

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh dvousloupového hydraulického lisu pro přímé vytlačování

Autor: **Jan POMPL**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jiří STANĚK, CSc.**

Akademický rok 2017/2018

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jan POMPL**
Osobní číslo: **S14B0214P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Návrh dvousloupového hydraulického lisu pro přímé vytlačování**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Představte historický vývoj v oblasti hydraulických lisů pro přímé vytlačování. Proveďte rešerši současného stavu (konstrukce, výroba, technické parametry). Proveďte výpočty základních konstrukčních uzlů lisu. Navrhněte pracovní válec pro konkrétní vytlačovací lis.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Historie hydraulických vytlačovacích lisů, rešerše současného stavu.
2. Základní rozdělení a parametry hydraulických vytlačovacích lisů.
3. Kinematické schéma stroje a základní výpočty jeho konstrukčních uzlů.
4. Návrh pracovního válce a plunžru lisu.
5. Zhodnocení výsledků práce, závěr.

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

STANĚK, J.: *Základy stavby výrobních strojů - tvářecí stroje*. Plzeň: ZČU, 2004

ČECHURA, M., STANĚK, J.: *Tvářecí stroje - hydraulické lisy*. Plzeň: ZČU, 1999

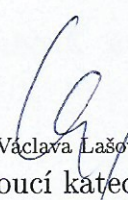
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **19. září 2017**
Termín odevzdání bakalářské práce: **21. května 2018**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 19. září 2017

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Pompl	Jméno Jan	
STUDIJNÍ OBOR	„B2301 „Strojní inženýrství, Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUČÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Staněk, CSc.	Jméno Jiří	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh dvousloupového hydraulického lisu pro přímé vytlačování		

FAKULTA	Strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2018
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	61	TEXTOVÁ ČÁST	59	GRAFICKÁ ČÁST	2
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Bakalářská práce se zabývá popisem hydraulických vytlačovacích lisů a vytlačovacími procesy. Druhá část obsahuje návrh a technické výpočty hlavního hydraulického pohonu. Navržený model je zkontrolován a upraven pomocí metody konečných prvků.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">Hydraulický lis, vytlačování, tváření, hydraulický válec, MKP</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Pompl	Name Jan	
FIELD OF STUDY	„B2301 „Mechanical Engineering, Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Staněk, CSc.	Name Jiří	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of the two pillar press for direct extrusion		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2018
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	61	TEXT PART	59	GRAPHICAL PART	2
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Bachelor thesis deals with description of hydraulic extrusion presses and extrusion processes. The second section contains design and technical calculations of the main hydraulic press cylinder. Designed model is checked and improved by finite element method.
KEY WORDS	Hydraulic press, extrusion, forming, hydraulic cylinder, FEM

Poděkování

Touto formou bych rád poděkoval všem, kteří mi pomohli a umožnili realizaci této bakalářské práce. Poděkování patří především vedoucímu práce doc. Ing. Jiřímu Staňkovi, CSc. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícné jednání. Dále bych rád poděkoval doc. Ing. Martinu Hynkovi Ph.D. a doc. Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D. za pomoc s MKP výpočty.

Obsah

1 Úvod	3
2 Historie	4
3 Současný stav	6
3.1 TS Plzeň a.s.	6
3.2 Presezzi Extrusion	7
3.3 Macrodyne	8
3.4 SMS group	8
4 Základní rozdělení hydraulických vytlačovacích lisů	10
4.1 Podle způsobu vytlačování	10
4.1.1 Přímé vytlačování.....	11
4.1.2 Nepřímé vytlačování	12
4.2 Podle tvaru vytlačovaného profilu	13
4.2.1 Vytlačování plných profilů.....	13
4.2.2 Vytlačování dutých profilů.....	14
4.3 Podle teploty vytlačovaného materiálu	16
4.3.1 Vytlačování za tepla	16
4.3.2 Vytlačování za studena.....	16
4.4 Podle celkového uspořádání	17
4.4.1 Horizontální.....	17
4.4.2 Vertikální.....	17
4.5 Podle konstrukce rámu	17
4.6 Podle použitého pohonu	18
4.6.1 Přímý pohon	18
4.6.2 Nepřímý pohon	19
4.6.3 Multiplikátorový pohon.....	19
5 Kinematické schéma stroje	21
5.1 Zadní traverza	21
5.2 Sloupy	21
5.3 Kontejner	21
5.4 Přední traverza s pracovním válcem	22
5.5 Pracovní plunžr a jeho těsnění	22
5.6 Matrice	22
5.7 Zpětný pohon	23
5.8 Pohon kontejneru	23
5.9 Nůžky	23
6 Návrh pracovního válce a plunžru lisu	24
6.1 Návrh plunžru lisu	24
6.1.1 Návrh vnějšího průměru	25
6.1.2 Tloušťka stěny plunžru	26
6.1.3 Návrh dna plunžru	28
6.1.4 Rozměry příruby plunžru pro upevnění desky razníku.....	29

6.1.5	Délka plunžru:	29
6.2	Návrh pracovního válce.....	30
6.2.1	Návrh tloušťky stěny válce.....	30
6.2.2	Návrh dna hydraulického válce	32
6.2.3	Návrh délky dutiny hydraulického válce	32
6.2.4	Návrh příruby hydraulického válce	33
7	Kontrolní výpočet příruby ucpávek a přírubových šroubů.....	34
7.1	Kontrola šroubů příruby.....	35
7.1.1	Příruba nekonečně tuhá	36
7.1.2	Šroub nekonečně tuhý	38
7.1.3	Maximální napětí ve šroubu	40
7.2	Kontrola příruby.....	40
7.2.1	Výpočet napětí v přírubě	41
7.3	Zhodnocení výsledků a provedené úpravy	41
8	Ověření analytického výpočtu plunžru a válce pomocí MKP.....	42
8.1	Parametry materiálů použité v analýzách.....	42
8.2	Analýza plunžru.....	42
8.2.1	Okrajové podmínky	42
8.2.2	Síť modelu	44
8.2.3	Výsledky analýzy	45
8.2.4	Provedené úpravy a výsledky analýzy upraveného modelu	47
8.3	Analýza válce.....	49
8.3.1	Okrajové podmínky	49
8.3.2	Síť modelu	50
8.3.3	Výsledky analýzy modelu válce	51
8.3.4	Úpravy provedené na modelu	53
8.3.5	Výsledky analýzy modelu válce po úpravě	54
9	Závěr.....	57
10	Použité zdroje.....	58

Volně vložené přílohy:

BP KKS 18 – 100 – Sestava hydraulického válce s plunžrem

1 Úvod

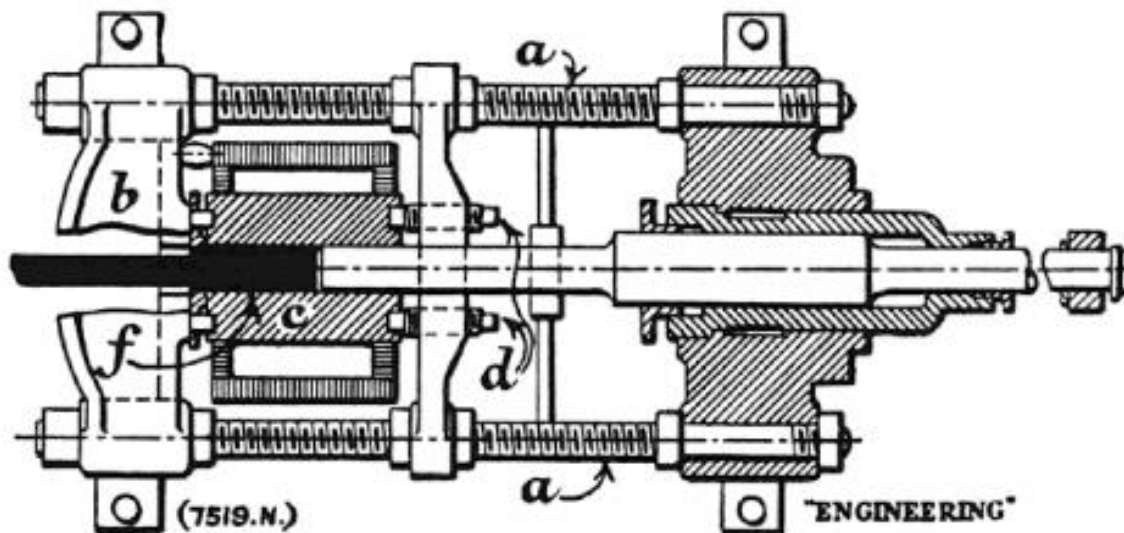
Zásadní vliv na vývoj lidské civilizace až do dnešní podoby měla technika. Člověk díky svému výjimečnému intelektu a tvořivosti dokázal vytvářet technické systémy, čímž si na planetě Zemi vydobyl mezi ostatními živými tvory dominantní postavení. Pro usnadnění své existence si tak začal vyrábět nejprve primitivní nástroje. Pomocí jednoduchých technických systémů mohl vytvářet systémy čím dál složitější a násobit tak své síly a schopnosti. V dnešní době je už člověk schopen navrhovat technické systémy s částečným podílem umělé inteligence a na technických systémech se stává prakticky závislým.

Významnou roli ve vývoji lidské civilizace hrálo objevení a následné zpracovávání kovů, které jsou dodnes velmi důležité a využívané. Historicky nejstarším způsobem zpracování kovů bylo jejich tváření. Kovy byly tvářeny nejprve ručním kovářím pomocí kladiv a kovadlin. Později člověk začal k tváření využívat mechanizovaná kladiva a buchary poháněné silou zvířat a následně dokázal využít i energii vody, větru a páry.

Mezi tvářecí technologie patří také vytlačování kovů. Během procesu vytlačování je působením vnější síly kov vytlačován skrz otvor definovaných rozměrů určujících průřez zhotovovaného výrobku. Vytlačování kovů je dodnes hojně používanou a díky vysoké produktivitě a možnosti výroby tvarově složitých součástí do jisté míry i nenahraditelnou výrobní technologií. Mezi typicky vyráběné produkty patří hliníkové okenní rámy a jiné tvarově složité konstrukční profily. Vytlačování probíhá na hydraulických lisech, jehož dvousloupová varianta je předmětem této bakalářské práce.

Cílem práce je seznámit čtenáře s krátkou historií a principy vytlačování, dále s klasifikací, základními konstrukčními řešeními vytlačovacích lisů, jejich parametry a současným vývojem lisů. V druhé části práce je popsán návrh pracovního válce a plunžru lisu podle požadovaných parametrů. Návrh pomocí analytického výpočtu je následně ověřen softwarovým výpočtem využívajícím metodu konečných prvků.

polotovaru (f) je vkládán do kontejneru. Působením síly pohyblivého razníku přes lisovací příložku je materiál skrz matici požadovaného tvaru vytlačován ven. [3]



Obrázek 2-2 - Hydraulický lis pro vytlačování za tepla A. Dicka [3]

Postupně začaly být používány i další druhy kovů a jejich slitin, což způsobilo začátkem 20. století velký rozmach této technologie. S tím souvisel samozřejmě i rozvoj výroby hydraulických vytlačovacích lisů. K jejich největším výrobcům patřila začátkem 20. století německá společnost Krupp-Gruson. Rostoucí lisovací síla a zdokonalení ohřevu kontejneru umožnilo v roce 1914 vytlačovat už i výrobky z oceli. [4]

Velmi významným materiálem používaným pro vytlačování byl a doposud stále je hliník a jeho slitiny. Přestože je velmi četným prvkem zemské kůry, trvalo poměrně dlouho, než se jej povedlo izolovat. I když se to začátkem 19. století povedlo, byl zprvu velice vzácným kovem, dražším dokonce než zlato. Koncem téhož století se však už cena výroby stala přijatelnou. Rozšíření procesu moderního vytlačování za tepla, společně se sestavením prvního vytlačovacího lisu na hliník roku 1904 v Pensylvánii, umožnilo rozšíření vytlačování hliníku do mnoha odvětví průmyslu. Spotřeba hliníku pro extruzi dosáhla vrcholu během 2. světové války, kde našel uplatnění hlavně v leteckém průmyslu ve formě slitin s dalšími kovy. To kladlo opět vyšší nároky na technické parametry lisů. Po konci války zájem o vytlačování hliníku a jeho slitin neopadl. Využití našel v automobilovém průmyslu a pro výrobu dalších předmětů, s kterými přicházíme denně běžně do styku. [11]

3 Současný stav

V současné době existuje mnoho výrobců hydraulických vytlačovacích lisů napříč několika kontinenty. Základní konstrukce lisů a princip fungování se v posledních letech nikterak zásadně nemění. Dochází pouze k méně výrazným inovacím, například ve způsobu řízení strojů. Sofistikovanější řídicí systémy umožňují přesnější výrobu a zkrácení výrobních časů. Zvyšující se automatizace strojů umožňuje tyto časy ještě více zkracovat. K samotným lisům je často nabízena široká škála doplňkových zařízení, která dále zvyšují stupeň automatizace a tím i efektivnost výroby. Krom toho je při konstruování brán zřetel na ekologii, ergonomii, bezpečnost práce, nízkou spotřebu energií a čím dál více také na design strojů.

V následujících podkapitolách jsou zmíněni někteří z významných výrobců hydraulických vytlačovacích lisů, jimi nabízený sortiment a moderní technické prvky používané na lisech. Zmíněná konstrukční řešení lisů a způsoby vytlačování jsou podrobněji popsány v kapitole 4.

3.1 TS Plzeň a.s. [15]

Absolutní jedničkou na tuzemském trhu a významným evropským výrobcem je firma TS Plzeň a.s.. Společnost s bohatou historií vyrábí hydraulické lisy od roku 1872. První vytlačovací lis byl vyroben roku 1915 a sloužil pro vytlačování grafitu. Později následovaly lisy pro vytlačování mědi, hliníku a oceli.

Výrobce dodává vytlačovací lisy disponující silami 630-5000 tun. Krom toho je možné podle specifických požadavků zákazníka vyrobit lisy pracující se silami až do 6300 tun. Výroba vytlačovacích lisů je rozdělena do dvou produktových řad CXP a CXT. Lisy řady CXT se od druhé řady liší tím, že disponují děrovačem pro výrobu trubek. Obě řady slouží pro vytlačování neželezných kovů a jejich slitin přímým nebo nepřímým způsobem. Robustní rám využívá horizontální konstrukci a jeho součástí jsou předepnuté sloupy. Posuvný kontejner je vyhříván elektricky s automatickou regulací teploty. Pohon zajišťují vysokotlaká čerpadla přímým způsobem, tedy bez použití akumulátorů. Lisy jsou navrženy tak, aby je bylo možné vybavit doplňkovými zařízeními pro zvýšení stupně automatizace výroby.

Tabulka 1 - Hlavní technické parametry lisů CXT [15]

TYP LISU	CXT 630	CXT 1250	CXT 1600	CXT 2000	CXT 3200
Pracovní síla [MN]	6,3	12,29	15,4	19,74	31,05
Síla děrovače [MN]	1,01	1,90	2,45	3,08	5,05
Průměr kontejneru [mm]	90 ÷ 125	130 ÷ 180	145 ÷ 225	160 ÷ 250	200 ÷ 360
Délka kontejneru [mm]	500	710	750	800	1000
Pracovní tlak [MPa]	25				
Rychlost vytlačování [mm/s]	0 ÷ 50				

Tabulka 2 - Hlavní technické parametry lisů CXP [15]

TYP LISU	CXP 800	CXP 1250	CXP 1600	CXP 2500	CXP 3200
Pracovní tlak [MPa]	25, 10				
Pracovní síla [MN]	6,83 / 7,71 / 8,72	11,1 / 12,7 / 14,6	15,9 / 18,3 / 21,4,	23,8 / 27,3 / 31,3	30,7 / 35,2 / 40,3
Přídavná síla [MN]	0,88	1,57	2,45	3,53	4,54
Zpětná síla [MN]	0,56	0,96	1,18	1,96	2,64
Síla posuvu kontejneru k matici [MN]	1,01	1,9	3,07	4,02	5,1
Síla posuvu kontejneru od matrice [MN]	0,81	1,28	2,07	2,54	3,19
Rychlost vytlačování [mm/s]	0 ÷ 35	0 ÷ 35	0 ÷ 25	0 ÷ 25	0 ÷ 25
Síla nůžek [MN]	0,28	0,31	0,44	0,64	0,078
Síla výměny nástrojů [MN]	0,1	0,1	0,12	0,2	0,2
Vnitřní průměr kontejneru [mm]	90 ÷ 150	130 ÷ 180	145 ÷ 225	175 ÷ 320	200 ÷ 360
Délka kontejneru [mm]	650	710	750	800	1000
Celkový instalovaný výkon [kW]	280	500	500	750	950
Celková hmotnost [t]	70	110	150	230	290

3.2 Presezi Extrusion

Již z názvu je patrné, že firma Presezi Extrusion se zaměřuje výhradně na výrobu vytlačovacích lisů a patří k jejich významným světovým producentům. Společnost sídlí v Itálii a výrobě lisů se věnuje od poloviny devadesátých let. Krom lisů firma dále nabízí přestavbu lisů se zastaralými řídicími systémy na nejmodernější způsoby řízení. V nabídce nechybí ani doplňkové stroje a vybavení. Zákazník si tak navíc může vybrat od strojů pro dělení materiálu přes zásobníky, předehřívací pece, pece pro tepelné zpracování až po balicí jednotky. Díky těmto produktům je možné sestavovat celé vysoce automatizované výrobní linky. [17]



Obrázek 3-1 - Horizontální vytlačovací lis firmy Presezzi Extrusion [17]

3.3 Macrodyne [16]

Firma Macrodyne se sídlem v Kanadě patří mezi největší výrobce hydraulických lisů. V jejich portfoliu tedy nechybí ani lisy určené pro vytlačování kovů jako je ocel, slitiny hliníku, mědi, zirkonia a dalších. Z nabídky sortimentu lze vybírat lisy pro vytlačování materiálu za tepla a za studena, přímým i nepřímým způsobem. Vytlačovací lisy mohou být dodány samostatně nebo společně s doplňkovými zařízeními jako celé automatizované linky. Mezi doplňková zařízení patří různé dopravníky, zásobníky, pece, robotická nakládací a vykládací zařízení. Lisy jsou vybaveny systémy s automatickou výměnou a upnutím matric, což výrazně snižuje prostoje při přechodu na výrobu jiných produktů.

Hydraulické systémy lisů využívají několik pokročilých funkcí zvyšujících jejich účinnost. Motory pohonů lisů pracují při proměnných otáčkách. Těmito motory poháněná čerpadla jsou tak schopna pracovat s proměnným průtokem, což vede k výraznému snížení spotřeby elektrické energie. Vysokou přesnost polohy zajišťují servoventily, akumulátorové pohonné systémy zase snižují výkonové špičky a umožňují okamžitou odezvu stroje. Na výrobní proces dohlíží monitorovací systém. Systém dokáže sbírat data o průběhu výroby a je schopen rozeznat a automaticky odstranit některé ze vzniklých problémů.

3.4 SMS group [18]

SMS group je společnost s více jak 140letou historií sídlící v německém Düsseldorfu. Patří mezi nejvýznamnější světové výrobce strojů a vybavení pro hutnický průmysl. Taktéž patří mezi světovou špičku ve výrobě vytlačovacích lisů, které byly dříve prodávány pod značkou Schloemann-Siemag. Jako jediný výrobce se chlubí možností dodání hydraulických vytlačovacích lisů pro všechny typy vytlačovacích procesů a pro všechny materiály pro vytlačování vhodné. Těmi mohou být běžné i vysoce legované oceli, slitiny titanu, zirkonia, mědi nebo hliníku. V závislosti na způsobu vytlačování a tvářeném materiálu nabízí lisy o síle 800-16000 t a rychlosti vytlačování 0,1- 400 mm/s.

Lisy jsou vybaveny mnoha pokročilými systémy zaměřenými převážně na zkracování výrobních časů, úsporu energie a jakost výsledného výrobku. Nejnovější a nejvyšší řady modelů lisů jsou vybaveny hybridními pohony. To znamená, že hydraulické pohony slouží

pouze pro pohon součástí, kde je zapotřebí velkých sil, jako například u hlavního pohonu nebo nůžek pro odstříhnutí materiálu. Kde k posuvu stačí menší síly, pohon zajišťují elektrické servomotory. Tak je tomu například u zpětného chodu hlavního pohonu, pohybu kontejneru nebo nakladačů. Pohony pomocí servomotorů zajišťují úsporu energie až o 50 %, vysokou rychlost a přesnost pohybů.

K dalším moderním prvkům patří čerpadla se systémem start-stop snižující spotřebu energie a hlučnost. Výrobní časy výrazně zkracují víceosé manipulátory, automatické systémy pro čištění matrice či rozprašovací hlavice integrované v nakladačích, které slouží k mazání sochoru během jeho vkládání do kontejneru. (Sochor je hutní polotovár válcovitého tvaru.)

Tabulka 3 - Technická data lisů pro přímé vytlačování neželezných kovů firmy SMS group [18]

Nominální vytlačovací tlak [MN]	8	10	12,5	16	20	22,5	25	28	31,5	35,5	40	45	50
Průměr kontejneru [mm]	100 ÷ 160	110 ÷ 180	125 ÷ 200	140 ÷ 225	160 ÷ 250	170 ÷ 265	180 ÷ 280	190 ÷ 300	200 ÷ 315	212 ÷ 335	224 ÷ 355	240 ÷ 375	250 ÷ 400
Maximální délka sochoru [mm]	450	500	560	630	710	750	800	800	900	900	1000	1000	1120
Maximální rychlost vytlačování [mm/s]	52	42	48	45	50	46	49	53	46	50	51	46	48
Výkon pohonu [kW]	400	400	530	660	900	900	1080	1250	1250	1500	1750	1750	2000

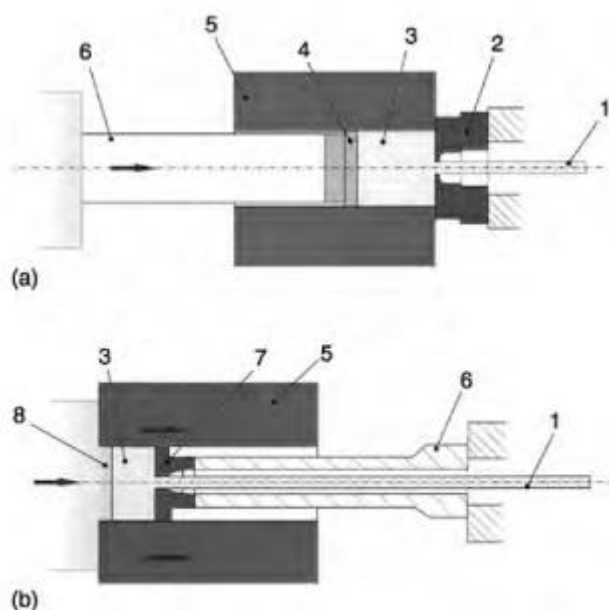
4 Základní rozdělení hydraulických vytlačovacích lisů

Hydraulické vytlačovací lisy můžeme dělit podle několika následujících hledisek:

1. **Podle způsobu vytlačování**
 - Přímé vytlačování
 - Nepřímé vytlačování
2. **Podle tvaru vytlačovaného profilu**
 - Vytlačování plných profilů
 - Vytlačování dutých profilů
3. **Podle teploty vytlačovaného materiálu**
 - Vytlačování za tepla
 - Vytlačování za studena
4. **Podle celkového uspořádání**
 - Horizontální
 - Vertikální
5. **Podle konstrukce rámu**
6. **Podle použitého pohonu**
 - Přímý pohon
 - Nepřímý pohon
 - Multiplikátorový pohon

4.1 Podle způsobu vytlačování

Jedním z nejvýznamnějších kritérií pro třídění hydraulických vytlačovacích lisů je dělení podle použitého způsobu vytlačování. Mezi nejčastěji používané typy lisů patří lisy pro přímé a nepřímé vytlačování. Jednotlivé způsoby vytlačování jsou voleny podle vytlačovaného materiálu, tvaru výrobku, požadavků na kvalitu produktu, vyráběného množství a dalších faktorů.



Obrázek 4-1 - Proces vytlačování [4]

(a) – přímé vytlačování, (b) – nepřímé vytlačování

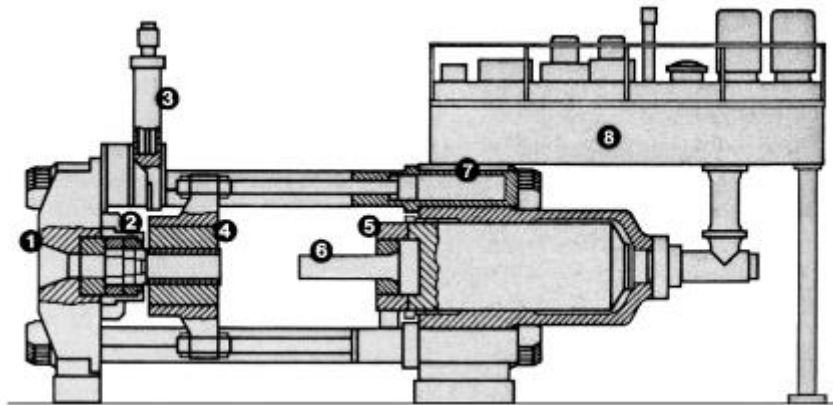
1 – výtlaček, 2 – matrice, 3 – sochor, 4 – lisovací příložka, 5 – kontejner, 6 – razník, 7 – lisovací příložka s matricí, 8 – zátka kontejneru

4.1.1 Přímé vytlačování

Přímé vytlačování je nejběžněji používaný způsob pro vytlačování kovů. Žhavý sochor je nejprve vložen do kontejneru. Kontejner musí být doražen k matrici s otvorem shodným s požadovaným průřezem výrobku. Na opačné straně kontejneru se za sochor vkládá lisovací podložka. Podložka se používá opakovaně a slouží k ochraně lisovacího razníku. Působením síly pohybujícího se razníku na lisovací podložku začne v sochoru vznikat tlakové napětí. Po překročení přetvárného odporu materiálu dojde nejprve k těsnému vyplnění prostoru kontejneru. Následně začne tvářený materiál vytékat skrz otvor v matrici. Materiál je tedy vytlačován ve stejném směru, jako se pohybuje razník vůči kontejneru.

