

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B0715A270013 – Strojní inženýrství
Studijní specializace: Konstruování strojů a technických zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh čtyřsloupového hydraulického lisu pro přímé vytlačování

Autor: **Pavel KASTL**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jiří STANĚK, CSc.**

Akademický rok 2021/2022

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2021/2022

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Pavel KASTL**
Osobní číslo: **S19B0792P**
Studijní program: **B0715A270013 Strojní inženýrství**
Specializace: **Konstruování strojů a technických zařízení**
Téma práce: **Návrh čtyřsloupového hydraulického lisu pro přímé vytlačování**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

1. Historie hydraulických vytlačovacích lisů, rešerše současného stavu
2. Základní rozdělení a parametry hydraulických vytlačovacích lisů
3. Základní výpočty konstrukčních uzlů
4. Návrh rámu a kontejneru lisu
5. Zhodnocení výsledků práce, závěr

Rozsah bakalářské práce: **30 až 40 stran**
Rozsah grafických prací: **Výrobní výkres, výkres sestavy**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

STANĚK, Jiří. Základy stavby výrobních strojů : tvářecí stroje. Plzeň: ZČU, 2004. ISBN 80-7082-738-6.
ČECHURA, Milan, HLAVÁČ, Jan, STANĚK, Jiří. Konstrukce tvářecích strojů. Učební text pro bakalářské i navazující magisterské studium. Plzeň: ZČU RUDOLF, Bedřich a KOPECKÝ, Miloslav. Tvářecí stroje-
Základy výpočtů a konstrukce. Praha: SNTL, 1982

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

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2021**
Termín odevzdání bakalářské práce: **28. května 2022**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

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

V Plzni dne 16. října 2021

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 Kastl	Jméno Pavel	
STUDIJNÍ PROGRAM	B0715A270013 Strojní inženýrství		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Staněk, CSc.	Jméno Jiří	
PRACOVISŤE	ZČU - FST – KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh čtyřsloupového hydraulického lisu pro přímé vytlačování		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2022
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	56	TEXTOVÁ ČÁST	53	GRAFICKÁ ČÁST	3
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<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. Dále popisuje základní výpočty konstrukčních uzlů hydraulického vytlačovacího lisu. Nakonec se zabývá návrhem a technickými výpočty kontejneru. Navržený kontejner je zkontrolován 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, kontejner, MKP</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Pavel	Name Kastl	
STUDY PROGRAMME	B0715A270013 Mechanical Engineering		
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 a four-column hydraulic press for direct extrusion		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKS	SUBMITTED IN	2022
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	56	TEXT PART	53	GRAPHICAL PART	3
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The bachelor thesis deals with the description of hydraulic extrusion presses and extrusion processes. It also describes the basic calculations of the structural nodes of a hydraulic extrusion press. Finally, it deals with the design and technical calculations of the container. The designed container is checked using the finite element method.
KEY WORDS	Hydraulic press, extrusion, forming, extrusion container, FEM

Poděkování

Touto formou bych rád poděkoval především vedoucímu práce doc. Ing. Jiřímu Staňkovi, CSc. za cenné rady a vždy vstřícné jednání. Dále bych chtěl poděkovat doc. Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D. za pomoc s MKP výpočty.

Obsah

1	Úvod.....	3
2	Historie	4
3	Současný stav	7
3.1	TS Plzeň a.s.	7
3.2	SMS Group	8
3.3	Macrodyne	10
4	Základní rozdělení hydraulických vytlačovacích lisů	11
4.1	Podle způsobu vytlačování	12
4.1.1	Přímé vytlačování.....	12
4.1.2	Nepřímé vytlačování	14
4.2	Podle konstrukčního provedení	16
4.2.1	Horizontální provedení.....	16
4.2.2	Vertikální provedení.....	16
4.3	Podle konstrukce rámu	16
4.4	Podle teploty vytlačovaného materiálu.....	17
4.4.1	Vytlačování za tepla	17
4.4.2	Vytlačování za studena.....	17
4.5	Podle profilu vytlačovaného materiálu.....	19
4.5.1	Plný profil.....	19
4.5.2	Dutý profil	19
5	Kinematické schéma stroje.....	21
5.1	Zadní a přední traverza, sloupy	21
5.2	Hlavní válec, pracovní plunžr.....	21
5.3	Kontejner	21
5.4	Razník.....	21
5.5	Matrice.....	21
5.6	Nůžky.....	22
6	Návrh základních rozměrů vybraných součástí lisu.....	23
6.1	Návrh pracovního plunžru, pístu zpětného pohonu a pístu pohonu kontejneru	23
6.2	Návrh hlavního válce, zpětného válce a válce pohonu kontejneru.....	26
6.3	Návrh sloupů.....	30
6.4	Návrh dělené matice	33
7	Návrh kontejneru.....	34

7.1	Úvod do problematiky kontejnerů	34
7.2	Návrh rozměru jednotlivých vrstev kontejneru:	37
7.3	Výpočet maximálního možného vnitřního tlaku p_1	39
7.4	Návrh přesahů jednotlivých částí kontejneru	41
7.5	Kontrola kontejneru pomocí metody konečných prvků (MKP)	42
7.6	Jednoplášťový kontejner	46
7.7	Dvouplášťový kontejner	48
8	Model navrženého čtyřsloupového hydraulického lisu pro přímé vytlačování	50
9	Závěr	52
10	Seznam použitých zdrojů	53

Volně vložené přílohy:

BP KKS 2022 – 100 – Sestava čtyřsloupového hydraulického lisu pro přímé vytlačování

1 Úvod

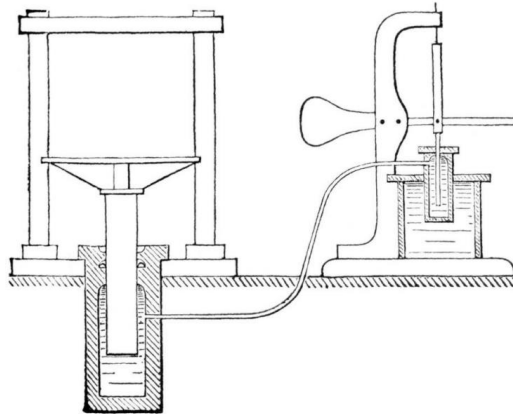
Vývoj tvářecích strojů je nerozlučně spjat s vývojem poznání lidské společnosti. Jakmile lidstvo poznalo možnosti využití kovů, začal člověk postupně rozvíjet i hutní technologie. Vývoj se ubíral od nejjednodušších metod ručního kování s využitím lidské síly, přes primitivní padací buchary, kde je využívána pro tváření kinetická energie padajícího beranu. První zmínky o zpracování železa ručním kovááním pochází již od Homéra (druhá polovina 8. stol. Př. Kr.) [1]. Přesuneme-li se o několik set let do předu do 19. století, kdy se jako pohon tvářecích strojů začal používat hydraulický lis. Tento pokrok otevřel dveře mnohým hutním technologiím, jako je vytlačování kovů.

Vytlačování kovů je proces, ve kterém je materiál vytlačován za vysokého tlaku skrz nástroj, který dává výlisku požadovaný tvar. Významného postavení v průmyslu polotovarů dosáhl tento proces ve dvacátém století. Využíval se hlavně pro výrobu tyčí, drátů, trubek a profilů z hliníkových a měděných slitin. V menší míře se tímto způsobem vyrábí také nerezové trubky, ocelové profily a polotovary z jiných kovů. K vytlačování je zapotřebí hydraulický vytlačovací lis, jehož čtyřsloupová varianta je předmětem této bakalářské práce.

Cílem práce je seznámit čtenáře se základními principy vytlačování, historickým vývojem, různými konstrukčními provedeními vytlačovacích lisů a také s moderními trendy dnešních vytlačovacích lisů. Po úvodní části se práce zabývá návrhem základních rozměrů vybraných součástí vytlačovacího lisu. Poslední a hlavní částí práce je návrh tříplášťového kontejneru. Analytické výpočty kontejneru jsou softwarově ověřeny metodou konečných prvků (MKP). Navržený tříplášťový kontejner je nakonec porovnán s jednoplášťovou a dvouplášťovou konstrukční variantou kontejneru.

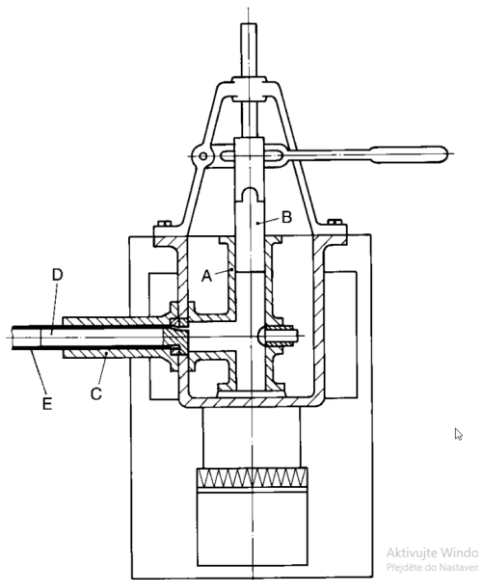
2 Historie

V 18. století bylo pro pohon tvářecích strojů využito hydrauliky. Známý je anglický patent č. 2405 hydraulického lisu od J. Bramaha, který byl udělen v roce 1795. Jednalo se o hydraulický lis opatřený ručním čerpadlem. Angličan Joseph Bramah vyšel z principu o rovnoměrném šíření tlaku v kapalinách, objeveného Blaisem Pascalem r. 1660, a vynalezl hydraulický lis. Velkou předností těchto hydraulických tlakových zařízení oproti mechanickým pákovým a šroubovým mechanismům je možnost jejich snadného ovládnutí na dálku. [2]



Obrázek 2-1 - Hydraulický lis na ruční pohon (J. Bramah, 1795) [3]

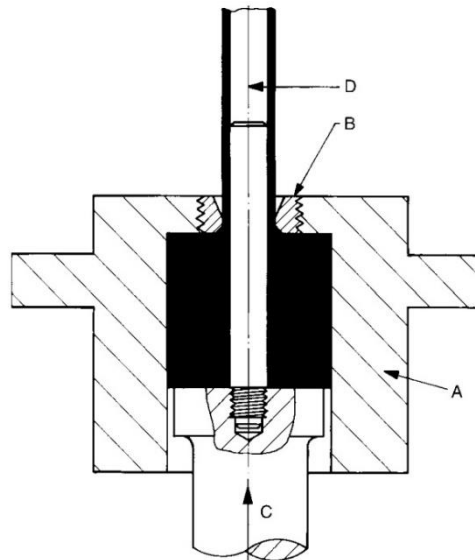
První proces vytlačování si nechal v roce 1797 patentovat již zmíněný Joseph Bramah. Vyráběl trubky vytlačováním olova a jiných měkkých kovů skrz matrici za pomoci ručně poháněného plunžru. Čisté olovo se taví při 327 °C a většina jeho slitin má i nižší teploty tání, proto je olovo možné tvarovat nízkými tlaky i při 80 °C. Olovo bylo jediným významným materiálem využívaným k vytlačování až do konce 19. století. Mnohé významné prvky vytlačovacího procesu používané dnes byly vyvinuty během tohoto období. [4]



Obrázek 2-2 - Ruční lis na olověné trubky (J. Bramah, 1797) [4]

A – tavicí komora, B – plunžr, C – podpora trubky, D – trn, E – vytlačená trubka

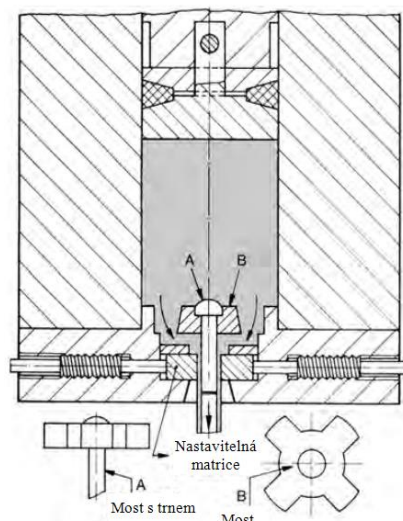
První známý návrh (svislého) hydraulického vytlačovacího lisu na olověné trubky vyvinul Angličan Thomas Burr v roce 1820. Skládal se z kontejneru, vytlačovacího dřívku s obrobenou lisovací podložkou, závitového trnu a vyměnitelné matrice. Anglie hrála vedoucí roli v oblasti procesu vytlačování a v mnoha strojírenských oborech. Olověné trubky se tam začaly poměrně brzy používat pro vodovodní potrubí. Mezi významné anglické vynálezy z 19. století patří matrice s mostem, hydraulický akumulátor, plynem vyhříváný kontejner a proces nepřímého vytlačování. [4]



Obrázek 2-3 - První hydraulický lis na vytlačování olověných trubek (Th. Burr, 1820) [4]

A – kontejner, B – vyměnitelná matrice, C – razník s obrobenou lisovací podložkou a závitovým trnem, D – vytlačovaná trubka

Za zmínku stojí I. a C. Hansonovi, kteří, už v roce 1837 vyráběli olověné trubky z pevného polotovaru prostřednictvím vícedílné matrice s mostem a vyměnitelné lisovací podložky. [4]



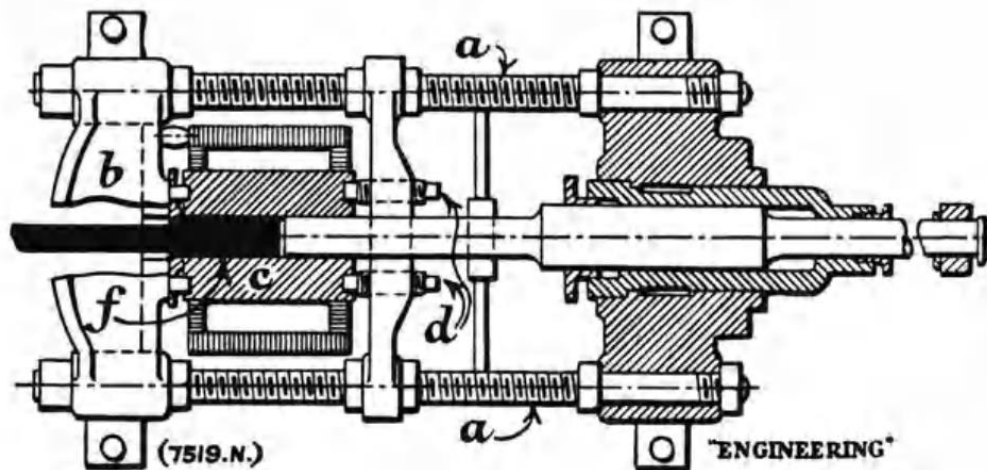
Obrázek 2-4 - První matrice s mostem (I. a C. Hansonovi, 1837) [4]

A – trn, B – most

První dvouplášťový kontejner vyhříváný plynem byl vyvinut Hammonem v roce 1867.

