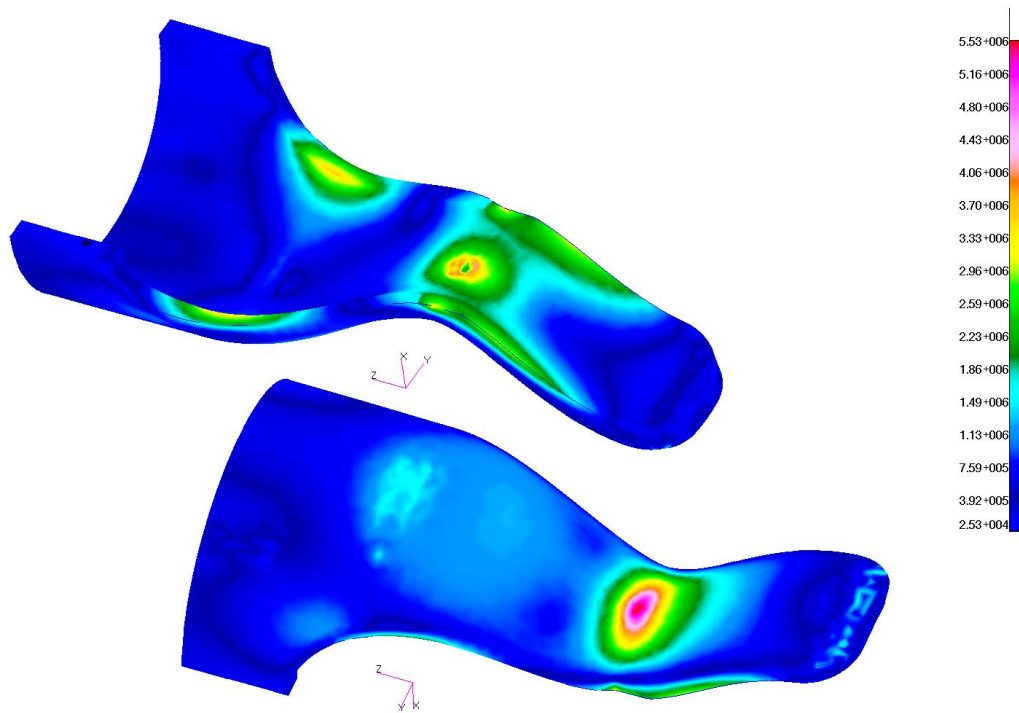
- Přidána další zaoblení, aby zde nevznikaly napěťové koncentrace.
- Výkres navrhnutého modelu se nachází v příloze 1.

### 7.2.1 Analýza prvního tvarového návrhu

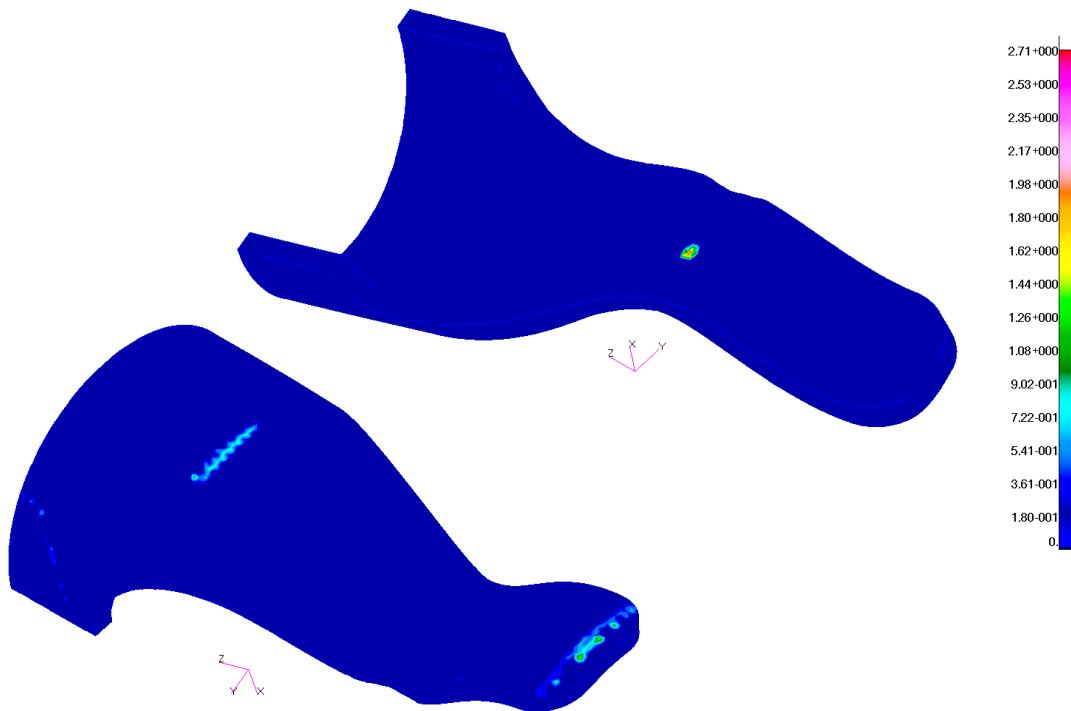
Model pouzdra je symetrický podle roviny XZ (podle umístění v MSC Patranu), proto bude uvažována jen jeho polovina. V grafických výsledcích analýz bude pro větší přehlednost zobrazena jen svorka a těsné okolí.

*Analýza při průměru tyče 12 mm*

Deformace optimalizovaného pouzdra při použití tyče o průměru 12 mm je zobrazena na následujících obrázcích:



Obr. 42: Rozložení napětí [Pa] na svorec z vnější a vnitřní strany (tyč 12 mm)



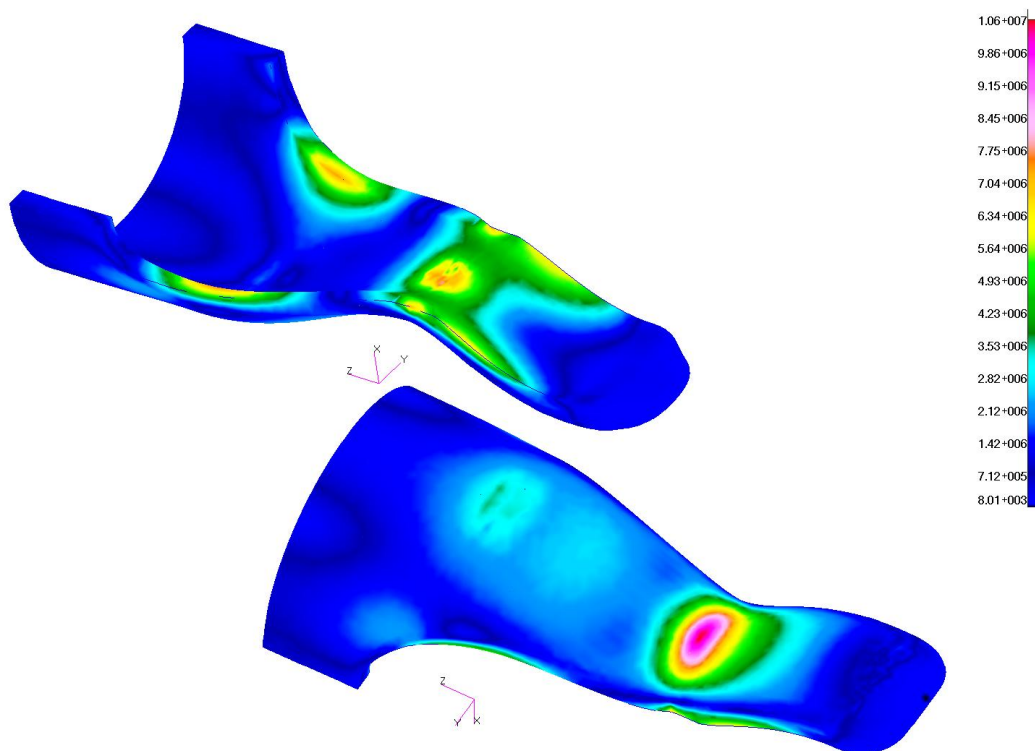
Obr. 43: Rozložení přítláčné síly [N] svorek na podávanou tyč o průměru 12 mm

Výsledky:

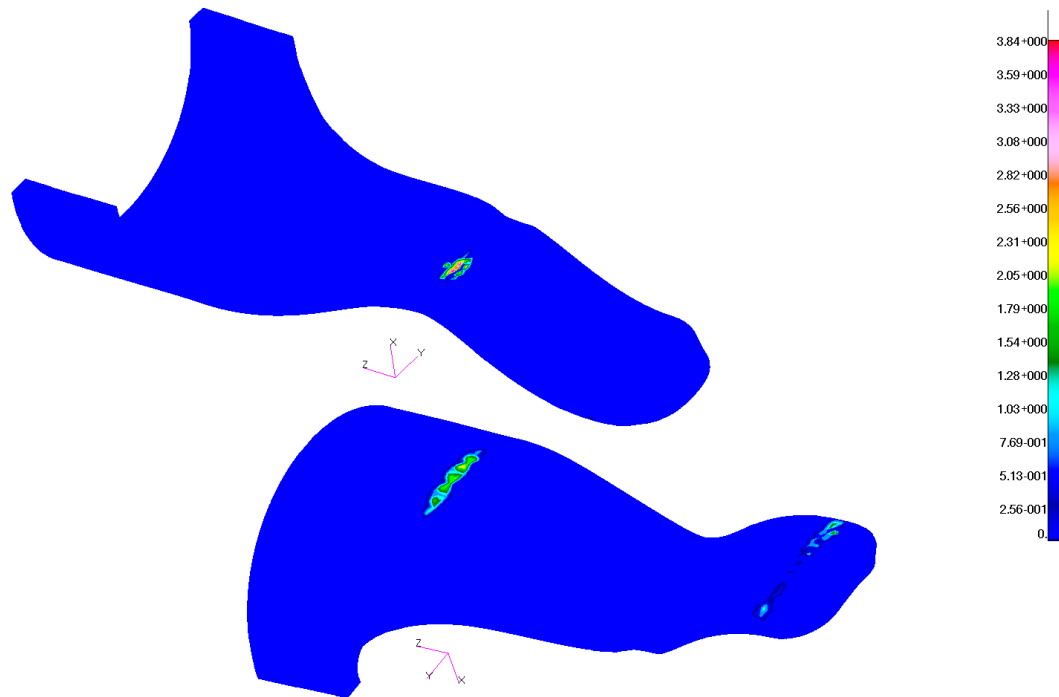
Celková přitlačná síla $F_{\text{přítl}}$ [N]	40,9
Maximální Von Misesovo napětí $\sigma$ [MPa]	5,53
Maximální poměrné protažení [%]	7,22

### *Analýza při průměru tyče 20 mm*

Deformace pouzdra při použití tyče o průměru 20 mm je zobrazena na následujících obrázcích:



Obr. 44: Rozložení napětí [Pa] na svorce z vnější a vnitřní strany (tyč 20 mm)