Za hlavní nevýhodu přímého vytlačování lze považovat přítomnost tření, které způsobuje relativní pohyb sochoru vůči vnitřní stěně kontejneru. Pro překonání odporu je proto zapotřebí větší jmenovité síly lisu. Největší odpor materiál klade v začátcích vytlačování kovu skrz matrici. Postupným úbytkem materiálu v kontejneru se zmenšuje kontaktní plocha vnitřního pláště kontejneru s vytlačovaným materiálem. Tím se snižuje tření a síla potřebná k tváření se tak také postupně snižuje. Ke konci vytlačovacího procesu začne síla razníku opět výrazně narůstat (viz Obrázek 4-4). To je způsobeno tím, že před lisovací podložkou zůstává už jen tenký disk tvářeného materiálu, který musí proudit převážně radiálním směrem. Z tohoto důvodu nedochází k úplnému dolisování sochoru a jeho koncová část je včas odstřížena a později recyklována. V odstříženém nedolisku zůstávají nahromaděny nečistoty z povrchu sochoru. Výsledná kvalita výrobku je tak vždy lepší než u nepřímého vytlačování. [9]

Relativní pohyb tvářeného materiálu vůči kontejneru a jím způsobené tření má za následek zvýšené opotřebení vnitřní stěny kontejneru. To si často vyžaduje použití důkladného a kvalitního mazání. Vznikající tření také značně limituje délku použitého sochoru. Nejčastěji jsou proto používány sochory o délce do pětinasobku jejich průměru. [9]



Obrázek 4-2 - Hydraulický horizontální vytlačovací lis pro přímé vytlačování [7]

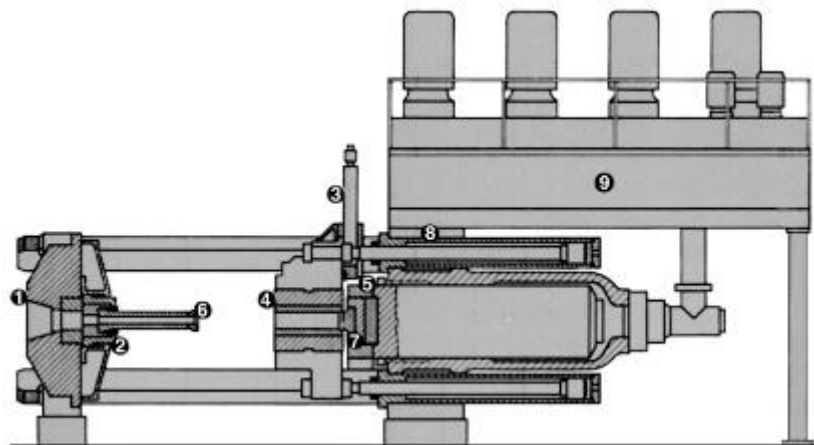
1 – zadní traverza, 2 – zařízení po výměnu nástroje, 3 – nůžky, 4 – kontejner, 5 – pracovní plunžr, 6 – lisovací razník, 7 – válec pro posuv kontejneru, 8 – olejové hospodářství s pohonem a systémem řízení

4.1.2 Nepřímé vytlačování

U nepřímého vytlačování je žhavý sochor vložen do kontejneru, který z jedné strany uzavírá plná zátka. Druhou otevřenou stranou je kontejner nasouván na dutý razník, na jehož začátku se nachází matrice s požadovaným tvarem. Materiál v tomto případě z matrice vystupuje opačným směrem, než se pohybuje razník relativně vůči kontejneru.

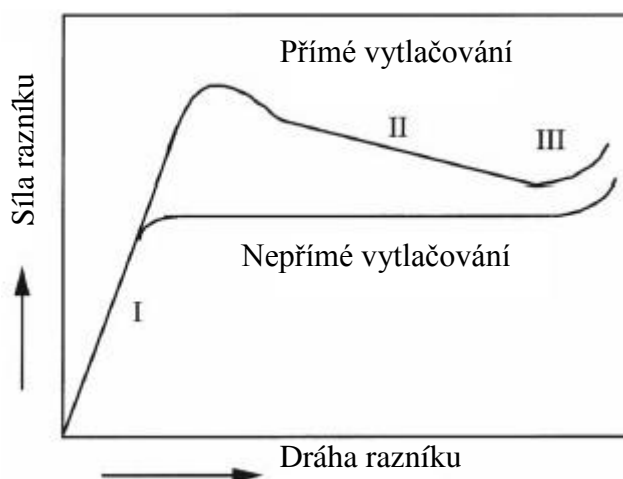
Nejpodstatnější rozdíl oproti přímému vytlačování je, že se mezi vnitřní stěnou kontejneru a sochorem nevyskytuje relativní pohyb. Dochází tedy k redukci tření, což přináší celou řadu výhod. Síla potřebná k vytlačování je tak redukována o 25-30 % oproti přímému vytlačování. Proto při využití výkonových kapacit lisu může vytlačování probíhat při vyšších rychlostech, nižších teplotách sochoru nebo mohou být vytlačovány výrobky s tvarově složitějším průřezem. Síla působení razníku už není závislá na délce sochoru, jako tomu je u přímého vytlačování, což umožňuje použití delších sochorů. Díky redukci tření nedochází k ohřevu povrchu sochoru a materiál má tak menší tendenci ke vzniku trhlin. Dalšími klady jsou například plynulejší průběh vytlačování a menší opotřebení součástí. [10]

Mezi nevýhody nepřímého vytlačování patří nabírání materiálu včetně strusky a dalších nečistot z povrchu sochoru. Pokud je požadován kvalitnější povrch a struktura výtlačku, musí být povrch sochoru mechanicky nebo chemicky očištěn. Problémem může být také omezení průřezu výsledného profilu otvorem v dutém razníku.



Obrázek 4-3 - Hydraulický horizontální vytlačovací lis pro nepřímé vytlačování [7]

1 – zadní traverza, 2 – zařízení po výměnu nástroje, 3 – nůžky, 4 – kontejner, 5 – pracovní plunžr, 6 – lisovací razník, 7 – uzávěr, 8 – válec pro posuv kontejneru, 9 – olejové hospodářství s pohonem a systémem řízení



Obrázek 4-4 - Závislost síly razníku na poloze razníku [5]

4.2 Podle tvaru vytlačovaného profilu

Dalším možným kritériem dělení hydraulických vytlačovacích lisů je klasifikace podle tvaru vytlačovaného profilu. Přestože mohou být plné vytlačované profily tvarově velmi složité, proces lze provádět na běžných již dříve zmíněných lisech. Vytlačování profilů obsahujících jednu a více dutin už vyžaduje konstrukční úpravy buď jen matic, nebo razníků a pohyblivých traverz.

4.2.1 Vytlačování plných profilů

Vytlačování plných profilů lze provádět přímým nebo nepřímým způsobem. Lisy, průběhy vytlačování i jejich klady a zápory jsou v podstatě popsány v předchozí podkapitole 4.1 Rozdělení podle způsobu vytlačování.

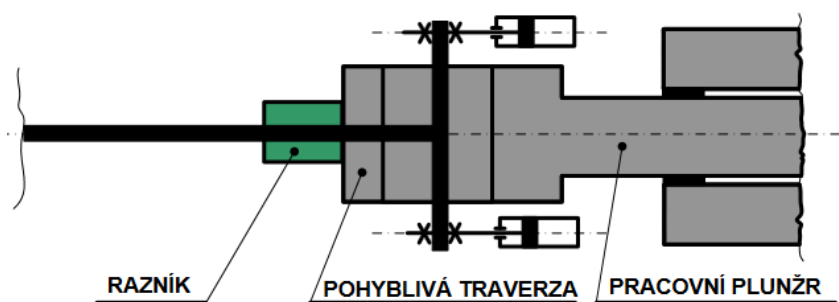
4.2.2 Vytlačování dutých profilů

Vytlačování dutých profilů je možné provádět opět přímým i nepřímým způsobem. Obecně může být dále rozděleno na vytlačování pomocí trnu nebo pomocí speciální (kombinované) děrované matrice.

Vytlačování dutých profilů pomocí trnu:

Vytlačování pomocí trnu slouží převážně k výrobě profilů kruhového tvaru, například bezešvých trubek. Vnější rozměr výrobku je kalibrován pomocí matrice a vnitřní rozměr pomocí děrovacího trnu. Materiál tak protéká skrz prstencový otvor mezi razníkem a matricí. Používají se buď sochory s obrobeným či jiným způsobem zhotoveným otvorem, nebo klasické plné sochory. U sochorů plných tak trn slouží také k jejich propíchnutí.

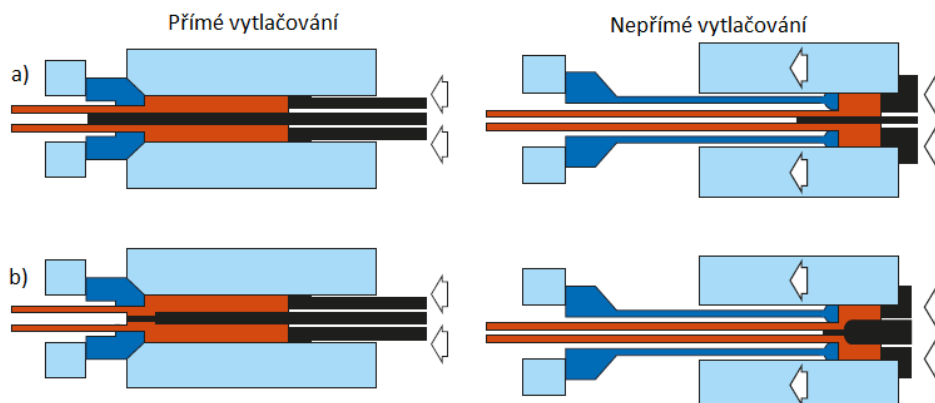
Trn může být napevno spojený s razníkem. Tato konstrukčně jednoduchá varianta však vyžaduje větší zdvih hlavního pohonu a také prodlužuje délku rámu celého stroje. Mnohem častější variantou je trn s vlastním pohonem nezávislým na pohybu plunžru. Pohon ovládající trn je součástí pohyblivé traverzy a ke své funkci využívá tlak hydraulické kapaliny. Podle pohybu trnu během vytlačovacího procesu lze vytlačování dutých profilů rozdělit na vytlačování s nepohyblivým nebo pohyblivým trnem. [3]



Obrázek 4-5 - Schéma pohonu děrovacího trnu [2]

Vytlačování s nepohyblivým trnem probíhá tak, že pohybující se razník projde skrz sochor a jeho konec s tvarově upravenou špičkou se zastaví na úrovni matrice. Materiál je následně vytlačován pohybem razníku, při němž nedochází k dalšímu pohybu trnu. Vytlačování dutých profilů s nepohyblivým trnem umožňuje výrobu produktů s lepší rozměrovou přesností, ale dochází ke vzniku tření mezi trnem a vytlačovaným materiálem. [2]

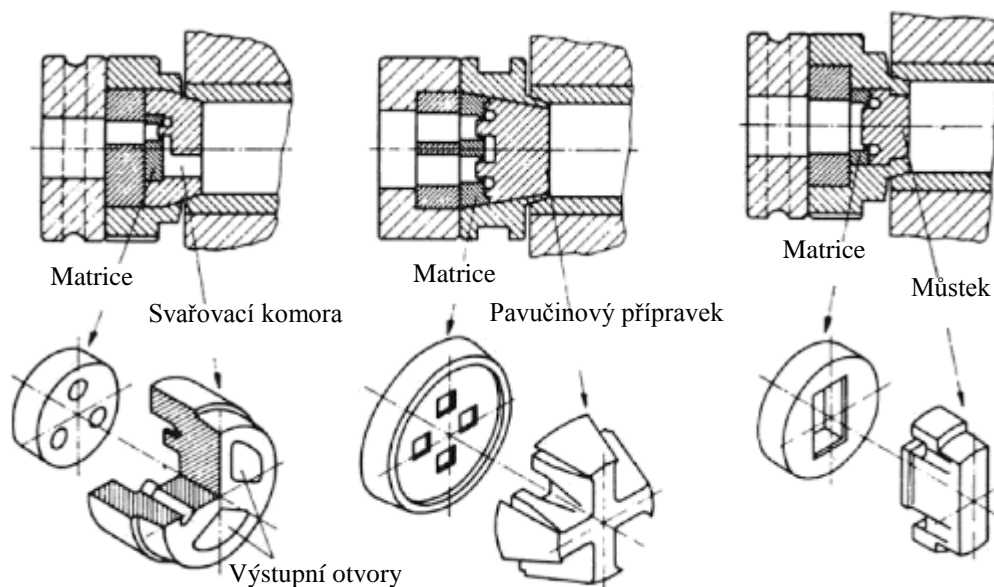
Při vytlačování dutých profilů s pohyblivým trnem se trn pohybuje ve směru vytlačování a prochází tak skrz matrici. Díky pohybu trnu dochází ke snížení tření mezi ním a vytlačovaným materiálem.



Obrázek 4-6 - Schéma vytlačování dutých profilů pomocí a) pohyblivého trnu, b) nepohyblivého trnu [18]

Vytlačování dutých profilů pomocí kombinované matrice:



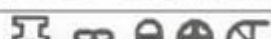
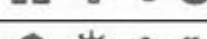


Vytlačování pomocí kombinované matrice bývá využíváno pro vytlačování tvarově složitých profilů s jednou a více dutinami, ale lze jej použít i pro jednodušší tvary jako například trubky. Kombinovaná matrice se skládá z několika částí. První hlavní část matrice obsahuje dva nebo více otvorů, které vytlačovaný materiál rozdělují do dvou a více proudů. Součástí zmíněné části matrice je také jeden nebo více krátkých trnů, jejichž počet se odvíjí od počtu dutin vytlačovaného profilu. Trny slouží ke kalibraci vnitřních tvarů profilu, zatímco vnější tvar profilu určuje další část matrice navazující na část první. Pro vznik výsledného tvaru je nezbytné, aby došlo k opětovnému spojení proudů vytlačovaného materiálu. Ke spojení dochází působením tlaku ve svařovací komoře.



Obrázek 4-7 - Konstrukční varianty kombinovaných matic [5]

Z důvodu opětovného svařování materiálu a obtížnějšího průchodu vytlačovaného materiálu skrz tvarově komplikovanější matrice je zapotřebí větších tvářecích sil. Možné použití materiálů je zúženo pouze na slitiny hliníku a navíc pouze na ty, které mají za

vytlačovacích teplot nízkou pevnost ve stříhu. Vysokopevnostní slitiny hliníku, slitiny mědi stejně jako oceli nejsou pro vytlačování pomocí kombinované matrice vhodné. [5]

Trubky	
Jednoduché duté profily	
Složité duté profily; duté profily se dvěma a více dutinami	
Trubky s vnějšími výstupky	
Trubky s vnitřními výstupky	
Velké duté profily	

Obrázek 4-8 - Příklady profilů vytlačovaných pomocí kombinované matrice [5]

4.3 Podle teploty vytlačovaného materiálu

4.3.1 Vytlačování za tepla

Vytlačování za tepla probíhá s polotovarem ohřátým nad jeho rekrystalizační teplotu, který je následně vložen do vyhřívaného kontejneru. Rekrystalizační teplota se pohybuje okolo 70 % teploty tání daného materiálu. Tvářením nad touto teplotou nedochází ke zpevňování materiálu a samotná mez kluzu se s ohřevem snižuje. Materiál proto klade menší odpor proti tváření a zároveň narůstá jeho tažnost. Zmíněné faktory umožňují použití lisů s menší jmenovitou silou, nebo naopak umožňují použití rozměrnějších sochorů při zachování parametrů lisu. Další výhodou je možnost vytlačovat profily tvarově složitějších průřezů. Mezi nevýhody dané metody patří oxidace povrchu, která má za následek snížení jakosti povrchu výrobku. Vlivem teplotní roztažnosti je produkt méně rozměrově přesný. Zvýšená teplota a vysoké tlaky způsobují značné opotřebení matrice a dalších součástí přicházejících do styku s polotovarem. To také zhoršuje přesnost výroby. Opotřebení lze snížit použitím vhodného maziva. Pro nižší teploty se používá olej nebo grafit a pro vyšší teploty skelný prášek. [13]

Tabulka 4 - Teploty vybraných kovů pro vytlačování za tepla [10]

Materiál	Teplota [°C]
Hořčík	350-450
Hliník	350-500
Měď	600-1100
Ocel	1200-1300
Titan	700-1200
Nikl	1000-1200
Žáruvzdorné slitiny	do 2000

4.3.2 Vytlačování za studena

Vytlačování za studena probíhá nejčastěji při pokojové teplotě nebo teplotě mírně vyšší. Teplota však musí být vždy nižší než rekrystalizační teplota daného materiálu. Za těchto podmínek dochází v materiálu ke zpevňování a materiál klade větší odpor proti tváření.

Rámy lisů pro vytlačování za studena proto musejí být navrženy s velkou tuhostí a vysoké požadavky jsou kladeny také na parametry hlavního pohonu. Části lisu, u nichž dochází ke kontaktu se sochorem, jsou většinou mazány, k čemuž se používají nejčastěji oleje, vazelíny nebo mýdla. Vzniklé produkty dosahují dobrých mechanických vlastností, kvalitního povrchu díky minimální oxidaci a dobrých rozměrových přesností. Mezi za studena vytlačované materiály patří slitiny olova, cínu, hliníku, zirkonu, mědi, titanu, molybdenu, beryllia, vanadu, niobu a mnoho ocelí včetně nerezových. [10]

4.4 Podle celkového uspořádání

4.4.1 Horizontální

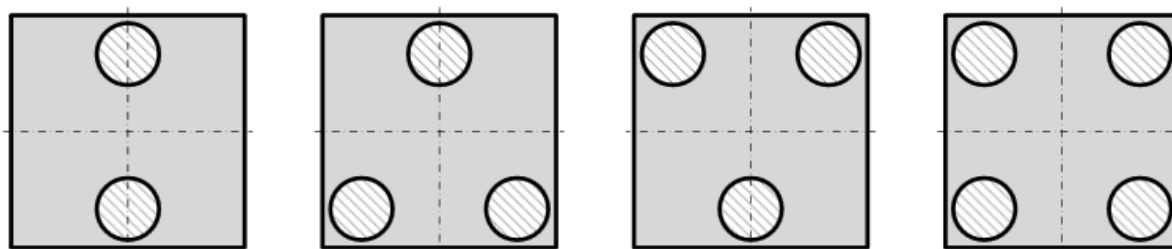
Horizontální provedení lisu je typické tím, že se razník pohybuje ve vodorovném směru. Jedná se o frekventovaněji používaný typ konstrukce. Horizontální uspořádání umožňuje použití rozměrnějších sochorů, a proto také disponují většími lisovacími silami. Díky tomu lisy dosahují vyšší produktivity a dále je na nich možné vyrábět produkty větších délek. Krom toho horizontální konstrukce umožňuje jednodušší údržbu, manipulaci s produkty nebo vkládanými sochoru. Hlavní nevýhoda horizontální konstrukce tkví ve způsobu ochlazování sochoru při vytlačování za tepla. Po vložení sochoru do kontejneru dochází ke kontaktu s kontejnerem pouze v jeho spodní části. Spodní část sochoru proto oproti horní části chladne rychleji. V důsledku toho nedochází k jednotné deformaci materiálu, což má za následek menší přesnost výrobků. Například při vytlačování trubek dochází ke vzniku nerovnoměrné tloušťky stěny. Tento nedostatek lze omezit použitím výkonného vyhřívání kontejneru. [6]

4.4.2 Vertikální

U vertikálního postavení lisu se razník pohybuje ve svislém směru. Lisy proto zabírají menší zástavbovou plochu oproti provedení horizontálnímu. Na druhou stranu však vertikální provedení vyžaduje vysoko umístěnou střechu haly. Výškový požadavek lze částečně snížit umístěním lisu do jámy. Její vybudování však může být v některých oblastech složité a nákladné. I tak je délka výrobků, které nejsou po výstupu z matrice navinovány, jako například dráty nebo pásy, značně limitována. Výhodou vertikální konstrukce je jednotná deformace materiálu díky rovnoměrnému ochlazování sochoru v jeho příčném průřezu. Právě proto jsou vertikální lisy vhodné pro vytlačování tenkostěnných trubek s vysokými požadavky na soustřednost a konstantní tloušťku stěny. Díky vertikální konstrukci dochází působením tíhové síly k výhodnějšímu namáhání sloupů, případně jiných prvků sloužících pro vedení kontejneru a pohyblivé traverzy. [6]

4.5 Podle konstrukce rámu

U hydraulických vytlačovacích lisů se lze nejčastěji setkat se sloupovou konstrukcí rámu. Výhradně je pak používána u horizontálního uspořádání lisů. Sloupy jednak přenášejí síly v rámu a navíc mohou sloužit jako vedení pro pohyblivé části lisu. Podle velikosti lisovací síly a požadavků na tuhost se rám skládá ze dvou, tří nebo čtyř sloupů. Čtyřsloupové provedení je vůbec nejpoužívanější. Třísloupové provedení horizontálních lisů se dále dělí na provedení "A" a provedení "V". Provedení "A" znamená, že jsou dva sloupy ve spodní části rámu a jeden v části horní. U provedení "V" je tomu přesně naopak (viz Obrázek 4-9). U dvousloupového provedení existují opět dvě varianty uspořádání sloupů. Osy sloupů leží buď v rovině vertikální, nebo horizontální.



Obrázek 4-9 - Konstrukce vytlačovacího lisu – (zleva) dvousloupová, třísloupová “A“, třísloupová “V“, čtyřsloupová [2]

Mnohem méně často je pro vytlačovací lisy používán uzavřený stojanový rám, který může být vyroben z jednoho nebo více kusů. Používá se téměř výhradně u vertikálních lisů.



Obrázek 4-10 - Vertikální hydraulický vytlačovací lis s uzavřeným stojanovým rámem firmy Lasco KFP [14]

4.6 Podle použitého pohonu

Při volbě vhodného pohonu se vychází z velikosti tlaku použitého v hydraulickém obvodu, z největšího přenášeného výkonu, z množství kapaliny, které je nutno do lisu dodat, a z dalších přidružených faktorů. Dále je třeba navrhnout odběrový diagram znázorňující potřebný výkon pohonu v závislosti na čase.

4.6.1 Přímý pohon

Hydraulické lisy s přímým (čerpadlovým) pohonem používají obvykle jako pracovní médium olej. Přímý pohon poskytuje konstantní sílu během celého pracovního cyklu. Čerpadlo je tak dimenzováno podle maximálního odebíraného výkonu. Pracovní rychlost

závisí přímo na použitém čerpadle, a je tak značně omezena. Běžně se rychlosti pohybují okolo 50 mm/s. Lisy s přímým hydraulickým pohonem vynikají dobrou spolehlivostí, přijatelnou cenou, vyšší účinností a zabírají méně prostoru. [8]

4.6.2 Nepřímý pohon [8]

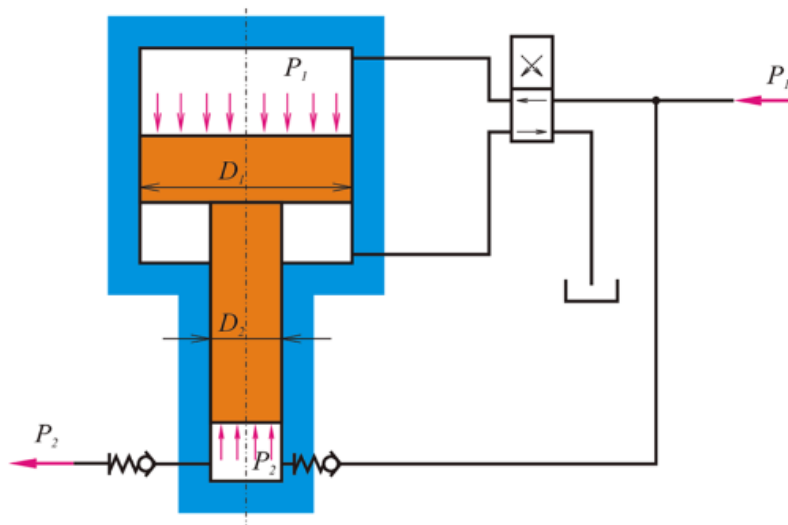
U nepřímého (akumulátorového) pohonu je do hydraulického obvodu začleněn navíc jeden nebo více akumulátorů. Hydraulické akumulátory existují závažové, pružinové a plynové. Dnes se však setkáme téměř jen s těmi plynovými. U plynových akumulátorů dochází k akumulaci výkonu čerpadla stlačením plynu. Nejčastěji se jedná o dusík nebo helium. Plyn může být v přímém styku s kapalinou, kde dochází k částečnému pohlcení plynu kapalinou, nebo je od ní oddělen. K oddělení plynu od kapaliny slouží buď pružná stěna (membrána, vak), nebo píst. Volba pracovního média akumulátoru a jeho konstrukce se odvíjí od druhu použitého média hydraulického lisu, jeho množství a tlaků nebo teplot, kterých je v hydraulickém systému dosahováno.