Začátek elektrifikace otevřel nový trh s olovem jako materiálem pro opláštění kabelů. První lis na opláštění kabelů vyrobil Borell v roce 1879, ve kterém bylo olovo vytlačováno přímo na jádro kabelu. Proces byl vylepšen v roce 1882 Wernerem von Siemensem. [4]

Pokročilý stav, do kterého se vytlačování olova dostalo a výhody, které tento proces nabízel, přirozeně zaměřily pozornost na možnost využití vytlačování pro jiné kovy s lepšími mechanickými vlastnostmi jako jsou např. slitiny mosazi. Nízká plasticita mosazných slitin vyžadovala zvýšení teploty až na 600 °C a také zvýšení vytlačovací síly. Nejenže nastal požadavek na výkonnější lis, ale také na ostatní součásti vytlačovacího lisu, které by tyto teploty a tlaky vydržely. Alexandr Dick tyto překážky překonal a je proto právem považován za „otce vytlačování“. První patent za vytlačovací lis získal A. Dick v roce 1894. Na jeho geniálních vynálezech byl položen základ moderního vytlačování za tepla, které se nyní rozšířilo daleko za svá původní omezení až do stadia, kdy je možné vytlačovat většinu technických slitin a neželezných kovů. Vytlačování se tímto stalo jedním z hlavních procesů zpracování kovů. Na Obr 2-5 je znázorněn jeden z prvních Dickovo návrhů hydraulického horizontálního vytlačovacího lisu. Do značné míry se podobá dnešním moderním lisům. [5]



Obr 2-5 - Horizontální hydraulický lis pro vytlačování za tepla (A. Dick) [5]

Dvě traverzy spojené čtyřmi sloupy (a) tvoří rám lisu. Zadní traverza (b) slouží také jako opora pro matrici. Plynem nebo koksem vyhřívaný kontejner (c) je polohován a fixován šrouby (d). Materiál válcového tvaru (f) je přehřát a následně vložen do kontejneru. Rzník s lisovací podložkou vytlačí materiál skrz matrici o požadovaném tvaru.

3 Současný stav

V dnešní době působí na trhu mnoho výrobců vytlačovacích lisů z celého světa. Konstrukce těchto lisů se zásadním způsobem neliší od lisů z minulého století. Při konstruování se více dbá na bezpečnost, ergonomii, ekologii, nízkou spotřebu energií a také na design. Dochází k automatizaci celého procesu a tím ke zvýšení efektivity výroby.

V následujících podkapitolách jsou uvedeni někteří výrobci vytlačovacích lisů.

3.1 TS Plzeň a.s. [6]

Společnost TS Plzeň. a.s. byla ještě do nedávna celosvětově uznávaným výrobcem primárně kovací lisů a válcoven, ale také vytlačovacích lisů. První vytlačovací lis byl vyroben roku 1915 a sloužil pro vytlačování grafitu. Později následovaly lisy pro vytlačování mědi, hliníku a oceli. Vyráběly se dvě řady vytlačovacích lisů. Řada CXT, která byla navržena na vytlačování trubek, a řada CXP určena pro výrobu profilů.

Tabulka 1 – Hlavní technické parametry lisů CXP [6]

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	0,78
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

Tabulka 2 – Hlavní technické parametry lisů CXT [6]

TYP LISU	CXT 630	CXT 1250	CXT 1600	CXT 2000	CXT 3200
Pracovní tlak [MPa]	25				
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
Rychlost vytlačování [mm/s]	0 ÷ 50				

3.2 SMS Group [7]

SMS Group je německá firma, založena roku 1871, patří k významným světovým výrobcům vytlačovacích lisů. A to díky inovativnímu designu rámu v kombinaci s pokročilým energeticky efektivním hydraulickým systémem a sofistikovaným softwarem pro řízení celého procesu. Nabízí lisy jak pro přímé a nepřímé vytlačování, tak na vytlačování trubek.

Nabízí také inovativní generaci vytlačovacích lisů HybrEx®, která disponuje vysoce energeticky efektivní produkcí. Pohonný systém tohoto lisu využívá primárně servomotorů, které jsou efektivnější, rychlejší a přesnější než hydromotory. Hydraulická síla je využita pouze na vysoké síly v procesu samotného vytlačování.

Tabulka 3 – Technické parametry lisů pro přímé vytlačování firmy SMS Group [7]

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



Obrázek 3-1 – Vytlačovací lis HybrEx® firmy SMS Group [7]

3.3 Macrodyne [8]

Společnost Macrodyne Technologies Inc. je kanadský výrobce vysoce kvalitních hydraulických lisů pro vysoké zatížení do 20 000 tun, plně automatizované hydraulické lisovací linky a zařízení pro manipulaci s matricemi. Vyrábí hydraulické vytlačovací lisy pro aplikace za tepla i za studena pro výrobu široké škály dílů vyrobených z různých slitin, včetně několika druhů oceli, hliníku, mědi, zirkonia a dalších. Tyto hydraulické vytlačovací lisy se obvykle dodávají s monolitickými nebo čtyřsloupovými styly rámu lisu a jsou dostupné v provedení o vytlačovací síle 900 t nebo 1200 t. Dostupné jsou také v několika konfiguracích včetně horizontálního a vertikálního provedení.



Obrázek 3-2 - Horizontální vytlačovací linka 900 t firmy Macrodyne [8]

4 Základní rozdělení hydraulických vytlačovacích lisů

1. Podle způsobu vytlačování

- Přímé vytlačování
- Nepřímé vytlačování

2. Podle konstrukčního provedení

- Horizontální provedení
- Vertikální provedení

3. Podle konstrukce rámu

- Dvousloupové
- Třísloupové
- Čtyřsloupové

4. Podle teploty vytlačovaného materiálu

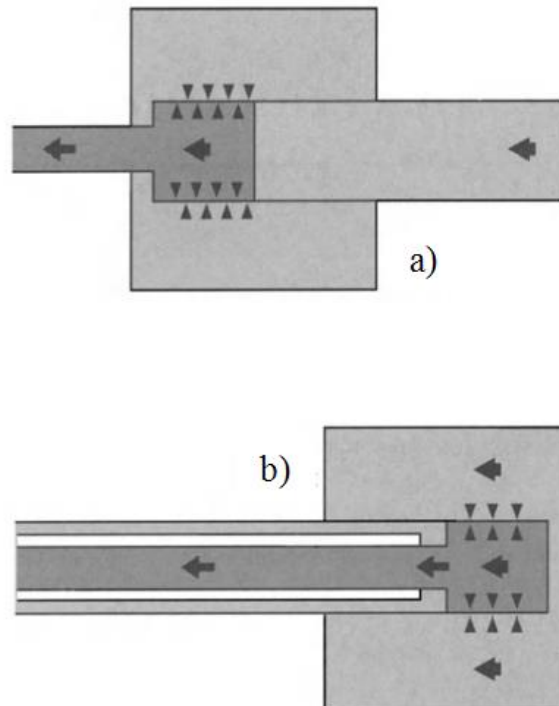
- Vytlačování za tepla
- Vytlačování za studena

5. Podle profilu vytlačovaného materiálu

- Plný profil
- Dutý profil

4.1 Podle způsobu vytlačování

Existují dva základní typy vytlačování, a to vytlačování přímé a nepřímé. U přímého vytlačování dochází k relativnímu pohybu mezi materiálem a kontejnerem, část vytlačovací síly je tedy spotřebována na překonání třecích sil mezi materiálem a stěnou kontejneru. Zatímco u nepřímého vytlačování k tomuto relativnímu pohybu mezi materiálem a kontejnerem nedochází, to má za následek rozdílné tečení materiálu a menší vytlačovací síly. [5]



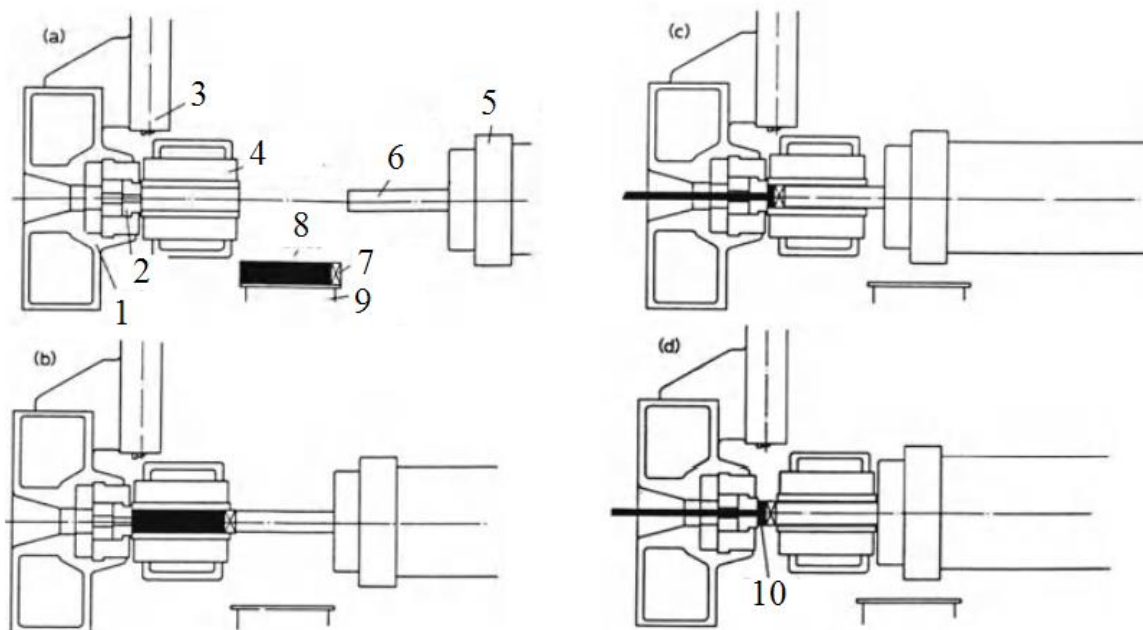
Obrázek 4-1 – Schéma vytlačování [5]
a) přímé, b) nepřímé

4.1.1 Přímé vytlačování

Více využívanou metodou je přímé vytlačování. Důvodem jsou problémy při konstrukci razníku pro nepřímé vytlačování a také možnost větších rozměrů vylisku při přímém vytlačování. [5]

Žhavý materiál se vloží do kontejneru a za ním se vloží lisovací podložka. Následně se začne pohybovat pracovní plunžr s lisovacím razníkem vpřed. Razník začne, pomocí lisovací podložky, vytlačovat žhavý materiál z kontejneru skrz matici.

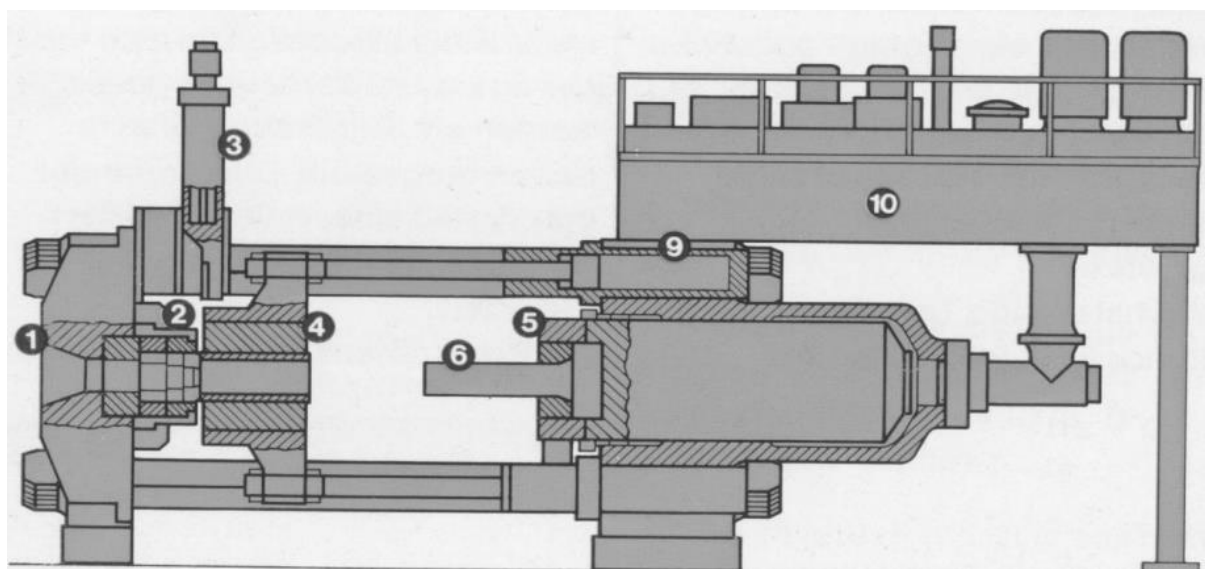
Materiál nejprve vytéká ze zdravého jádra polotovaru. Vměstky a struska na povrchu jsou zadržovány vlivem tření mezi materiálem a povrchem kontejneru a tím zůstávají v nedolisku, čímž získáváme kvalitnější vylisek. Zmíněné tření materiálu o stěny kontejneru zapříčiní větší vytlačovací síly než je tomu u vytlačování nepřímého. [9]



Obrázek 4-2 – Fáze přímého vytlačování [5]

(a) vkládání sochoru do vytlačovacího lisu, (b) začátek vytlačování,
(c) konec vytlačování, (d) odjetí kontejneru od matrice a ustříhnutí nedolisku

1 – zadní traverza, 2 – matrice, 3 – nůžky, 4 – kontejner, 5 – pracovní plunžr, 6 – razník,
7 – lisovací podložka, 8 – sochor, 9 – nakladač sochoru, 10 – nedolisek

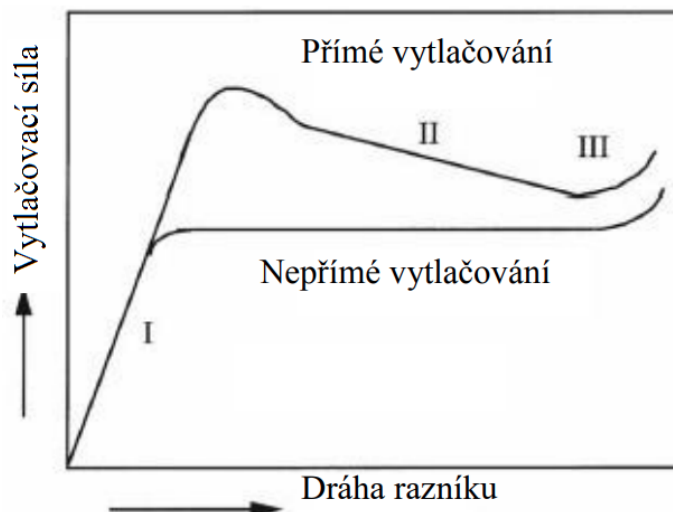


Obrázek 4-3 – Vytlačovací lis pro přímé vytlačování plných profilů firmy SMS Hasenclever [9]

1 – zadní traverza, 2 – matrice, 3 – nůžky, 4 – kontejner, 5 – pracovní plunžr, 6 – razník,
9 – válec pro pohon kontejneru, 10 – olejové hospodářství a řídicí systém lisu