Obr. 45: Rozložení přítláčné síly [N] na svorce z vnější a vnitřní strany (tyč 20 mm)

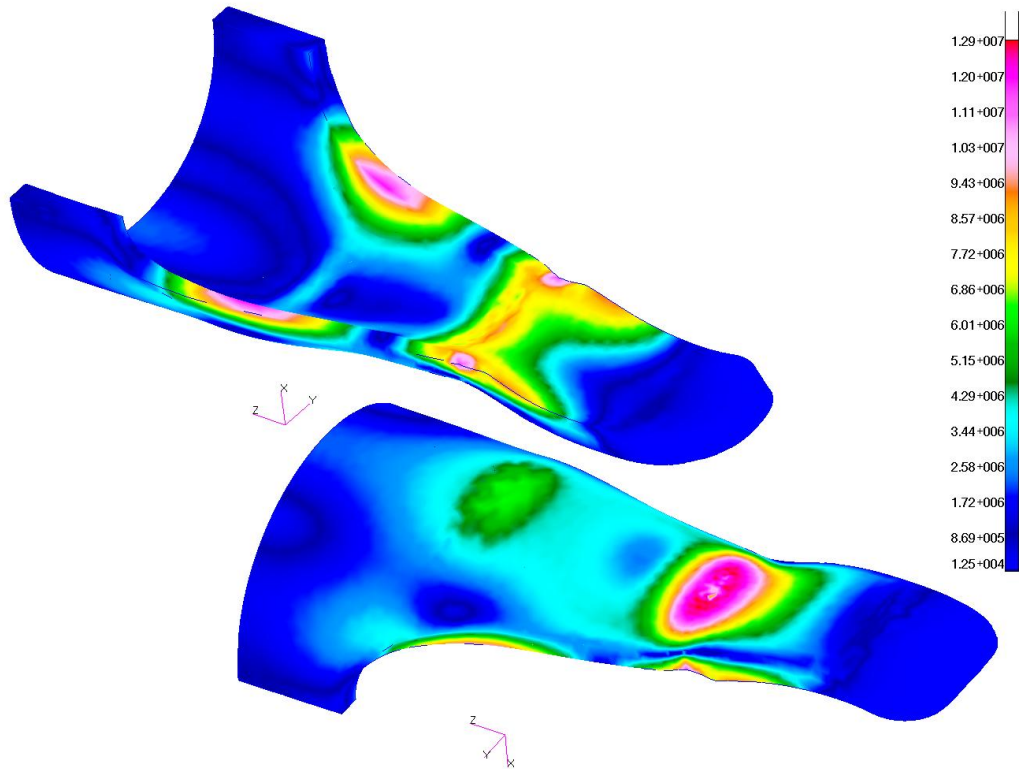
Výsledky:

Celková přítláčná síla $F_{\text{přtl}}$ [N]	95,5
Maximální Von Misesovo napětí $\sigma$ [MPa]	10,6
Maximální poměrné protažení [%]	16,4

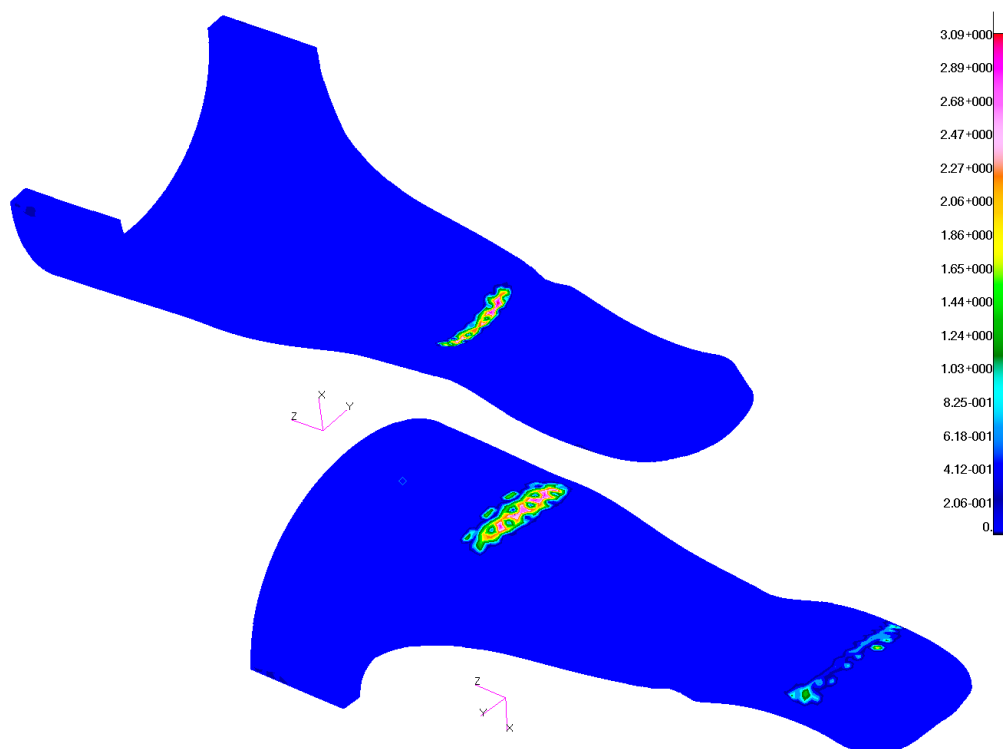


*Analýza při průměru tyče 30 mm*

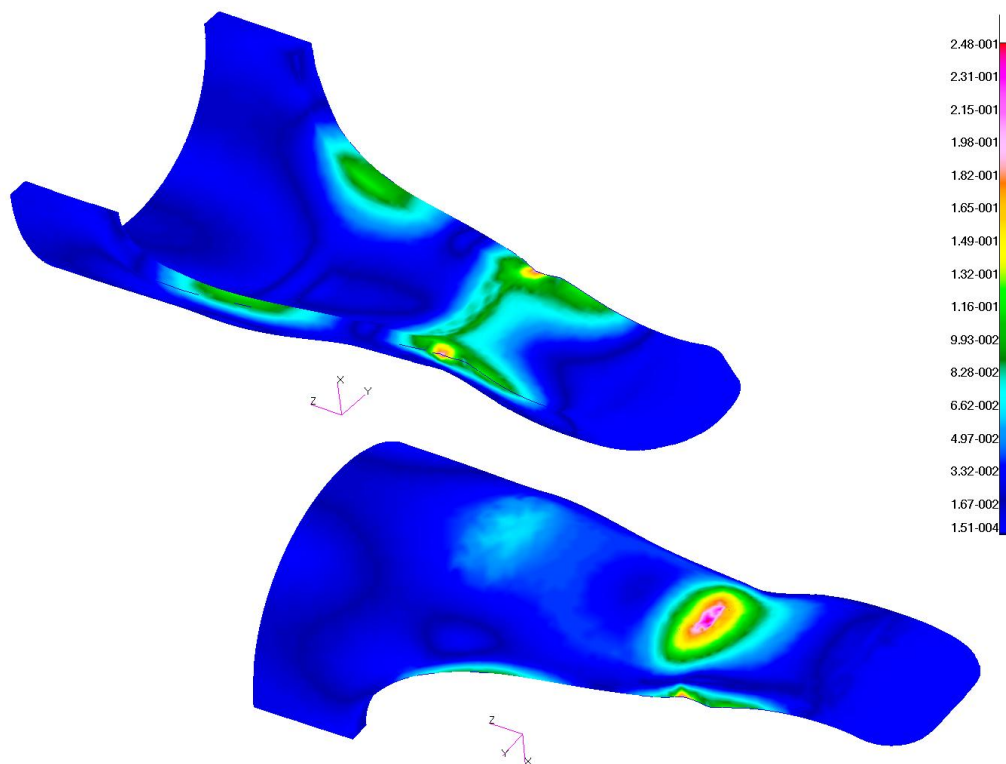
Deformace optimalizovaného pouzdra při použití tyče o průměru 30 mm je zobrazena na následujících obrázcích:



Obr. 46: Rozložení napětí [Pa] na svorce z vnější a vnitřní strany (tyč 30 mm)



Obr. 47: Rozložení přítláčné síly [N] optimalizovaného návrhu při použití tyče průměru 30 mm



Obr. 48: Znáornění poměrného protažení [-] optimalizovaného návrhu při použití tyče průměru 30 mm

Výsledky:

Celková přítláčná síla $F_{\text{přtl}}$ [N]	199,0
Maximální Von Misesovo napětí $\sigma$ [MPa]	12,9
Maximální poměrné protažení [%]	24,8

Tímto tvarovým řešením se přítláčná síla oproti původnímu pouzdru výrazně zvýšila. Cílem bylo především zvýšit přítláčnou sílu při průchodu při průchodu tyče s nejmenším průměrem, nyní je součet působících sil na tyč od svorek 40,9 N.

Maximální vzniklé napětí se nachází v místě kontaktu svorky s tyčí a má hodnotu 12,8 MPa. Dále také v zaoblení na počátku svorky. Vhodnou konstrukcí bylo dosaženo toho, že toto napětí nepřesahuje to maximální na svorce.

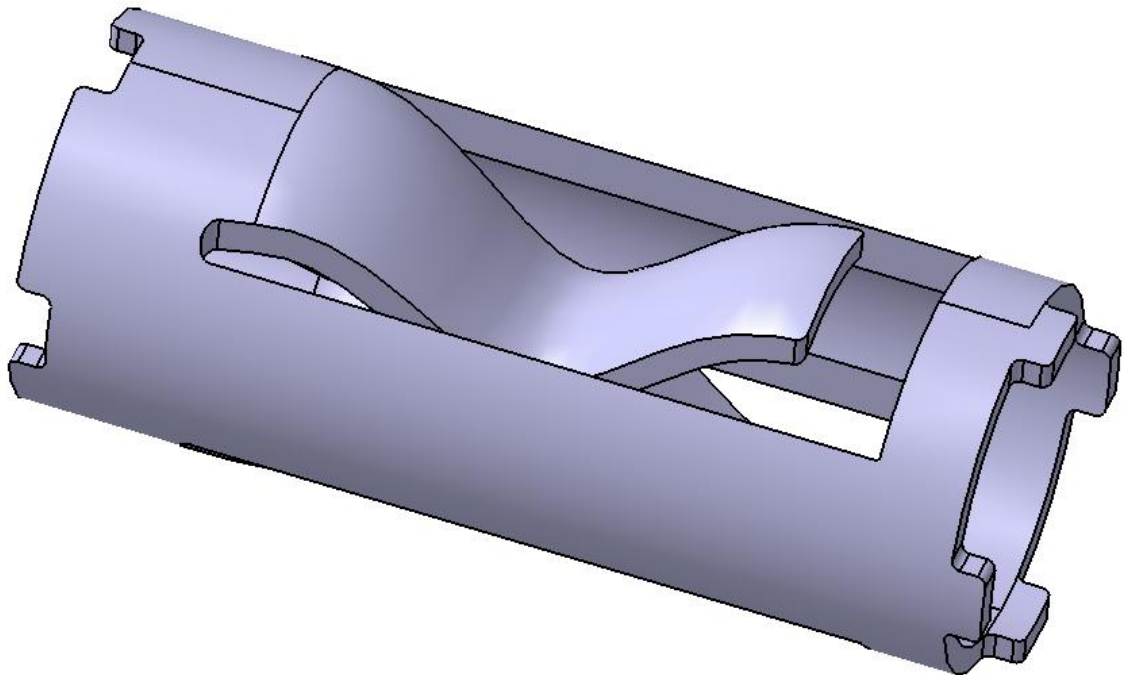
Maximální poměrné protažení je 24,8%. Limitní je 25%. Při zvětšení tloušťky by již došlo k překročení této hranice.