Pracovní rychlost plunžru není díky použitému akumulátoru přímo závislá na charakteristice použitého čerpadla. To umožňuje dosažení vyšších rychlostí lisování. Vysoká rychlost vytlačování je vhodná zejména pro vytlačování za tepla, jelikož za kratší dobu dojde k menší výměně tepla. Čerpadla jsou navrhována podle průměrného potřebného výkonu, což přináší úsporu energie. Akumulátorový pohon je volen zejména pro hydraulické lisy o jmenovité síle 25 MN a vyšší. Často slouží jeden akumulátorový pohon k provozu více hydraulických lisů, čímž dochází k úspoře místa, nákladů a energií.

Pracovním médiem bývá převážně olejová emulze. Mezi její přednosti patří bezpečnost, jelikož je nehořlavá. Nízká cena zase předurčuje její použití v hydraulických lisech s velkým objemem kapaliny. Emulze však způsobuje korozi a větší opotřebení součástí v hydraulickém systému. Také klade vyšší nároky na kvalitu a přesnost těsnění. Proto se v akumulátorových pohonech můžeme často setkat i s použitím hydraulického oleje.

4.6.3 Multiplikátorový pohon

V případě potřeby může být do hydraulického okruhu umístěn multiplikátor, který dokáže násobit tlak pracovního média. Multiplikátory jsou děleny na mechanické a hydraulické. Používanější hydraulický multiplikátor se skládá ze dvou vzájemně spojených pístů rozdílného průměru. Tlak vstupní kapaliny generovaný čerpadlem působí na píst s větším průřezem. Vzniklá síla působí přes menší píst na výstupní kapalinu, ve které vyvozuje násobený tlak.

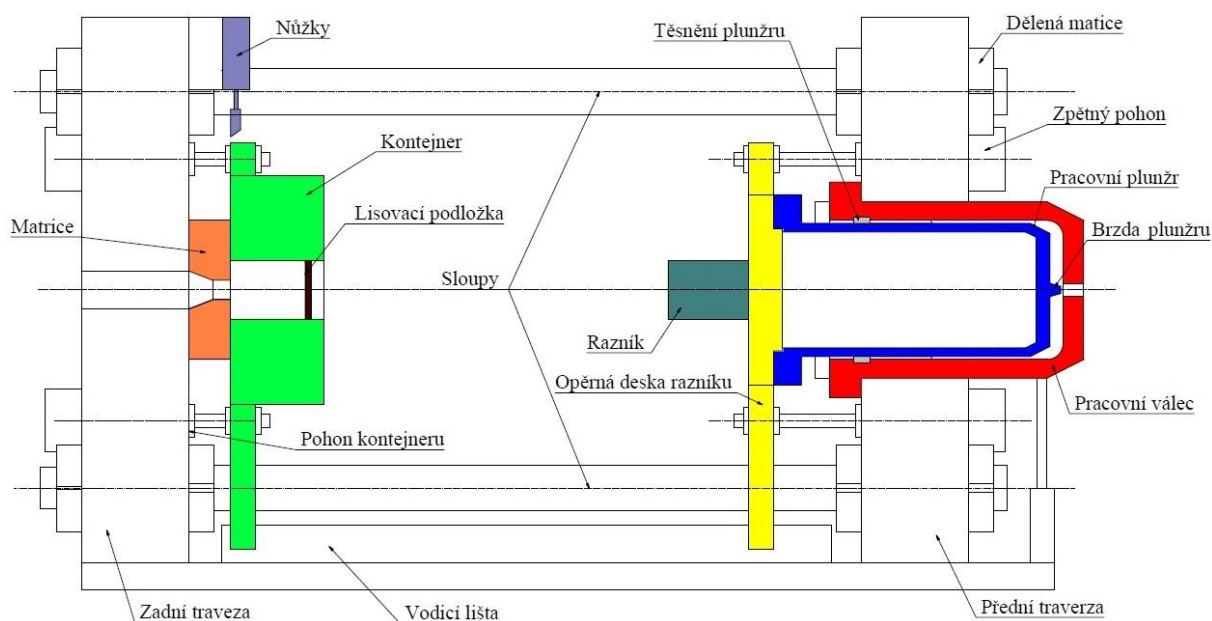


Obrázek 4-11 - Schéma zapojení a princip multiplikátoru [19]

p_1 – vstupní tlak, p_2 – výstupní tlak, D_1 , D_2 – průměry pístů

Výsledný pohon může být kombinací jednotlivých výše uvedených pohonů k docílení nejvýhodnějšího a nejefektivnějšího výsledku.

5 Kinematické schéma stroje



Obrázek 5-1 - Kinematické schéma dvousloupového hydraulického lisu pro přímé vytlačování

5.1 Zadní traverza

Zadní traverza lisu je nosník skříňové konstrukce vyztužený žebry, který tvoří část rámu lisu. Traverza může být vyrobena jako odlitek nebo svařenec. U velkých lisů se často skládá z více částí spojených pomocí předepnutých šroubů. Uprostřed traverzy se nachází otvor pro výstup tvářeného materiálu. Symetricky od tohoto otvoru jsou umístěny další dva otvory pro uchycení sloupů. Symetrie otvorů pro sloupy je důležitá z hlediska rovnoměrného namáhání traverzy i sloupů.

5.2 Sloupy

V případě dvousloupového lisu spojují přední a zadní traverzu dva předepnuté sloupy. Sloupy přenášejí síly mezi oběma traverzami a uzavírají tak silový řetězec. Předepnutí slouží pro zvýšení jejich tuhosti, takže i tuhosti celého rámu. Jedná se o výkovky převážně kruhového průřezu vyrobených nejčastěji z oceli třídy 12. Použity mohou být i sloupy vrtané, které slouží pro rozvod tlakové kapaliny. Na koncích sloupů jsou obvykle nerovnoramenné lichoběžníkové závity, na které se našroubují dělené matice. Sloupy jsou namáhány na tah a ohyb. Pro zvýšení tuhosti mohou být na sloupy navlečeny rozpěrné trubky. Použitím této varianty je vlastní sloup namáhán na tah a rozpěrná trubka na tlak a ohyb. [1]

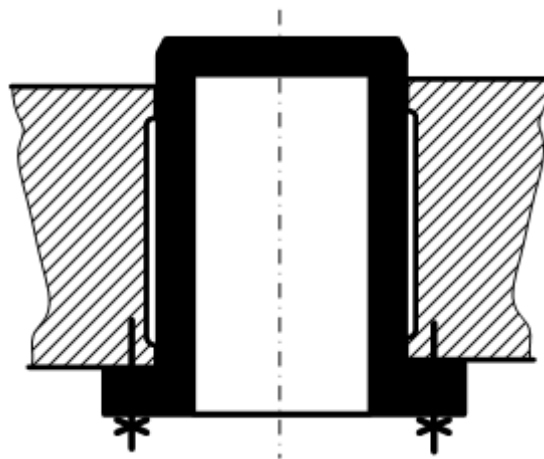
5.3 Kontejner

Kontejner je jedna ze součástí hydraulického lisu, u které dochází k přímému styku s tvářeným materiálem. Jedná se tak o jednu z nejvíce namáhaných částí lisu. Použitý materiál tak musí mít dobrou teplotní odolnost, tuhost a tvrdost. Pro výrobu se proto většinou používají nástrojové oceli třídy 19. Kontejner netvoří jen jediný díl, ale skládá se z více vrstev na sobě nalisovaných. Nalisování jednotlivých vrstev umožňuje rovnoměrnější rozložení napětí. V kontejneru jsou většinou umístěna elektrická topná tělesa a snímače teploty, která redukují

chladnutí sochoru. Případně se lze setkat s kontejnery využívajícími indukční ohřev sochoru. Kontejner se může pohybovat po sloupech lisu, případně po přídavných vodicích lištách.

5.4 Přední traverza s pracovním válcem

Přední traverza je konstruována obdobně jako traverza zadní. Hydraulický válec je v tomto případě k traverze uchycen za přírubu, jelikož se jedná o běžnější způsob uchycení. Podle toho, zda se jedná o kovaný nebo odlévaný válec, jsou pro výrobu používány různé typy litin, oceli pro odlitky či kované nebo legované oceli. V pracovním válci je dále vloženo vodicí pouzdro z bronzu sloužící pro vedení plunžru. Délka pouzdra se většinou pohybuje v rozmezí 0,8-1,2 průměru plunžru v závislosti na délce pracovního zdvihu.



Obrázek 5-2 - Způsob uchycení válce za přírubu [20]

5.5 Pracovní plunžr a jeho těsnění

Použití plunžru v hlavním pohonu hydraulického lisu přináší řadu výhod. Oproti diferenciálnímu pístu toto řešení nabízí vyšší tuhost, jednodušší výrobu a utěsnění. U diferenciálního pístu je totiž potřeba použít těsnění jak na pístu, tak na pístnici. S tím souvisí i nutnost přesně opracovaných ploch pístnice a válcové plochy uvnitř válce, což značně komplikuje a prodražuje výrobu. Varianta s plunžrem však není schopna reverze pohybu, a proto musí být použit zpětný pohon pro navrácení plunžru do výchozí polohy. V případě velkých průměrů jsou plunžry konstruovány jako duté, pro snížení setrvačných sil. Na vnější ploše dna plunžru se nachází brzda sloužící ke zpomalení plunžru před návratem do výchozí polohy.

Pro správnou funkci hlavního pohonu je nezbytné dobré těsnění. Při výběru vhodného typu je nutné brát v potaz, s jakými provozními tlaky a teplotami bude zařízení pracovat, druh hydraulického média, dále pak rychlost relativního pohybu součástí a další faktory. K utěsnění plunžrů se používají těsnící plunžrové ucpávky nebo těsnící manžety seřazené za sebou. Jejich počet se odvíjí od průměru plunžru a velikosti provozního tlaku kapaliny. [1]

5.6 Matrice

Matrice nebo též výtlačnice slouží ke kalibraci vytlačovaného materiálu do požadovaných rozměrů a tvarů. Po odsunutí kontejneru lze matrice automaticky měnit pomocí otočné hlavy nebo posuvného pravítka.

5.7 Zpětný pohon

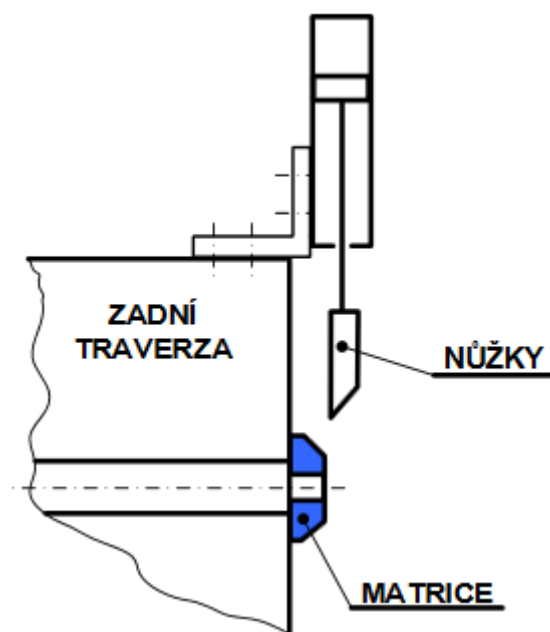
Zpětný pohon slouží pro návrat plunžru a dalších součástí s ním spojených do výchozí polohy. Zpětný pohyb zajišťuje dvojice lineárních hydromotorů s diferenciálním pístem. Tyto hydromotory jsou většinou používány pouze ke zpětnému pohonu a jsou tedy jednočinné. Při přivedení tlakové kapaliny do válce i z opačné strany pístu se hydromotor stává dvojitým a může působit silou společně s plunžrem při lisování. Krom pístových hydromotorů mohou být pro zpětný pohyb použity i hydromotory s plunžrem nebo elektrické servomotory.

5.8 Pohon kontejneru

Během pracovního cyklu lisu je nutné zajistit odsunutí kontejneru od matrice a jeho zpětný návrat. K tomu slouží jeden nebo více dvojitých lineárních hydromotorů. Odsunutí kontejneru umožňuje výměnu matrice, čištění kontejneru, odstřížení a vyjmutí nedolisku.

5.9 Nůžky

Nůžky slouží k odstříhnutí nedolisku, který zůstal spojen s vytlačeným profilem po ukončení lisování. Před jeho odstříhnutím je nejprve odsunut kontejner, čímž vznikne prostor pro pohyb nůžek. Pohon nůžek zajišťuje dvojitý lineární hydromotor.



Obrázek 5-3 - Schéma nůžek pro odstřížení nevytisovaného materiálu [2]

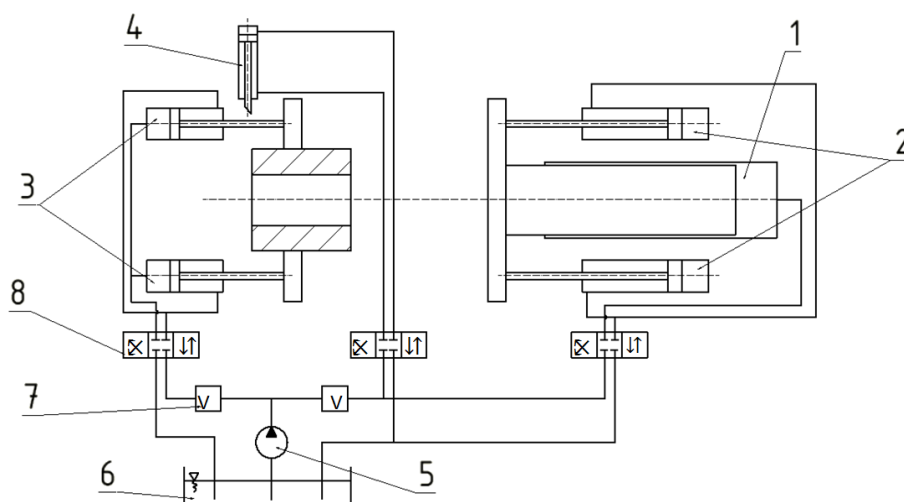
6 Návrh pracovního válce a plunžru lisu

Pro výpočet byl jako základní konstrukční uzel vybrán hlavní hydraulický pohon lisu.

Zadané hodnoty odpovídají parametrům hydraulického vytlačovacího lisu CXP 800 pro přímé vytlačování. Jedná se o lis bez děrovacího trnu vyráběný firmou Škoda Plzeň.

Tabulka 5 - Zadané parametry lisu CXP 800

Lisovací síla	8000 kN
Zpětná síla	600 kN
Síla posuvu kontejneru	600/1200 kN
Průměr kontejneru	150 mm
Délka kontejneru	600 mm
Síla nůžek	300 kN
Provozní tlak	32 MPa



Obrázek 6-1 - Schéma hydrauliky lisu CXP 800

1 – hlavní pohon, 2 – zpětný pohon, 3 – pohon kontejneru, 4 – pohon nůžek, 5 – čerpadlo, 6 – nádrž s pracovní kapalinou, 7 – zpětné ventily, 8 – rozváděcí systém

Při navrhování hydraulického pohonu se nejprve určí rozměry plunžru. Podle nich se následně navrhuje hydraulický válec.

6.1 Návrh plunžru lisu

U pracovního plunžru je nejdříve navrhován jeho vnější průměr. Průměr se odvíjí od zadané požadované lisovací síly a provozního tlaku v hydraulickém obvodu.

Materiál plunžru:

Pro výrobu plunžru bude použita konstrukční ocel ČSN 11700.2. Jedná se o ocel normalizačně žíhanou s větší odolností proti namáhání a opotřebení.

Základní parametry materiálu:

$$R_{cp} = 380 \text{ MPa} \quad (\text{mez kluzu v tahu})$$

$$R_{mp} = 700\text{-}850 \text{ MPa} \quad (\text{mez pevnosti v tahu})$$

$$\mu_p = 0,3 \quad (\text{Poissonova konstanta})$$

Maximální dovolené napětí pro plunžr σ_{Dp} :

S ohledem na zvolený způsob výroby plunžru kováním byl zvolen koeficient bezpečnosti k mezi kluzu $k_{kp} = 2,5$.

$$\sigma_{Dp} = \frac{R_{ep}}{k_{kp}} = \frac{380}{2,5} = 152 \text{ MPa} \leq \sigma_{redp}$$

6.1.1 Návrh vnějšího průměru

$$p = \frac{F}{S}, \text{ kde } S = \frac{\pi \cdot d_{vyp}^2}{4}$$

$$d_{vyp} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{p \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8000000}{32 \cdot \pi}} = 564,2 \text{ mm}$$

Kde:

p - provozní tlak [MPa]

F - lisovací síla [N]

S - činná plocha plunžru [mm²]

d_{vyp} - vypočtený průměr plunžru [mm]

Vypočtený průměr plunžru odpovídá přesně lisovací síle 8000 kN. Při určování skutečného průměru je však nutné brát v potaz rozměry dostupných plunžrových ucpávek sloužících k utěsnění plunžru ve válci.

Pro utěsnění byly zvoleny pryžové plunžrové ucpávky vyráběné dle oborové normy Škody Plzeň Hy 68 98-S s označením PN 320. Označení udává tlak kapaliny, pro který jsou určeny, tedy 32 MPa. Nejbližší rozměry ucpávek k vypočítanému průměru plunžru jsou 560 a 590 mm. Skutečný vnější průměr plunžru bude tedy volen z těchto dostupných rozměrů. Zvolenému skutečnému vnějšímu průměru plunžru přísluší skutečná pracovní síla. Pokud není požadovaná síla striktně daná konkrétní technologií, může se skutečná pracovní síla od síly požadované lišit v rozmezí od -5 % do +10 %.

K utěsnění plunžru lze použít těsnění od jiných výrobců. Například firma Merkel nabízí těsnění vhodného tvaru, rozměrů a dalších parametrů.

Určení odchylky skutečné pracovní síly od požadované síly: $d_{skut1} = 560 \text{ mm}$:

$$F_{skut1} = p \cdot S_{skut1} = p \cdot \frac{\pi \cdot d_{skut1}^2}{4} = 32 \cdot \frac{\pi \cdot 560^2}{4} = 7881627,6 \text{ N}$$

$$e_1 = \left| \frac{F}{F_{skut1}} \cdot 100 - 100 \right| = \left| \frac{7881627,6}{8000000} \cdot 100 - 100 \right| = 1,48 \%$$

 $d_{skut2} = 590 \text{ mm}$:

$$F_{skut2} = p \cdot S_{skut2} = p \cdot \frac{\pi \cdot d_{skut2}^2}{4} = 32 \cdot \frac{\pi \cdot 590^2}{4} = 8748707,2 \text{ N}$$

$$e_2 = \left| \frac{F}{F_{skut1}} \cdot 100 - 100 \right| = \left| \frac{8748707,2}{8000000} \cdot 100 - 100 \right| = 9,36 \%$$

Podle výpočtů vyhovují obě varianty, tedy průměr plunžru 560 i 590 mm. Jako výsledná varianta byla zvolena první, s průměrem 560 mm. Od požadované lisovací síly se liší jen minimálně, zatímco druhá varianta je už velmi blízko maximální přípustné odchylce. Druhá varianta by byla značně předimenzována a zvyšovala by náklady na výrobu, provoz i údržbu. Na plunžr menších rozměrů budou navíc působit menší setrvačné síly.

Ke zvolenému typu těsnění přísluší dané bronzové pouzdro sloužící jako vedení pro plunžr.

Navržený vnější průměr plunžru a skutečná síla pohonu:

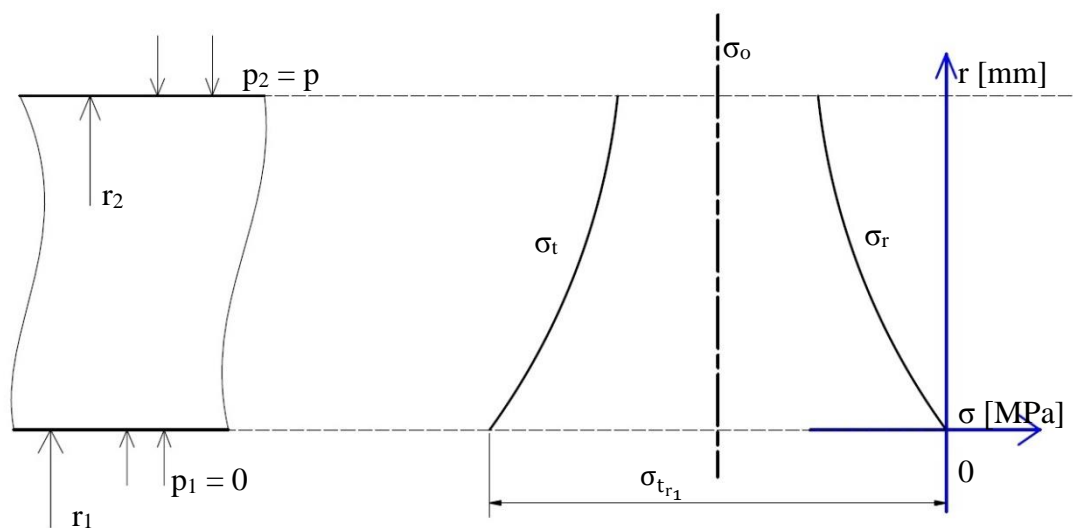
$$d_{skut} = d_{2p} = 560 \text{ mm}$$

$$F_{skut} = 7881627,6 \text{ N}$$

6.1.2 Tloušťka stěny plunžru

Vzhledem k větším rozměrům plunžru je vhodné jej konstruovat jako dutý. Díky výraznému odlehčení dojde k redukci setrvačných sil. Krom toho dochází ke značné úspoře materiálu. Pro výpočet tloušťky stěny plunžru, respektive vnitřního průměru plunžru, bude využito teorie silnostěnných nádob.

Na vnější plochu stěny plunžru působí tlak rovný provoznímu tlaku lisu. Na vnitřní plochu stěny plunžru působí tlak atmosférický. Ten je však možné vzhledem k velikosti provoznímu tlaku zanedbat. Obrázek 6-2 znázorňuje průběh napětí ve stěně plunžru.



Obrázek 6-2 - Průběh napětí ve stěně plunžru

Z obrázku je zřejmé, že maximální napětí vzniká na vnitřním poloměru plunžru. Velikosti jednotlivých napětí lze určit následujícími vztahy:

$$\sigma_{op} = \frac{p_1 \cdot r_1^2 - p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{-p \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{-p \cdot \mathfrak{K}_p}{\mathfrak{K}_p^2 - 1} \quad (1)$$

$$\sigma_{r_{r1}} = 0 \quad (2)$$

$$\sigma_{t_{r1}} = 2 \cdot \sigma_o = \frac{-2 \cdot p \cdot \mathfrak{K}_p}{\mathfrak{K}_p^2 - 1} \quad (3)$$

Kde:

- p_1 - tlak působící na vnitřní stěnu plunžru [MPa]
- p_2 - tlak působící na vnější stěnu plunžru [MPa]
- σ_{op} - osové napětí ve stěně plunžru [MPa]
- $\sigma_{r_{r1}}$ - radiální napětí na vnitřním poloměru plunžru [MPa]
- $\sigma_{t_{r1}}$ - tečné napětí na vnitřním poloměru plunžru [MPa]
- \mathfrak{K}_p - poměr vnějšího poloměru plunžru k vnitřnímu ($\mathfrak{K}_p = \frac{r_2}{r_1}$) [-]

Z jednotlivých napětí je možné spočítat redukované napětí podle dvou hypotéz:

Hypotéza největšího poměrného prodloužení (Saint-Venant):

O kritickém stavu rozhoduje velikost největšího poměrného prodloužení plunžru.

$$\sigma_{red_{s.v.}} = \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o) \quad (4)$$

Hypotéza deformační energie změny tvaru (HMH):

O kritickém stavu rozhoduje měrná deformační energie potřebná ke změně tvaru plunžru.

$$\sigma_{red_{HMH}} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_r \cdot \sigma_t + \sigma_r \cdot \sigma_o + \sigma_o \cdot \sigma_t)} \quad (5)$$

Po převedení vztahů (1), (2), (3) do kladných hodnot a dosazení do rovnic (4), (5) lze vypočítat poměr vnějšího poloměru plunžru k vnitřnímu podle obou výše uvedených hypotéz:

$$\sigma_{red_{S.V.p}} = \frac{1,7 \cdot \kappa^2 \cdot p}{\kappa^2 - 1} \Rightarrow \kappa_{S.V.p} = \sqrt{\frac{\sigma_{Dp}}{\sigma_{Dp} - 1,7 \cdot p}} = \sqrt{\frac{152}{152 - 1,7 \cdot 32}} = 1,248$$

$$\kappa_{S.V.p} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_{2p}}{d_{1p}} \Rightarrow d_{1_{S.V.p}} = \frac{d_{2p}}{\kappa_{S.V.p}} = \frac{560}{1,248} = 448,718 \text{ mm}$$

$$\sigma_{red_{HMHp}} = \frac{p \cdot \sqrt{3} \cdot \kappa_{HMHp}^2}{\kappa_{HMHp}^2 - 1} \Rightarrow \kappa_{HMHp} = \sqrt{\frac{\sigma_{Dp}}{\sigma_{Dp} - \sqrt{3} \cdot p}} = \sqrt{\frac{152}{152 - \sqrt{3} \cdot 32}} = 1,255$$

$$\kappa_{HMHp} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_{2p}}{d_{1p}} \Rightarrow d_{1_{HMHp}} = \frac{d_{2p}}{\kappa_{HMHp}} = \frac{560}{1,255} = 446,215 \text{ mm}$$

Kde:

d_{2p} - vnější průměr plunžru [mm]

$\sigma_{red_{S.V.p}}$ - redukované napětí ve stěně plunžru dle metody Saint-Venant [MPa]

$\kappa_{S.V.p}$ - poměr vnějšího poloměru plunžru k vnitřnímu dle metody Saint-Venant [-]

$d_{1_{S.V.p}}$ - velikost vnitřního průměru plunžru získaná metodou Saint-Venant [mm]

(Analogicky pro veličiny s indexem HMH)

Výsledná velikost vnitřního průměru se volí mezi hodnotami $d_{1_{S.V.p}}$ a $d_{1_{HMHp}}$. V tomto případě je však mezi hodnotami velmi malý prostor a zvolený průměr by tak nabýval velmi specifické a neobvyklé hodnoty. Proto byl výsledný vnitřní průměr zvolen menší než obě hodnoty, a to $d_{1p} = 440 \text{ mm}$.