4.1.2 Nepřímé vytlačování

Nepřímé vytlačování, jak již bylo zmíněno v úvodu, se vyznačuje tím, že nedochází k tření mezi materiálem a stěnou kontejneru. Potřebné vytlačovací síly jsou proto vždy menší, než je tomu u vytlačování přímého, jak je znázorněno na Obr. 4-5. Toto snížení vytlačovací síly může být až o 50 %. Výhody nepřímého vytlačování jsou částečně spojeny s nižšími vytlačovacími silami a částečně s rovnoměrnějším tokem materiálu v důsledku absence relativního pohybu mezi materiálem a kontejnerem. [5]



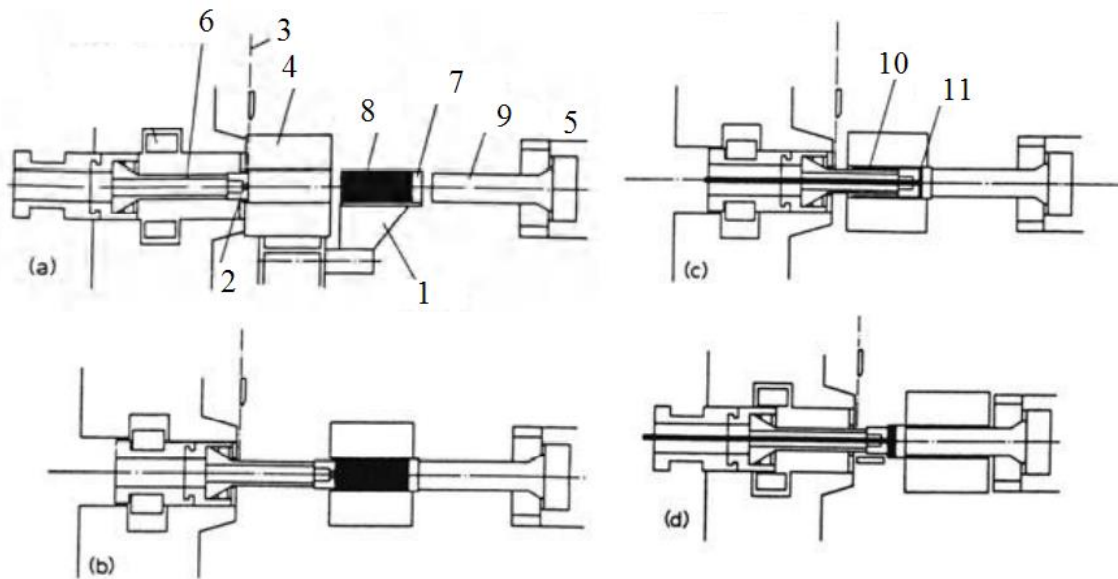
Obrázek 4-4 – Závislost vytlačovací síly na dráze razníku u přímého a nepřímého vytlačování [5]

Hlavní výhody nepřímého vytlačování [5]:

- Dochází ke snížení maximální vytlačovací síly o 25–50 %.
- Nevyužitou vytlačovací sílu, která je k dispozici, lze využít buď k vytlačování menších průřezů nebo ke snížení teploty sochoru, což umožní větší vytlačovací rychlosti.
- Mezi sochohem a kontejnerem nevzniká třením žádné teplo, a proto dochází k menšímu nárůstu teploty na povrchu sochoru při konečné fázi vytlačování. Díky tomu je při nepřímém vytlačování menší tendence k povrchovému praskání a lze použít výrazně vyšší rychlosti vytlačování.
- Životnost nástrojů se zvyšuje, zejména vnitřní nádoby kontejneru, díky téměř úplné absenci tření.
- Dochází k rovnoměrnější deformaci celého průřezu sochoru bez tendence ke vzniku vad.

Ačkoli se zdá, že je absence tření velkou výhodou nepřímého vytlačování, způsobuje velký problém, a to, že vmětsky a struska na povrchu sochoru nezůstávají v kontejneru ve formě nedolisku, ale dostávají se do samotného výlisku, čímž zhoršují jeho kvalitu. Proto se musí používat už opracované sochory zbavené těchto povrchových vad. Další nevýhoda nepřímého vytlačování je omezenost plochy průřezu výlisku velikostí dutého razníku, ačkoli nedávný vývoj využití segmentovaných kotoučů uložených v pojistném kroužku tento problém překonává. Velkou nevýhodou je, že výlisek musí urazit celou délku dutého razníku, než je možné ho chladit. Z těchto důvodů nepřímé vytlačování nenašlo tak široké uplatnění jako vytlačování přímé. [5]

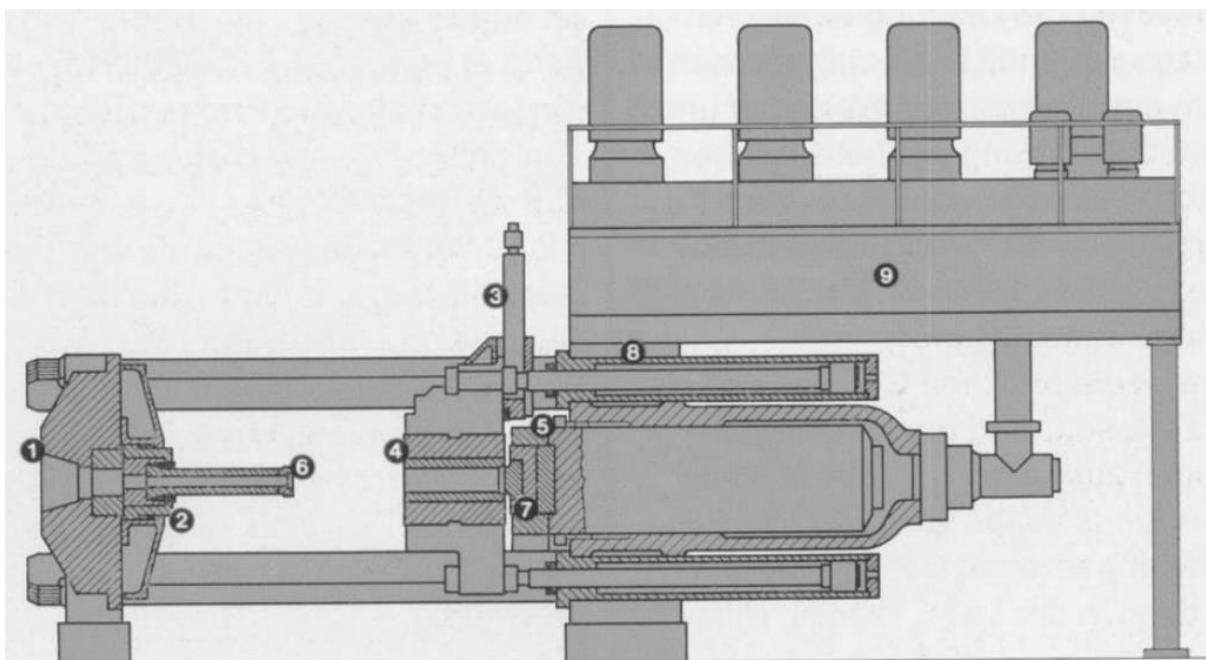
Pracovní plunžr tlačí na zátku kontejneru a tím tlačí kontejner s materiálem na matici. Materiál je nabírán maticí opřenu o dutý razník a vytéká dutým razníkem.



Obrázek 4-5 – Fáze nepřímého vytlačování [5]

(a) vkládání sochoru do vytlačovacího lisu, (b) začátek vytlačování,
(c) konec vytlačování, (d) odjetí kontejneru od matrice a ustříhnutí výlisku

1 – nakladač sochoru, 2 – matrice, 3 – nůžky, 4 – kontejner, 5 – pracovní plunžr,
6 – dutý razník, 7 – zátka kontejneru, 8 – sochor, 9 – razník, 10 – skořápka, 11 – nedolisek



Obrázek 4-6 – Vytlačovací lis pro nepřímé vytlačování plných profilů firmy SMS Hasenclever [9]

1 – zadní traverza, 2 – matrice, 3 – nůžky, 4 – kontejner, 5 – pracovní plunžr,
6 – dutý razník s matricí, 7 – zátka kontejneru, 8 – válec pro pohon kontejneru,
9 – olejové hospodářství a řídicí systém lisu

4.2 Podle konstrukčního provedení [9]

4.2.1 Horizontální provedení

Horizontální varianta vytlačovacích lisů se nejvíce využívá pro vytlačování za tepla. Razník se pohybuje horizontálně.

Výhody:

- Požadovaný prostor ve vertikálním směru je menší v porovnání s vertikálními lisy.

Nevýhody:

- Zajištění soustřednosti mezi lisovacím razníkem a maticí je náročné.
- Materiál ve spodní části kontejneru je více v kontaktu s povrchem kontejneru, a proto chladne rychleji než materiál v horní části. Následkem je nejednotná deformace.
- K zamezení odlišného ochlazování materiálu je zapotřebí vnitřně vyhřívaného kontejneru.

4.2.2 Vertikální provedení

Vertikální vytlačovací lisy se převážně využívají pro vytlačování za studena. Razník se pohybuje vertikálně.

Výhody:

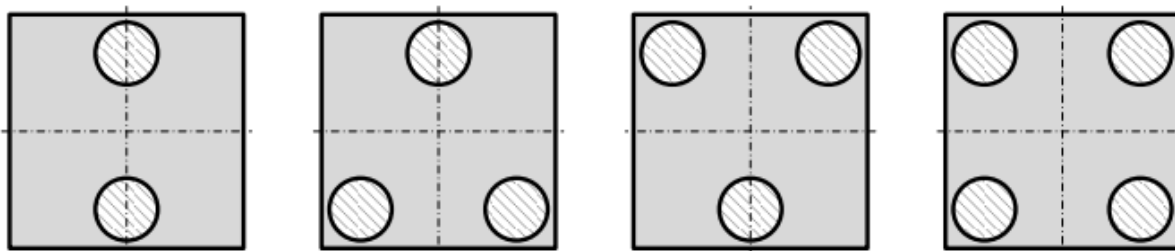
- Snadnější zajištění soustřednosti mezi lisovacím razníkem a maticí.
- Požadovaný zástavbový prostor je menší než u horizontálních lisů.
- Dochází k jednotnému ochlazování materiálu v kontejneru. Nastává symetricky jednotná deformace materiálu.

Nevýhody:

- Nutnost zajistit většího prostoru ve vertikálním směru.
- Nutnost podlahových jam pro vytlačování dlouhých produktů.

4.3 Podle konstrukce rámu

U vytlačovacích lisů se používají zejména sloupové konstrukce rámu. Rám může být dvousloupový, tříslopuvý (uspořádaný do „A“ nebo „V“) nebo čtyřsloupový. Skládá se z přední a zadní traverzy, které jsou spojeny kovanými sloupy v jeden celek. Sloupy jsou v traverzách předepruty nejčastěji pomocí dělených matic. Sloupy mohou být plné nebo vrtané. Rám výrobních stojů patří k základním stavebním prvkům, které nesou a vedou jednotlivé další stavební elementy stroje a podílí se v maximální míře na záchycování sil vznikajících při daném technologickém procesu. [1]



Obrázek 4-7 – Konstrukce rámu vytlačovacích lisů – (zleva) dvousloupový, tříslopuvý „A“, tříslopuvý „V“, čtyřsloupový [1]

4.4 Podle teploty vytlačovaného materiálu

4.4.1 Vytlačování za tepla

Vytlačování za tepla je proces, který využívá ohřev sochoru nad teplotou rekystalizace daného materiálu, což zabraňuje tvárnému zpevnění materiálu a současně usnadňuje protlačení materiálu přes matrici. Vytlačování za tepla se ve většině případů provádí na horizontálních hydraulických lisech s pracovní silou od 250 do 12 000 tun. Běžně vznikají tlaky v rozsahu 30 – 700 MPa, proto se používá mazání matrice, a to olejem nebo grafitem při nižších teplotách nebo skleněným práškem při teplotách vyšších. Nevýhodou tohoto procesu jsou vysoké pořizovací a udržovací náklady na strojní vybavení. [10]

Tabulka 4 - Teploty používaných materiálů 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

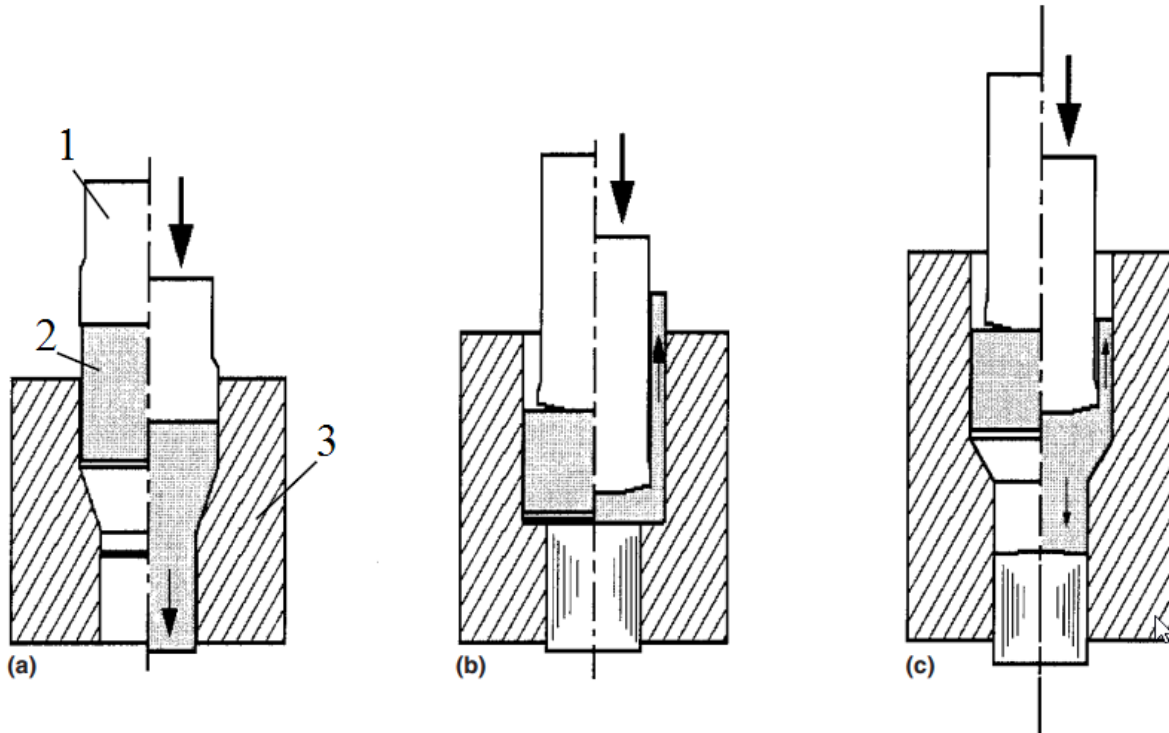
Proces vytlačování za tepla se používá k výrobě polotovarů ve formě tyčí, pásků, plných i dutých profilů, trubek i drátů. Dalším využitím tohoto procesu je opláštění elektrických kabelů olovem nebo hliníkem. Vytlačování za tepla také umožňuje vyrábět polotovary na bázi práškové metalurgie, kompozitních materiálů nebo plátovaných kompozitů s kombinacemi materiálů např. hliník + měď nebo hliník + ocel. [4]

4.4.2 Vytlačování za studena

Vytlačování za studena se provádí za pokojové teploty nebo v její blízkosti. Během vytlačování však materiál prochází deformačním ohřevem (přeměna deformační práce na teplo). Výhoda oproti vytlačování za tepla je to, že nedochází k oxidaci, výrobek má vyšší pevnost, dosahuje se přesnějších tolerancí a lepší kvality povrchu výrobku. [11]

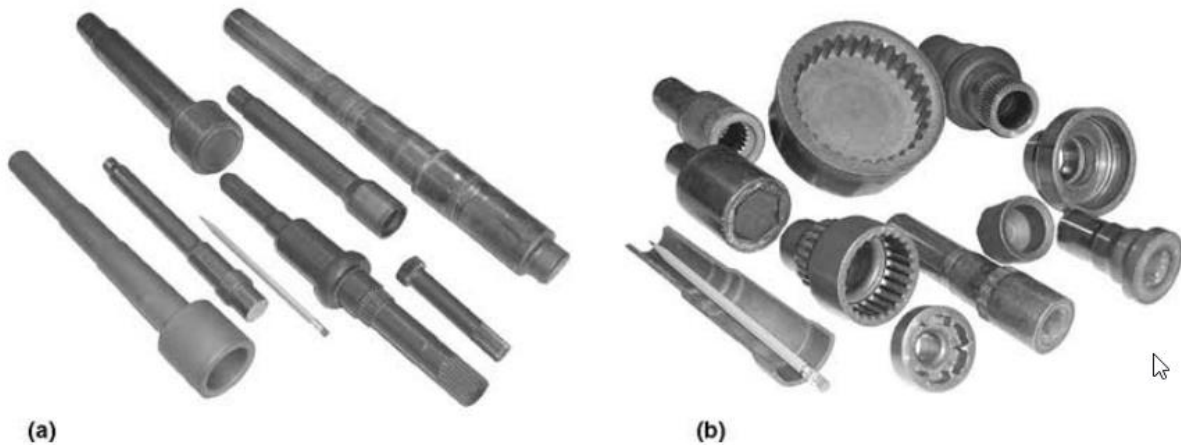
Materiály používané pro vytlačování za studena jsou: hliník a jeho slitiny, měď a jeho slitiny, uhlíkové oceli, legované oceli, nerezové oceli.