### 7.3 Druhý návrh tvarového řešení

Základem pro druhý návrh je původní pouzdro, jehož parametry jsou rovněž navrženy dle provedených analýz tvarových závislostí. V tomto řešení svorka nevychází z válcové části ven, ale je uprostřed.

Byly zvoleny tyto rozměry:

- Délka  $a = 30$  mm byla volena maximální možná, tzn. do místa svorky, které je nejbližší středové osy. Délka  $b$  (obr.35) je omezená, bylo navrženo  $b = 4,5$  mm.
- Omezeno je i zaoblení mezi svorkou a bočními stěnami. Pro tento návrh bylo navrženo zaoblení 1,5 mm



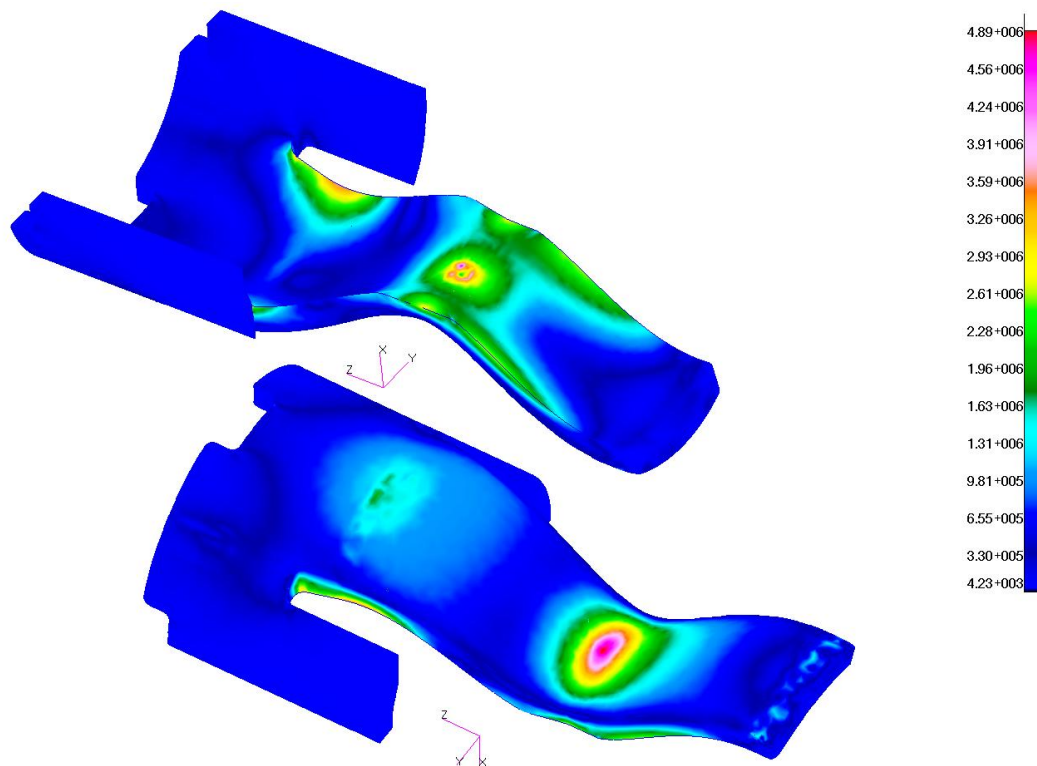
Obr. 49: Návrh tvaru pro druhé řešení

#### 7.3.1 Analýza druhého tvarového návrhu

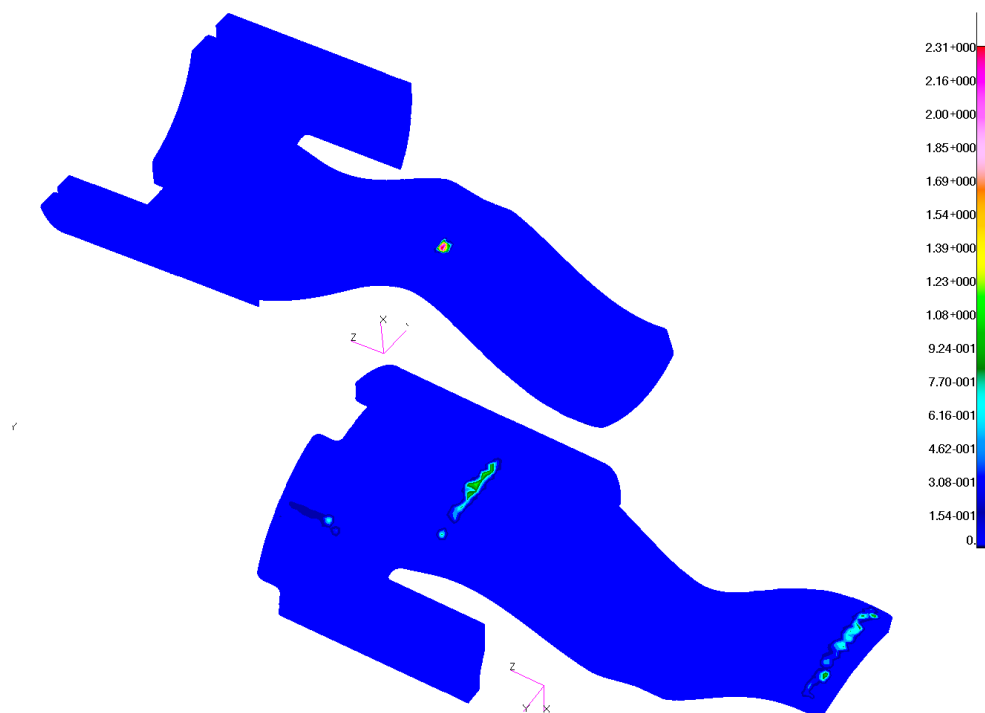
Stejně jako předchozí modely, i tento model pouzdra je symetrický podle roviny XZ (podle umístění v MSC Patranu), proto bude uvažována jen jeho polovina.

*Analýza při průměru tyče 12 mm*

Deformace optimalizovaného pouzdra při použití tyče o průměru 12 mm je zobrazena na následujících obrázcích:



Obr. 50: Rozložení napětí na svorce z vnější a vnitřní strany (tyč 12 mm)



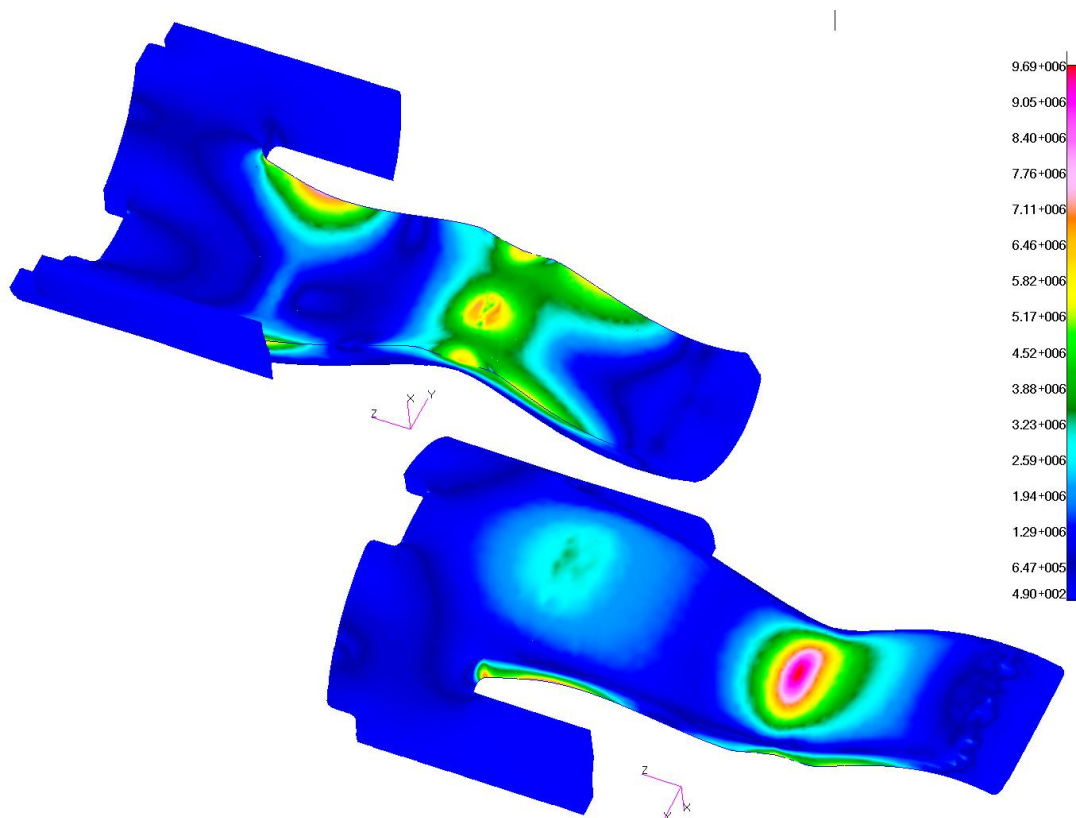
Obr. 51: Rozložení přítláčné síly svorek na podávanou tyč o průměru 12 mm

Výsledky:

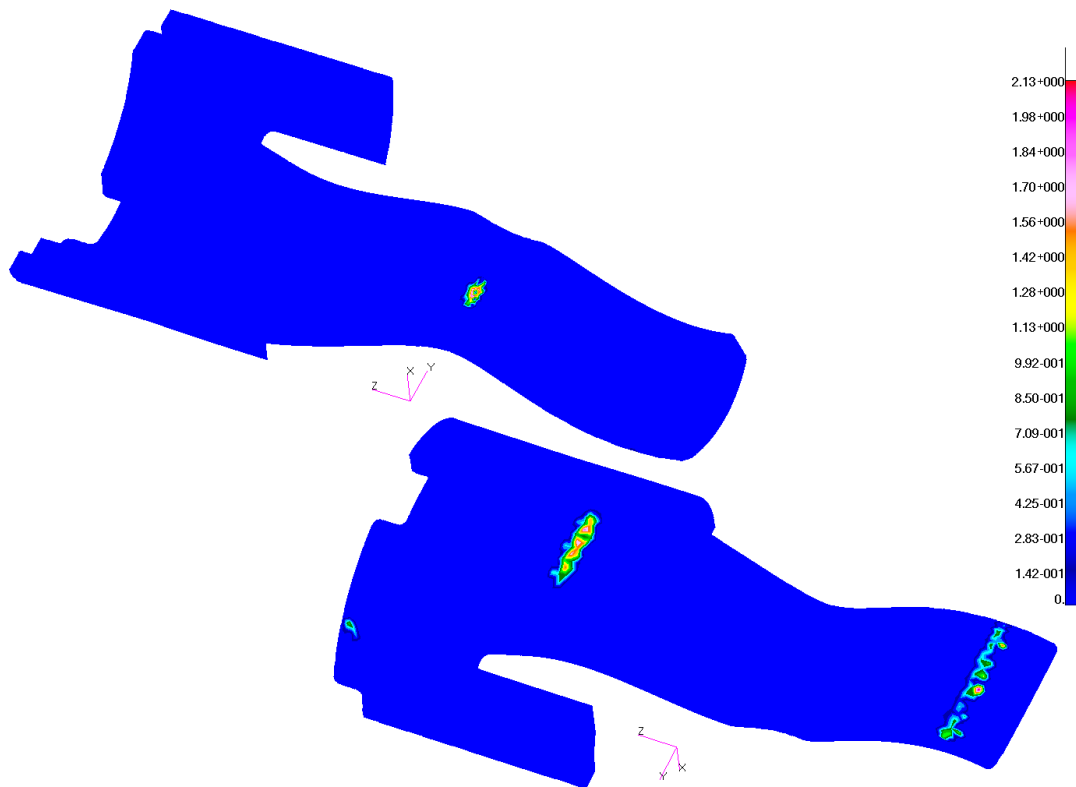
Celková přítláčná síla $F_{\text{přítl}}$ [N]	28,3
Maximální Von Misesovo napětí $\sigma$ [MPa]	4,89
Maximální poměrné protažení [%]	6,29

### *Analýza při průměru tyče 20 mm*

Deformace optimalizovaného pouzdra při použití tyče o průměru 20 mm je zobrazena na následujících obrázcích:



Obr. 52: Rozložení napětí na svorce z vnější a vnitřní strany (tyč 20 mm)



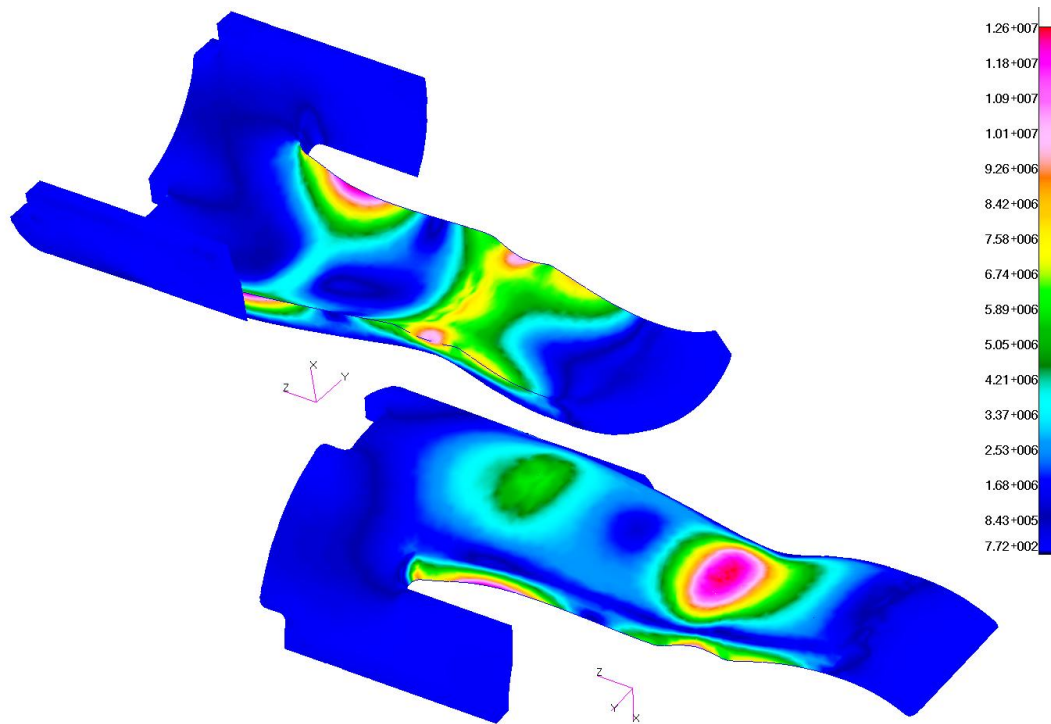
Obr. 53: Rozložení přítláčné síly svorek na podávanou tyč o průměru 20 mm

Výsledky:

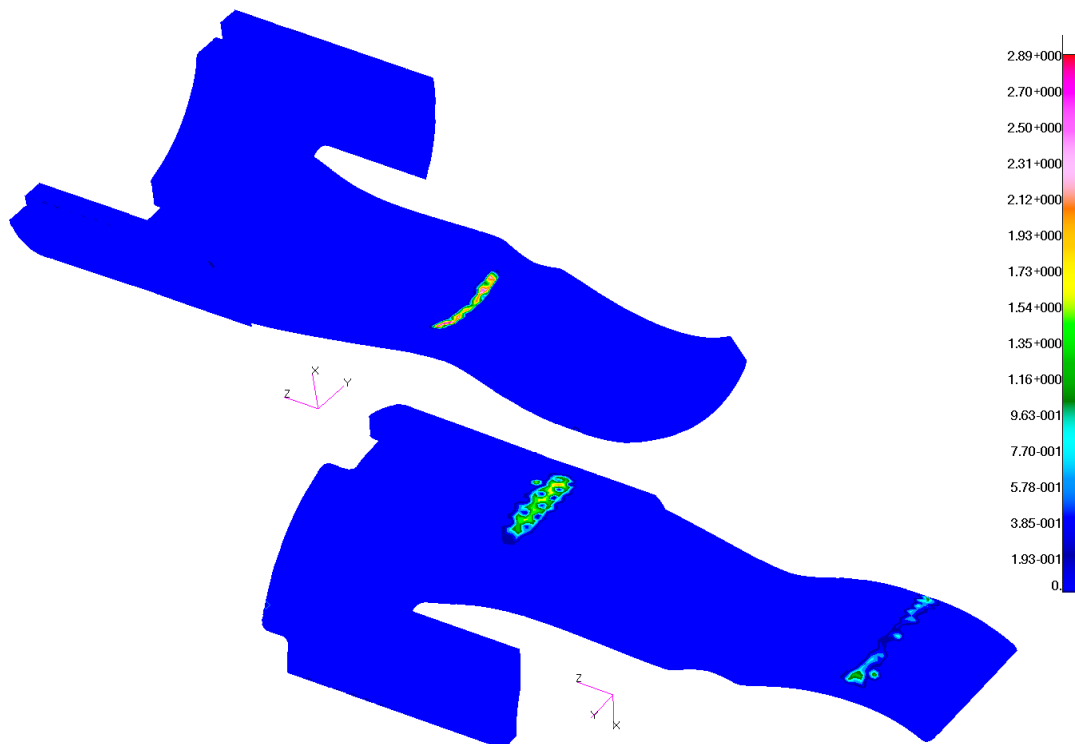
Celková přítláčná síla $F_{\text{přítl}}$ [N]	59,2
Maximální Von Misesovo napětí $\sigma$ [MPa]	9,69
Maximální poměrné protažení [%]	14,1

*Analýza při průměru tyče 30 mm*

Deformace optimalizovaného pouzdra při použití tyče o průměru 30 mm je zobrazena na následujících obrázcích:

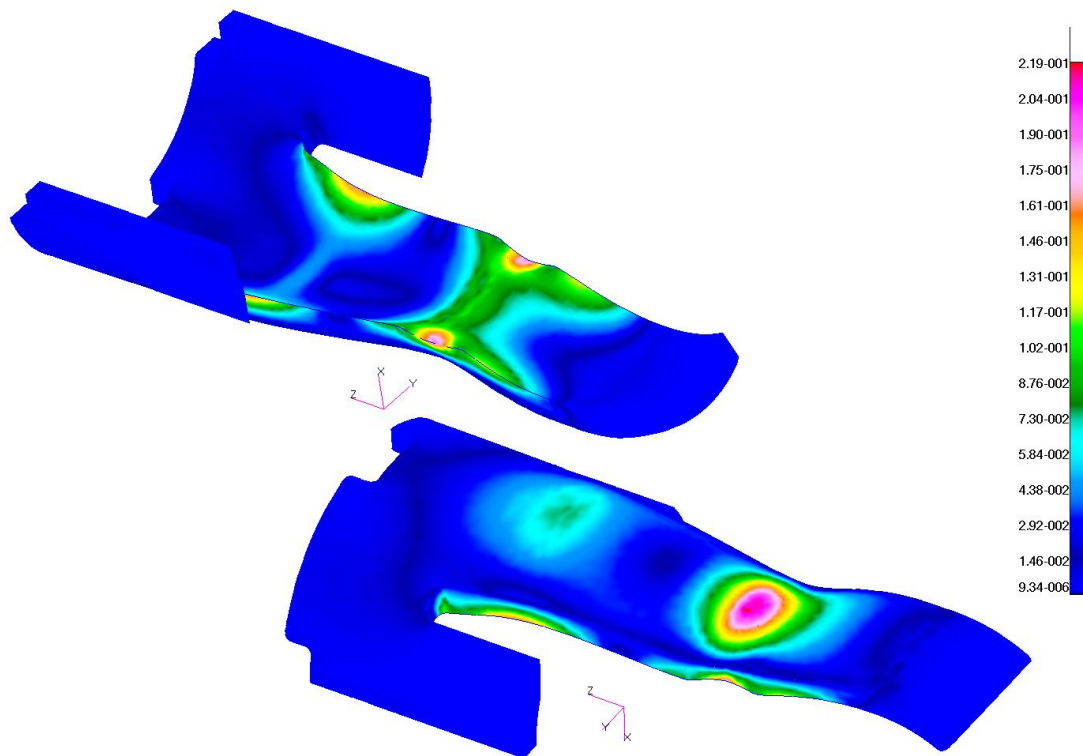


Obr. 54: Rozložení napětí na svorec z vnější a vnitřní strany (tyč 30 mm)



Obr. 55: Rozložení přítláčné síly svorek na podávanou tyč o průměru 30 mm





Obr. 56: Znáornění poměrného protažení druhého návrhu při použití tyče průměru 30 mm

Výsledky:

Celková přítláčná síla $F_{\text{přtl}}$ [N]	143,7
Maximální Von Misesovo napětí $\sigma$ [MPa]	12,6
Maximální poměrné protažení [%]	21,9

Druhým tvarovým řešením se přítláčná síla oproti původnímu pouzdru zvýšila. Při průchodu tyče s nejmenším průměrem je součet přítláčných od svorky 28,3 N.

Maximální vzniklé napětí se nachází v místě kontaktu svorky s tyčí a má hodnotu 12,6 MPa. Zvýšené napětí se objevuje i v zaoblení na začátku svorky, dostatečně velkým zaoblením se ho ale podařilo snížit na nekritickou hodnotu.