Nejmenší tloušťka stěny plunžru:

$$s_p = \frac{d_{2p} - d_{1p}}{2} = \frac{560 - 440}{2} = 60 \text{ mm}$$

6.1.3 Návrh dna plunžru

Výpočet tloušťky dna plunžru:

Součástí dna plunžru nejsou žádné zeslabující prvky. Pro výpočet tloušťky dna proto bude použit jednoduchý a v praxi běžně používaný způsob výpočtu: [1]

$$T_p = 1,5 \cdot s_p = 1,5 \cdot 60 = 90 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } 100 \text{ mm}$$

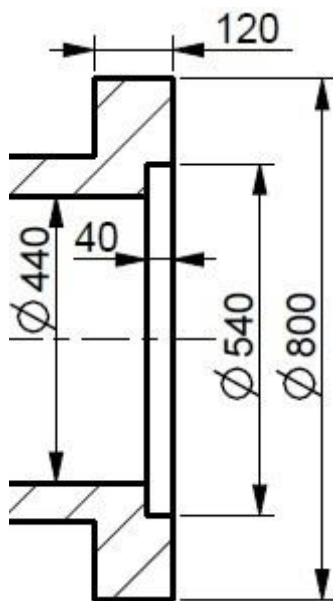
Vnější hrana dna plunžru bude sražena pod úhlem 30° na délce L_p :

$$\text{volím } L_p = 180 \text{ mm}$$

Hodnota se odvíjí od přechodového radiusu R_1 mezi stěnou a dnem hydraulického válce určeného níže tak, aby nedošlo ke kolizi.

6.1.4 Rozměry příruby plunžru pro upevnění desky razníku

Rozměry a tvar příruby se odvíjí od desky pro upevnění razníku, která na přírubu dosedá. Návrh zmíněné desky není předmětem této práce. Proto byly tvarové prvky příruby plunžru a jejich rozměry (viz Obrázek 6-3) odvozeny z výkresu podobného plunžru. Styková plocha příruby plunžru s opěrnou deskou razníku byla zkontrolována na otláčení.



Obrázek 6-3 - Tvar a rozměry příruby plunžru

Kontrola na otláčení:

$$p_{D_p} \sim \sigma_{D_p} = 152 \text{ MPa}$$

$$p_{p_p} = \frac{F_{skut}}{S_{p_p}} = \frac{F_{skut}}{\frac{\pi \cdot (800^2 - d_{1p}^2)}{4}} = \frac{7881627,6}{\frac{\pi \cdot (800^2 - 440^2)}{4}} = 22,5 \text{ MPa} \leq p_{D_p} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

p_{D_p} - dovolený tlak ve stykových plochách plunžru [MPa]

p_{p_p} - tlak ve stykových plochách příruby plunžru s opěrnou deskou razníku [MPa]

S_{p_p} - velikost stykových ploch příruby plunžru s opěrnou deskou razníku [mm²]

6.1.5 Délka plunžru:

Délka plunžru se odvíjí od rozměrů vedení plunžru, příruby ucpávek a rozměrů dalších součástí lisu. Byla určena až po navržení válce pomocí 3D modelu.

6.2 Návrh pracovního válce

Rozměry dutiny pracovního válce jsou do značné míry určeny zvoleným těsněním a bronzovým vedením (viz Obrázek 7-1). Hlavním cílem bude tedy určení tloušťky stěny a dna válce. Následovat bude dimenzování příruby.

Materiál hydraulického válce:

Jako použitý materiál byla zvolena konstrukční ocel ČSN 11500.1. Jedná se o normalizačně žíhanou ocel často používanou právě pro výrobu hydraulických válců.

Základní parametry materiálu:

$$R_{e_v} = 260 \text{ MPa}$$

$$R_{m_v} = 500\text{-}620 \text{ MPa}$$

$$\mu_v = 0,3$$

Maximální dovolené napětí pro válec σ_{D_v} :

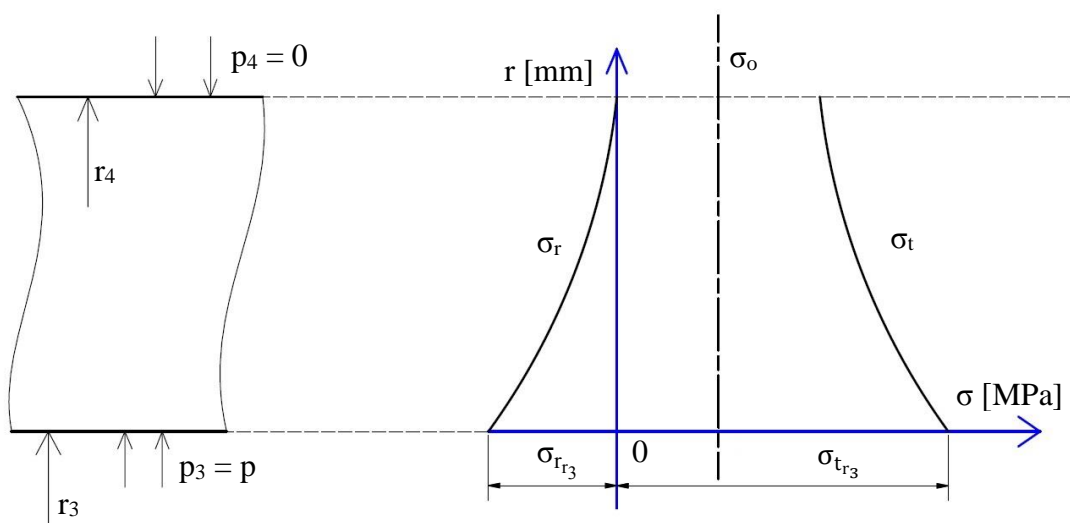
S ohledem na zvolený způsob výroby válce kování, byl zvolen koeficient bezpečnosti k mezi kluzu $k_k = 2,5$.

$$\sigma_{D_v} = \frac{R_{e_v}}{k_v} = \frac{260}{2,5} = 104 \text{ MPa} \leq \sigma_{red_v}$$

6.2.1 Návrh tloušťky stěny válce

Pro výpočet tloušťky stěny válce, respektive jeho vnějšího rozměru, je vhodné použít opět teorii silnostěnných nádob.

Významný vliv na průběh napětí ve stěně válce má způsob jeho uchycení. U zvoleného uchycení válce za přírubu je nutné počítat navíc s osovým napětím ve stěně válce, které by jinak u válce opřené o dno bylo nulové. Provozní tlak kapaliny působí na vnitřní stěnu válce. Atmosférický tlak působící na vnější stěnu válce je opět zanedbán. Průběh napětí ve stěně válce je znázorněn na Obrázku 6-4, z něhož vyplývá, že největší napětí vzniká opět na vnitřním poloměru.



Obrázek 6-4 - Průběh napětí ve stěně válce

Velikosti jednotlivých napětí určují následující vztahy:

$$\sigma_{o_v} = \frac{p_3 \cdot r_3^2 - p_4 \cdot r_4^2}{r_4^2 - r_3^2} = \frac{p \cdot r_3^2}{r_4^2 - r_3^2} = \frac{p}{\mathfrak{K}_v^2 - 1} \quad (6)$$

$$\sigma_{r_{r_3}} = -p \quad (7)$$

$$\sigma_{t_{r_3}} = 2 \cdot \sigma_{o_v} + p = \frac{p \cdot (1 + \mathfrak{K}_v^2)}{\mathfrak{K}_v^2 - 1} \quad (8)$$

Kde:

p_3	- tlak působící na vnitřní stěnu hydraulického válce	[MPa]
p_4	- tlak působící na vnější stěnu hydraulického válce	[MPa]
σ_{o_v}	- osově napětí ve stěně hydraulického válce	[MPa]
$\sigma_{r_{r_3}}$	- radiální napětí na vnitřním poloměru hydraulického válce	[MPa]
$\sigma_{t_{r_3}}$	- tečné napětí na vnitřním poloměru hydraulického válce	[MPa]
\mathfrak{K}_v	- poměr vnějšího poloměru válce k vnitřnímu ($\mathfrak{K}_v = \frac{r_4}{r_3}$)	[-]

Redukované napětí vznikající v hydraulickém válci je opět počítáno teoriemi HMMH a Saint-Venant. Dosazením vztahů (6), (7), (8) do rovnic (4), (5) byly vypočteny hodnoty pro vnější průměr válce podle obou zmíněných metod. Vnější průměr válce je dopočítáván ke kritickému místu ve stěně válce, tedy k největšímu vnitřnímu průměru. Velikost největšího vnitřního průměru odpovídá velikosti vnějšího průměru plunžrových ucpávek (**600 mm** viz Obrázek 7-1).

$$\sigma_{red_{S.V.v}} = \frac{p \cdot (0,4 + 1,3 \cdot \mathfrak{K}_{S.V.v}^2)}{\mathfrak{K}_{S.V.v}^2 - 1} \Rightarrow \mathfrak{K}_{S.V.v} = \sqrt{\frac{0,4 \cdot p_1 + \sigma_{D_v}}{\sigma_{D_v} - 1,3 \cdot p}} = \sqrt{\frac{0,4 \cdot 32 + 104}{104 - 1,3 \cdot 32}} = 1,368$$

$$\mathfrak{K}_{S.V.v} = \frac{r_4}{r_3} = \frac{d_{4_v}}{d_{3_v}} \Rightarrow d_{4_{S.V.v}} = \mathfrak{K}_{S.V.v} \cdot d_{3_v} = 1,368 \cdot 600 = 820,8 \text{ mm}$$

$$\sigma_{red_{HMMH_v}} = \frac{p \cdot \sqrt{3} \cdot \mathfrak{K}_{HMMH_v}^2}{\mathfrak{K}_{HMMH_v}^2 - 1} \Rightarrow \mathfrak{K}_{HMMH_v} = \sqrt{\frac{\sigma_D}{\sigma_D - \sqrt{3} \cdot p}} = \sqrt{\frac{104}{104 - \sqrt{3} \cdot 32}} = 1,463$$

$$\mathfrak{K}_{HMMH_v} = \frac{r_4}{r_3} = \frac{d_{4_v}}{d_{3_v}} \Rightarrow d_{4_{HMMH_v}} = \mathfrak{K}_{HMMH_v} \cdot d_{3_v} = 1,463 \cdot 600 = 877,8 \text{ mm}$$

Kde:

d_{3_v}	- největší vnitřní průměr válce	[mm]
$\sigma_{red_{S.V.v}}$	- redukované napětí ve stěně válce dle metody Saint-Venant	[MPa]
$\mathfrak{K}_{S.V.v}$	- poměr vnějšího poloměru válce k vnitřnímu dle metody Saint-Venant	[-]
$d_{4_{S.V.v}}$	- velikost vnějšího průměru válce získaná metodou Saint-Venant	[mm]

(Analogicky pro veličiny s indexem HMMH)

Výsledný vnější průměr hydraulického válce byl volen z hodnot ležících mezi $d_{4S.V.}$ a d_{4HMH_v} a to $d_{4_v} = 860$ mm.

Minimální tloušťka stěny hydraulického válce:

$$s_v = \frac{d_{4_v} - d_{3_v}}{2} = \frac{860 - 600}{2} = 130 \text{ mm}$$

6.2.2 Návrh dna hydraulického válce

Výpočet tloušťky dna hydraulického válce T_v :

Dno hydraulického válce je zeslabeno otvorem pro přívod hydraulické kapaliny, které je potřeba ve výpočtu zohlednit.

$$\varphi_v = \frac{d_{3_v} - d_5}{d_{3_v}} = \frac{600 - 100}{600} = 0,833$$

$$T_v = \sqrt{\frac{p \cdot d_{3_v}^2}{4 \cdot \varphi_v \cdot \sigma_{D_v}}} = \sqrt{\frac{32 \cdot 600^2}{4 \cdot 0,833 \cdot 104}} = 182,33 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } 190 \text{ mm}$$

Kde:

d_5 - průměr plnicího a výtokového otvoru ve dně hydraulického válce (volen) [mm]

φ_v - součinitel zeslabení dna válce [-]

Výpočet délky sražení hrany pod úhlem 30° na spodní části hydraulického válce: [1]

$$L_v = 1,25 \cdot s_v = 1,25 \cdot 130 = 162,5 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } 160 \text{ mm}$$

Výpočet poloměru přechodu vnitřní stěny a dna hydraulického válce: [20]

$$R_1 = \frac{d_{3_v}}{7} = \frac{600}{7} = 85,714 \Rightarrow \text{volím } 90 \text{ mm}$$

6.2.3 Návrh délky dutiny hydraulického válce

Rozměr je dán délkou vedení plunžru, tvarovými prvky plunžru, délkou kontejneru a prostorem potřebným pro vložení sochoru, který byl určen z výkresu podobného lisu.

$$L_{d_v} = L_v + L_k + L_m + L_p + c = 530,5 + 600 + 700 + 180 + 49,5 = 2060 \text{ mm}$$

Kde:

$L_v = h_1 + h_3 + L_1$ - délka vedení a těsnění (viz Obrázek 7-1) [mm]

L_k - délka kontejneru (viz zadání) [mm]

L_m - délka potřebná pro vložení sochoru [mm]

L_p - délka sražení hrany dna plunžru [mm]

c - přesah plunžru přes vedení při maximálním vysunutí (volen) [mm]

6.2.4 Návrh příruby hydraulického válce

Délka úkosu pod úhlem 10° mezi přírubou a vnější stěnou válce: [20]

$$\text{volím } L_U = 100 \text{ mm}$$

Určení poloměru přechodu stěny válce do příruby: [20]

$$R_2 = 0,1 \cdot s_v + 10 = 0,1 \cdot 130 + 10 = 23 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } 30 \text{ mm}$$

Malý průměr opření příruby:

$$\text{volím } d_6 = 950 \text{ mm}$$

Hodnota je odvozena od délky úkosu a přechodového rádiu vytvořených v 3D modelu.

Výpočet vnějšího průměru příruby (kontrola na otláčení): [20]

$$d_7 = \sqrt{\frac{F_{skut} \cdot 4}{\pi \cdot R_{ot}} + d_6^2} = \sqrt{\frac{7881627,6 \cdot 4}{\pi \cdot 80} + 950^2} = 1013,9 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } 1020 \text{ mm}$$

Kde:

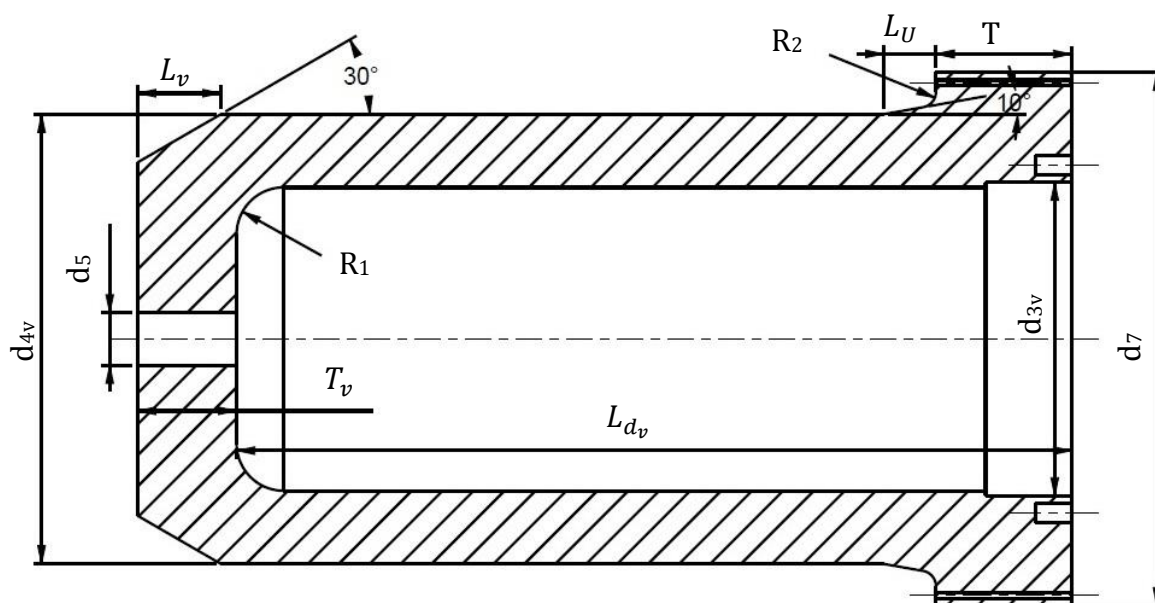
R_{ot} - dovolené tlakové namáhání traverzy [MPa]

Výpočet tloušťky příruby: [20]

$$T = K \cdot S_v = 2 \cdot 130 = 260 \text{ mm}$$

Kde:

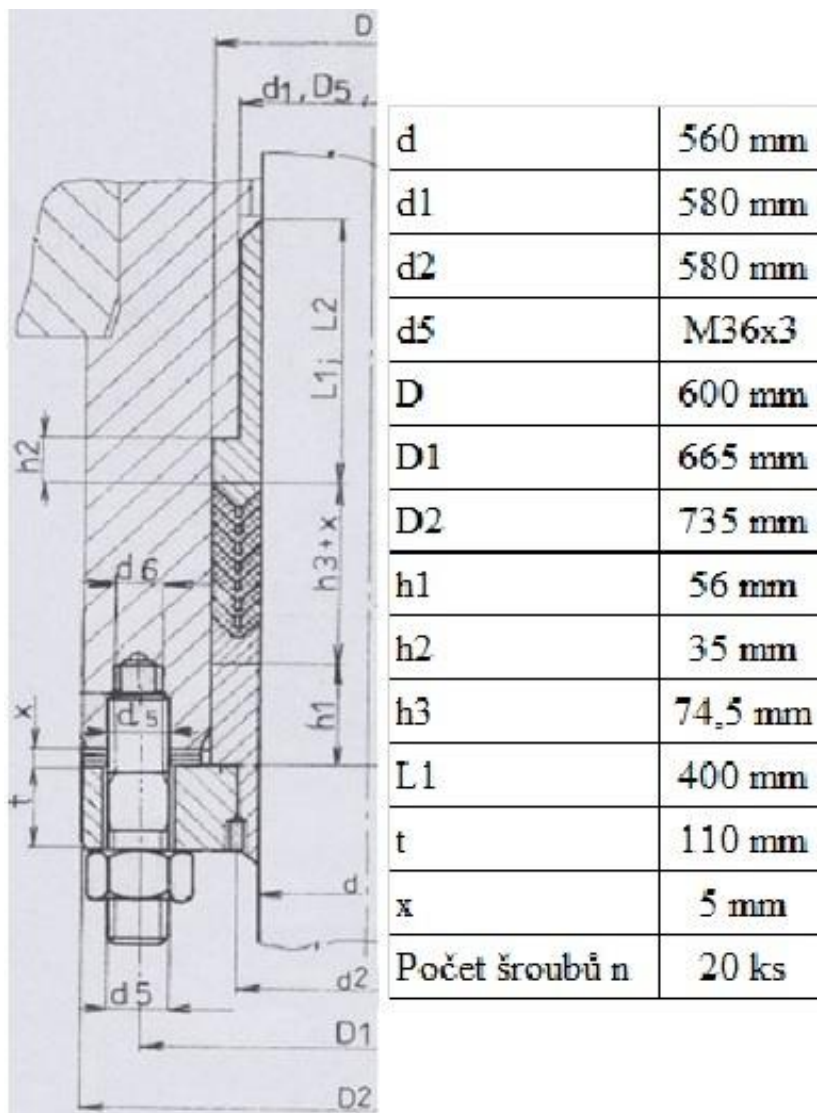
K - součinitel pro volbu výšky příruby (rovnoměrně namáhané) [-]



Obrázek 6-5 - Navržené rozměry hydraulického válce

7 Kontrolní výpočet příruby ucpávek a přírubových šroubů

Norma Škody Plzeň Hy 68 98-S, podle které byly voleny plunžrové ucpávky, dále definuje použití vhodné příruby ucpávek, její uchycení pomocí závrtných šroubů a použití dalších součástí. Specifikovaná příruha ucpávek bude společně se šrouby překontrolována následujícím pevnostním výpočtem.



Obrázek 7-1 - Rozměry použitých plunžrových ucpávek PN 320 pro tlak 32 MPa [20]

Velikost síly působící na ucpávku:

$$F_U = p \cdot S_U = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = 32 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (600^2 - 560^2) = 1166159,2 \text{ N}$$

Kde:

S_U - čelní plocha ucpávek [mm²]

7.1 Kontrola šroubů příruby

Použitý materiál: ČSN 15236.6

Parametry materiálu potřebné pro výpočet:

$$R_{e\zeta} = 539 \text{ MPa}$$

$$E_{\zeta} = 2,06 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

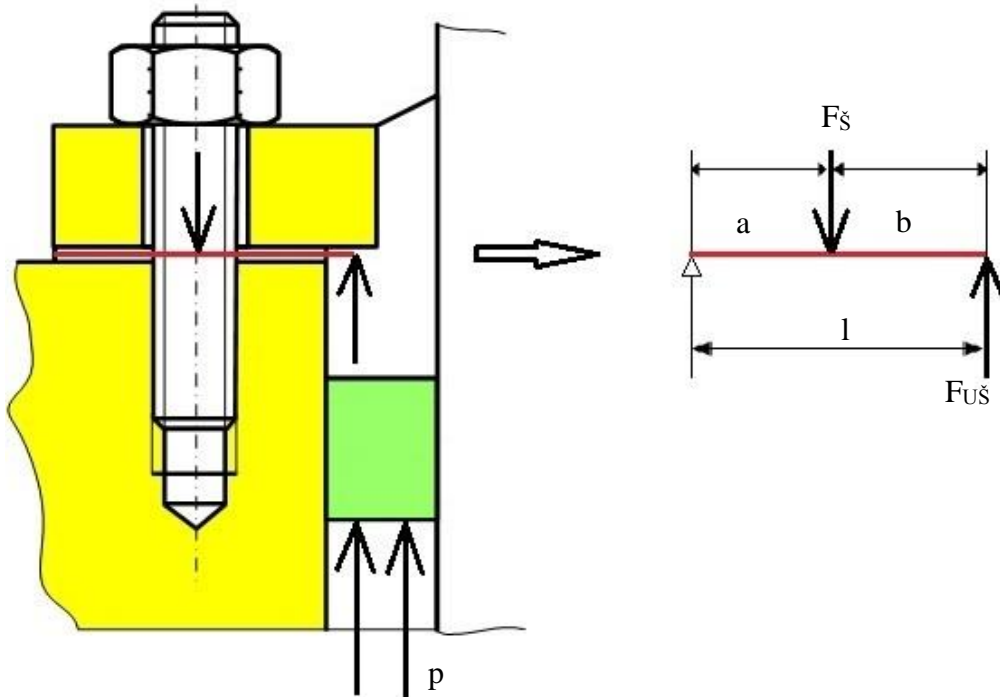
Použité šrouby: M36x3x160

Maximální dovolené napětí ve šroubu $\sigma_{D\zeta}$:

Pro výpočet byl stanoven koeficient bezpečnosti k mezi kluzu $k_{k\zeta} = 2,5$.

$$\sigma_{D\zeta} = \frac{R_{e\zeta}}{k_{k\zeta}} = \frac{539}{2,5} = 215,6 \text{ MPa} \leq \sigma_{max\zeta}$$

Provozní síla ve šroubu příruby F_{ζ} :



Obrázek 7-2 - Odvození provozní síly ve šroubu příruby

$$F_{U\zeta} = \frac{F_U}{n} = \frac{1166159,2}{20} = 58308,0 \text{ N}$$

$$a = 0,5 \cdot (D_2 - D_1) = 0,5 \cdot (735 - 665) = 35 \text{ mm}$$

$$D_F = 0,5 \cdot (D + d_2) = 0,5 \cdot (600 + 580) = 590 \text{ mm}$$

$$b = 0,5 \cdot (D_1 - D_F) = 0,5 \cdot (665 - 590) = 37,5 \text{ mm}$$

$$l = a + b = 35 + 37,5 = 72,5 \text{ mm}$$

$$F_{U\zeta} \cdot l - F_{\zeta} \cdot a = 0 \Rightarrow F_{\zeta} = \frac{F_{U\zeta} \cdot l}{a} = \frac{58308,0 \cdot 72,5}{35} = 120780,9 \text{ N}$$

Kde:

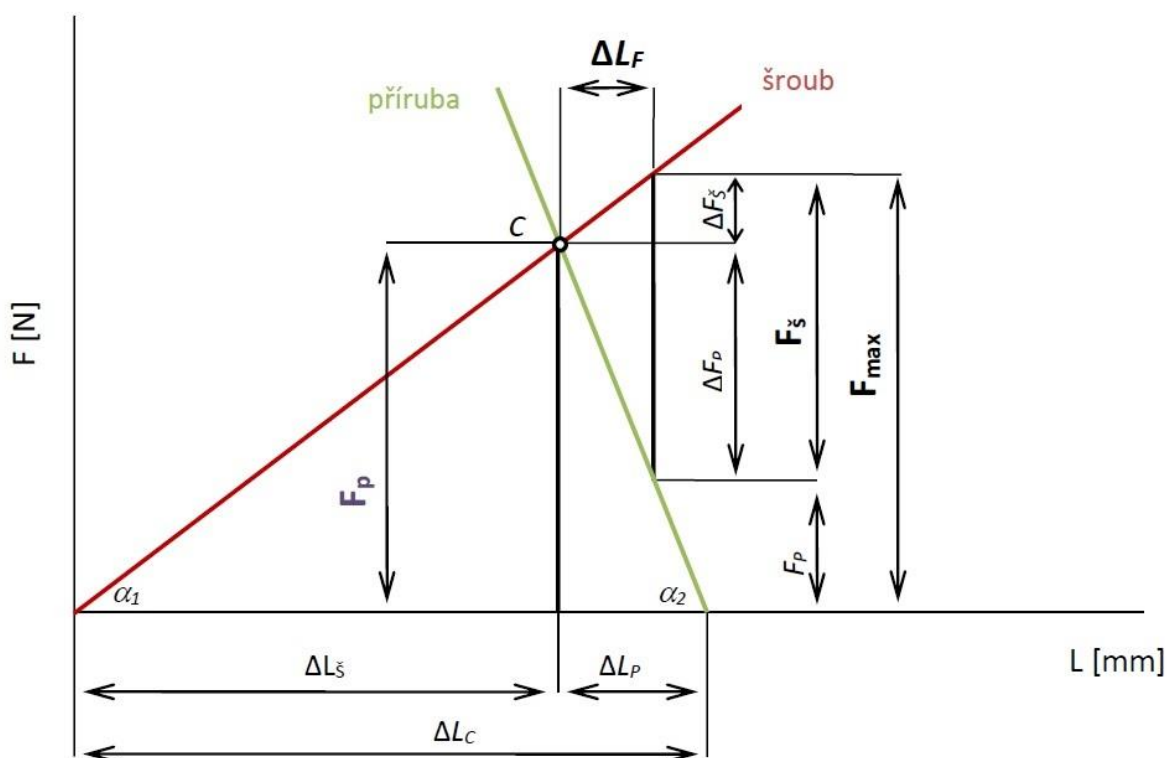
$F_{U_{\xi}}$ - síla působící na ucpávky připadající na 1 šroub [N]

D_F - průměr příruby, na němž působí síla nahrazující spojité zatížení pouzdra [mm]

Šrouby příruby jsou namáhány na ohyb a tah. Výpočet vychází z modelu, kdy je nejprve příruba považována za nekonečně tuhou (nedochází k jejímu průhybu). V druhé fázi je naopak šroub považován za nekonečně tuhý a dochází k průhybu příruby. Výsledný úhel natočení šroubu určuje součet úhlů natočení obou zmíněných fází výpočtu.