Vytlačováním za studena se vyrábí např. pláště hasicích přístrojů, válce automobilových tlumičů nebo polotovary pro ozubená kola.



Obrázek 4-8 – Deformace materiálu při vytlačování za studena [11]
(a) přímé vytlačování, (b) nepřímé vytlačování, (c) kombinované vytlačování

1 – razník, 2 – materiál, 3 – matrice

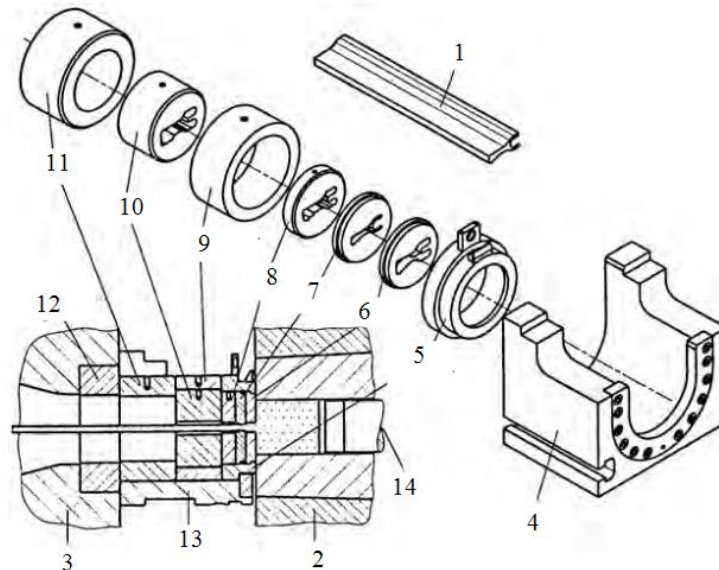


Obrázek 4-9 – Produkty vytlačování za studena [11]
(a) přímé vytlačování, (b) nepřímé vytlačování

4.5 Podle profilu vytlačovaného materiálu

4.5.1 Plný profil

Přímé vytlačování tyčí a plných tvarů je nejjednodušší výrobní metoda, která se běžně používá. Nicméně pro dosažení přijatelné tolerance a požadovaných vlastností v celé délce vylisku je třeba tento proces považovat za komplexní. Konstrukce vytlačovacího setu nástrojů, viz Obr. 4-10, je rozhodujícím faktorem při vytlačování tyčí a plných tvarů, zejména u matic s více otvory, kde je nutnost zajistit rovnoměrný tok materiálu skrz všemi otvory. [5]



Obrázek 4-10 – Sestava sady nástrojů pro výrobu plných profilů [4]

1 – plný profil, 2 – kontejner, 3 – traverza, 4 – kazeta, 5 – držák matrice, 6 – podávací deska, 7 – matrice, 8 – podpora matrice, 9 – držák podstavce, 10 – podstavec, 11; 12 – přítlačný kroužek, 13 – držák nástrojů

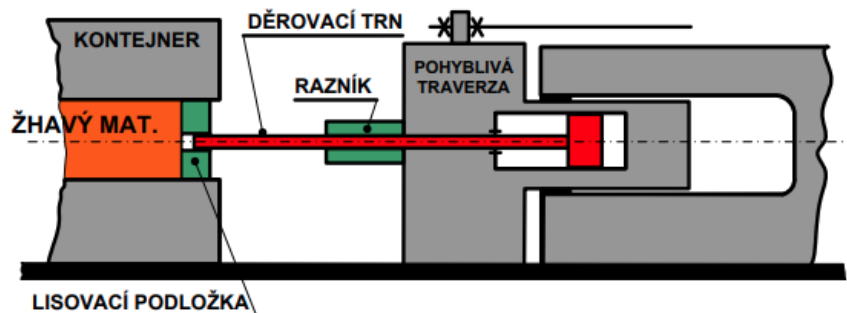
4.5.2 Dutý profil

Aby bylo možné vytlačovat trubky a duté profily, musí se materiál protlačit přes matrici, která kalibruje vnější profil, a zároveň přes středový trn, který kalibruje vnitřní profil. Používá se několik metod vytlačování dutých profilů, které lze dělit z následujících hledisek.

1. Typ umístění trnu
 - a) na razníku
 - b) na matrici (kombinovaná matrice)
2. Způsob axiálního pohybu trnu (u trnů umístěných na razníku)
 - a) trn pevně připevněný na razník
 - b) pohyblivý trn řízený nezávisle na posunu razníku
3. Způsob propíchnutí sochoru
 - a) plný sochor propíchnutý v kontejneru
 - b) dutý sochor
 - c) předvrtaný sochor

Vytlačování dutých profilů s trnem umístěným na razníku

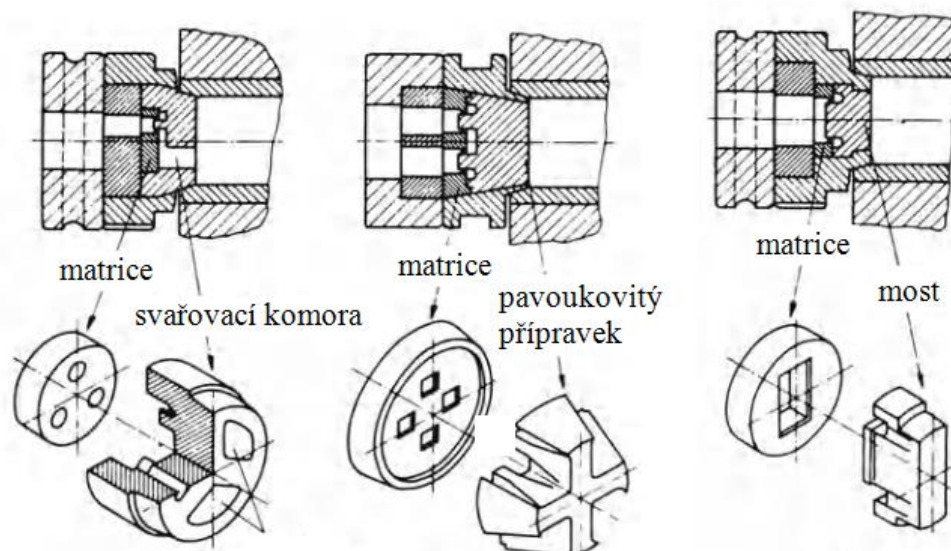
Žhavý materiál se vloží do kontejneru a za ním se vloží lisovací podložka. Lisovací razníkem se následně materiál napěchuje tak, až zaplní prostor kontejneru. Po zaplnění kontejneru děrovací trn, který má vlastní pohon viz *Obr. 4-11*, proděruje napěchovaný materiál a zastaví se před matricí. Následně trn stojí a razník se pohybuje dopředu, čímž před sebou vytlačuje materiál. Vzniká dutý profil kalibrováný děrovacím trnem a matricí. [5]



Obrázek 4-11 – Vytlačování bezešvých trubek použitím pohyblivého trnu s vlastním pohonem [9]

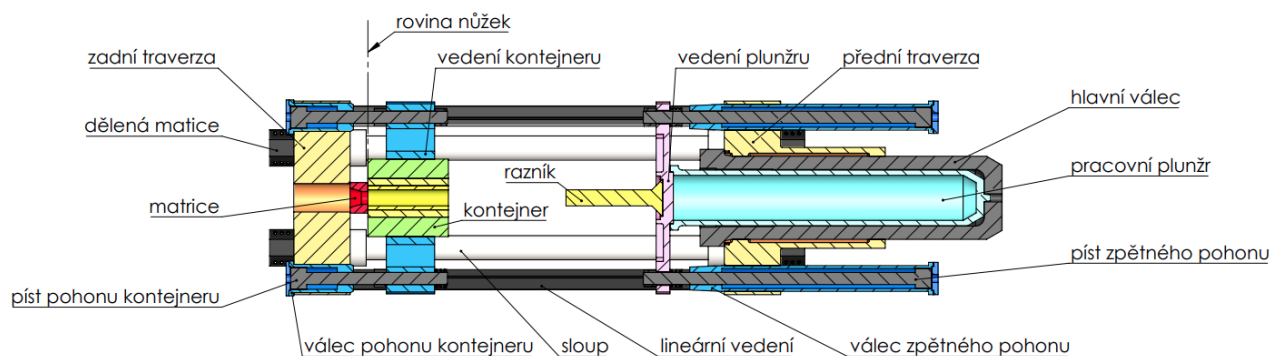
Vytlačování dutých profilů s využitím kombinované matrice

Trubky a duté profily se také vyrábí pomocí kombinované matrice. Materiál je nejdříve rozdělen první částí matrice na dva nebo více proudů, které se následně spojí vlivem tlaku ve svařovací komoře. Jeden nebo více krátkých trnů, které jsou součástí první části matrice kalibrují vnitřní tvar profilu, zatímco vnější tvar profilu kalibruje další část matrice, která navazuje na část první. Tento proces našel široké uplatnění ve vytlačování složitých a často tenkostěnných profilů z hliníku. [5]



Obrázek 4-12 – Typy kombinovaných matic [5]

5 Kinematické schéma stroje



Obrázek 5-1 – Kinematické schéma čtyřsloupového hydraulického lisu na přímé vytlačování

5.1 Zadní a přední traverza, sloupy

Přední traverza je spojena čtyřmi sloupy s traverzou zadní a společně tvoří rám lisu. Sloupy jsou v traverzách předepnuty dělenou maticí pro zvýšení tuhosti rámu. Uložení sloupů v traverzách musí být symetrické podle osy vytlačovací síly pro vyvození rovnoměrného namáhání rámu. V přední traverze jsou uloženy dva zpětné pohony plunžru. V zadní traverze jsou uloženy dva pohony kontejneru.

5.2 Hlavní válec, pracovní plunžr

Hlavní válec s pracovním plunžrem tvoří hlavní pohon lisu, který poskytuje vytlačovací sílu závisící na ploše průřezu plunžru a provozním tlaku hydraulické kapaliny. Při větších rozměrech plunžru se využívá dutého plunžru ke snížení setrvačných sil. Použití plunžru namísto diferenciálního pístu má řadu výhod, získáváme větší tuhost hydraulického pohonu a lze plunžr těsnit jediným manžetovým těsněním na jednom průměru. Diferenciální píst je nutno těsnit na pístu i pístnici, což způsobuje složitější výrobu kvůli požadavku přesných rozměrů pístu i pístnice. Nevýhodou plunžru je jeho jednosměrný chod, kvůli kterému je nutno využít zpětné pohony, které vracejí plunžr zpět do výchozí polohy.

5.3 Kontejner

Kontejner je jedna z nejvíce namáhaných součástí vytlačovacího lisu, je uložen ve vedení, které je spojeno s pohony kontejneru umožňující jeho manipulaci při technologických operacích jako je např. odstříhnutí nedolisku na konci vytlačování. Více o kontejneru v kapitole 7-1.

5.4 Razník

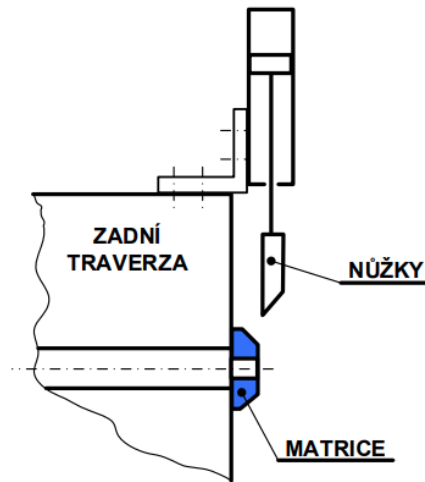
Razník je součást, která převádí vytlačovací sílu hlavního pohonu na sochor, který je následně vytlačování skrz matici. Razník pracuje pod vysokými silami, při kterých nesmí dojít k jeho ohnutí nebo prasknutí. Soustřednost razníku a kontejneru je proto klíčová.

5.5 Matrice

Matrice dává vytlačenému materiálu výsledný tvar. Používají se ploché matrice k vytlačování plných profilů nebo za využití trnu připevněném k razníku i dutých profilů. K vytlačování dutých profilů bez použití trnu se používají matrice kombinované, které jsou složeny z více částí. [4]

5.6 Nůžky

Nůžky slouží k odstříhnutí nevylišaného materiálu. V některých případech se používá pila.