Maximální poměrné protažení je 21,9%, Limitní je 25%. Návrh je z hlediska dovoleného napětí i poměrného protažení vyhovující.

## 8 DISKUZE

Jak u původního, tak i u navrhnutých řešení bylo z hlediska maximálního Von Misesova napětí nejkritičtější místo na svorce, kde se stýká s tyčí. Zakřivení svorky nebylo výrazně měněno. Jejím zkrácení se sice zvýší přitlačná síla, ale také napětí v tomto místě. Prodloužením naopak dojde ke snížení napětí, ale i přitlačné síly. Upraveny oříznutím zde byly jen okraje svorky v místě, kde jsou protilehlé svorky sobě nejbližší. Nacházely se zde ostré hrany koncentrující vysoké napětí. Touto úpravou se zvýšila přitlačná síla, protože mezera mezi svorkami mohla být menší.

Dalším kritickým místem bylo zaoblení mezi svorkou a válcovou částí pouzdra. Tato část ovlivňuje výslednou celkovou přitlačnou sílu nejvíce. Rozšířením svorky u prvního návrhu řešení, se na jejím začátku zde také několikanásobně zvýší napětí. To, ještě před dodatečnými úpravami, dosahovalo i 80 MPa. Vytvořením velkých zaoblení, odstraněním ostrých okrajů stěn a plynulých přechodů mezi jednotlivými stěnami bylo dosaženo toho, že napětí zde vzniklá nepřesahují ta na svorce.

Při vytahování tyčí z pouzder někdy docházelo ke shrnování svorky. Prodloužením svorky by se toto shrnování dalo snížit, nicméně by došlo k výraznému snížení přitlačné síly, jak již bylo zmíněno. Tím, že došlo k rozšíření svorky na počátku, zvýšila se tuhost svorky samotné, takže i odolnost proti shrnování.

Druhý návrh řešení také vycházel z předchozích provedených analýz. Svorka ale byla přesunuta do středu válcové části pouzdra.

Oproti prvnímu řešení má druhé několik nevýhod:

- Délka  $b$  úkosu je omezena kvůli bočním stěnám. S její rostoucí velikostí klesá šířka krajní stěny vedoucí vedle svorek a klesá tak tuhost pouzdra jako celku.
- Značně omezeno je i zaoblení mezi svorkou a bočními stěnami. Čím větší by bylo toto zaoblení, tím větší by musela být vzdálenost okraje svorky od bočních stěn. Tzn. svorky by musely být užší a boční stěny co nejtenčí. Při minimalizování tohoto zaoblení se zde začínají koncentrovat napěťové špičky, které převyšují i ty na svorce.
- Délka pouzdra je sice jen 108 mm kdežto u prvního návrhu 160,6 mm. Ale tím, že jednotlivá pouzdra se do sebe dají zasunout, se změní délka pouzdra v sérii na 100 mm a u prvního návrhu dokonce na 94 mm. Tzn. počet pouzder na délku bude ví-

ceměně stejný, oproti tomu je ale celková přitlačná síla prvního řešení podstatně vyšší.

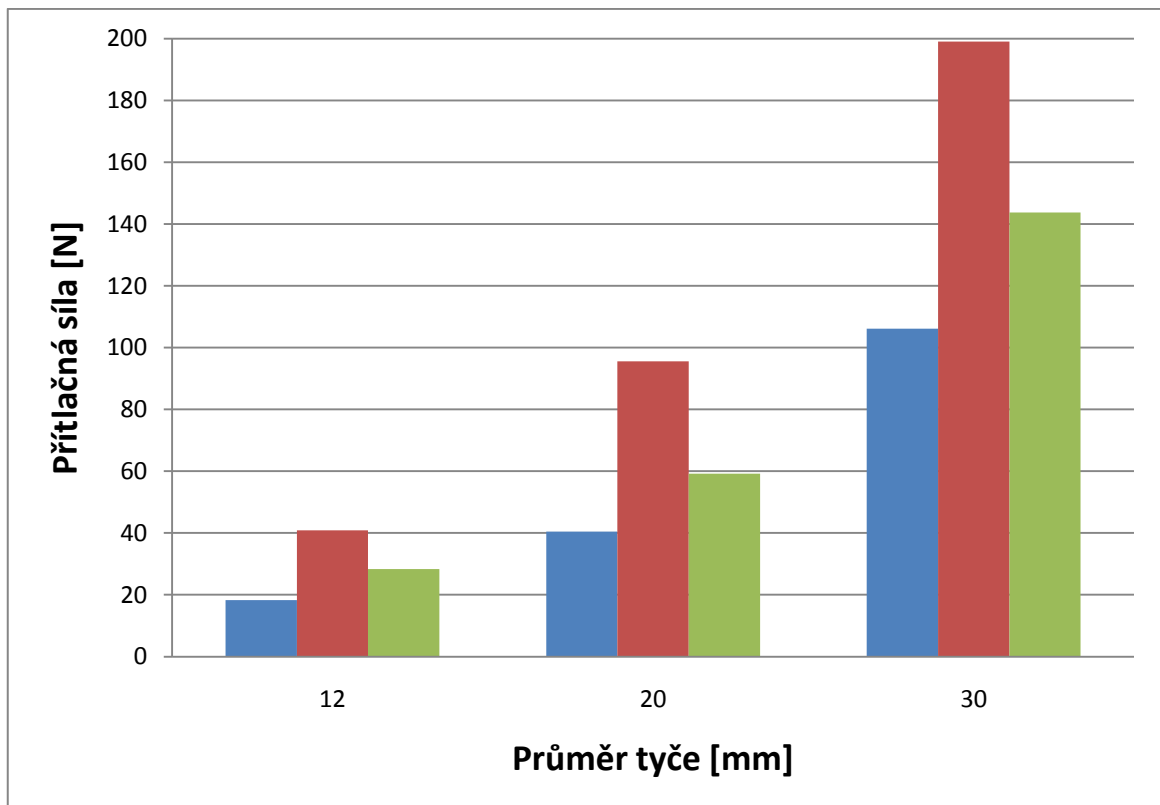
- Zaformování je složitější.

Porovnání původní a optimalizovaných pouzder je uvedeno v následující tabulce a grafu:

Průměr tyče [mm]	Původní návrh		První návrh			Druhý návrh		
	$F_{\text{přítl}}$ [N]	$\sigma$ [MPa]	$F_{\text{přítl}}$ [N]	Poměrný nárůst $F_{\text{přítl}}$ [-]	$\sigma$ [MPa]	$F_{\text{přítl}}$ [N]	Poměrný nárůst $F_{\text{přítl}}$ [-]	$\sigma$ [MPa]
12	18,3	3,53	40,9	2,2	5,53	28,3	1,5	4,9
20	40,4	8,05	95,5	2,4	10,6	59,2	1,5	9,7
30	106,1	12,8	199,0	1,9	12,9	143,7	1,4	12,6

Tab. 6: Porovnání návrhů s původním pouzdem

Grafické porovnání přitlačné síly původního vzorku (modře) s prvním návrhem (červeně) a druhým návrhem (zeleně):



Obr. 57: Grafické porovnání přitlačné síly pouzder

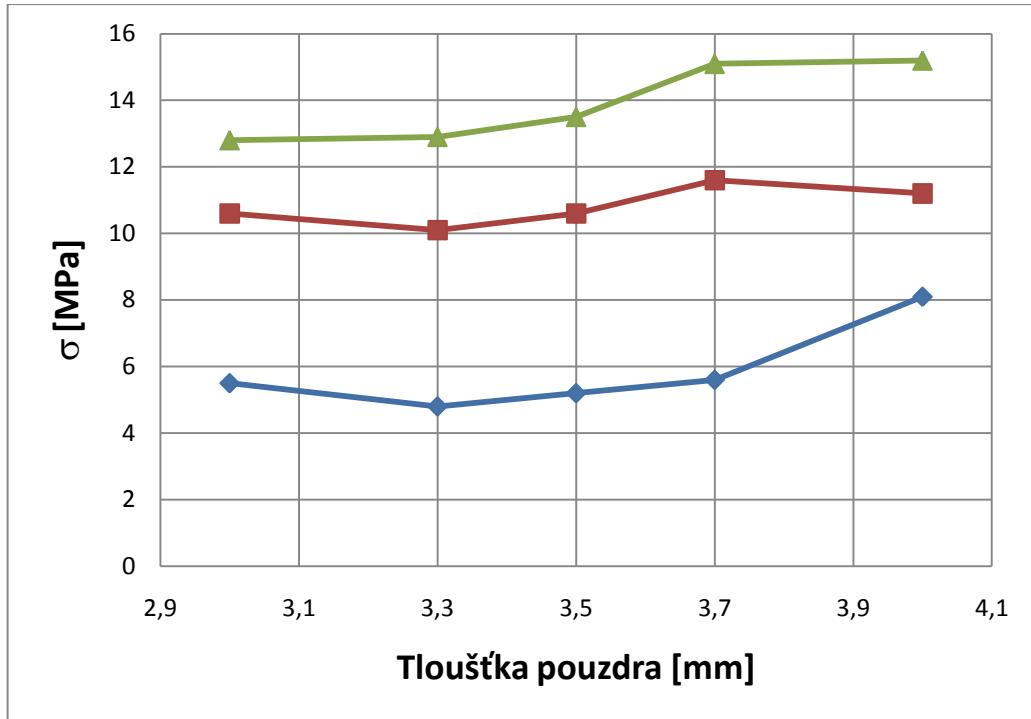
Z tohoto porovnání lze vyčíst, že přítláčná síla se oběma návrhy zvýší. Vyšších hodnot se dosáhne prvním tvarovým řešením, kdy se celková přítláčná síla zvětší oproti původnímu pouzdru průměrně 2,2 krát, druhé řešení kvůli svým omezením takovýchto parametrů nedosahuje, průměrné poměrné zvětšení je 1,5 krát, přičemž hodnoty Von Misesova napětí jsou přibližně stejné.