7.1.1 Příruba nekonečně tuhá

V této fázi výpočtu je určena maximální síla namáhající šroub tahem a úhel ohybu šroubu za předpokladu, že nenastává průhyb příruby. Velká část výpočtu vychází ze silových poměrů předepjatého šroubového spoje.



Obrázek 7-3 - Diagram předepjatého šroubového spoje

Určení předpínací síly:

$$F_p = 1,3 \cdot F_{\xi} = 1,3 \cdot 120780,9 = 157015,2 \text{ N}$$

Výpočet tuhosti šroubu k_{ξ} :

$$S_j = \frac{\pi \cdot \left(\frac{d_{2\xi} + d_{3\xi}}{2}\right)^2}{4} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{34,051 + 32,319}{2}\right)^2}{4} = 864,915 \text{ mm}^2$$

$$k_{\xi} = \frac{S_j \cdot E_{\xi}}{t + x} = \frac{864,915 \cdot 2,06 \cdot 10^5}{110 + 5} = 1549326,0 \text{ N/mm}$$

Kde:

S_j	- průřez jádra šroubu M30x3	[mm ²]
$d_{2\zeta}$	- průměr stoupání šroubu M30x3	[mm]
$d_{3\zeta}$	- průměr jádra šroubu M30x3	[mm]
t, x	- viz Obrázek 7-1	[mm]

Vypočet tuhosti příruby k_p jakožto spojované součásti:

Náhrada napětového pole v přírubě válcem:

Dle Weisse-Wallnera a Fritsche: $\operatorname{tg} \alpha$ podle druhu materiálu

Pro ocel:

$$D_{n\acute{a}h} \cong D_e + \left(\frac{t}{10}\right) = 55 + \left(\frac{110}{10}\right) = 66 \text{ mm}$$
$$S_{n\acute{a}h} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{n\acute{a}h}^2 - d_3^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (66^2 - 39^2) = 2226,604 \text{ mm}^2$$
$$k_p = \frac{S_{n\acute{a}h} \cdot E_P}{t} = \frac{2226,604 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{110} = 4250789,5 \text{ N/mm}$$

Kde:

$D_{n\acute{a}h}$	- vnější průměr nahrazujícího válce	[mm]
D_e	- vnější průměr dosedací hlavy matice	[mm]
$S_{n\acute{a}h}$	- plocha průřezu nahrazujícího válce	[mm ²]
d_3	- průměr díry pro šroub v přírubě (viz Obrázek 7-1)	[mm]
E_P	- Youngův modul pružnosti příruby (viz podkapitola 7.2)	[MPa]

Výpočet elastické deformace spoje vlivem působení provozní síly ΔF_ζ :

Vztahy vycházejí z Obrázku 7-3.

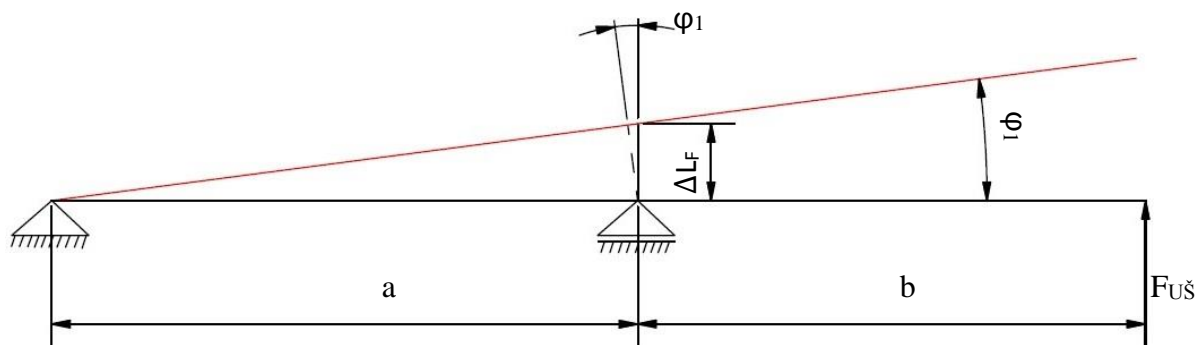
$$k_\zeta = \operatorname{tg}(\alpha_1) = \frac{\Delta F_\zeta}{\Delta L_F}, \quad k_p = \operatorname{tg}(\alpha_2) = \frac{\Delta F_p}{\Delta L_F}$$
$$F_\zeta = \Delta F_1 + \Delta F_2 = \Delta L_F \cdot (k_\zeta + k_p) \Rightarrow$$
$$\Delta L_F = \frac{F_\zeta}{k_\zeta + k_p} = \frac{120780,9}{1549326,0 + 4250789,5} = 0,02082 \text{ mm}$$

Výpočet výsledné síly ve šroubu F_{\max} :

$$F_{\max} = F_p + \Delta F_\zeta = F_p + k_\zeta \cdot \Delta L_F = 157015,2 + 1549326,0 \cdot 0,02082 = \mathbf{189272,2 \text{ N}}$$

Výpočet úhlu ohybu šroubu při nekonečně tuhé přírubě:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}(\varphi_1) &= \left(\frac{\Delta L_F}{a}\right) \Rightarrow \varphi_1 = \operatorname{arctg}\left(\frac{\Delta L_F}{a}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,02082}{35}\right) = 0,03408^\circ = \\ &= 5,9486 \cdot 10^{-4} \text{ rad} \end{aligned}$$

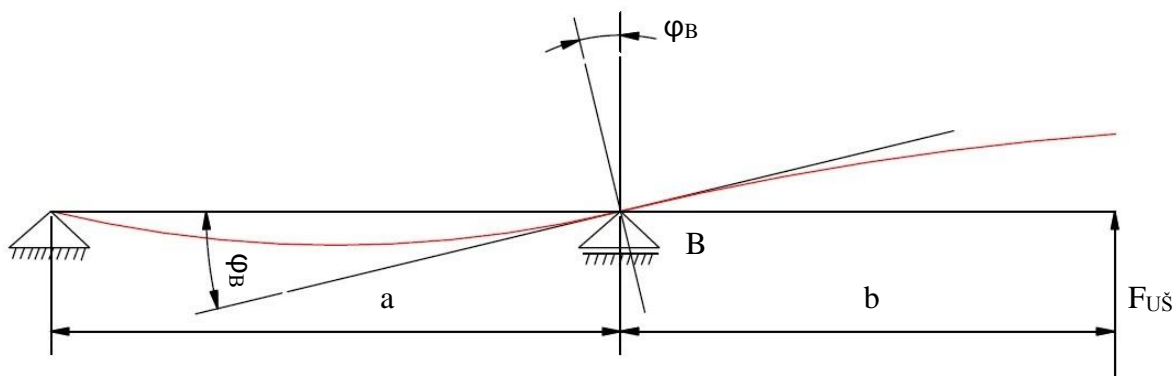


Obrázek 7-4 - Úhel ohybu šroubu za předpokladu nekonečně tuhé příruby

7.1.2 Šroub nekonečně tuhý

V této fázi výpočtu je uvažován průhyb příruby, zatímco deformace šroubu uvažována není.

Výseč příruby připadající na jeden šroub lze zjednodušeně nahradit nosníkem zobrazeným na Obrázku 7-5.

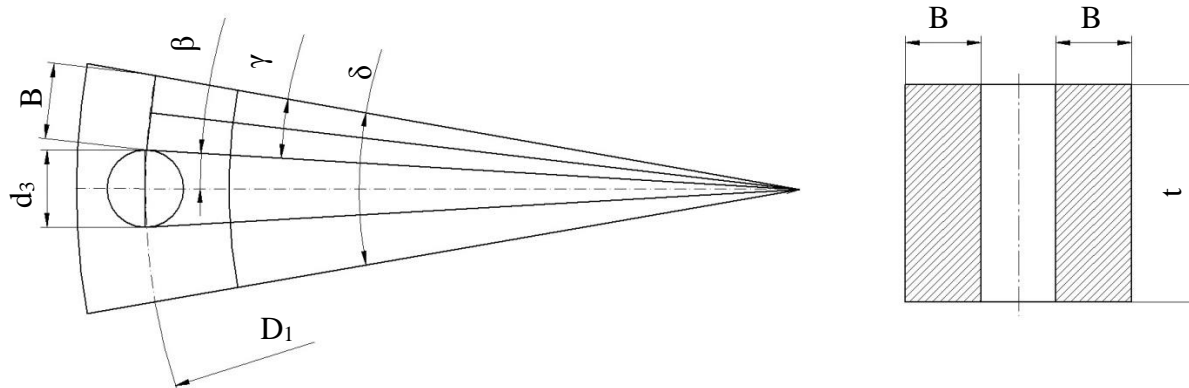


Obrázek 7-5 - Úhel natočení příruby v místě šroubu

Na základě poznatků z pružnosti a pevnosti dochází v bodě B, tedy v místě šroubu, k natočení příruby o úhel φ_B .

$$\varphi_B = \left| \frac{F_{Uš} \cdot a \cdot b}{3 \cdot E_{\xi} \cdot J_B} \right|$$

Výpočet kvadratického momentu průřezu výseče příruby:



Obrázek 7-6 - Rozměry výseče příruby

$$\delta = \frac{360^\circ}{n} = \frac{360^\circ}{20} = 18^\circ = 2 \cdot \beta + 2 \cdot \gamma$$

$$\operatorname{tg}(\beta) = \frac{\frac{d_3}{2}}{\frac{D_1}{2}} \Rightarrow \beta = \operatorname{arctg}\left(\frac{d_3}{D_1}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{39}{665}\right) = 3,3564^\circ$$

$$\gamma = \frac{\delta - 2 \cdot \beta}{2} = \frac{18 - 2 \cdot 3,3564}{2} = 5,6436^\circ$$

$$\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right) = \frac{\frac{B}{2}}{\frac{D_1}{2}} \Rightarrow B = D_1 \cdot \sin\left(\frac{\gamma}{2}\right) = 665 \cdot \sin\left(\frac{5,6436}{2}\right) = 32,74 \text{ mm}$$

$$J_B = 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot B \cdot t^3 = \frac{1}{6} \cdot 32,74 \cdot 110^3 = 7262823,3 \text{ N}\cdot\text{mm}^4$$

Úhel natočení příruby v místě šroubu:

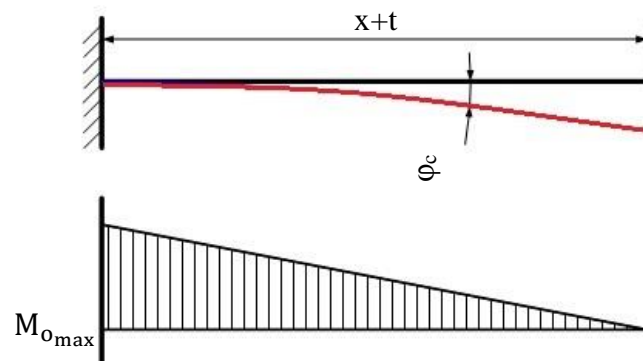
$$\varphi_B = \left| \frac{F_{U_\xi} \cdot a \cdot b}{3 \cdot E_\xi \cdot J_B} \right| = \left| \frac{58308 \cdot 35 \cdot 37,5}{3 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 7262823,3} \right| = 1,7050 \cdot 10^{-5} \text{ rad}$$

Celkový úhel natočení šroubu:

$$\varphi_C = \varphi_1 + \varphi_B = 5,9486 \cdot 10^{-4} + 1,7050 \cdot 10^{-5} = 6,1191 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

Maximální ohybový moment na šroubu:

Z poznatků o pružnosti a pevnosti pro vetknutý nosník byl určen vzorec pro výpočet maximálního ohybového momentu šroubu.



Obrázek 7-7 - Maximální ohybový moment na šroubu

$$\varphi_c = \frac{1}{E_{\xi} \cdot J_{\xi}} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot M_{0_{\max}} (x + t) \right] \Rightarrow M_{0_{\max}} = \frac{2 \cdot \varphi_c \cdot E_{\xi} \cdot J_{\xi}}{x + t} = \frac{2 \cdot \varphi_c \cdot E_{\xi} \cdot \frac{\pi \cdot d_j^4}{64}}{x + t}$$

$$= \frac{2 \cdot 6,1191 \cdot 10^{-4} \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot \left(\frac{34,051+32,319}{2}\right)^4}{64}}{5 + 110} = 130504,1 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

7.1.3 Maximální napětí ve šroubu

Namáhání tah + ohyb

$$W_{0_{\xi}} = \frac{\pi \cdot d_j^3}{32} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{34,051+32,319}{2}\right)^3}{32} = 3587,8 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{max_{\xi}} = \sigma_{t_{\xi}} + \sigma_{o_{\xi}} = \frac{F_{\max}}{S_j} + \frac{M_{0_{\max}}}{W_{0_{\xi}}} = \frac{F_{\max}}{S_j} + \frac{M_{0_{\max}}}{W_{0_{\xi}}} = \frac{189272,2}{864,915} + \frac{130504,1}{3587,8}$$

$$= 255,2 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí (215,6 MPa) bylo překročeno.

7.2 Kontrola příruby

Použitý materiál: ČSN 11 523.1

Parametry materiálu potřebné pro výpočet:

$$R_{e_{P\check{R}}} = 355 \text{ MPa}$$

$$E_{P\check{R}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

Maximální dovolené napětí v přírubě $\sigma_{D_{P\check{R}}}$:

Pro výpočet byl stanoven koeficient bezpečnosti k mezi kluzu $k_{k_{P\check{R}}} = 2,5$.

$$\sigma_{D_{P\check{R}}} = \frac{R_{e_{P\check{R}}}}{k_{k_{P\check{R}}}} = \frac{355}{2,5} = 142 \text{ MPa} \leq \sigma_{red_{P\check{R}}}$$

7.2.1 Výpočet napětí v přírubě

Namáhání ohybem:

$$\sigma_{oP} = \frac{M_{oP}}{W_{oP}} = \frac{F_{U\delta} \cdot b}{\frac{J_B}{e}} = \frac{F_{U\delta} \cdot b}{\frac{J_B}{\frac{t}{2}}} = \frac{58308 \cdot 37,5}{\frac{7262823,3}{\frac{110}{2}}} = 16,6 \text{ MPa}$$

Namáhání smykem:

$$\tau_{sP} = \frac{F_{U\delta}}{S_p} = \frac{F_{U\delta}}{2 \cdot B \cdot t} = \frac{58308}{2 \cdot 32,74 \cdot 110} = 8,1 \text{ MPa}$$

Kde:

S_p - plocha namáhaného průřezu [mm²]

B - viz Obrázek 7-6 [mm]

Redukované napětí:

Použita HMM podmínka pevnosti $\Rightarrow \alpha = \sqrt{3}$

$$\sigma_{redp} = \sqrt{\sigma_{oP}^2 + (\alpha \cdot \tau_{sP})^2} = \sqrt{16,6^2 + (\sqrt{3} \cdot 8,1)^2} = 21,7 \text{ MPa}$$

Podmínka pevnosti splněna.

7.3 Zhodnocení výsledků a provedené úpravy

Při kontrole namáhání příruby ucpávek a přírubových šroubů bylo v případě šroubů zjištěno překročení dovoleného napětí. Jako výchozí rozměry pro kontrolu byly použity hodnoty stanovené oborovou normou Škoda Plzeň Hy 68 98-S. Při vytváření zmíněné normy byly rozměry ucpávek a šrouby stanoveny pevnostním výpočtem pouze pro některé průměry plunžrů. Pro ostatní průměry byly rozměry šroubů a ucpávek odvozeny na základě podobnosti s výpočtem ověřenými průměry. Proto byl ostatně kontrolní výpočet proveden. V praxi pravděpodobně nedochází k žádným problémům při použití počtu šroubů, které udává norma, jelikož se hodnoty napětí pohybují hluboko pod mezí kluzu. Navíc ve výše provedeném výpočtu došlo k několika zjednodušením. Přesnějších hodnot by mohlo být dosaženo pomocí MKP analýzy.

Pro snížení napětí vznikajícího ve šroubech na dovolenou hodnotu bylo jejich množství zvýšeno z původního počtu $n = 20$ na $n_u = 24$. Případně by mohl být počet šroubů zachován při zvýšení jejich průměru. Dostatek prostoru pro montáž matic byl ověřen pomocí 3D modelu.

Po přepočítání hodnot s pozměněným počtem šroubů bylo dosaženo následujících výsledků:

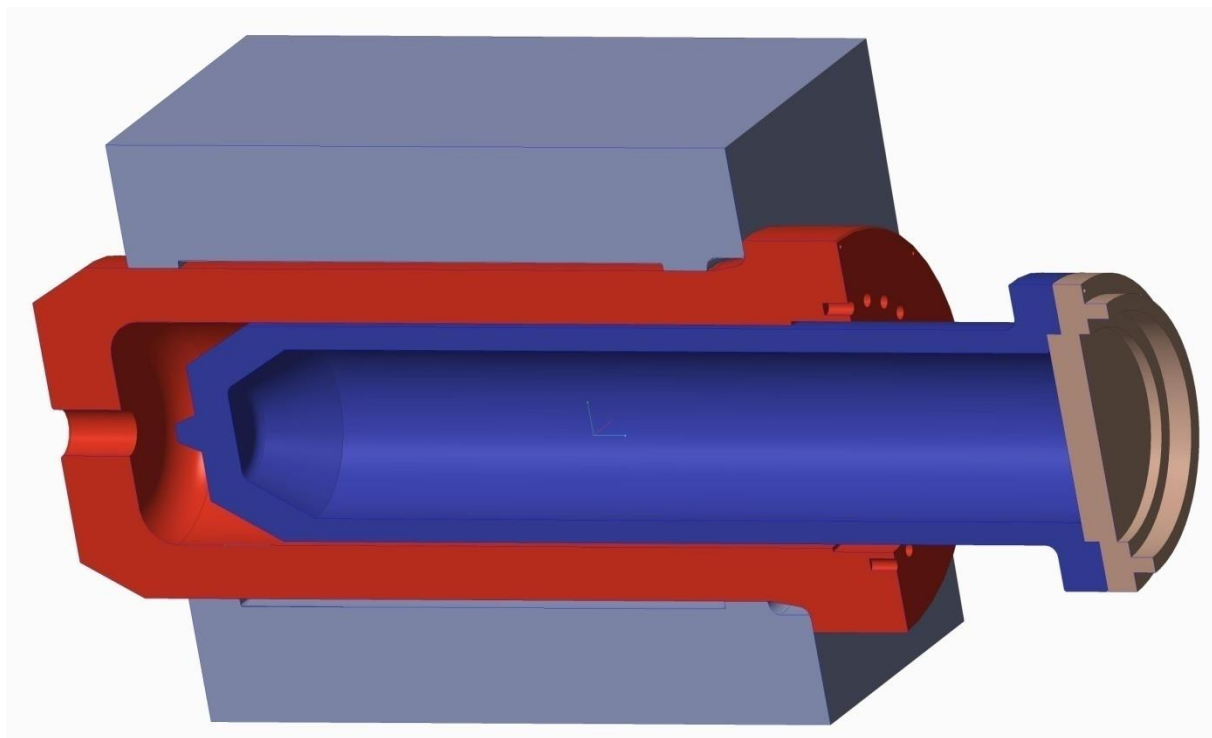
$$\sigma_{max_{\delta_u}} = 213,0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{redp} = 24,6 \text{ MPa}$$

U šroubů i příruby je tak podmínka maximálního dovoleného napětí splněna.

8 Ověření analytického výpočtu plunžru a válce pomocí MKP

Podle rozměrů získaných analytickým výpočtem byl vytvořen 3D model hydraulického válce a plunžru. Pro dosažení přesnějších výsledků bylo nutné vytvořit i 3D modely opěrné desky razníku a přední traverzy. Tyto součásti jsou v kontaktu s plunžrem a ovlivňují tak jejich namáhání. Jako vzor pro vytvoření modelů razníku a traverzy posloužil výkres hydraulického lisu CXP od Škody Plzeň. Na modelu byla následně provedena pevnostní analýza pomocí MKP (metoda konečných prvků). Pro vytvoření modelu a pevnostní analýzy posloužil software Creo Parametric 3.0.



Obrázek 8-1 - Sestava součástí použitých pro MKP výpočet v řezu

8.1 Parametry materiálů použité v analýzách

Pro všechny součásti byly ve všech výpočtech nadefinovány následující parametry:

Youngův modul pružnosti: $2,1 \cdot 10^5$ MPa

Poissonovo číslo: 0,3

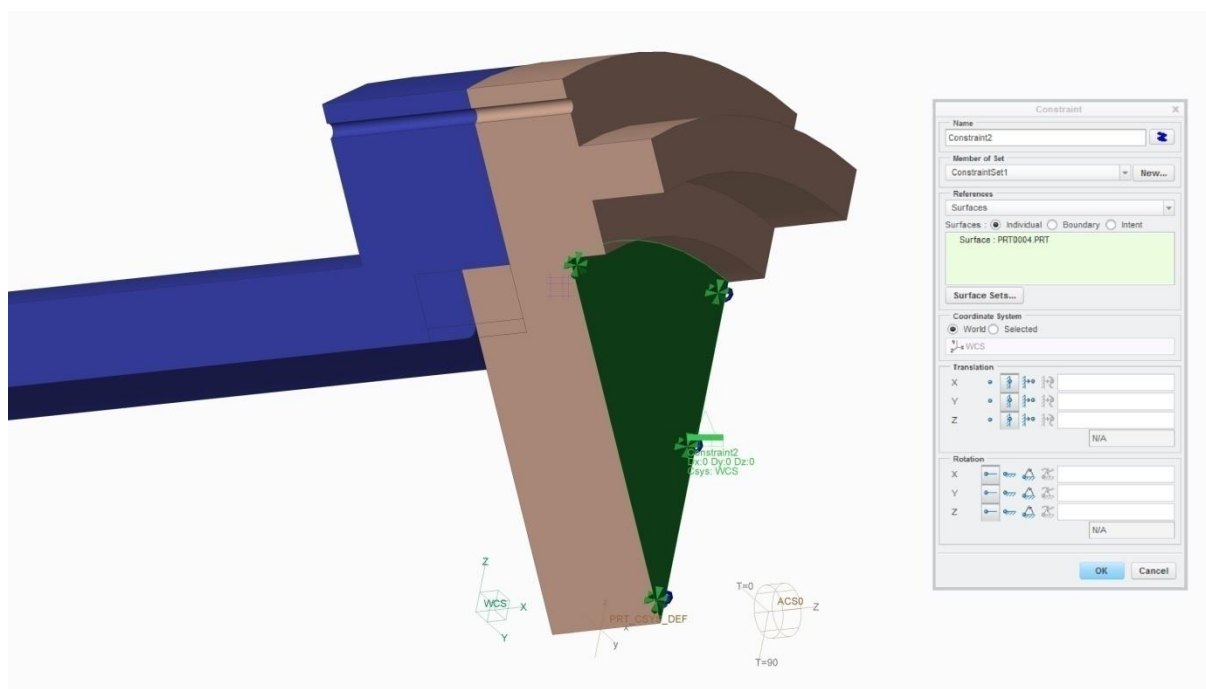
8.2 Analýza plunžru

Jelikož se jedná o osově symetrickou součást, a i zatížení lze považovat za symetrické, mohl být výpočet proveden na 1/8 modelu s definicí vazby symetrie. Toto zjednodušení značně urychlilo výpočet a také jej zpřesnilo.