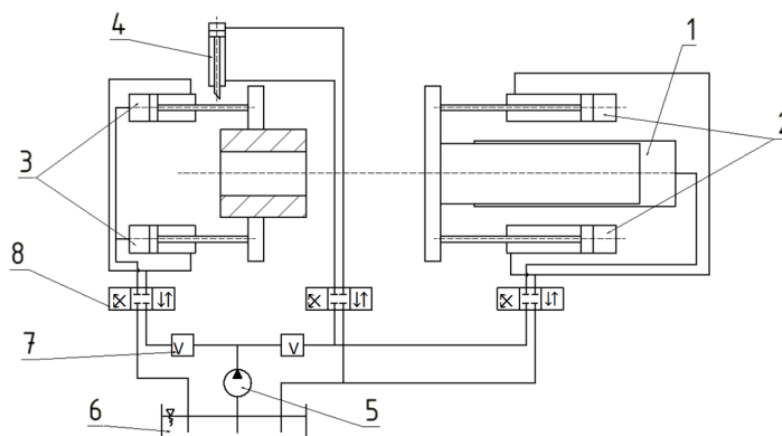


Obrázek 5-2 – Zařízení na odstříhnutí nevylišaného materiálu [1]

6 Návrh základních rozměrů vybraných součástí lisu

Tabulka 5 – Zadané parametry vytlačovacího lisu

Vytlačovací síla F [kN]	12000
Zpětná síla [kN]	1000
Síla posuvu kontejneru [kN]	1200/1800
Vnitřní průměr kontejneru [mm]	200
Délka kontejneru [mm]	1000
Síla nůžek [kN]	400
Provozní tlak p_p [MPa]	32



Obrázek 6-1 - Zjednodušené hydraulické schéma vytlačovacího lisu [9]

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

6.1 Návrh pracovního plunžru, pístu zpětného pohonu a pístu pohonu kontejneru [9]

Materiál plunžru je zvolen 11700.2, součinitel bezpečnosti s je zvolen 2,5.

Mechanické vlastnosti materiálu: mez kluzu $R_e = 380$ MPa,
mez pevnosti $R_m = 700-850$ MPa

Dovolené napětí σ_d :

$$\sigma_d = \frac{R_e}{s} = \frac{380}{2,5} = 152 \text{ MPa}$$

Ze zadaného provozního tlaku a vytlačovací síly lze dopočítat potřebný průměr plunžru.

Výpočet potřebného průměru plunžru:

$$S = \frac{F}{p_p}$$

$$d_{vyp} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi p_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12}{\pi \cdot 32}} \approx 0,6909 \text{ m,}$$

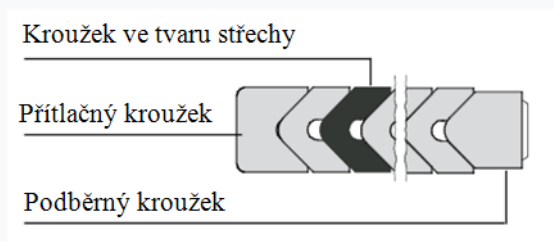
kde:

S = plocha průřezu plunžru [m²]

F = lisovací síla [MN]

p_p = provozní tlak kapaliny [MPa]

Pro určení skutečného průměru plunžru je nutno nalézt manžetové těsnění s vnitřním průměrem nejvíce se blížícím k vypočítanému průměru. Bude použita sada těsnění Merkel ve tvaru střechy se značením ES s vnitřním průměrem 690 mm a vnějším průměrem 730 mm. K výběru byl využit katalog Merkel Sealing Technology [12]



Obrázek 6-2 – Sada těsnění Merkel ES [12]

Skutečný průměr plunžru d_{skut} je tedy 690 mm. Nyní je nutno zkontrolovat skutečnou vytlačovací sílu. Tato skutečná vytlačovací síla by se neměla od síly zadané lišit více než o – 5 % nebo + 10 %. Vzhledem k tomu, že se vypočítaný průměr téměř neliší od skutečného průměru plunžru, lze očekávat, že se skutečná vytlačovací síla nebude příliš lišit od zadané vytlačovací síly.

Výpočet skutečné vytlačovací síly:

$$F_{skut} = p_p \cdot S$$

$$F_{skut} = 32 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,690^2}{4} \approx 11\,965\,698,1 \text{ N} \approx 11\,966 \text{ kN}$$

Skutečná vytlačovací síla se od síly zadané liší pouze o – 0,3 %, tedy vyhovuje.

Vzhledem k tomu, že nám vyšel poměrně velký průměr plunžru, je nutné navrhnout plunžr dutý, kvůli velkým dynamickým účinkům a velkému množství materiálu.

Výpočet vnitřního průměru plunžru (vychází z teorie silnostěnných nádob):

$$\frac{d_{skut}}{d_{vnitřní}} = \sqrt{\frac{\sigma_d + 0,4 \cdot p_p}{\sigma_d - 1,3 \cdot p_p}}$$

$$d_{vnitřní} = \frac{d_{skut}}{\sqrt{\frac{\sigma_d + 0,4 \cdot p_p}{\sigma_d - 1,3 \cdot p_p}}} = \frac{0,690}{\sqrt{\frac{152 + 0,4 \cdot 32}{152 - 1,3 \cdot 32}}} = 0,5647 \text{ m}$$

Vnitřní průměr plunžru $d_{vnitřní}$ je zvolen 560 mm.

Výpočet tloušťky stěny plunžru t :

$$t = \frac{d_{skut} - d_{vniřní}}{2} = \frac{690 - 560}{2} = 65 \text{ mm}$$

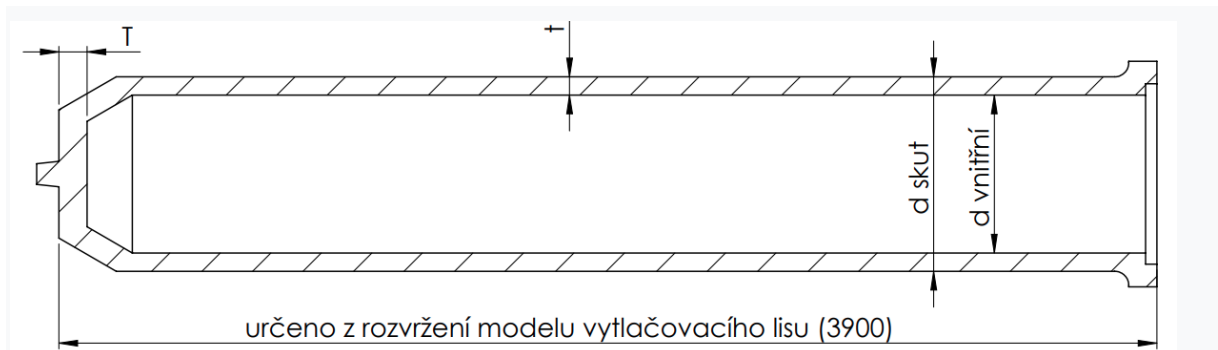
Výpočet minimální tloušťky dna plunžru T_{min} :

$$T_{min} = 1,5 \cdot t = 1,5 \cdot 65 = 97,5 \text{ mm}$$

Tloušťku dna plunžru T je zvolena 100 mm.

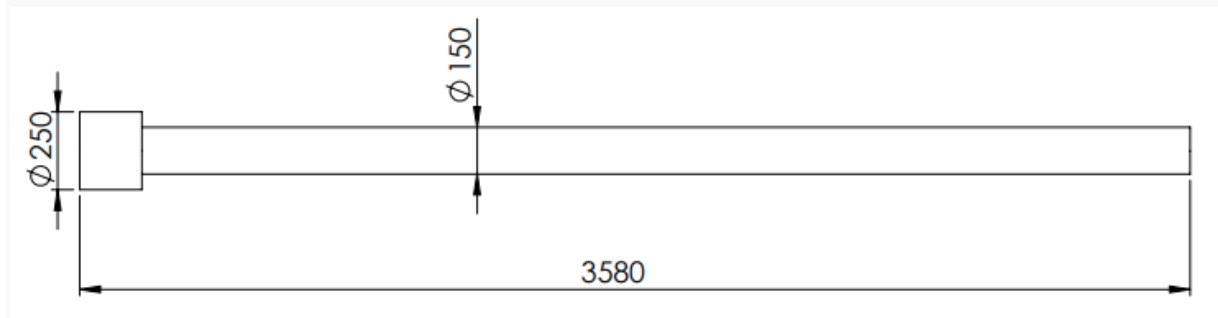
Tabulka 6 – Navržené rozměry plunžru

d_{skut} [mm]	690
$d_{vniřní}$ [mm]	560
t [mm]	65
T [mm]	100

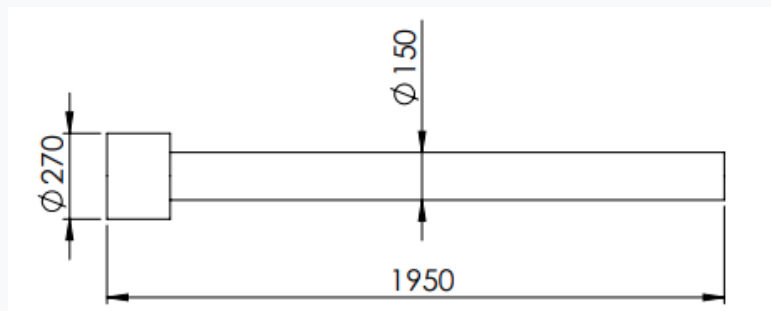


Obrázek 6-3 – Základní rozměry navrženého plunžru

Stejným způsobem byl navržen píst zpětného pohonu a píst pohonu kontejneru.



Obrázek 6-4 – Základní rozměry navrženého pístu zpětného pohonu



Obrázek 6-5 – Základní rozměry pístu pohonu kontejneru

6.2 Návrh hlavního válce, zpětného válce a válce pohonu kontejneru [9]

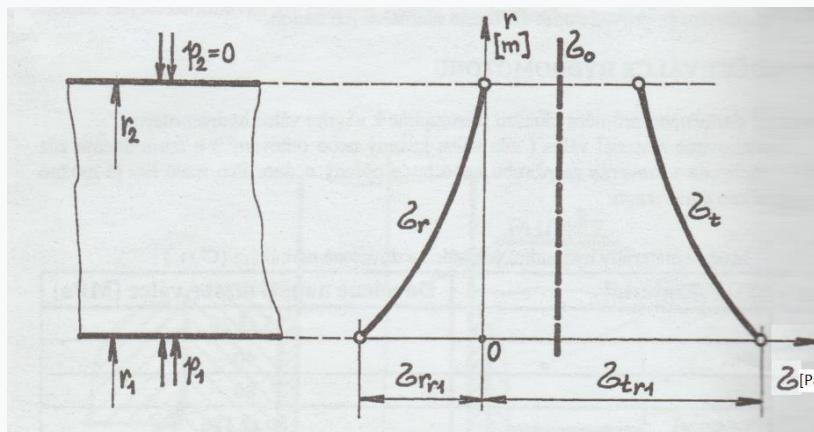
Materiál hlavního válce byl zvolen 11500.1, součinitel bezpečnosti s byl zvolen 2,5.

Mechanické vlastnosti materiálu: $R_e = 260$ MPa,
 $R_m = 500-620$ MPa

Dovolené napětí σ_d :

$$\sigma_d = \frac{R_e}{s} = \frac{260}{2,5} = 104 \text{ MPa}$$

Za kritický vnitřní průměr válce bereme vnější průměr těsnících manžet, tedy $d_I = 730$ mm. Vnější průměr válce hydromotoru vypočteme podle teorie silnostěnných nádob. Nejprve si vyjádříme maximální napjatost ve stěně válce:



Obrázek 6-6 - Průběh napětí ve stěně válce hydromotoru [9]

Z výše uvedeného obrázku je zřejmé, že maximální napjatost nastává na vnitřním poloměru (r_1). Jednotlivá napětí mají velikosti:

$$\sigma_o = \frac{p_1 \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{p_1}{\aleph^2 - 1}$$

$$\sigma_{r_{r1}} = -p_1$$

$$\sigma_{t_{r1}} = 2 \cdot \sigma_o + p_1 = \frac{p_1 \cdot (\aleph^2 + 1)}{\aleph^2 - 1},$$

kde:

p_1 = tlak působící na vnitřním průměru válce, tedy $p_1 = p_p$ [Pa]

σ_o = osově napětí ve stěně hydraulického válce [Pa]

$\sigma_{r_{r1}}$ = radiální napětí na vnitřním poloměru hydraulického válce [Pa]

$\sigma_{t_{r1}}$ = tečné napětí na vnitřním poloměru hydraulického válce [Pa]

\aleph = poměr vnějšího poloměru válce (r_2) ku vnitřnímu (r_1) [-]

Redukované napětí je stanoveno dle hypotéz S.V. a HMMH:

1) hypotéza S.V.:

O kritickém stavu rozhoduje velikost největšího poměrného prodloužení.

$$\sigma_{red} = \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o)$$

2) hypotéza HMMH:

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

$$\sigma_{red}^2 = \sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - \sigma_r \cdot \sigma_t - \sigma_r \cdot \sigma_o - \sigma_o \cdot \sigma_t$$

Nyní lze vyjádřit velikost redukovaného napětí na vnitřním poloměru válce. Pro válec uchycený za přírubu ($\sigma_o \neq 0$) platí:

1) Teorie S.V.:

$$\sigma_{red} = \frac{p_1 \cdot (0,4 + 1,3 \cdot \aleph^2)}{\aleph^2 - 1}$$

2) Teorie HMMH:

$$\sigma_{red} = \frac{p_1 \cdot \sqrt{3} \cdot \aleph^2}{\aleph^2 - 1}$$

Z výše uvedených redukovaných napětí si vyjádříme \aleph , ze kterého získáme velikost vnějšího poloměru válce, tedy i velikost šířky stěny válce. Za redukované napětí dosadíme dovolené napětí zvoleného materiálu.

1) Teorie S.V.:

$$\aleph_{S.V.} = \sqrt{\frac{0,4 \cdot p_1 + \sigma_{red}}{\sigma_{red} - 1,3 \cdot p_1}}$$

$$\aleph_{S.V.} = \sqrt{\frac{0,4 \cdot 32 + 104}{104 - 1,3 \cdot 32}} \approx 1,368$$

$$\aleph_{S.V.} = \frac{r_2}{r_1} \Rightarrow r_2 = \aleph_{S.V.} \cdot r_1 = 1,368 \cdot \frac{730}{2} \approx 499 \text{ mm}$$

2) Teorie HMMH:

$$\aleph_{HMMH} = \sqrt{\frac{\sigma_{red}}{\sigma_{red} - \sqrt{3} \cdot p_1}}$$

$$\aleph_{HMMH} = \sqrt{\frac{104}{104 - \sqrt{3} \cdot 32}} \approx 1,463$$

$$\aleph_{HMMH} = \frac{r_2}{r_1} \Rightarrow r_2 = \aleph_{HMMH} \cdot r_1 = 1,463 \cdot \frac{730}{2} \approx 534 \text{ mm}$$

Vnější poloměry dle daných hypotéz nám vyšli rozdílné. Vnější poloměr válce r_2 byl zvolen mezi těmito hodnotami, a to 515 mm. $\rightarrow d_2 = 1030 \text{ mm}$

Po odečtení vnitřního poloměru válce od vnějšího, získáváme minimální šířku stěny hydraulického válce t_{min} :

$$t_{min} = r_2 - r_1 = 515 - 365 = 150 \text{ mm}$$

Výpočet minimální tloušťky dna hydraulického válce H_{min} :

$$H_{min} = \sqrt{\frac{p_1 \cdot d_1^2}{4 \cdot \varphi \cdot \sigma_d}}, \quad \varphi = \frac{d_1 - d_{vtok}}{d_1},$$

kde:

d_1 = vnitřní průměr hydraulického válce [mm]

d_{vtok} = je průměr otvoru pro vtok hydraulické kapaliny [mm] (zvoleno $d_{vtok} = 100$ mm)

φ je = součinitel zeslabení dna válce [-]

$$\varphi = \frac{730 - 100}{730} \approx 0,863$$

$$H_{min} = \sqrt{\frac{32 \cdot 730^2}{4 \cdot 0,863 \cdot 104}} \approx 218 \text{ mm}$$

Tloušťka stěny dna H je zvolena 220 mm.