Tloušťka pouzdra nebyla v návrzích řešení zvyšována, protože by bylo překročeno limitní poměrné prodloužení. Koeficienty pro matematický model byly vypočítány z dat získaných při laboratorních zkouškách, tzn. do poměrného prodloužení 25%. Nad tímto prodloužením už popis nemusí být přesný. Pro přibližný přehled ale byly provedeny analýzy s většími tloušťkami. Získané hodnoty platí pro první návrh a jsou uvedeny v následující tabulce zobrazeny v grafech:

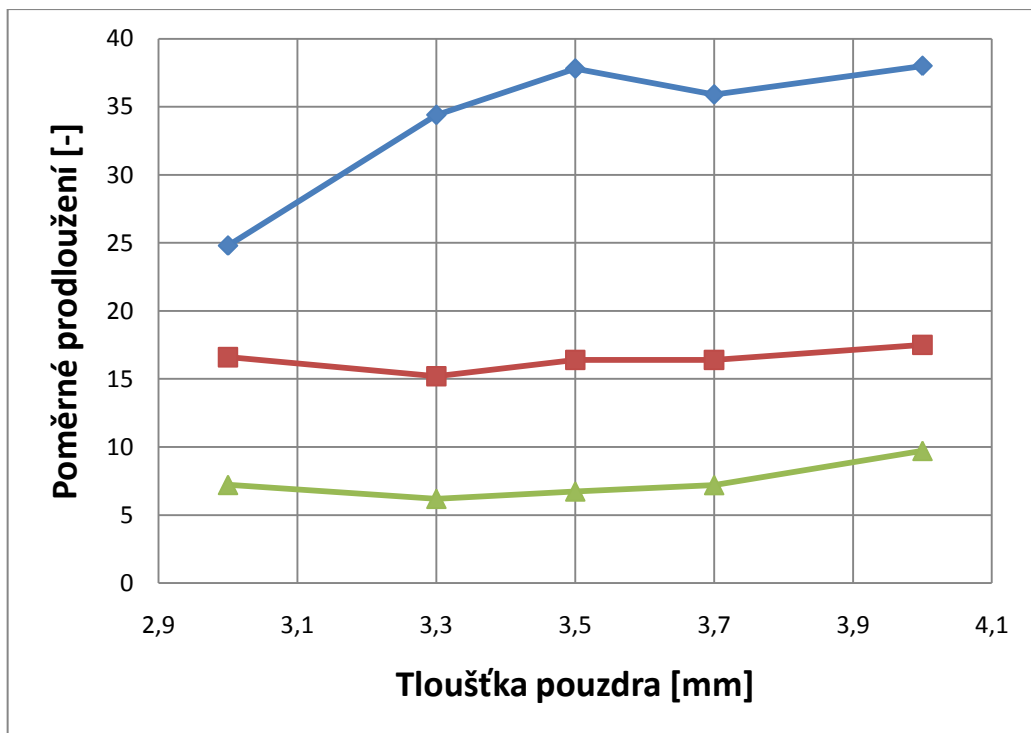
	Průměr tyče 6 mm		Průměr tyče 10 mm		Průměr tyče 15 mm		
	$\sigma$ [MPa]	$F_{\text{přítl}}$ [N]	$\sigma$ [MPa]	$F_{\text{přítl}}$ [N]	$\sigma$ [MPa]	$F_{\text{přítl}}$ [N]	$\varepsilon$ [-]
30	5,5	40,9	10,6	95,5	12,8	199	24,8
33	4,8	36,3	10,1	111,5	12,9	216	34,4
35	5,2	42,9	10,6	121,3	13,5	223	37,8
37	5,6	51,0	11,6	122,7	15,1	238	35,9
40	8,1	64,0	11,2	146,1	15,2	283	38,0

Tab. 7: Získané hodnoty u pouzder s většími tloušťkami

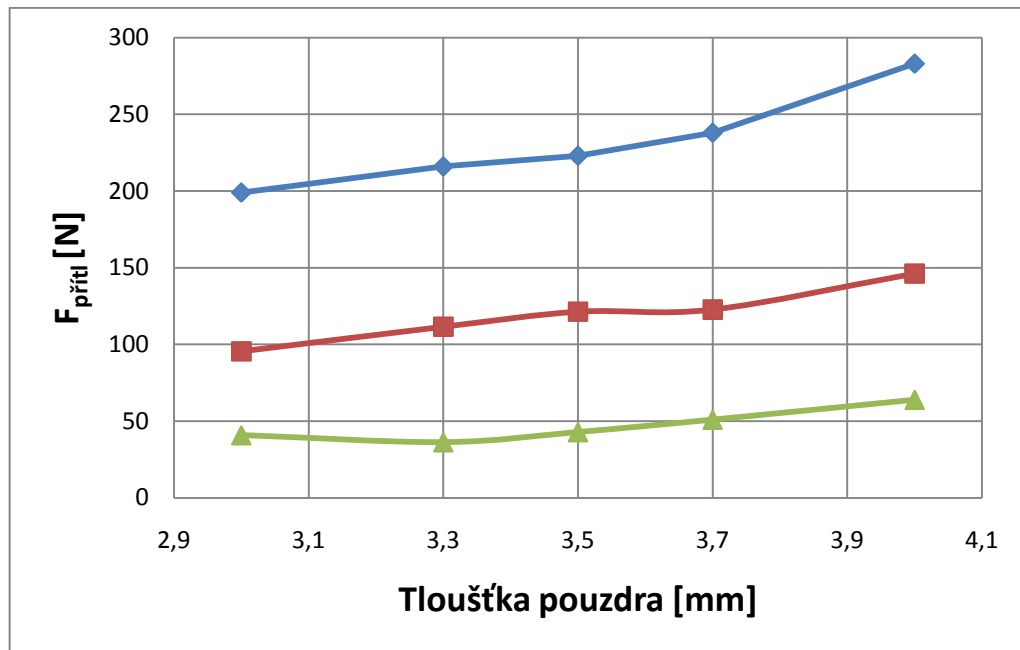
Modrá křivka je znázornění pro tyč průměru 30mm, červeně průměru 20 mm a zeleně průměru 12 mm:



Obr. 58: Průběh napětí v závislosti na tloušťce pouzdra



Obr. 59: Změna poměrného prodloužení v závislosti na tloušťce pouzdra



Obr. 60: Průběh velikosti přítláčné síly v závislosti na tloušťce pouzdra

S rostoucí tloušťkou se zvětšuje i přítláčná síla. Maximální dovolené napětí použitého materiálu by dovolovalo tloušťku zvýšit, ale z grafu na obr.58 plyne, že i při malém zvětšení by došlo k překročení této hranice při použití tyčí o průměru 30 mm. Pokud by navrhnutá pouzdra neměla dostatečnou přítláčnou sílu pro malé průměry tyčí, lze jejich tloušťku zvýšit. Ovšem za podmínky, že by jejich použití bylo omezeno do určitého průměru podávané tyče.

## 9 ZÁVĚR

V této diplomové práci byl optimalizován tvar polyuretanového pouzdra tak, aby došlo ke zvýšení jeho přitlačné síly, ale zároveň nedošlo k překročení maximálního povoleného Von Misesova napětí.

Před výpočtem samotných analýz bylo potřeba zjistit mechanické vlastnosti polyuretanu MTQ 25145, z něhož je pouzdro vyrobeno. Pro přesný výpočet byly provedeny zkoušky jednoosým i dvouosým tahem. Jednoosý tah byl proveden dle příslušné normy ČSN ISO 37, dvouosý dle nenormalizované metody - tzv. nafukováním. S takto získanými číselnými hodnotami, které udávají velikost napětí při daném poměrném prodloužení nelineárně se chovajícího materiálu, samotný program MSC. Patran neumí počítat. Tyto body je nutné proložit nějakou z dostupných křivek, která je matematicky popsána. Pro zkoušený materiál byl nejvhodnější 2nd deformation model, který vykazoval nejmenší odchylku od laboratorně získaných hodnot.

Pouzdra jsou za sebou sériově řazena v trubkovém vedení, jejich prostředkem prochází tyče s variabilním průměrem od 12 mm do 30 mm. Pro analýzy byl tedy vybrán nejmenší, největší průměr a průměr 20 mm. U analýz byla zjišťována největší přitlačná síla pouzdra a maximální vzniklé napětí.

Původní návrh byl pozměněn ještě před samotným analyzováním z technologických důvodů. bylo přidáno zaoblení mezi svorkami u jejich počátku, kvůli uzavírání vzduchu, resp. nedotékání materiálu.

Po analyzování původního pouzdra se zjišťovala závislost jeho geometrie na přitlačnou sílu a napětí. Jednalo se o vliv tloušťky pouzdra, šířky svorky a úkosu mezi svorkou a válcovou částí pouzdra. Provedené výsledky těchto výpočtů byly zapsány do tabulky a zobrazeny v grafech. Na základě těchto výsledků byl pozměněn tvar pouzdra tak, aby se dosáhlo co nejvyšší přitlačné síly při použití tyčí o minimálním průměru a aby maximální napětí nepřekročilo povolenou hranici.

Byla navržena dvě řešení. První řešení má stejnou koncepci jako původní pouzdro. Druhé řešení má svorku skrytou uvnitř válcové části. Oběma návrhy se dosáhlo zvětšení přitlačné síly. U nejmenšího průměru se zvětšila prvním řešením více než 2,2 krát na 40,9 N, u druhého na 28,3, přičemž napětí a poměrné prodloužení bylo v dovořených mezích, tzn. do 15 MPa resp. 25%.

Nakonec byly obě řešení zkontrolovány na napětí a i na poměrné protažení u tyče s největším průměrem. Obě řešení jsou z hlediska dovoleného Von Misesova napětí a poměrného protažení vyhovující, z hlediska přítláčné síly pouzdra na průchozí tyče je lepší první řešení.



**SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY**

- [1] Lukovics, I. *Konstrukční materiály a technologie*. Brno: VUT, 1991. 274 s.
- [2] Špaček, J. *Technologie gumárenská a plastikářská II*. 2. Vyd. Brno: VUT, 1986. 200 s.
- [3] Nedbal, R. *Strojírenská technologie*. Zlín: SPŠ, 2003. 80 s.
- [4] Kratochvíl B., Švorčík V., Vojtěch D.: *Úvod do studia materiálů*. Praha: VŠCHT, 2005. 190 s. ISBN 80-7080-568-4
- [5] Přednášky Wilczinski, O., Konstrukční polymery III, UTB Zlín, 2008
- [6] Zámorský, Z. *Nauka o polymerech II*. 1. vyd. Brno: VUT, 1980. 235 s.
- [7] Kovačič L., Bína J.: *Plasty: vlastnosti, spracovanie, využitie*. 1. vyd. Bratislava: Alfa, 1974. 340 s.
- [8] Ducháček, V. *Polymery - výroba, vlastnosti, zpracování, použití*. 2.vyd. Praha: VŠCHT, 2006. 280 s. ISBN 80-7080-617-6.
- [9] *Latex Tubing – Origin of Natural Rubber Latex*. Kent elastomer products, INC, [cit. 2009-11-14]. Dostupný z WWW: < <http://www.kentelastomer.com/origin-of-natural-rubber-latex2>>.
- [10] Mleziva, J. *Polymery : Výroba, struktura, vlastnosti a použití*. Praha: Sobotáles, 1993. 528 s. ISBN 80-901570-4-1
- [11] *Polyuretan* [online]. Jičín : LPM s.r.o, 1995-2003 [cit. 2009-10-31]. Dostupný z WWW: <[http://www.lpm.cz/index\\_polyurethane.html?http://www.lpm.cz/kunststoff/herstellung/polyurethan/polyurethane.htm](http://www.lpm.cz/index_polyurethane.html?http://www.lpm.cz/kunststoff/herstellung/polyurethan/polyurethane.htm)>.
- [12] Dvořák, Z., Javořík J. *Konstrukce výrobků: Konstrukční materiály elastomerní a formy pro jejich výrobu*. Zlín: UTB, 2009. 146 s.
- [13] *Nonlinear finite element analysis of elastomers*. MSC Software Corporation, 2000 [cit. 2009-10-14]. Dostupný z WWW: < [http://www.mssoftware.com/assets/103\\_elast\\_paper.pdf](http://www.mssoftware.com/assets/103_elast_paper.pdf)>.
- [14] Davey A. B., Payne A. R.: *Rubber in Engineering Practice*. London, Maclaren & sons Ltd., 1966. 501 s.
- [15] Ogden R.W.: *Non-linear Elastic Deformations*. Dover publications. Mineola, NY, USA. 1997.