8.2.1 Okrajové podmínky

Uchycení sestavy:

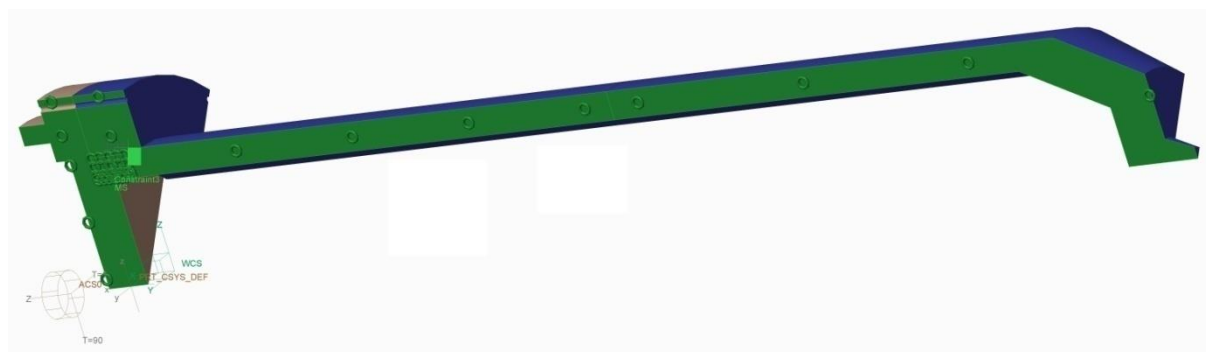
Sestava je uchycena za plochu přibližného modelu opěrné desky razníku se zamezením posuvu ve směrech x, y, z. Vybraná plocha je na Obrázku 8-2 zvýrazněna zelenou barvou a ve skutečnosti na ní dále dosedá razník.



Obrázek 8-2 - Uchycení modelu sestavy opěrné desky razníku a plunžru

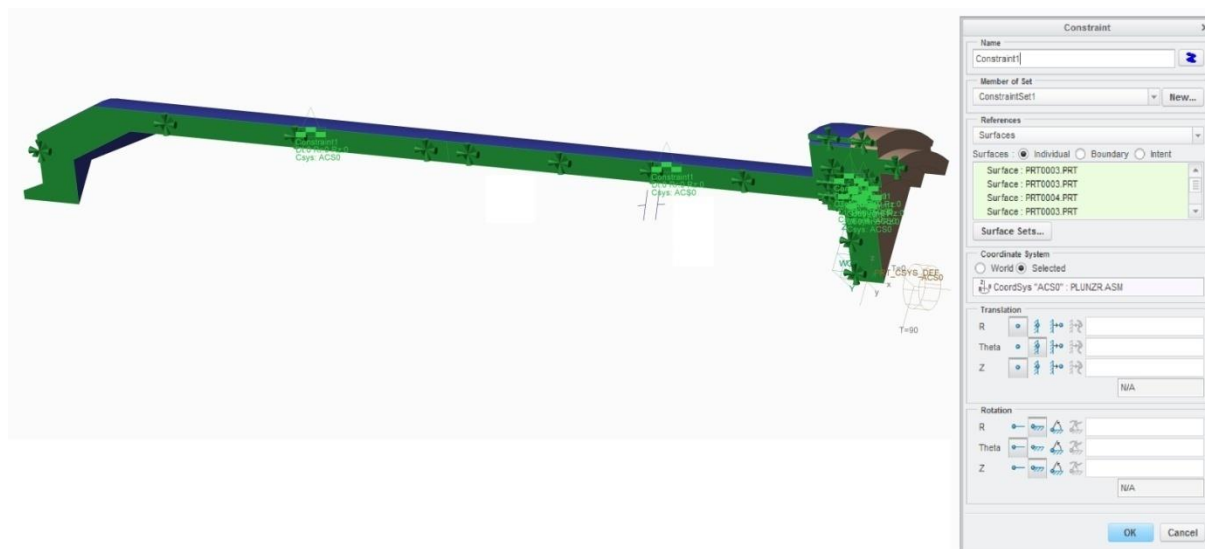
Vazba symetrie:

Aby výpočet aplikovaný na výšeč 1/8 modelu odpovídal skutečnosti, je nutné nadefinovat vazbu symetrie. Jako reference pro typ symetrie Mirror byly zvoleny všechny plochy modelu ležící v jedné z rovin řezu. Plochy jsou opět vyznačené zelenou barvou (viz Obrázek 8-3).



Obrázek 8-3 - Vazba symetrie sestavy opěrné desky razníku a plunžru

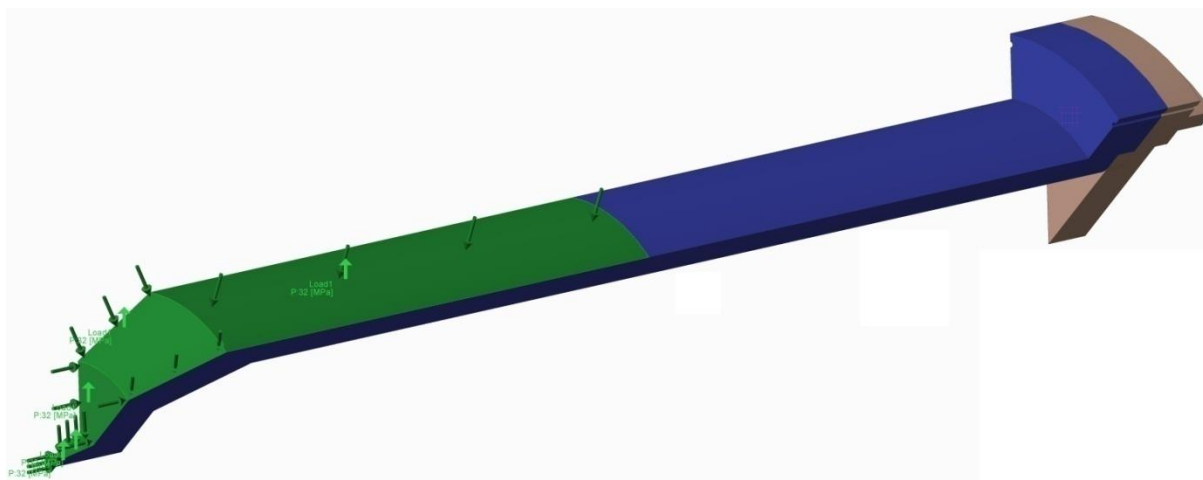
Pro úplné nadefinování symetrie je dále nutné model uchytit za všechny plochy ležící v druhé rovině řezu, kde nebyla použita vazba symetrie. Vybraným referencím byl zamezen posuv ve směru Theta válcového souřadného systému R, Theta, Z (viz Obrázek 8-4).



Obrázek 8-4 - Pomocné uchycení sestavy opěrné desky razníku a plunžru

Zatížení:

Model je zatěžován provozním tlakem kapaliny 32 MPa. Tlak působí na všechny vnější plochy plunžru až po plunžrové ucpávky v takové poloze plunžru, kdy lisovací trn začíná působit na lisovací podložku. Tato poloha odpovídá vysunutí plunžru o 700 mm z výchozí polohy (hodnota určena z výkresu podobného lisu). Vzhledem k velikosti provozního tlaku došlo k zanedbání zatížení vlivem vlastní tíhy plunžru.



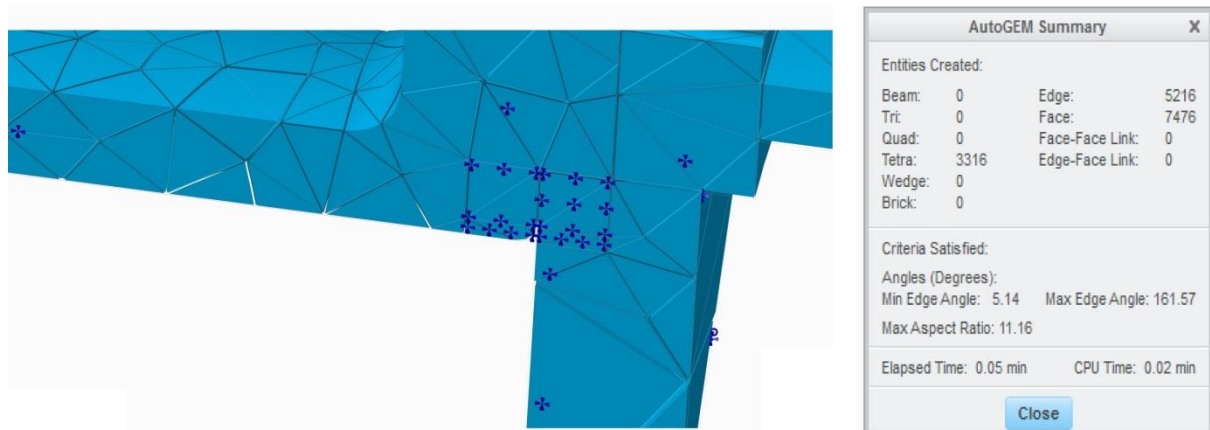
Obrázek 8-5 - Zatížení plunžru

Vazby mezi součástmi

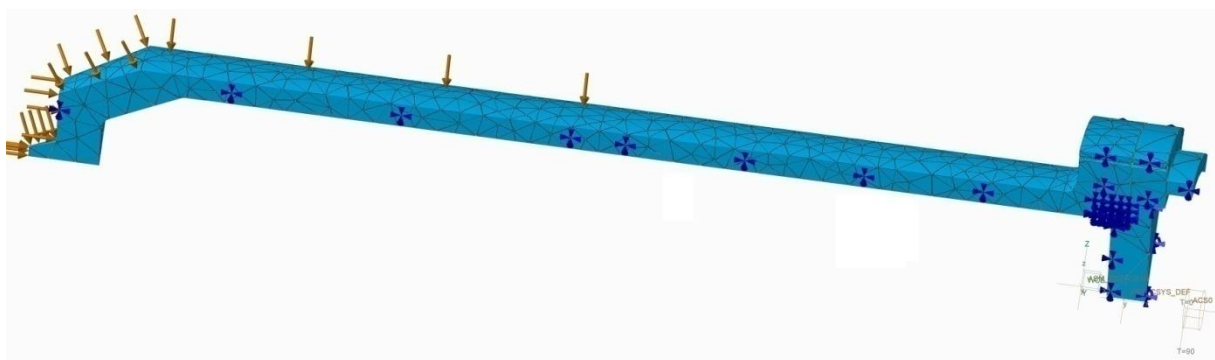
Mezi všemi dotýkajícími se plochami plunžru a opěrné desky razníku byl nastaven typ vazby Contact.

8.2.2 Síť modelu

V oblasti dosednutí čelní plochy upínací desky razníku na čelo obruby plunžru došlo k rozdělení objemů pro vytvoření lepší sítě k dosažení přesnějších výsledků (viz Obrázek 8-6). V těchto objemech bylo nastaveno síťování o maximální velikosti elementu 60 mm. Stejné nastavení maximální velikosti elementů proběhlo i v celém zbývajícím objemu plunžru a ve zbývajícím objemu opěrné desky razníku zůstalo síťování automaticky vygenerované.



Obrázek 8-6 - Detail sítě modelu plunžru a opěrné desky razníku v místě rozdělení objemů

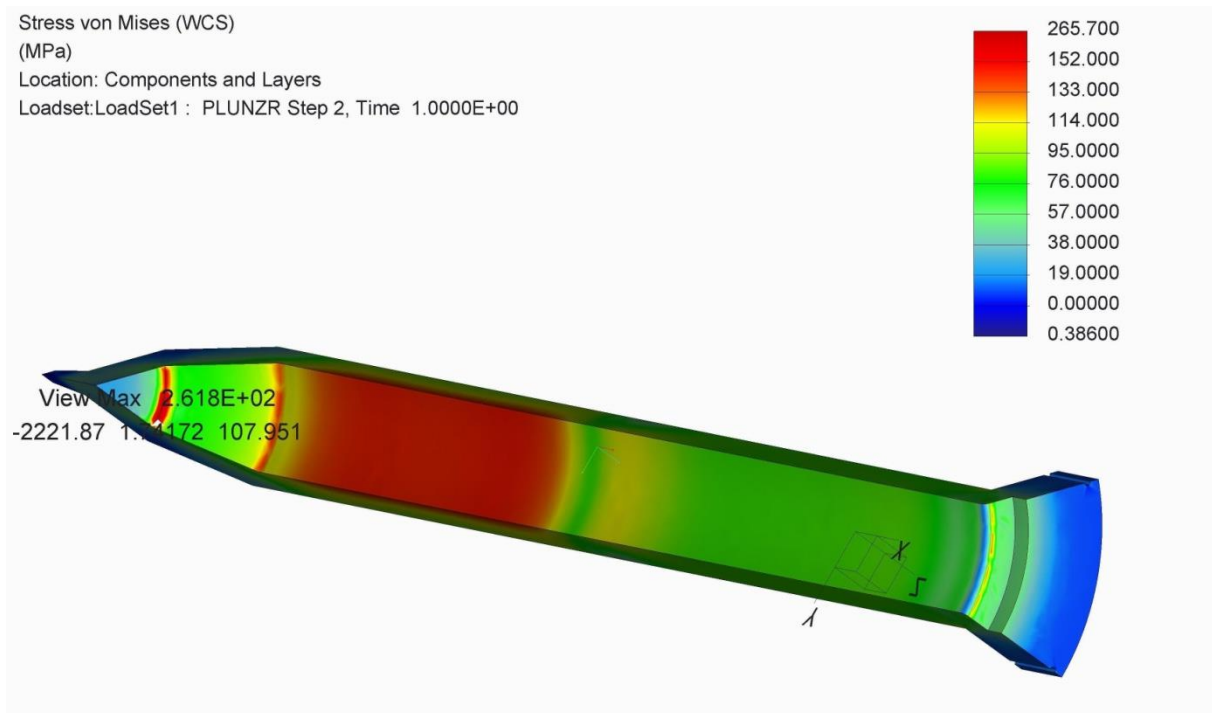


Obrázek 8-7 - Síť celého modelu plunžru a opěrné desky razníku

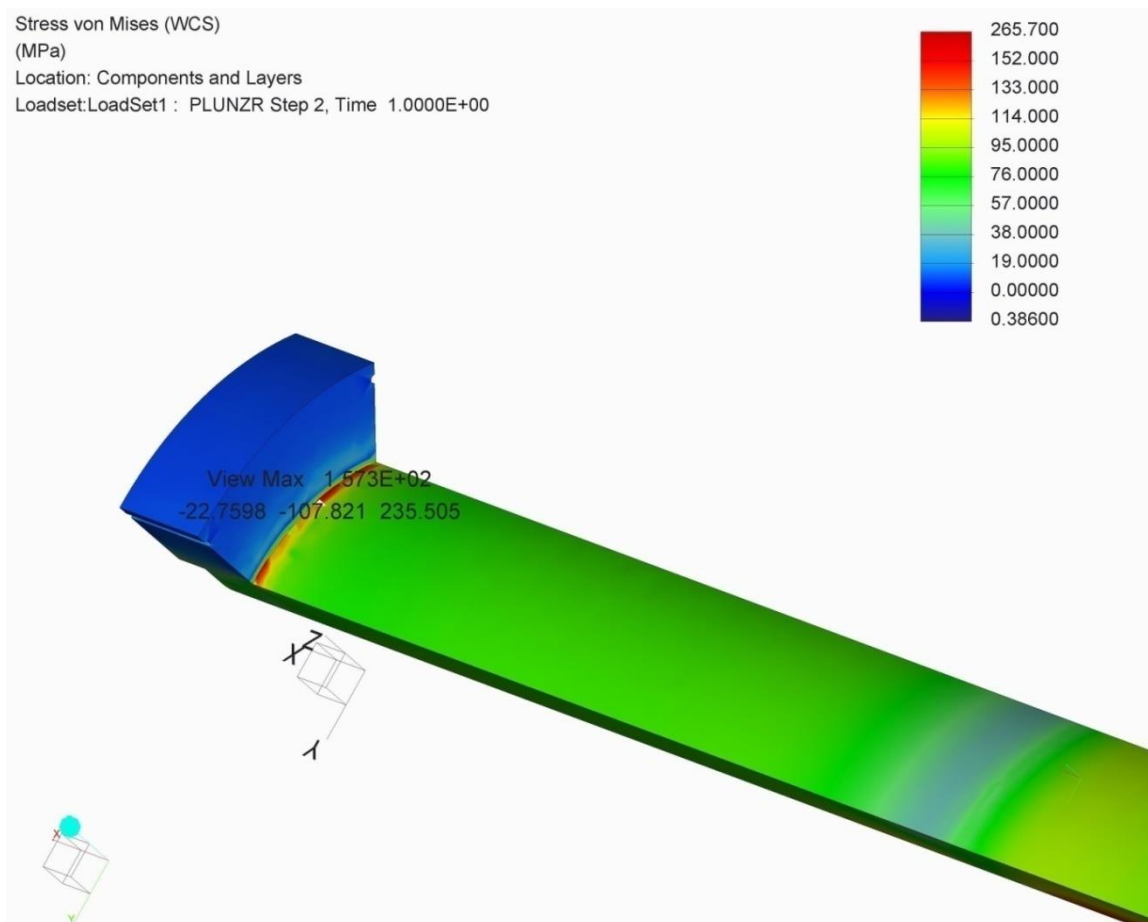
8.2.3 Výsledky analýzy

Takto nadefinovaný model byl analyzován metodou Multi-Pass Adaptive.

Průběh napětí v plunžru je znázorněn na Obrázcích 8-8 a 8-9. Ve dvou přechodech, u kterých je zobrazena číselná hodnota, dochází ke koncentraci napětí, které překračuje dovolenou hodnotu napětí (152 MPa).



Obrázek 8-8 - Rozložení redukovaného napětí dle HMH hypotézy ve stěně plunžru

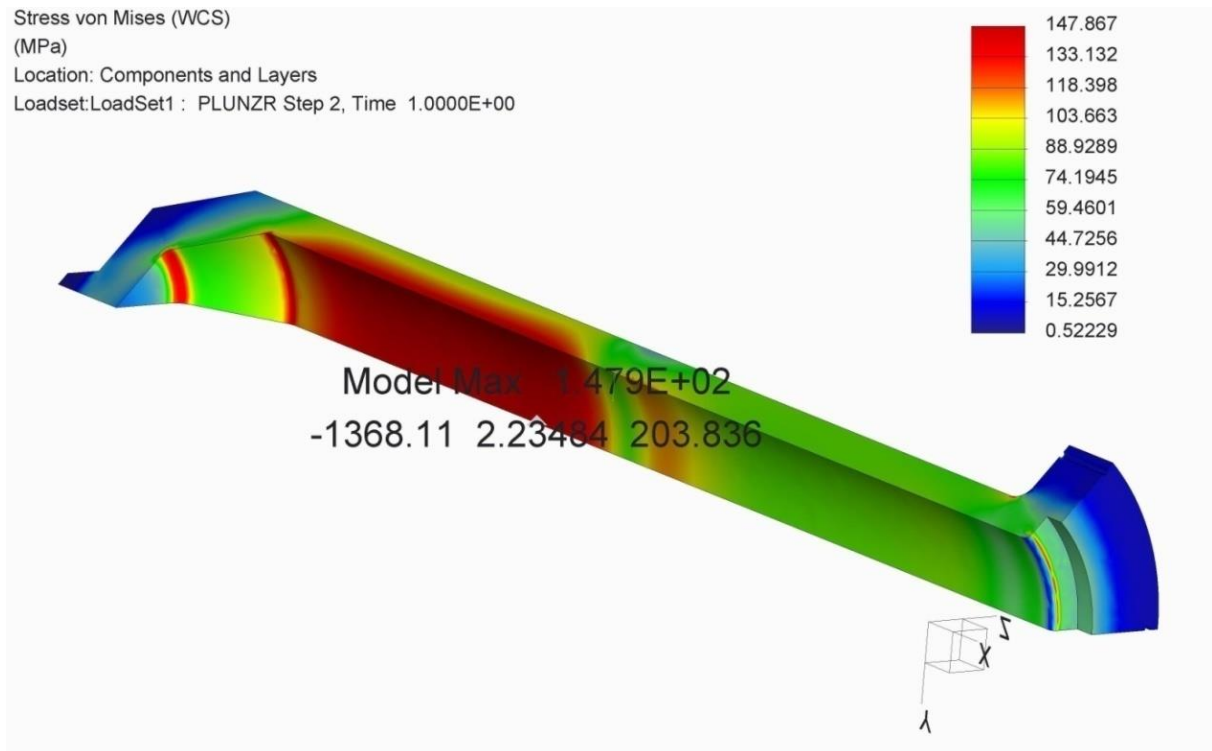


Obrázek 8-9 - Rozložení redukovaného napětí dle HMH hypotézy v přechodu stěny plunžru a příruby

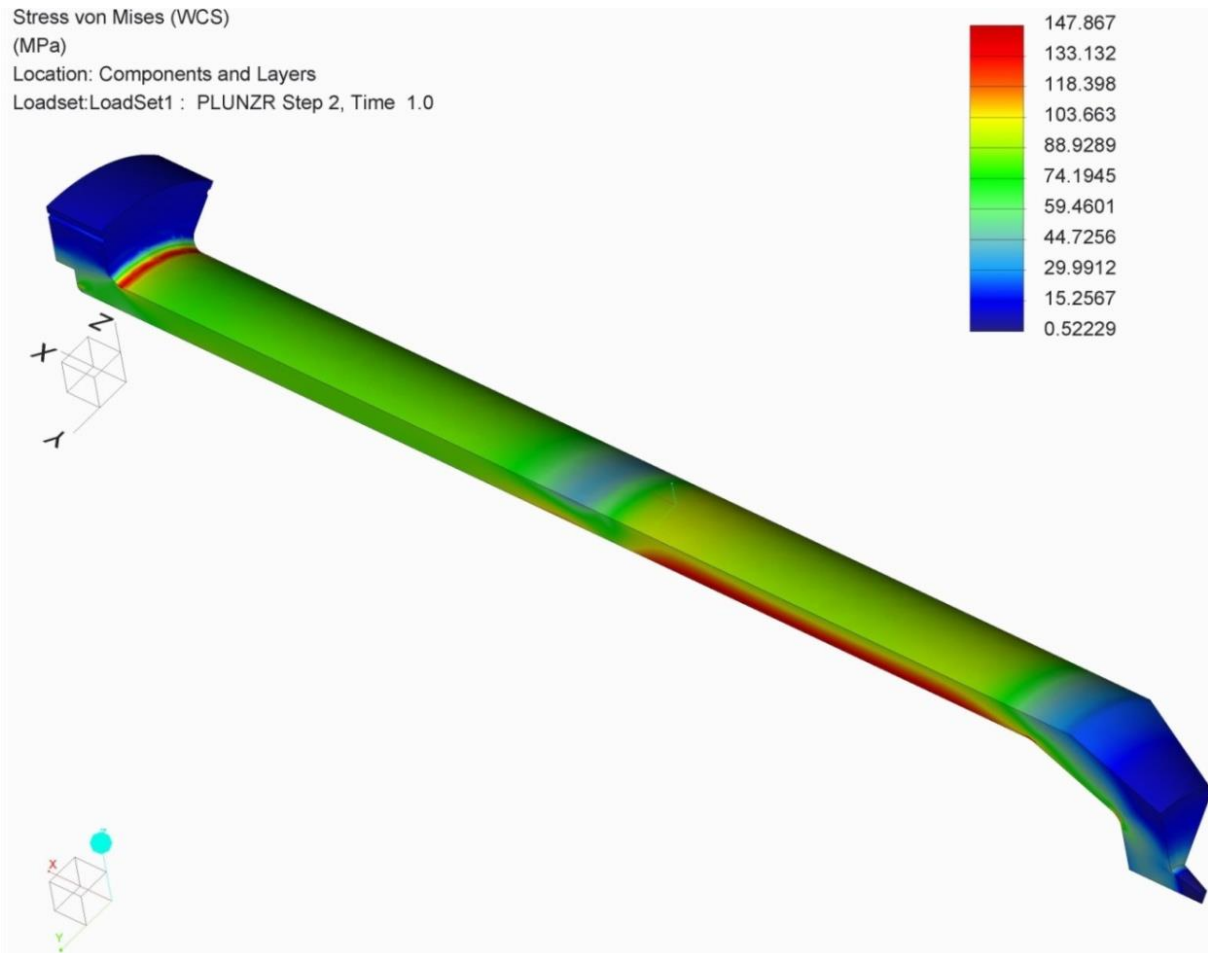
8.2.4 Provedené úpravy a výsledky analýzy upraveného modelu

Do obou výše zmíněných přechodů byly v modelu přidány přechodové rádiusy o poloměru 30 mm, které zajistí rovnoměrnější rozložení napětí. Upravený model byl opět analyzován metodou Multi-Pass Adaptive.