Výpočet délky sražení hydraulického válce L :

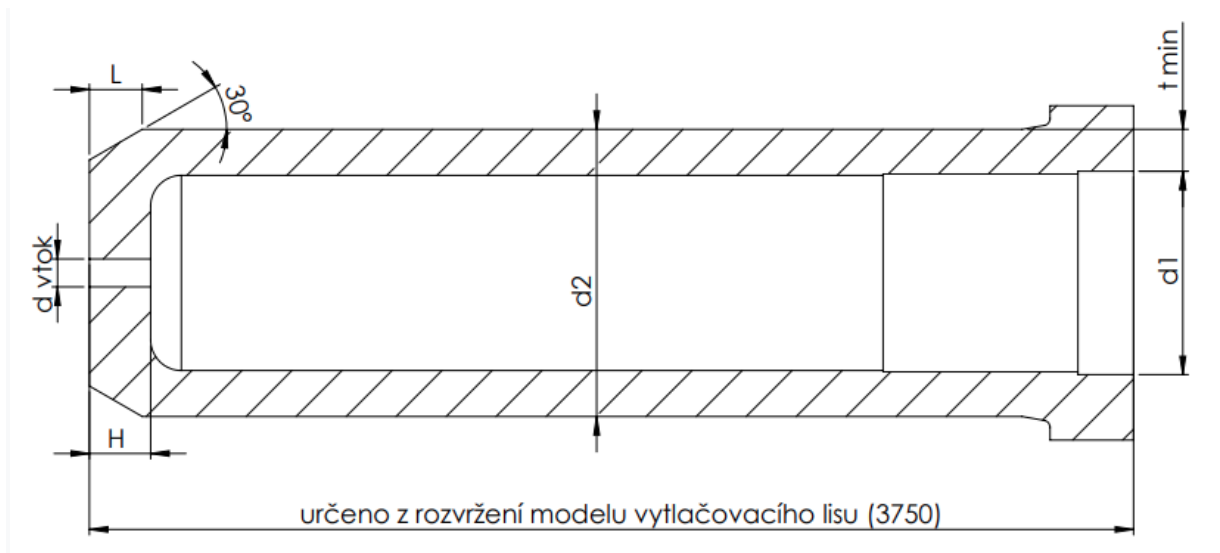
$$L = 1,25 \cdot t_{min}$$

$$L = 1,25 \cdot 150 = 187,5 \text{ mm}$$

Délku sražení hydraulického válce L byla zvolena 190 mm.

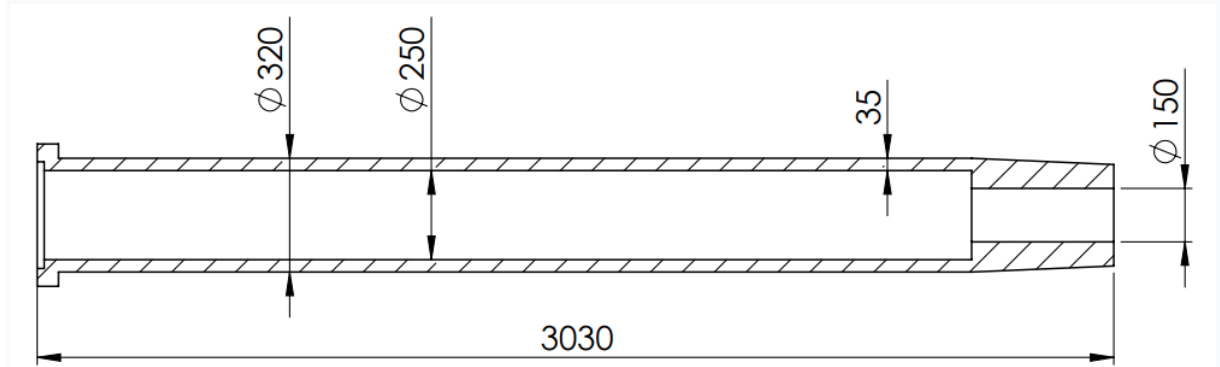
Tabulka 7 – Navržené rozměry hlavního válce

d_1 [mm]	730
d_2 [mm]	1030
d_{vtok} [mm]	100
t_{min}	150
L [mm]	190
H [mm]	220

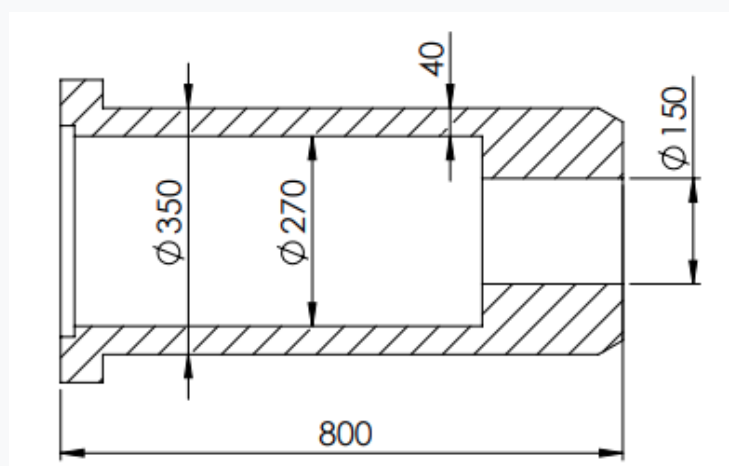


Obrázek 6-7 – Základní rozměry navrženého hlavního válce

Stejným způsobem byl navržen zpětný válec a válec pohonu kontejneru.



Obrázek 6-8 – Základní rozměry navrženého zpětného válce



Obrázek 6-9 – Základní rozměry navrženého válce pohonu kontejneru

6.3 Návrh sloupů

Materiál sloupů byl zvolen 12 040.5 [9], koeficient bezpečnosti s byl zvolen 3.

Mechanické vlastnosti materiálu: $R_e = 280\text{-}300\text{ MPa}$
 $R_m = 500\text{-}560\text{ MPa}$

Dovolené napětí σ_d :

$$\sigma_d = \frac{R_e}{s} = \frac{280}{3} \approx 93,3\text{ MPa}$$

Sloupy jsou primárně namáhané na tah a to vytlačovací silou. Dále je nutno sloupy zkontrolovat na průhyb od vlastní hmotnosti. Budeme-li uvažovat působení vytlačovací síly uprostřed mezi čtyřmi sloupy, lze sílu působící na jeden sloup vyjádřit jako jednu čtvrtinu vytlačovací síly. Je nutno zohlednit také předepnutí sloupů dělenými maticemi.

Vytlačovací síla působící na jeden sloup F_s :

$$F_s = \frac{F_{skut}}{4}$$

$$F_s = \frac{11\,966}{4} \approx 2991,5\text{ kN} \approx 2,9915\text{ MN}$$

Předepínací síla působící na jeden sloup F_p :

$$F_p = 1,5 \cdot F_s$$

$$F_p = 1,5 \cdot 2,9915 \approx 4,48725\text{ MN}$$

Maximální síla působící na jeden sloup F_{max} :

Pro výpočet uvažujeme, že tuhost traverzy je čtyřikrát větší než tuhost sloupu $\gg \frac{k_1}{k_1+k_2} = 0,2$

$$F_{max} = F_p + F_s \cdot \frac{k_1}{k_1 + k_2}$$

$$F_{max} = 4,48725 + 2,9915 \cdot 0,2 \approx 5,08555\text{ MN}$$

Z napětí v tahu lze určit minimální průměr jádra sloupu:

$$\sigma_d = \frac{F_{max}}{s_j} \gg d_j = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot \sigma_d}}$$

$$d_j = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,08555}{\pi \cdot 93,3}} \approx 0,264\text{ m} \approx 264\text{ mm},$$

kde:

s_j = plocha průřezu jádra sloupu [m^2]

d_j = minimální průměr jádra sloupu [m]

k_1 = tuhost sloupu

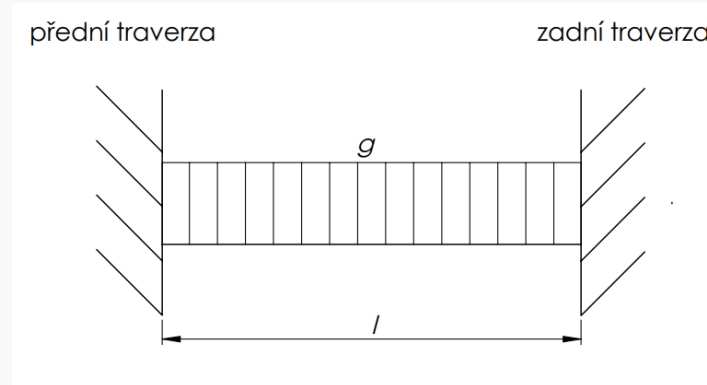
k_2 = tuhost traverzy

Na sloupu je použit lichoběžníkový závit nerovnoramenný dle normy ČSN 01 4052. Nejblíže větší normalizovaný závit má vnější průměr 300 mm a průměr jádra 279,174 mm.

Průměr sloupů d_s je zvolen 300 mm.

Kontrola sloupů na průhyb od vlastní hmotnosti:

Jako model pro výpočet průhybu lze použít nosník oboustranně vetknutý zatížený konstantní spojitou silou. Délka sloupů mezi traverzami l byla odměřena z modelu.



Obrázek 6-10 – Model uložení sloupů

$l = 4,65$ m

Výpočet spojitého zatížení g :

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l = \frac{\pi \cdot 0,3^2}{4} \cdot 4,65 \approx 0,3287 \text{ m}^3$$

$$m = V \cdot \rho = 0,3287 \cdot 780 \approx 2\,564 \text{ kg}$$

$$F = m \cdot g_r = 2564 \cdot 9,81 \approx 25\,153 \text{ N}$$

$$g = \frac{F}{l} = \frac{25153}{4,65} \approx 5\,409 \frac{\text{N}}{\text{m}} \approx 5,4 \frac{\text{kN}}{\text{m}},$$

kde:

V = objem sloupu mezi traverzami [m^3]

m = hmotnost sloupu [kg]

F = síla nahrazující spojitě zatížení od vlastní hmotnosti sloupu [N]

g = spojitě zatížení sloupu od vlastní hmotnosti [$\frac{\text{N}}{\text{m}}$]

$g_r = 9,81$ - konstanta gravitačního zrychlení [$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$]

Maximální ohybový moment M_{max} :

$$M_{max} = M_a = \frac{g \cdot l^2}{12} = \frac{5,4 \cdot 4,65^2}{12} \approx 9,73 \text{ kNm}$$

Moment setrvačnosti I_y :

$$I_y = \frac{\pi \cdot r^4}{4} = \frac{\pi \cdot 150^4}{4} \approx 397\,607\,820 \text{ mm}^4$$

Průhyb sloupů uprostřed rozpětí w_s :

$$w_s = \frac{g \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot I_y} = \frac{5,4 \cdot 10^3 \cdot 4,65^4}{384 \cdot 210000 \cdot 10^6 \cdot 397607820 \cdot 10^{-12}} \approx 0,00008 \text{ m} \approx 0,1 \text{ mm}$$

kde:

E = modul pružnosti, pro ocel $E = 210\,000$ MPa

r = poloměr sloupu [mm]

Kontrola sloupů na kombinované namáhání (tah + ohyb):

$$\sigma_v = \sigma_t + \sigma_o$$

$$\sigma_v = \frac{F_{max}}{S_j} + \frac{M_{max}}{W_o}$$

$$\sigma_v = \frac{F_{max}}{\frac{\pi \cdot d_j^2}{4}} + \frac{M_{max}}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{32}}$$

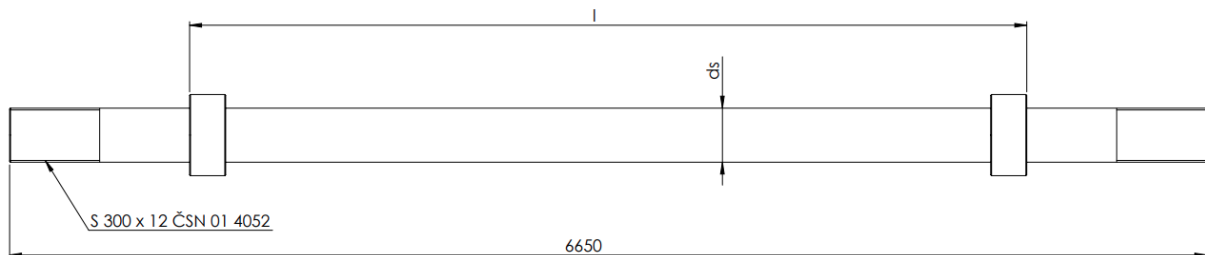
$$\sigma_v = \frac{5085550}{\frac{\pi \cdot 0,279174^2}{4}} + \frac{9730}{\frac{\pi \cdot 0,3^2}{32}} \approx 86,8 \text{ MPa} < 95 \text{ MPa} \gg \text{vyhovuje}$$

kde:

σ_t = napětí v tahu [Pa]

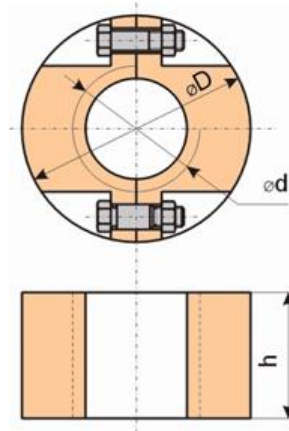
σ_o = napětí v ohybu od vlastní hmotnosti [Pa]

σ_v = výsledné napětí působící na sloup [Pa]



Obrázek 6-11 – Základní rozměry navrženého sloupu

6.4 Návrh dělené matice



Obrázek 6-12 – Dělená matice [9]

Vnější průměr matice D :

$$D = 1,5 \cdot d$$

$$D = 1,5 \cdot 300 = 450 \text{ mm},$$

kde:

d = vnější průměr závitu sloupu [mm]

Výška matice h :