- 
- [16] Holub, J. *Přez jako konstrukční materiál*. Praha: SNTL, 1967. 265 s.
- [17] *Elastomeric: 3D models*, Theory of Hyperelasticity (+ 3D Models).pdf
- [18] Brown, R. *Physical Testing of Rubber*. New York: Springer, 2006. 387 s. ISBN 0387282866.

**SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK**

G	Smykový modul pružnosti [Pa].
$\eta$	Konstanta úměrnosti.
W	Hustota deformačního potenciálu [Pa].
M	Množina materiálových konstant.
I	Deformační invariant .
$I_m$	Limitní hodnota deformačního invariantu
$\lambda$	Poměrné protažení.
$\lambda_L$	Limitní protažení.
L	Deformovaná délka [m].
$L_0$	Původní délka [m].
$\widehat{L}$	Oblouková vzdálenost rysek [m].
$\Delta u$	Nárůst délky [m].
$\varepsilon$	Poměrné prodloužení [-].
J	Poměrná změna objemu.
R	Smluvní napětí [Pa].
P	Tlak [Pa].
E	Modul pružnosti v tahu [Pa].
$c_{ij}$	Materiálové konstanty [Pa].
$\mu$	Počáteční smykový modul [Pa].
n	Počet polymerních řetězců v jednotkovém objemu.
k	Boltzmanova konstanta, $k = 1,38 \cdot 10^{-23} \text{ J} \cdot \text{K}^{-1}$ .
T	Absolutní teplota [K].
$\sigma$	Von Misesovo napětí [Pa].

---

s	Skutečné napětí [Pa].
F	Zatěžující síla [N].
F	Přítlačná síla svorek pouzdra [N].
$S_0$	Původní průřez pracovní části tyče [m <sup>2</sup> ].
P	Tlak [Pa],
r	Poloměr oblouku [m].
t	Tloušťka vzorku [m].
$R_p$	Zaoblení na čelní stěně pouzdra [m].
$l_p$	Délka přepážky pouzdra [m].
a	Délka první délky zkosení [m].
b	Délka druhé délky zkosení [m].

**SEZNAM OBRÁZKŮ**

Obr. 1: Schéma univerzálního soustruhu .....	14
Obr. 2: Základní rozdělení polymerů .....	16
Obr. 3: Získávání latexu ze stromu Hevea Braziliensis [9] .....	20
Obr. 4: Typická tahová charakteristika pryží .....	28
Obr. 5: Jednoosá napjatost .....	31
Obr. 6: Působení biaxiálního napětí na tenkostěnný prvek .....	32
Obr. 7: Čistý smyk .....	33
Obr. 8: Znárodnění celého uspořádání uvnitř válcového vedení .....	39
Obr. 9: Rozměry zkušebního tělíska .....	41
Obr. 10: Závislost smluvního napětí na poměrné deformaci při jednoosém tahu .....	42
Obr. 11: Závislost smluvního napětí na poměrné deformaci při jednoosém tahu do 25% prodloužení .....	42
Obr. 12: Princip použité metody pro dvouosé protahování .....	44
Obr. 13.: Zkušební vzorek. ....	44
Obr. 14: Nafouknutá bublina během laboratorního měření .....	45
Obr. 15.: Schéma zkušebního zařízení pro dvouosý tah .....	45
Obr. 16: Závislost smluvní napětí na poměrné deformaci při dvouosém tahu .....	46
Obr. 17: Fotografie pouzdra s nedotečeným místem .....	48
Obr. 18: Zobrazení tvarových změn pouzdra .....	48
Obr. 19: Porovnání naměřených hodnot s hodnotami vypočtených ze zvoleného modelu .....	50
Obr. 20: Zvýrazněné plochy, které jsou v ose $z$ nadefinována jako nepohyblivá .....	51
Obr. 21: Hrany, které jsou v rovině $xy$ nepohyblivé .....	51
Obr. 22: Rozložení napětí [Pa] deformovaného pouzdra tyčí o průměru 12 mm .....	52
Obr. 23: Rozložení přítláčné síly [N] svorek na podávanou tyč o průměru 12 mm .....	53
Obr. 24: Rozložení napětí [Pa] deformovaného pouzdra tyčí o průměru 20 mm .....	54
Obr. 25: Rozložení přítláčné síly [N] svorek na podávanou tyč o průměru 20 mm .....	54
Obr. 26: Rozložení napětí [Pa] deformovaného pouzdra tyčí o průměru 30 mm .....	55
Obr. 27: Rozložení přítláčné síly [N] svorek na podávanou tyč o průměru 30 mm .....	56
Obr. 28: Rozložení poměrného protažení [-] pouzdra tyčí o průměru 30 mm .....	56
Obr. 29: Zjednodušený tvar pouzdra pro analýzy vlivu geometrie .....	58
Obr. 30: Celková přítláčná síla při různé tloušťce pouzdra a šířce svorek .....	60

Obr. 31: Celkové napětí při různé tloušťce pouzdra a šířce svorek.....	60
Obr. 32: Měněná šířka svorky.....	61
Obr. 33: Grafické zobrazení celkové přítláčné síly při různé šířce svorek.....	63
Obr. 34: Detailní grafické znázornění pro průměr tyče 12 mm.....	63
Obr. 35: Průběh napětí v závislosti na šířce svorky.....	64
Obr. 36: Vyznačení vzdálenosti stěn svorek ve středu.....	65
Obr. 37: Znázornění dvojice měněných rozměrů.....	66
Obr. 38: Celková přítláčná síla při různém zkosení.....	67
Obr. 39: Celkové napětí při různém zkosení.....	67
Obr. 40: Zobrazená úprava okrajů k zamezení vzniku vysokých napětí.....	69
Obr. 41: Ořezané okraje svorek.....	69
Obr. 42: Rozložení napětí [Pa] na svorce z vnější a vnitřní strany (tyč 12 mm).....	70
Obr. 43: Rozložení přítláčné síly [N] svorek na podávanou tyč o průměru 12 mm.....	70
Obr. 44: Rozložení napětí [Pa] na svorce z vnější a vnitřní strany (tyč 20 mm).....	71
Obr. 45: Rozložení přítláčné síly [N] na svorce z vnější a vnitřní strany (tyč 20 mm).....	72
Obr. 46: Rozložení napětí [Pa] na svorce z vnější a vnitřní strany (tyč 30 mm).....	73
Obr. 47: Rozložení přítláčné síly [N] optimalizovaného návrhu při použití tyče průměru 30 mm.....	74
Obr. 48: Znázornění poměrného protažení [-] optimalizovaného návrhu při použití tyče průměru 30 mm.....	74
Obr. 49: Návrh tvaru pro druhé řešení.....	76
Obr. 50: Rozložení napětí na svorce z vnější a vnitřní strany (tyč 12 mm).....	77
Obr. 51: Rozložení přítláčné síly svorek na podávanou tyč o průměru 12 mm.....	77
Obr. 52: Rozložení napětí na svorce z vnější a vnitřní strany (tyč 20 mm).....	78
Obr. 53: Rozložení přítláčné síly svorek na podávanou tyč o průměru 20 mm.....	79
Obr. 54: Rozložení napětí na svorce z vnější a vnitřní strany (tyč 30 mm).....	80
Obr. 55: Rozložení přítláčné síly svorek na podávanou tyč o průměru 30 mm.....	80
Obr. 56: Znázornění poměrného protažení druhého návrhu při použití tyče průměru 30 mm.....	81
Obr. 57: Grafické porovnání přítláčné síly pouzder.....	83
Obr. 58: Průběh napětí v závislosti na tloušťce pouzdra.....	85
Obr. 59: Změna poměrného prodloužení v závislosti na tloušťce pouzdra.....	85
Obr. 60: Průběh velikosti přítláčné síly v závislosti na tloušťce pouzdra.....	86

**SEZNAM TABULEK**

Tab. 1: Specifikace SMR.....	21
Tab. 2: Vlastnosti MTQ 25145 .....	40
Tab. 3: Hodnoty celkové přítláčné síly a napětí při různé tloušťce pouzdra a šířce svorek .....	59
Tab. 4: Hodnoty celkové přítláčné síly a napětí při různé šířce svorek .....	62
Tab. 5: Hodnoty celkové přítláčné síly a napětí při různém zkosení.....	66
Tab. 6: Porovnání návrhů s původním pouzdem.....	83
Tab. 7: Získané hodnoty u pouzder s většími tloušťkami.....	84