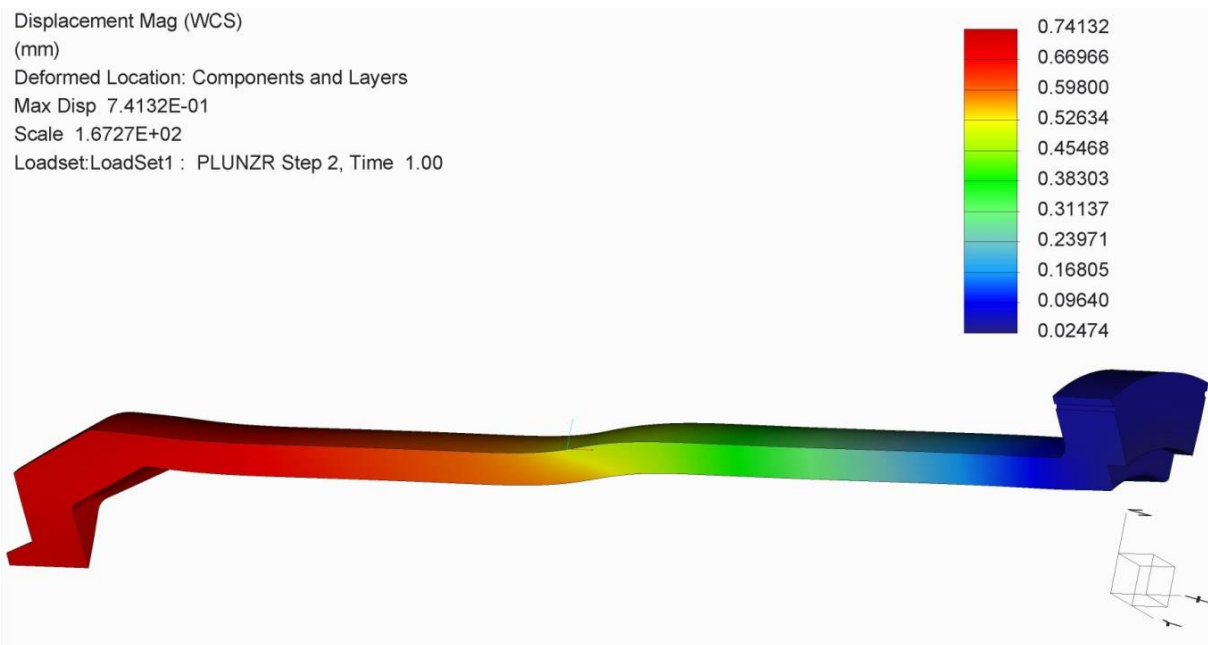
Na Obrázcích 8-10 a 8-11 je vidět, že použité rádiusy splnily svůj účel a došlo ke snížení napětí v obou oblastech. Dle výsledného výpočtu se maximální napětí nachází na vnitřní ploše stěny plunžru (viz Obrázek 8-10). Toto napětí nabývá hodnoty 147,9 MPa, což splňuje podmínku maximálního dovoleného napětí (152 MPa).



Obrázek 8-10 - Rozložení redukovaného napětí dle HMM hypotézy ve stěně plunžru po úpravě



8-11 - Rozložení redukovaného napětí dle HMM hypotézy na vnější ploše plunžru po úpravě



Obrázek 8-12 - Celkové posunutí plunžru v mm s 5 % měřítkem deformace

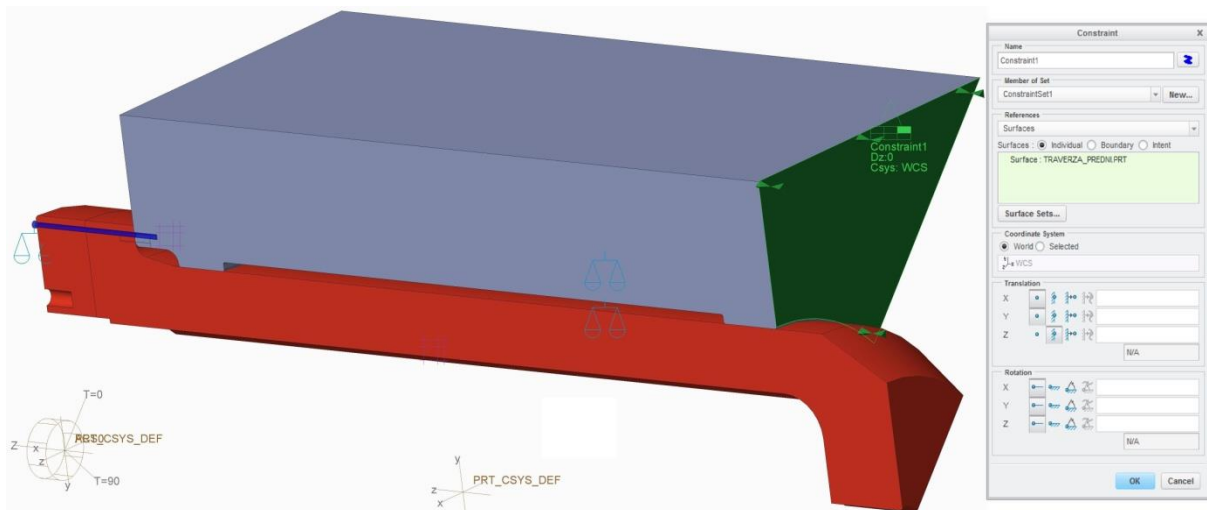
8.3 Analýza válce

Výpočet byl opět proveden na 1/8 modelu sestavy válce a traverzy.

8.3.1 Okrajové podmínky

Uchycení sestavy

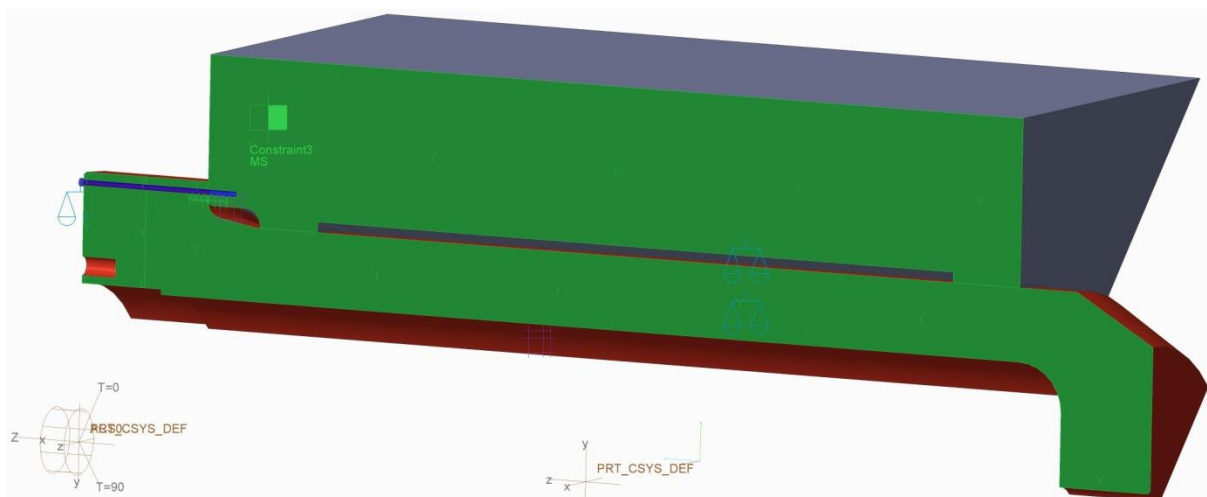
Sestava byla uchycena za zadní plochu traverzy (viz Obrázek 8-13) se zamezením posuvu ve směru Z, tedy ve směru osy válce.



Obrázek 8-13 - Uchycení modelu sestavy válce a traverzy

Vazba symetrie

Vazba symetrie byla nadefinována analogicky jako u plunžru (viz podkapitola 8.2.1).



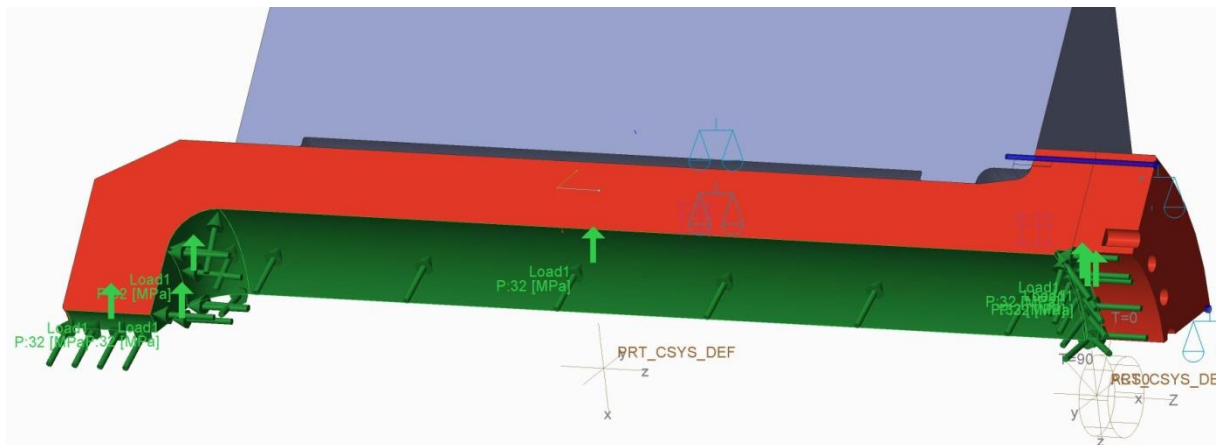
Obrázek 8-14 - Vazba symetrie modelu sestavy válce a traverzy



Obrázek 8-15 - Pomocné uchycení sestavy válce a traverzy

Zatížení

Hydraulický válec je na všech jeho vnitřních plochách zatížen tlakem odpovídajícím provoznímu tlaku kapaliny, tedy 32 MPa. Linie ukončení působícího tlaku v oblasti příruby je odvozena z rozměrů plunžrových ucpávek (viz Obrázek 7-1). Ve skutečnosti bude tlak kapaliny od první manžety těsnění k poslední postupně klesat. Tento jev je však ve výpočtu zanedbán. Vzhledem k velikosti tlaku kapaliny je zanedbáno i zatížení vlastní tíhou.



Obrázek 8-16 - Zatížení hydraulického válce

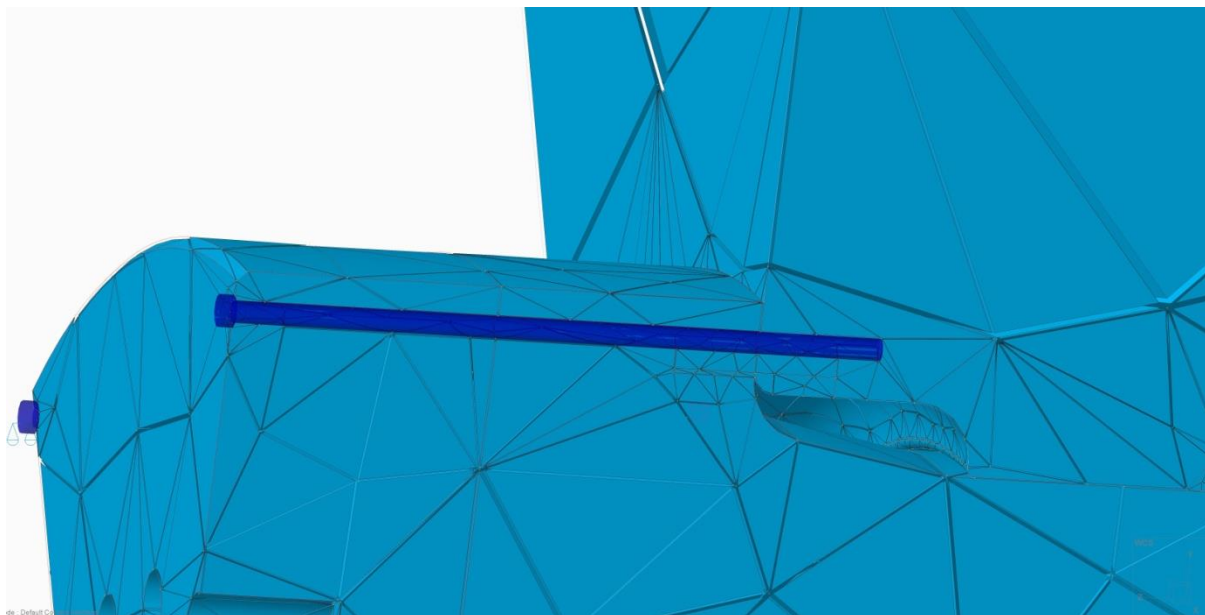
Vazby mezi součástmi

Otvor v traverze je z velké části odlehčen, takže je v něm válec na začátku a na konci uložen na dvou válcových plochách. Tyto plochy s vnějším povrchem válce spojuje vazba Contact, stejně jako stykové plochy příruby válce a čela traverzy. Aby mohl výpočet proběhnout, byly součásti spojeny nástrojem Screw Fastener, který simuluje šroubový spoj.

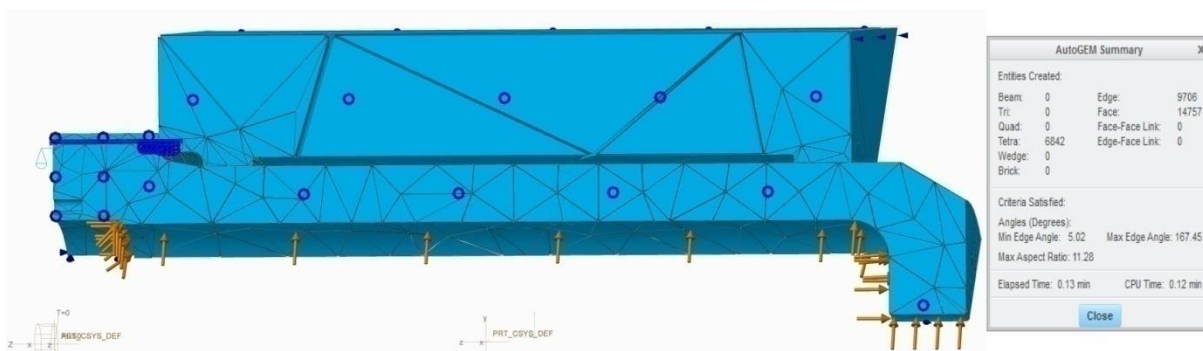
8.3.2 Síť modelu

V místě, kde příruba válce dosedá na traverzu, byly objemy obou součástí opět rozděleny. Rozdělení objemů umožnilo vytvoření dokonalejší sítě a tím i přesnějších výsledků. V nově vzniklých objemech v oblasti styku součástí bylo nastaveno síťování

o maximální velikosti elementu 20 mm (viz Obrázek 8-17). Ve zbylém objemu válce došlo k nastavení síťování s maximální délkou elementu 150 mm a ve zbytku traverzy zůstalo síťování automatické.



Obrázek 8-17 - Úprava sítě modelu sestavy traverzy a válce

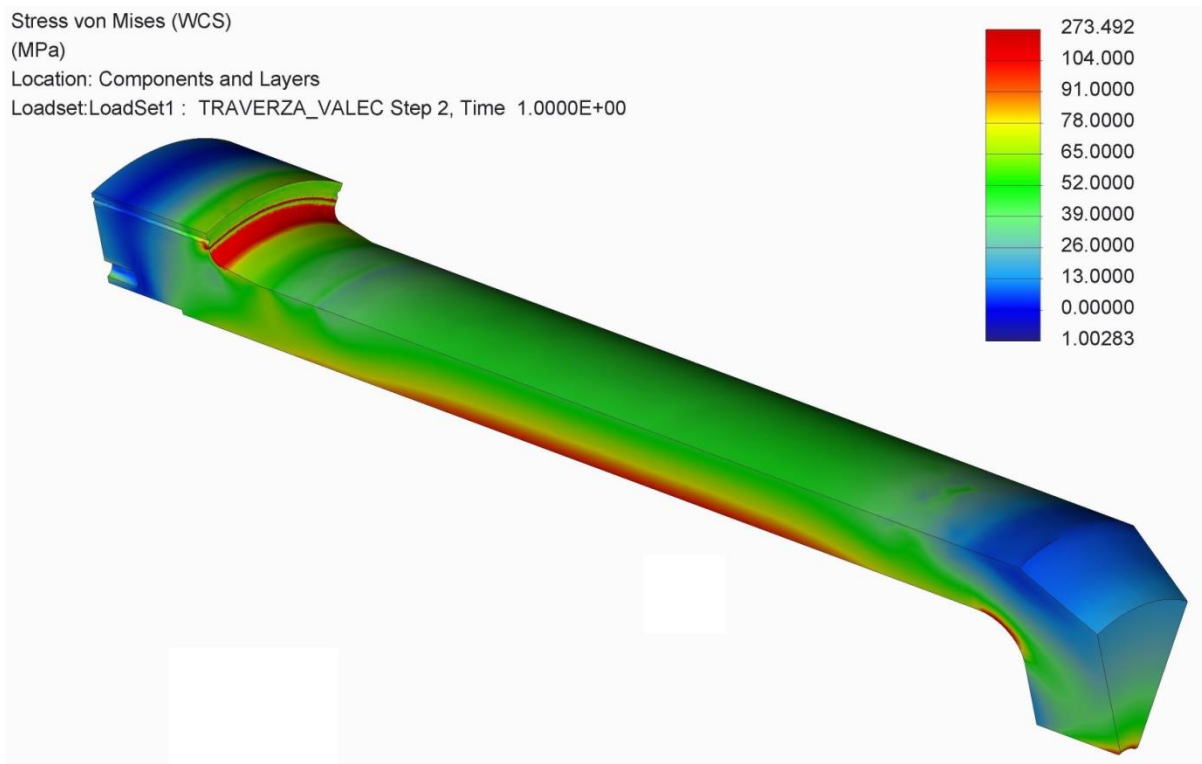


Obrázek 8-18 - Síť celého modelu sestavy traverzy a válce

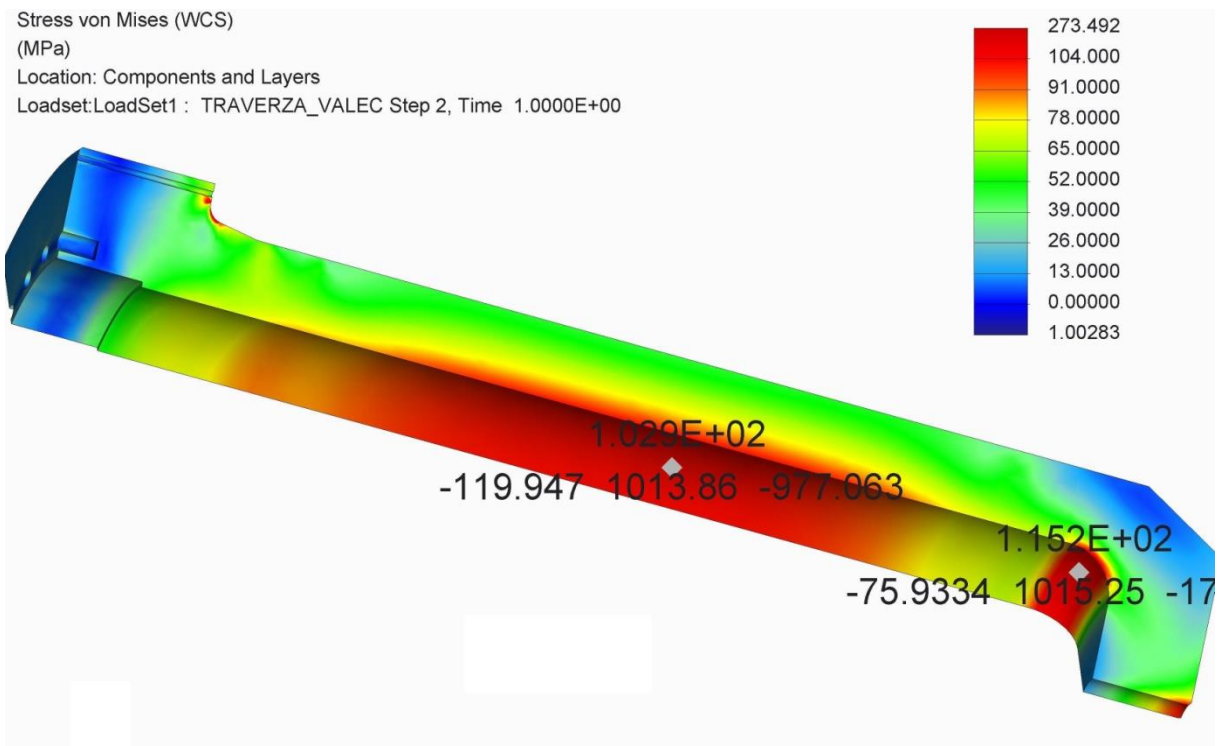
8.3.3 Výsledky analýzy modelu válce

Výpočet proběhl s použitím metody Multi-Pass Adaptive.

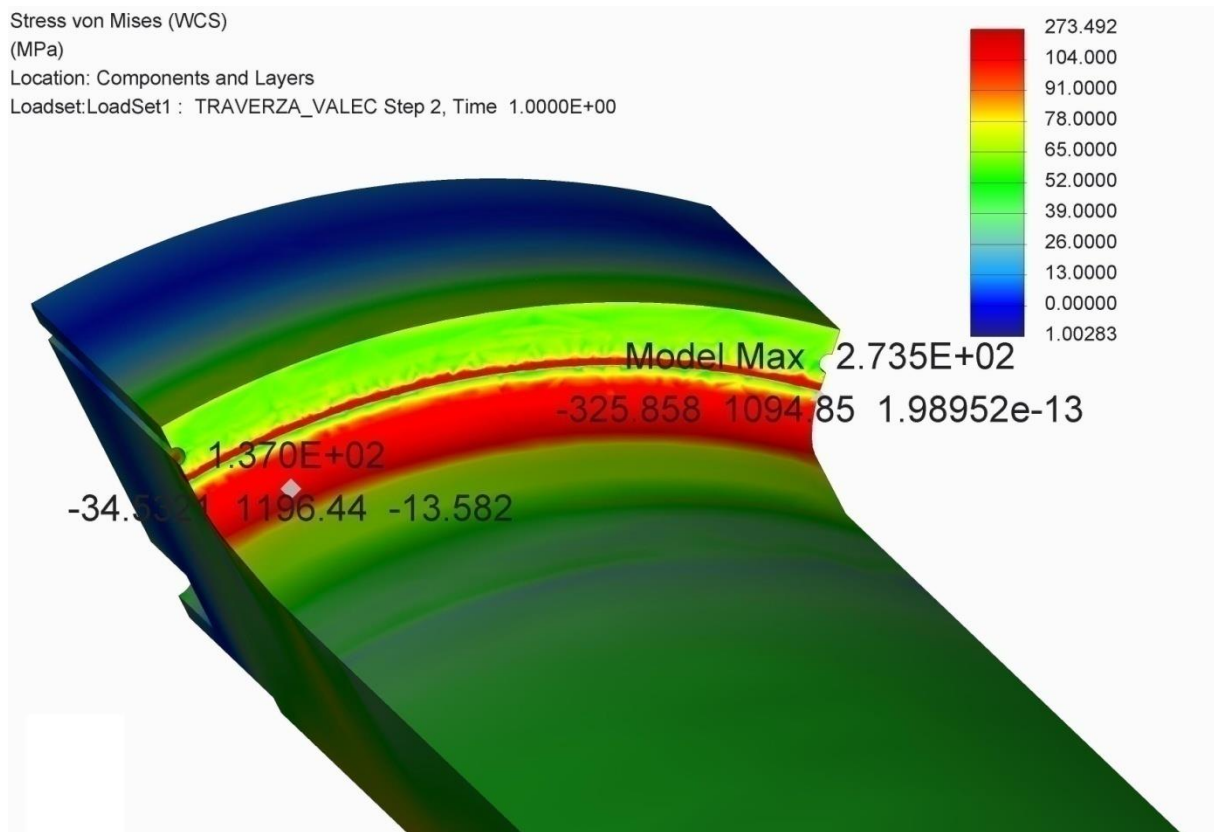
Průběh napětí je zobrazen na Obrázcích 8-19 a 8-20. K překročení dovoleného napětí (104 MPa) došlo v místě přechodu vnitřní stěny válce se dnem. Dále došlo k překročení dovolené hodnoty napětí v přechodu mezi přírubou válce s jeho vnější plochou a v místě opření příruby o traverzu (viz Obrázek 8-21). Vysoké napětí v místě dosednutí příruby na traverzu je způsobeno nepřesností výpočtu. Problém bude podrobněji rozebrán později na výpočtu upraveného modelu.