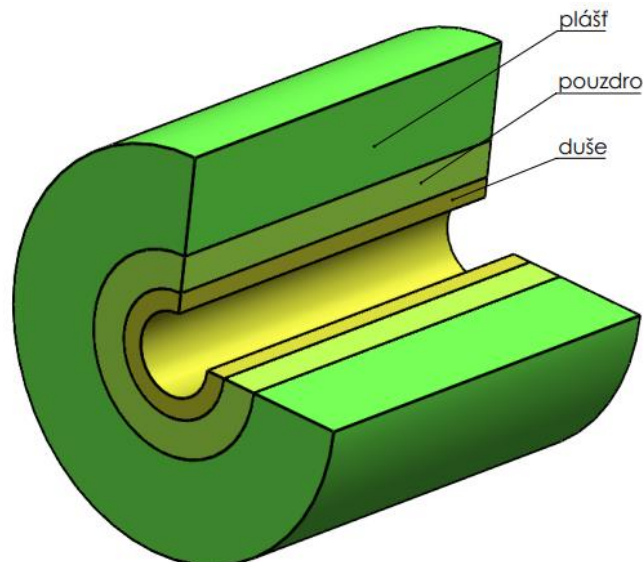
$$h = 1 \div 1,2 \cdot d$$

$$h = 1 \cdot 300 = 300 \text{ mm}$$

7 Návrh kontejneru

7.1 Úvod do problematiky kontejnerů

Existují různé konstrukce kontejnerů v závislosti na použití. Kontejnery pro kulatý sochor jsou standardní a nejvíce používané, výjimkou jsou kontejnery pro sochor obdélníkový, které se používají pro vytlačování hliníkových slitin se střední a vysokou vytlačitelností viz *Obr. 7-2*. Kontejnery pro nepřímé vytlačování se liší pouze v délce oproti kontejnerům pro přímé vytlačování. Vysoký tlak, který je zapotřebí při vytlačování vyžaduje dvouplášťovou nebo tříplášťovou konstrukci kontejneru. Čtyřplášťová konstrukce je vyžadována od vytlačovacího tlaku 1250 MPa. Tříplášťový kontejner, který je předmětem návrhu této bakalářské práce se skládá z duše, pouzdra a pláště viz *Obr. 7-1*. Jednotlivé vrstvy jsou na sebe nalisované pro rovnoměrnější namáhání kontejneru. V kontejneru je zabudované vyhřívání. V některých případech je z technologických důvodů zapotřebí také chladicí systém. Velké namáhání kontejneru, zejména duše, musí být zohledněno při výběru materiálu. Používají se oceli třídy 19, nástrojové oceli. [4]



Obrázek 7-1 – Tříplášťový kontejner pro kulatý sochor

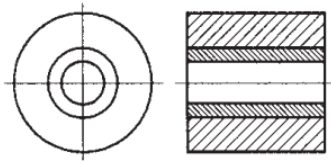
Vytlačovací tlak v kontejneru závisí na vytlačovaném materiálu. Standardně bývají vytlačovací tlaky mezi 315 MPa a 1000 MPa. Vyšší hodnoty vyžadují speciální konstrukci kontejneru. Velikost vnitřního průměru kontejneru se pohybuje od 80 mm do 710 mm v závislosti na vytlačovaném materiálu, velikosti vytlačovacího lisu a rozměrech vylisku. Vytlačovací lisy se používají od 5 MN do 125 MN. Délka kontejneru nemá zásadní význam pro návrh a konstrukci kontejneru, musí být ale omezena, aby nedošlo k vzepření razníku.

Dvouplášťové kontejnery se využívají do vytlačovacího tlaku 630 MPa. Nad tuto hodnotu je zapotřebí použít tříplášťový kontejner. Tlaky vyšší než 630 MPa se vyskytují např. při vytlačování trubek. Kontejnery s chladicím systémem se musí použít při vytlačování materiálů předeřhřátým nad 600 °C. [4]

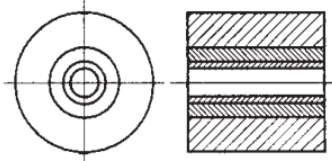
Kontejnery pro přímé vytlačování

Kontejner pro nepřímé vytlačování

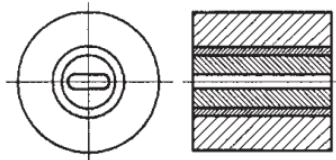
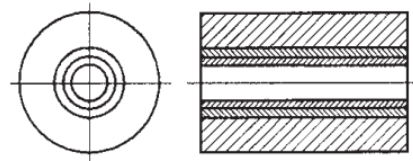
dvouplášťový - kulatý sochor



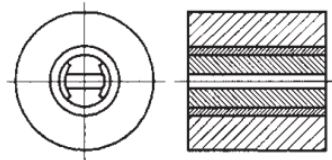
tříplášťový - kulatý sochor



tříplášťový - kulatý sochor



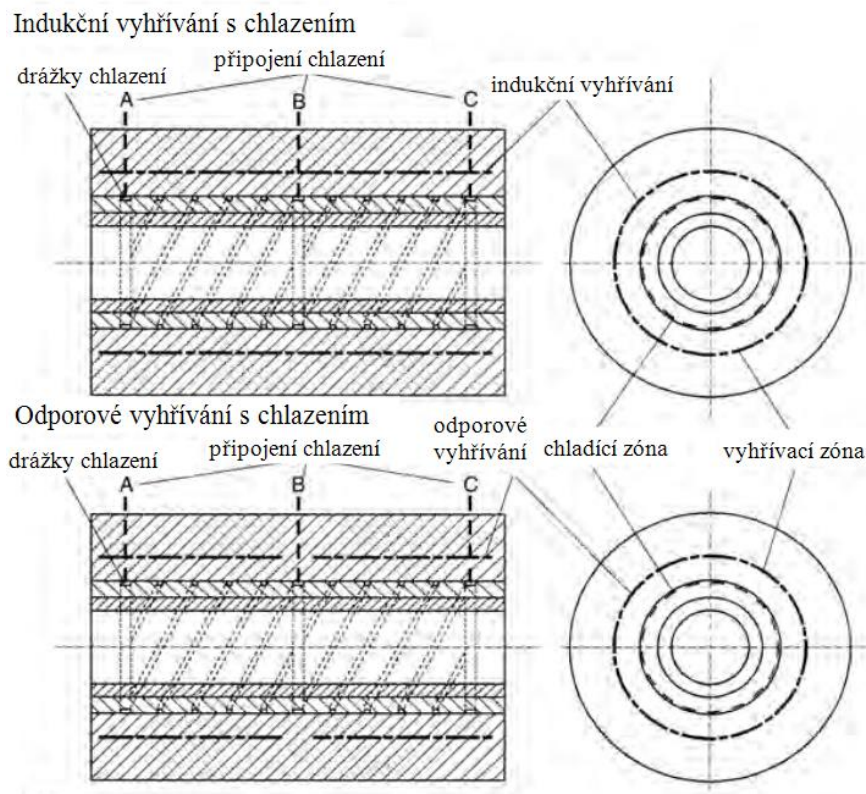
tříplášťový - obdelníkový sochor
duše z jednoho dílu



tříplášťový - obdelníkový sochor
duše z více dílů

Obrázek 7-2 – Konstrukce kontejnerů [4]

Vyhřívání kontejneru zabraňuje chladnutí vytlačovaného materiálu a udržuje jeho stálou teplotu. Indukční vyhřívání se používá méně než odporové. Odporové vyhřívání je možno rozdělit do několika vyhřívacích zón. Indukční i odporové vyhřívání bývá instalováno v plášti kontejneru. Během vytlačování dochází v kontejneru vlivem tření a deformace materiálu k nárůstu teploty v určitých oblastech, které je zapotřebí naopak chladit. Chladicí systém je konstruován ve formě vyfrézovaných drážek na vnějším průměru pouzdra viz Obr. 7-3.



Obrázek 7-3 – Kombinace vyhřívání a chlazení tříplášťového kontejneru [4]

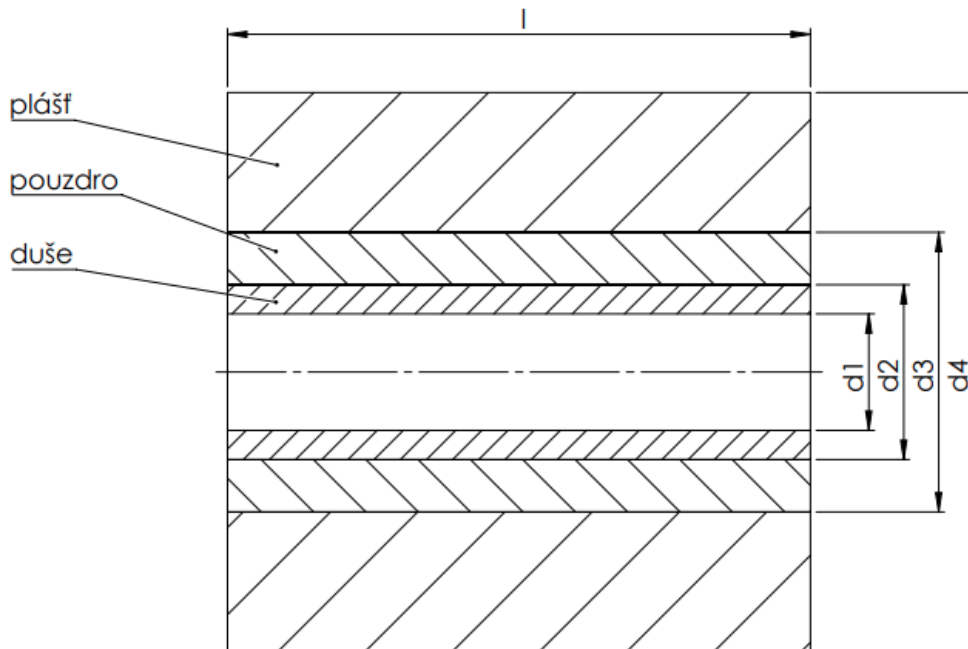


Obrázek 7-4 – Pouzdro kontejneru s drážkami pro chlazení [4]

7.2 Návrh rozměru jednotlivých vrstev kontejneru:

Tabulka 8 – Zadané parametry kontejneru

Vnitřní průměr kontejneru d_1 [mm]	200
Délka kontejneru l [mm]	1000



Obrázek 7-5 – Základní rozměry kontejneru

Uvedené veličiny:

$d_{1,2,3,4}$ = průměry vrstev dle obrázku [mm]

$k_{1,2,3}$ = dovolené napětí materiálů jednotlivých vrstev [MPa]

$E_{1,2,3}$ = moduly pružnosti materiálů jednotlivých vrstev [MPa]

$\aleph_{1,2,3}$ = zvolené poměry mezi vnějšími a vnitřními průměry jednotlivých vrstev [-]

Duše:

Materiál duše je zvolen 19 720

Mechanické vlastnosti materiálu: $\sigma_d = k_1 = 800$ MPa

$$E_1 = 180\,000 \text{ MPa}$$

Poměr mezi vnějším a vnitřním průměrem duše \aleph_1 je zvolen 1,5.

Vnitřní průměr duše je zadán. $\rightarrow d_1 = 200$ mm

$$\aleph_1 = \frac{d_2}{d_1} = 1,5 \gg d_2 = 1,5 \cdot d_1$$

$$d_2 = 1,5 \cdot 200 = 300 \text{ mm}$$

Pouzdro:

Materiál pouzdra je zvolen 19 520–CX3

Mechanické vlastnosti materiálu: $\sigma_d = k_2 = 600 \text{ MPa}$
 $E_2 = 185\,000 \text{ MPa}$

$$d_2 = 300 \text{ mm}$$

$$k_2 = \frac{d_3}{d_2} = 1,6 \gg d_3 = 1,6 \cdot d_2$$

$$d_3 = 1,6 \cdot 300 = 480 \text{ mm}$$

Plášť:

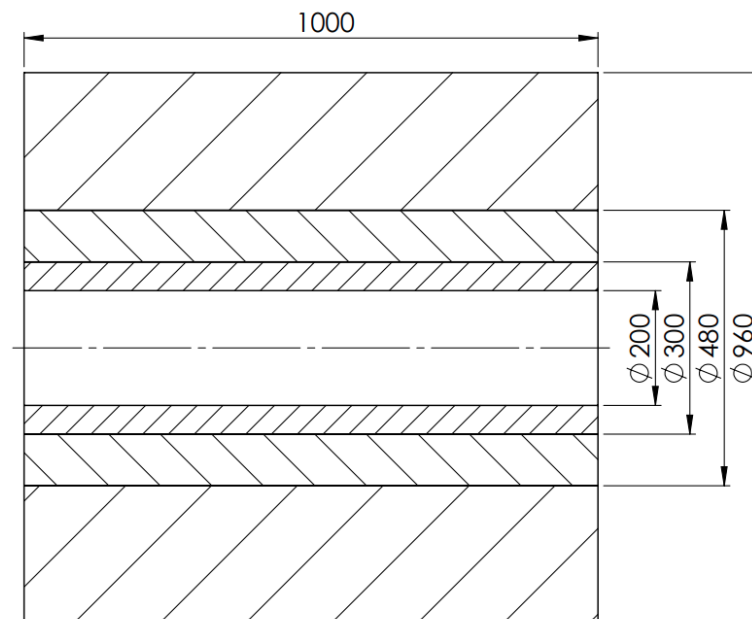
Materiál pouzdra je zvolen 19 444-GSB

Mechanické vlastnosti: $\sigma_d = k_3 = 270 \text{ MPa}$
 $E_3 = 110\,000 \text{ MPa}$

$$d_3 = 480 \text{ mm}$$

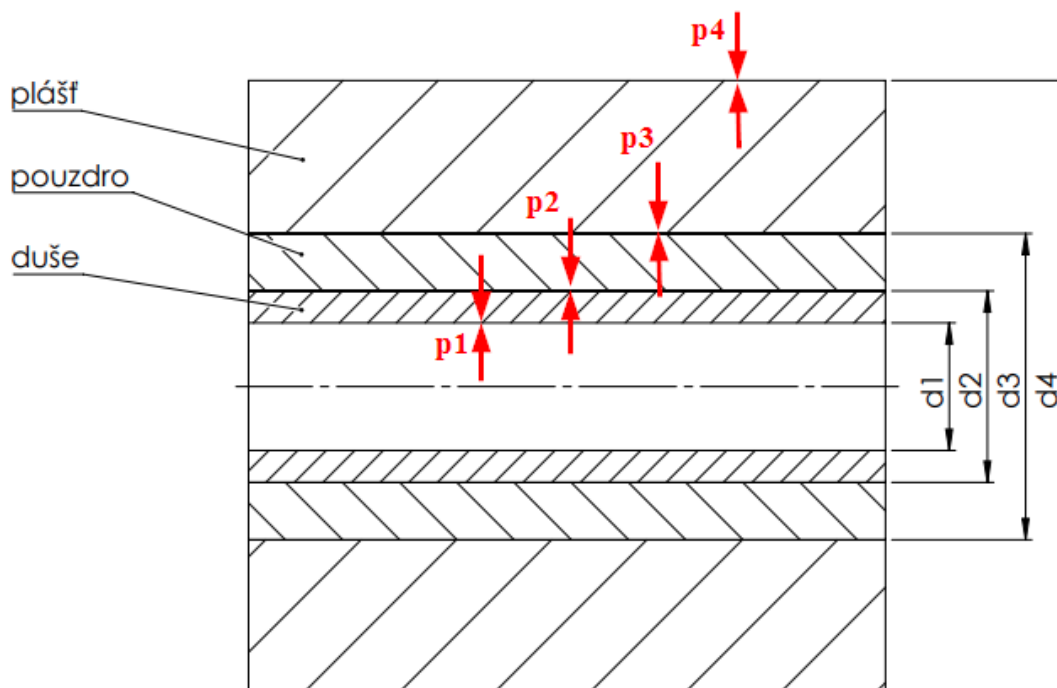
$$k_3 = \frac{d_4}{d_3} = 2 \gg d_4 = 2 \cdot d_3$$

$$d_4 = 2 \cdot 480 = 960 \text{ mm}$$



Obrázek 7-6 – Navržené rozměry jednotlivých vrstev kontejneru

7.3 Výpočet maximálního možného vnitřního tlaku p_1



Obrázek 7-6 – Působíště jednotlivých tlaků
Pozn.: Tlaky představují radiální složku napětí