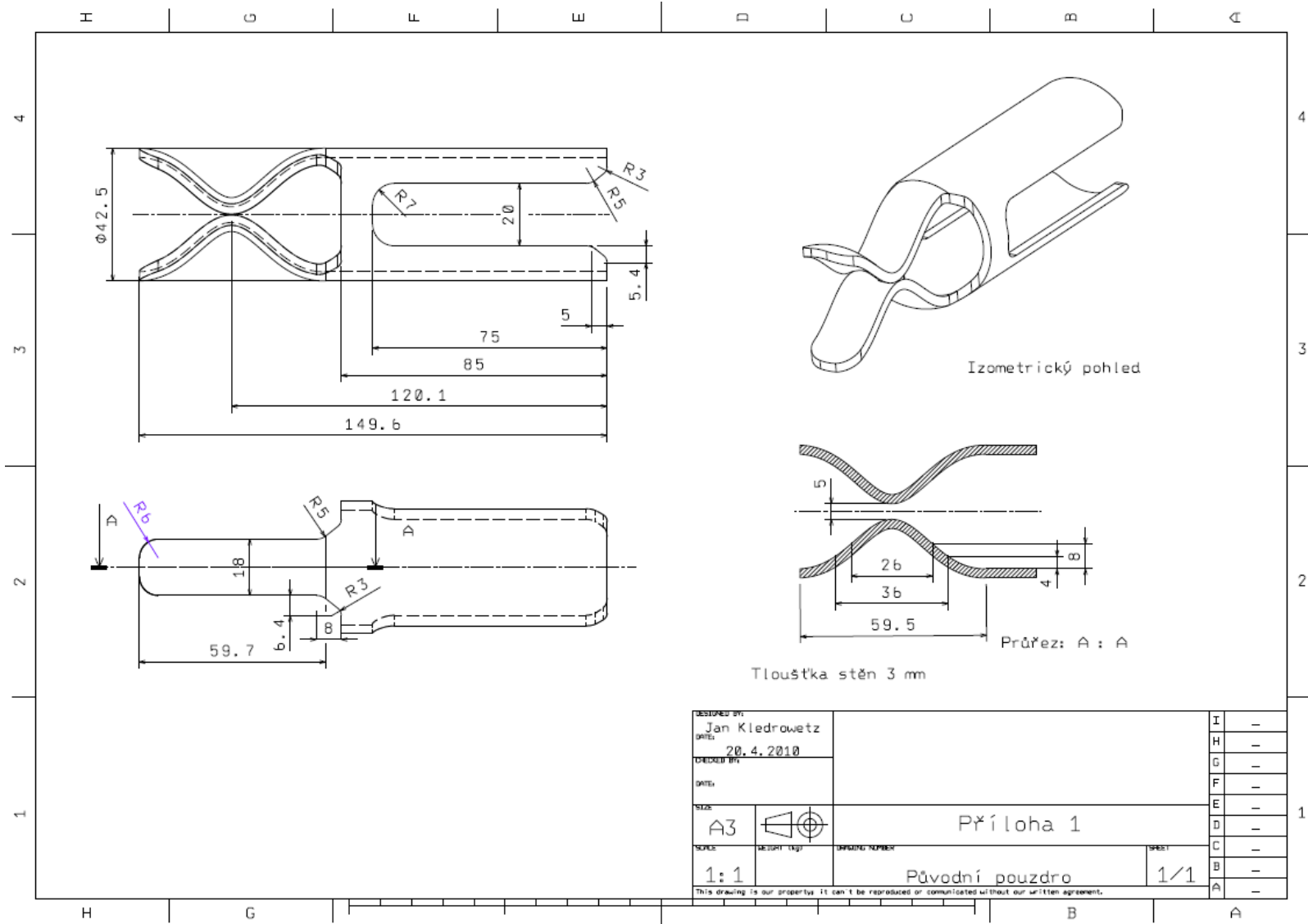
## SEZNAM PŘÍLOH

P1: Původní pouzdro

P2: Návrh tvaru pouzdra 1

P3: Návrh tvaru pouzdra 2

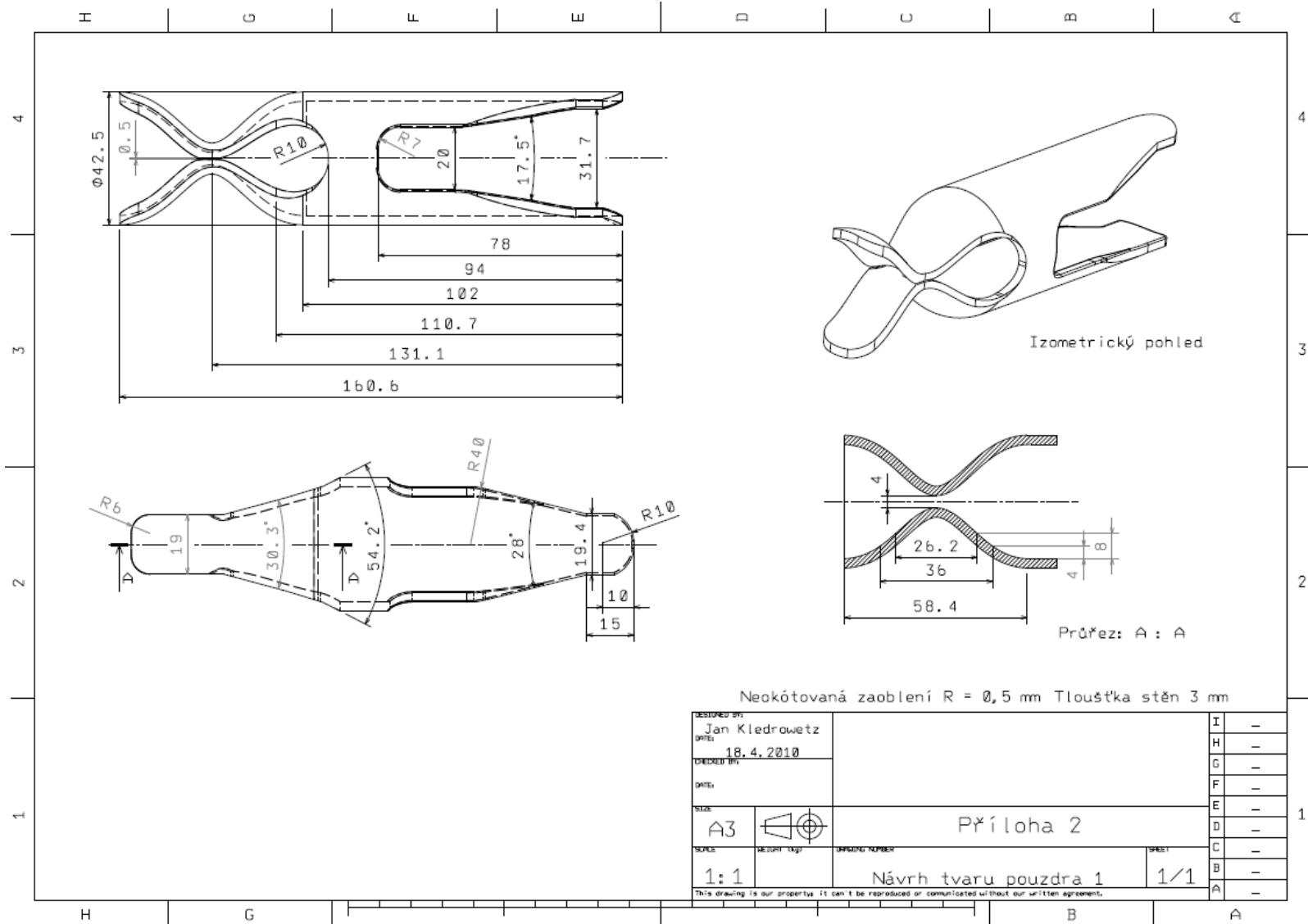




DESIGNED BY: Jan Kledrowetz		I	-
DATE: 20.4.2010		H	-
DRAWN BY:		G	-
DATE:		F	-
SIZE: A3		E	-
SCALE: 1:1	WEIGHT (kg):	D	-
DRAWING NUMBER: Původní pouzdro	SHEET: 1/1	C	-
This drawing is our property. It can't be reproduced or commercialized without our written agreement.		B	-
		A	-

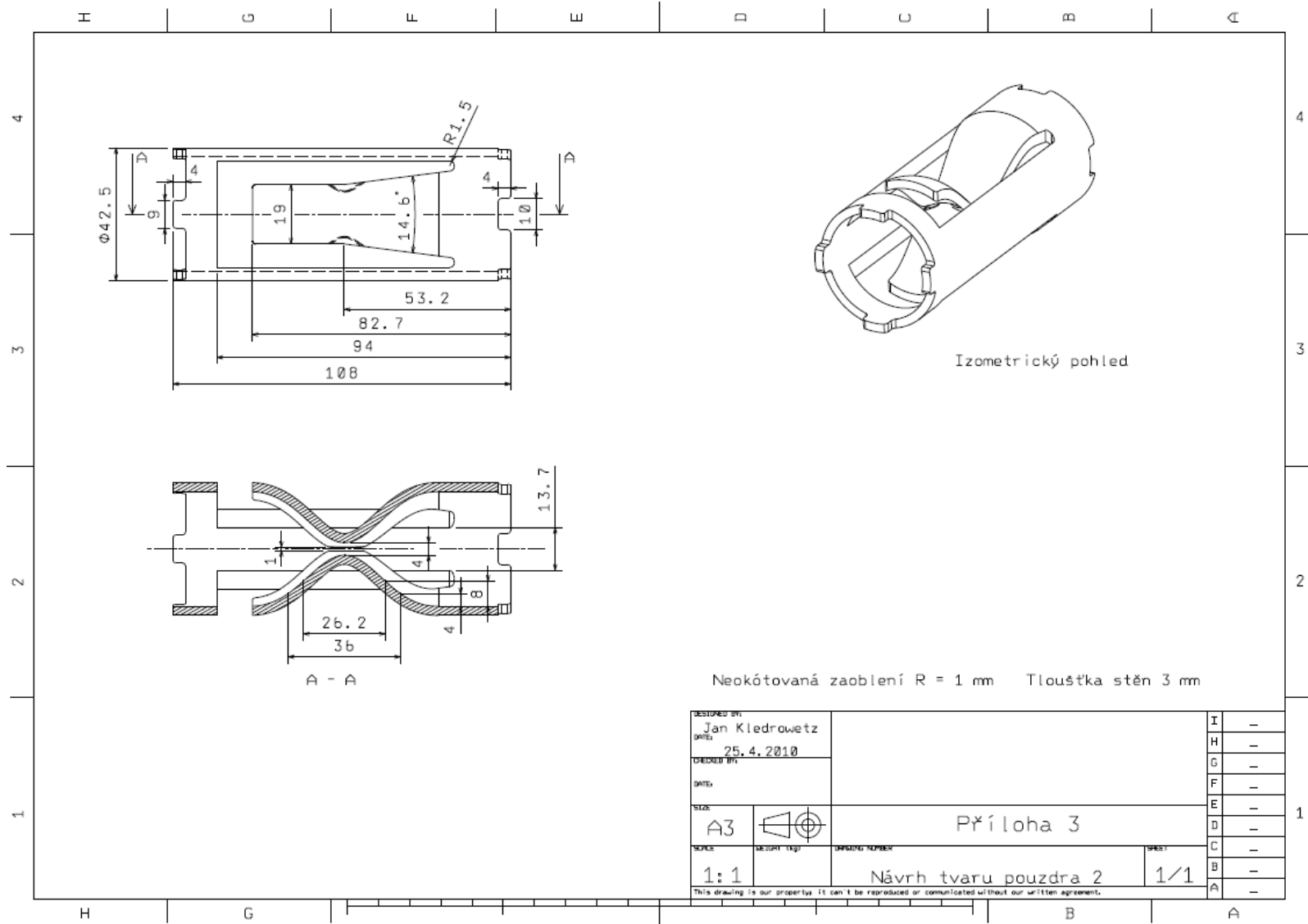
Příloha 1

Původní pouzdro



DESIGNED BY: Jan Kledrowetz		I	-
DATE: 18.4.2010			
CHECKED BY:		G	-
DATE:		F	-
SIZE: A3		E	-
SCALE: 1:1		D	-
WEIGHT (kg):	DRAFTING NUMBER: Návrh tvaru pouzdra 1	C	-
DRAWING NUMBER: 1/1		B	-
SHEET: 1/1		A	-

This drawing is our property. It can't be reproduced or communicated without our written agreement.



Neokřtovaná zaoblení  $R = 1 \text{ mm}$  Tloušťka stěn 3 mm

DESIGNED BY: Jan Kiedrowetz		I -
DATE: 25.4.2010		
DRAWN BY:		G -
DATE:		F -
SIZE: A3		E -
SCALE: 1:1		D -
DESIGN (1/1)		C -
DRAWING NUMBER: Návrh tvaru pouzdra 2		B -
SHEET: 1/1		A -

This drawing is our property. It can't be reproduced or communicated without our written agreement.