Obrázek 8-19 - Průběh napětí ve stěně válce



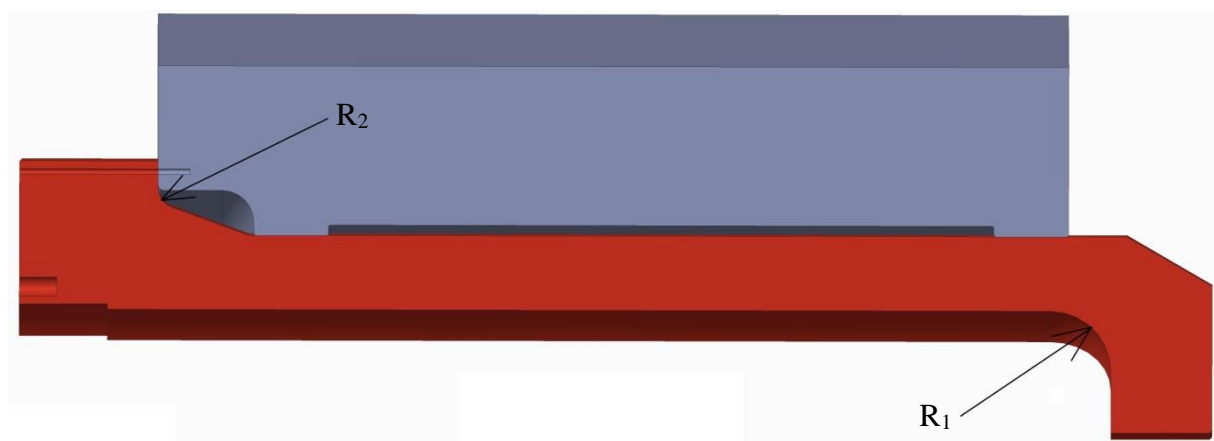
Obrázek 8-20 - Hodnoty napětí na vnitřních plochách válce



Obrázek 8-21 - Průběh napětí v přírubě válce a jejím přechodu

8.3.4 Úpravy provedené na modelu

Ke snížení napětí v oblasti přechodu dna hydraulického válce a jeho vnitřní plochy byl přechodový rádius R_1 zvětšen z hodnoty 90 mm na 110 mm. Úpravy proběhly i v druhé nevyhovující oblasti, kde došlo ke zvětšení délky i úhlu úkosu (na 20° , 170 mm) a ke zvětšení přechodového rádiusu R_2 z 30 mm na 40 mm. Úprava úkosu a rádiusu R_2 si vyžádala zvětšení vnějšího průměru příruby d_7 a úpravu některých prvků traverzy.

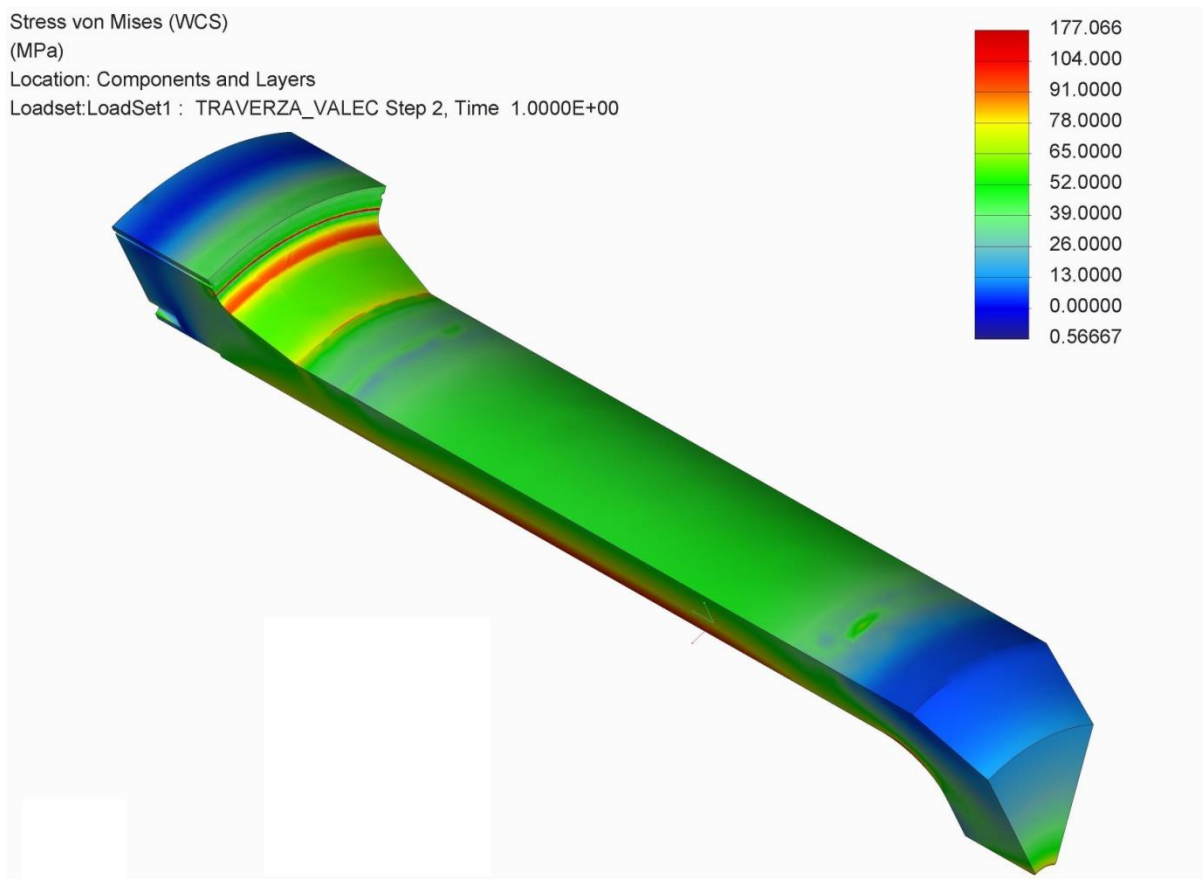


Obrázek 8-22 - Upravený model sestavy válce a traverzy

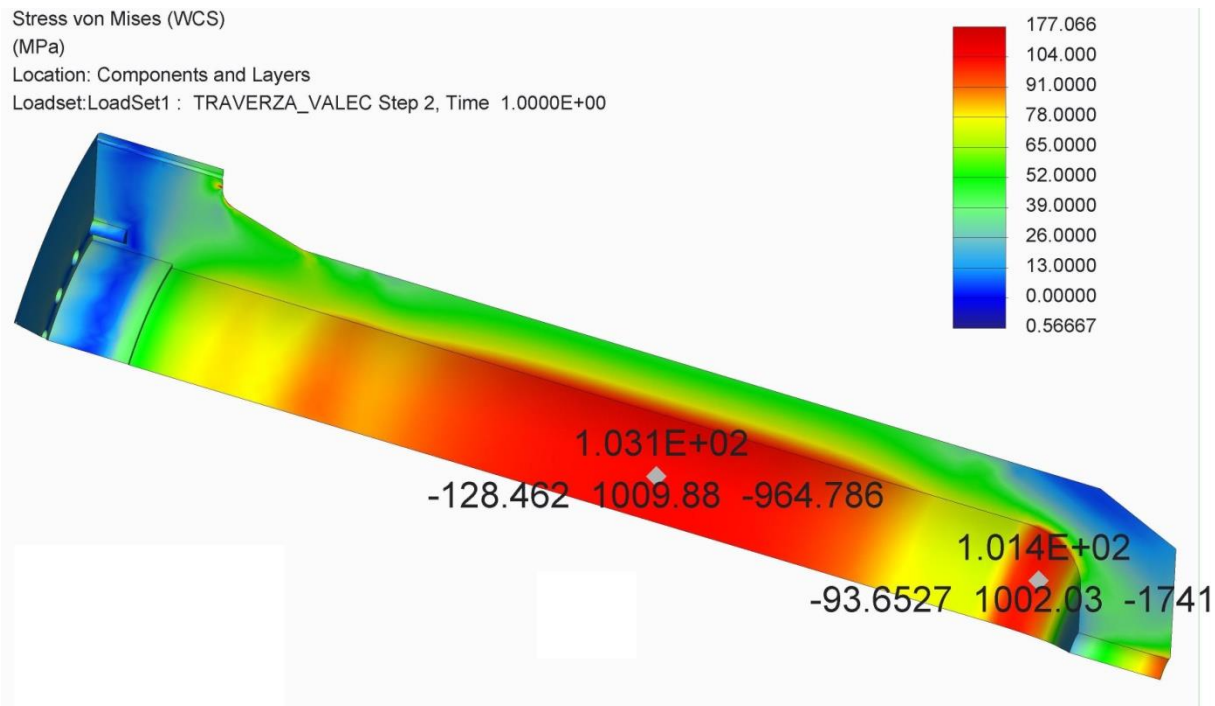
8.3.5 Výsledky analýzy modelu válce po úpravě

Na Obrázcích 8-24 a 8-25 je možné vidět, že díky úpravám úkosu a rádiusů došlo k rovnoměrnějšímu rozložení mechanického napětí, jehož hodnota tak už v upravených oblastech nepřekračuje dovolenou mez (104 MPa).

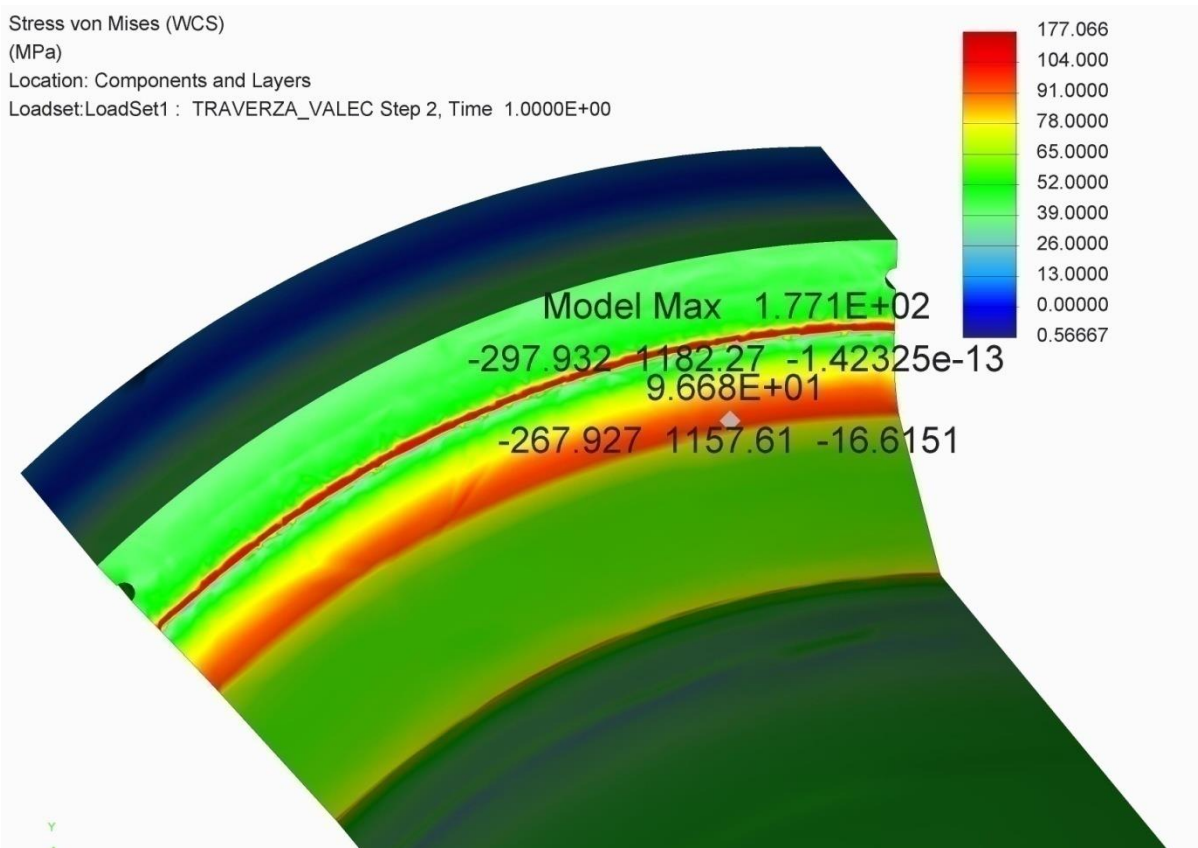
Zvětšení menšího průměru opření příruby o traverzu došlo v tomto místě ke snížení napětí, které však podle výpočtu stále překračuje napětí dovolené. Výsledky výpočtu v této oblasti však nelze považovat za dostatečně vypovídající. Další zjemňování síťování v místě opření vedlo ke vzniku ještě většího napětí, což ukazuje, že se jedná o oblast singularit. Detailní Obrázek 8-26 znázorňuje, že podle výpočtu nedošlo k rovnoměrnému rozložení napětí po celém obvodu. V reálném stavu k rovnoměrnému rozložení dojde, takže maximální hodnota napětí bude nižší. Vznikající napětí by bylo případně možné snížit použitím odlehčujícího prvku v traverze. S ohledem k těmto skutečnostem a k tomu, že vzniklé napětí bude pod mezí kluzu materiálu (260 MPa), byl upravený návrh válce vyhodnocený jako vyhovující.



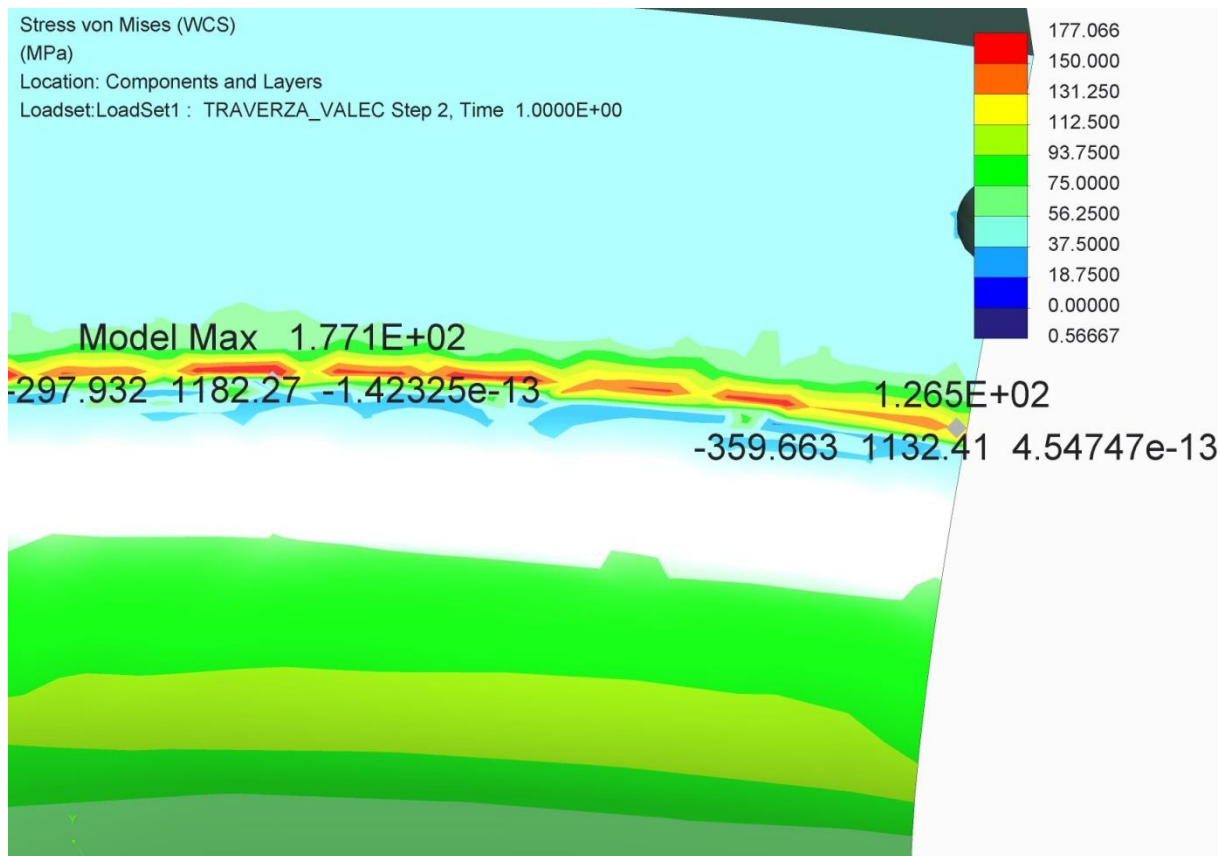
Obrázek 8-23 - Průběh napětí ve válci po úpravě



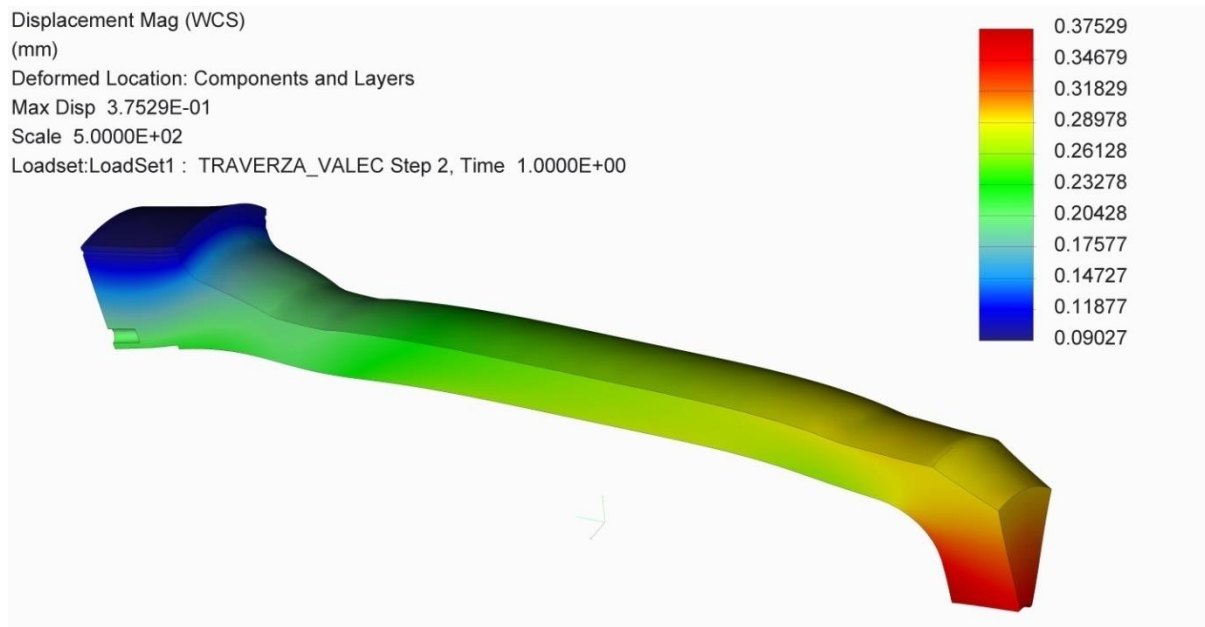
Obrázek 8-24 - Hodnoty napětí na vnitřních plochách válce po úpravě



Obrázek 8-25 - Průběh napětí v přírubě válce a jejím přechodu po úpravě



Obrázek 8-26 - Napětí v místě opření příruby o traverzu



8-27 - Celkové posunutí upraveného válce v mm 500x zvětšené

9 Závěr

Po stručném představení historického vývoje vytlačovacích lisů a rešerši současného stavu byla představena klasifikace lisů pro vytlačování. U jednotlivých konstrukčních řešení lisů a způsobů vytlačování je zmíněno jejich využití, přednosti a nedostatky. První část práce uzavírá popis základních vlastností a funkcí důležitých částí lisu zobrazených na kinematickém schématu dvousloupové varianty lisu pro přímé vytlačování.

Pro výpočet byl jako základní konstrukční uzel vybrán hlavní hydraulický pohon lisu. Ze zadaných hodnot provozního tlaku, lisovací síly a dostupných plunžrových ucpávek byl navržen vnější průměr plunžru a podle teorie silnostěnných nádob také jeho vnitřní průměr. Podle rozměrů plunžru a těsnění byl navržen hydraulický válec, kde se opět uplatnilo použití teorie silnostěnných nádob pro stanovení vnějšího průměru válce.

Plunžrové ucpávky sloužící k utěsnění prostoru mezi plunžrem a válcem jsou zajištěny pomocí příruby upevněné k válci pomocí závrtných šroubů. Šrouby a příruba o rozměrech stanovených normou byly překontrolovány pevnostním výpočtem. Podle výpočtu ve šroubech vzniká napětí 255,2 MPa, čímž dochází k překročení dovoleného napětí 215,6 MPa. Po zvýšení počtu šroubů z 20 na 24 došlo ke splnění podmínky maximálního dovoleného napětí. V přírubě ucpávek k překročení dovoleného napětí 142 MPa nedošlo.

V poslední části práce byl na 3D modelech navrženého plunžru a válce proveden kontrolní výpočet metodou konečných prvků pomocí softwaru Creo Parametric 3.0. Pro zpřesnění výpočtu byly navíc vytvořeny přibližné modely traverzy a opěrné desky razníku. U plunžru bylo podle výsledku analýzy nutné přidat pouze dva přechodové rádiusy do míst, kde došlo k překročení dovoleného napětí 152 MPa. Na hydraulickém válci došlo k větším úpravám. Pro splnění podmínky dovoleného napětí o hodnotě 104 MPa musel být poměrně výrazně upraven konstrukční úkos mezi přírubou a vnější stěnou válce a na něj navazující přechodový rádius byl také zvětšen. Dále došlo ke zvětšení přechodového rádiusu mezi dnem a vnitřní stěnou válce. Špička napětí, převyšující mez dovoleného napětí vznikající v místě dosednutí na přírubu, je způsobena nepřesností výpočtu. Za předpokladu použití odlehčujícího prvku na traverze, byl návrh válce vyhodnocen jako vyhovující. Ve vložené příloze je výkres sestavy válce a plunžru se základními navrženými rozměry.

Z výsledků MKP výpočtu vyplývá, že vztahy z klasické analytické pružnosti použité pro výpočet tloušťky stěn plunžru a válce jsou velmi přesné. Dokazují to maximální hodnoty napětí ve stěně válce (103,1 MPa) a plunžru (147,9 MPa) získané MKP výpočtem, které leží velmi blízko pod hodnotami dovolených napětí obou součástí (104 MPa a 152 MPa). K překročení dovoleného napětí došlo v místech konstrukčních prvků sloužících právě pro plynulejší rozložení napětí. Rozměry těchto prvků byly určeny praxí získanými vzorci a poučkami vytvořenými v závodě Škoda Plzeň. Ve vzorcích však nemohou být zohledněny úplně všechny faktory podílející se na velikosti a průběhu napětí. Proto je vhodné oblasti, ve kterých může dojít ke koncentraci napětí, ověřit, případně upravit právě MKP výpočtem. Na druhou stranu je třeba pamatovat, že i softwarové výpočty mají své nedostatky, a je nutné je při vyhodnocování výsledků zohlednit.

10 Použité zdroje

- [1] ČECHURA, Milan a Jiří STANĚK. *Tvářecí stroje: hydraulické lisy*. Plzeň: Západočeská univerzita, 1999. ISBN 80-7082-480-8.
- [2] Čechura, Milan, Hlaváč, Jan a Staněk, Jiří. *Konstrukce tvářecích strojů*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015. ISBN 978-80-261-0513-8.
- [3] SHEPPARD, T. *Extrusion of Aluminium Alloys*. Boston: Springer Science & Business Media, 1999
- [4] BAUSER, M., SAUER, G., SIEGERT, K. *Extrusion: Second edition*. Ohio: ASM International, 2006
- [5] ALTAN, Taylan., Soo-Ik. OH a H. L. GEGEL. *Metal forming: fundamentals and applications*. Metals Park, OH: American Society for Metals, c1983. ISBN 0871701677.
- [6] BOLJANOVIC, V. *Metal shaping processes*. New York: Industrial Press, 2009
- [7] SAHA, Pradip. *Aluminium Extrusion Technology*. Ohio: ASM International, 2000
- [8] JOSEPH, Davis. *Aluminium and Aluminium Alloys*. Ohio: ASM International, 1993
- [9] CHANDRAMOULI, R. Types of extrusion and extrusion equipment [Online]. Thanjavur: SASTRA University. [Citace: 10. 12. 2017]. Dostupné z: http://nptel.ac.in/courses/112106153/Module%205/Lecture%201/Module_5_Extrusion_Lecture_1.pdf
- [10] Extrusion Process. In: *Industrialextrusionmachinery* [Online] . [Citace: 12. 11. 2017]. Dostupné z: <http://www.industrialextrusionmachinery.com/index.html>
- [11] History of Aluminum Extrusion. In: *Framing Tech* [Online] . [Citace: 9. 10. 2017]. Dostupné z: <https://www.framingtech.com/history-of-aluminum-extrusion/>
- [12] Hydraulic Press. In: *Old Book Illustration* [Online] . [Citace: 9. 10. 2017]. Dostupné z: <https://www.oldbookillustrations.com/wp-content/high-res/1885-1891/hydraulic-press-1600.jpg>
- [13] Metal Extrusion. In: *The Library of Manufacturing* [Online] . [Citace: 25. 10. 2017]. Dostupné z: <http://thelibraryofmanufacturing.com/extrusion.html#top>
- [14] Machines for solid metal forming. In: DONAR. MESSE [Online] . [Citace: 1. 12. 2017]. Dostupné z: <http://donar.messe.de/exhibitor/hannovermesse/2017/L509094/hydraulic-presses-eng-107622.pdf>
- [15] Hydraulic Presses. In: *Czech-presses* [Online] . [Citace: 9. 10. 2017]. Dostupné z: <http://www.czech-presses.eu/hydraulic-presses.htm>
- [16] Extrusion Presses. In: *Macrodyne* [Online] . [Citace: 10. 10. 2017]. Dostupné z: <http://www.macrodynepress.com/hydraulic-presses/extrusion-presses/>
- [17] Extrusion Presses. In: *Presezzi Extrusion* [Online] . [Citace: 10. 10. 2017]. Dostupné z: <http://www.presezziextrusion.com/gallery.html>
- [18] Pressing Processes. In: *SMS group* [Online]. [Citace: 11. 10. 2017]. Dostupné z: <https://www.sms-group.com/plants/all-plants/>
- [19] Akumulátory tlaku, multiplikátory [Online] . Příbram. [Citace: 10. 11. 2017]. Dostupné z: http://www.spspb.cz/wp-content/uploads/dumy/str/VY_32_INOVACE_BE_STR_09.pdf

[20] Podklady k předmětu Konstrukce tvářecích strojů na Západočeské univerzitě v Plzni