Výpočty vychází z teorie nalisovaných silnostěnných nádob [9]

Duše:

$$p_2 = \frac{2 \cdot (2 \cdot \kappa_1^2 + 1) \cdot p_1}{6 \cdot \kappa_1^2} - \frac{3 \cdot k_1 \cdot (\kappa_1^2 - 1)}{6 \cdot \kappa_1^2}$$

zavedeme-li substituci:

$$y_1 = \frac{3 \cdot \kappa_1^2}{2 \cdot \kappa_1^2 + 1} = \frac{3 \cdot 1,5^2}{2 \cdot 1,5^2 + 1} \approx 1,227$$

$$p_2 = \frac{2 \cdot p_1 - 3 \cdot k_1 \cdot (y_1 - 1)}{2 \cdot y_1} \quad (1)$$

Pouzdro:

$$p_3 = \frac{2 \cdot p_2 - 3 \cdot k_2 \cdot (y_2 - 1)}{2 \cdot y_2} ; y_2 = \frac{3 \cdot \kappa_2^2}{2 \cdot \kappa_2^2 + 1} = \frac{3 \cdot 1,6^2}{2 \cdot 1,6^2 + 1} \approx 1,255 \quad (2)$$

Plášť:

Tlak p_3 lze vyjádřit také z pláště.

$$p_3 = \frac{3}{2} \cdot (y_3 - 1) \cdot k_3 ; y_3 = \frac{3 \cdot \kappa_3^2}{2 \cdot \kappa_3^2 + 1} = \frac{3 \cdot 2^2}{2 \cdot 2^2 + 1} \approx 1,333 \quad (3)$$

Položíme-li rovnice (2) a (3) sobě rovny, dostaneme vztah:

$$\frac{2 \cdot p_2 - 3 \cdot k_2 \cdot (y_2 - 1)}{2 \cdot y_2} = \frac{3}{2} \cdot (y_3 - 1) \cdot k_3$$

Nyní dosadíme za p_2 rovnici (1) a získáme vztah pro tlak p_1 :

$$p_1 = \frac{3}{2} \cdot [k_1 \cdot (y_1 - 1) + k_2 \cdot y_1 \cdot (y_2 - 1) + k_3 \cdot y_1 \cdot y_2 \cdot (y_3 - 1)]$$

$$p_1 = \frac{3}{2} \cdot [800 \cdot (1,227 - 1) + 600 \cdot 1,227 \cdot (1,255 - 1) + 270 \cdot 1,227 \cdot 1,255 \cdot (1,333 - 1)]$$

$$p_1 \approx 761,7 \text{ MPa} < k_1 \text{ vyhovuje}$$

Maximální tlak p_{max} v kontejneru vyvozený razníkem o průměru $d_r = 200$ mm a vytlačovací síle $F_{skut} = 11\,966$ kN:

$$p_{max} = \frac{F_{skut}}{S_r}$$

$$p_{max} = \frac{F_{skut}}{\frac{\pi \cdot d_r^2}{4}}$$

$$p_{max} = \frac{11966000}{\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4}} \approx 380\,889\,610 \text{ Pa} \approx 381 \text{ MPa} < p_1 \gg \text{vyhovuje}$$

Dopočítání tlaků v mezivrstvách:

Tlak p_2 :

$$p_2 = \frac{2 \cdot p_1 - 3 \cdot k_1 \cdot (y_1 - 1)}{2 \cdot y_1}$$

$$p_2 = \frac{2 \cdot 761,7 - 3 \cdot 800 \cdot (1,227 - 1)}{2 \cdot 1,227}$$

$$p_2 \approx 398,8 \text{ MPa} < k_2 \gg \text{vyhovuje}$$

Tlak p_3 :

$$p_3 = \frac{3}{2} \cdot (y_3 - 1) \cdot k_3$$

$$p_3 = \frac{3}{2} \cdot (1,333 - 1) \cdot 270$$

$$p_3 \approx 135 \text{ MPa} < k_3 \gg \text{vyhovuje}$$

Tabulka 9 – Maximální možné tlaky v jednotlivých vrstvách kontejneru

p_1 [MPa]	761,7
p_2 [MPa]	398,8
p_3 [MPa]	135
p_4 [MPa]	0

7.4 Návrh přesahů jednotlivých částí kontejneru

Přesah mezi duší a pouzdrem Δ_1 :

$$\Delta_1 = d_{e1} \cdot \frac{k_2 - \frac{E_2}{E_1} \cdot \left[k_1 - \frac{4}{3} \cdot (p_1 - p_2) \right]}{E_2 + k_2}$$
$$\Delta_1 = 300 \cdot \frac{600 - \frac{185000}{180000} \cdot \left[800 - \frac{4}{3} \cdot (761,7 - 398,8) \right]}{185000 + 600}$$
$$\Delta_1 \approx 0,445 \text{ mm,}$$

kde:

d_{e1} = vnější průměr duše [mm]

Přesah mezi pouzdrem a pláštěm Δ_2 :

$$\Delta_2 = d_{e2} \cdot \frac{k_3 - \frac{E_3}{E_2} \cdot \left[k_2 - \frac{4}{3} \cdot (p_2 - p_3) \right]}{E_3 + k_3}$$
$$\Delta_2 = 480 \cdot \frac{270 - \frac{110000}{185000} \cdot \left[600 - \frac{4}{3} \cdot (398,8 - 135) \right]}{110000 + 270}$$
$$\Delta_2 \approx 0,533 \text{ mm,}$$

kde:

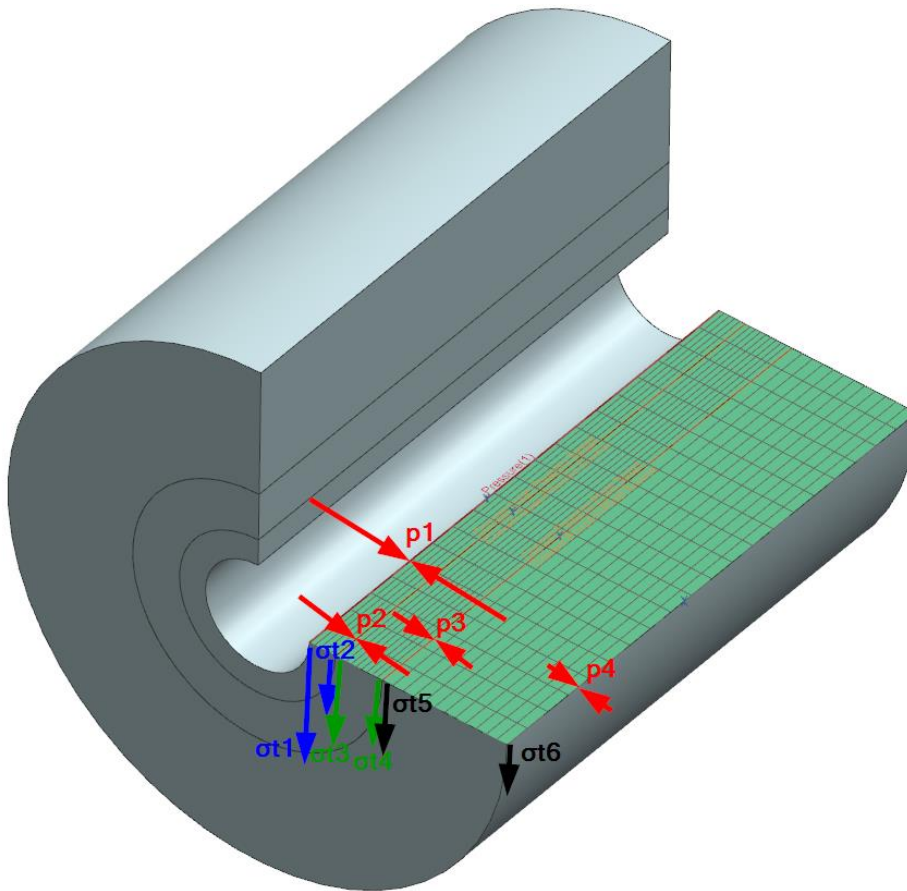
d_{e2} = vnější průměr pouzdra [mm]

Tabulka 10 – Přesahy jednotlivých vrstev pro nalisování

Přesah mezi duší a pouzdrem Δ_1 [mm]	0,455
Přesah mezi pouzdrem a pláštěm Δ_2 [mm]	0,533

7.5 Kontrola kontejneru pomocí metody konečných prvků (MKP)

Dle navržených rozměrů byl vytvořen model kontejneru. Do výpočtu byly zahrnuty vypočítané přesahy jednotlivých vrstev. Model byl zatížen vnitřním tlakem $p_1 = 761,7$ MPa.



Obrázek 7-7 - Působíště radiálních (p) a tangenciálních (σ_t) napětí

Uvedené veličiny:

p_1 = radiální napětí na průměru d_1 duše

p_2 = radiální napětí na průměru d_2 duše

p_2 = radiální napětí na průměru d_2 pouzdra

p_3 = radiální napětí na průměru d_3 pouzdra

p_3 = radiální napětí na průměru d_3 pláště

p_4 = radiální napětí na průměru d_4 pláště

σ_{t1} = tangenciální napětí na průměru d_1 duše

σ_{t2} = tangenciální napětí na průměru d_2 duše

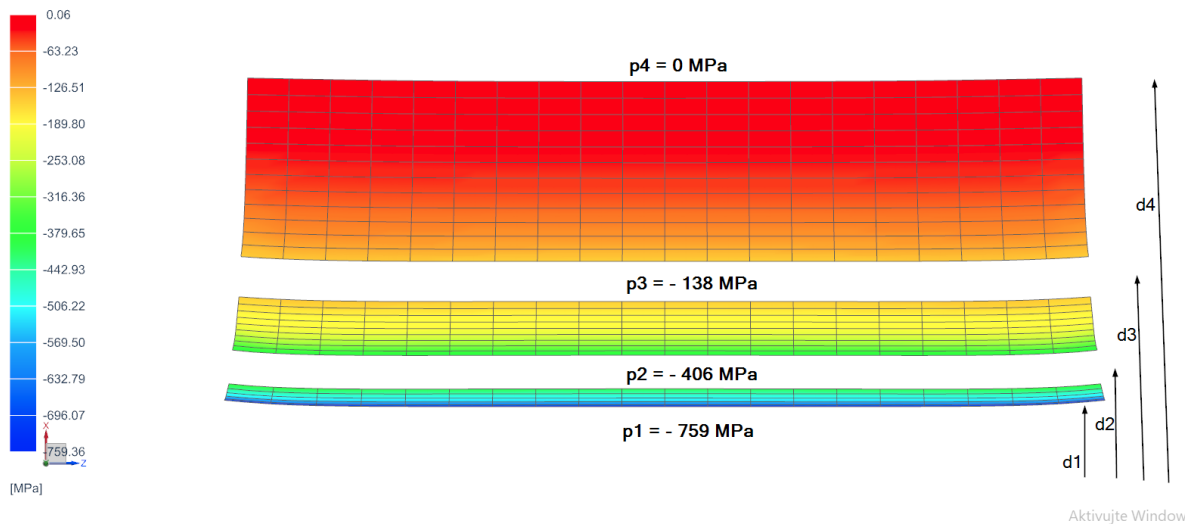
σ_{t3} = tangenciální napětí na průměru d_2 pouzdra

σ_{t4} = tangenciální napětí na průměru d_3 pouzdra

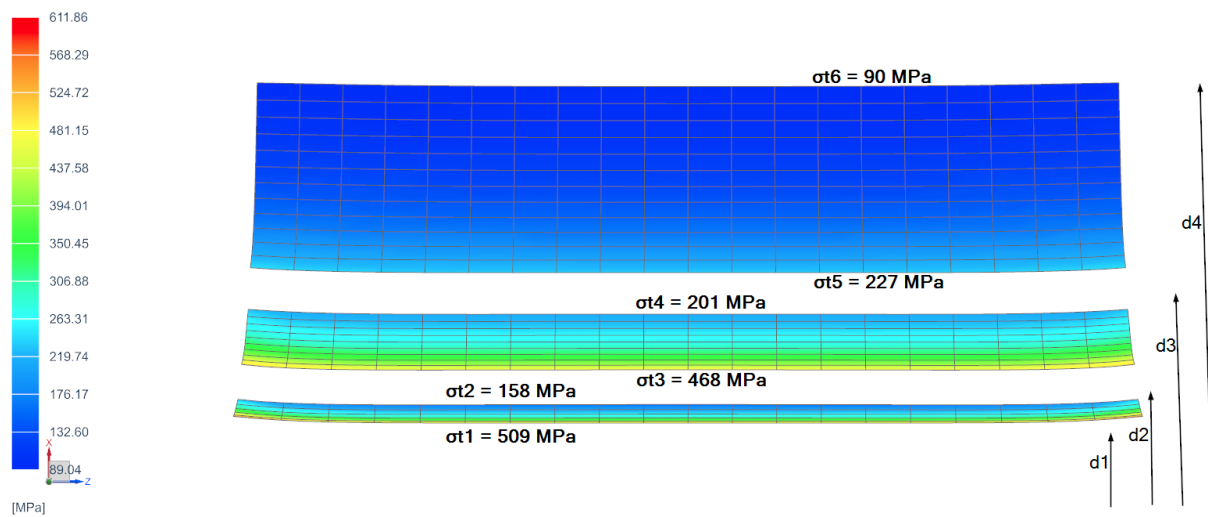
σ_{t5} = tangenciální napětí na průměru d_3 pláště

σ_{t6} = tangenciální napětí na průměru d_4 pláště

Řešením úlohy jsme získali velikosti radiálních a tangenciálních napětí na jednotlivých vrstvách a průměrech kontejneru.



Obrázek 7-8 - Průběh radiálního napětí (p)



Obrázek 7-9 - Průběh tangenciálního napětí (σ_t)

Abychom mohli jednotlivé napětí porovnat s vypočítanými hodnotami, je nutno dopočítat tangenciální napětí σ_t .

Výpočet tangenciálního napětí σ_t :

$$\sigma_{t_i} = \frac{p_i - \kappa^2 \cdot p_e}{\kappa^2 - 1} + \frac{(p_i - p_e) \cdot d_e^2}{d_i^2 \cdot (\kappa^2 - 1)}$$
$$\sigma_{t_e} = \frac{p_i - \kappa^2 \cdot p_e}{\kappa^2 - 1} + \frac{(p_i - p_e) \cdot d_i^2}{d_e^2 \cdot (\kappa^2 - 1)}$$

kde:

σ_{t_i} = tangenciální napětí na vnitřním průměru [MPa]

σ_{t_e} = tangenciální napětí na vnějším průměru [MPa]

p_i = tlak na vnitřním průměru [MPa]

p_e = tlak na vnějším průměru [MPa]

d_i = vnitřní průměr [mm]

d_e = vnější průměr [mm]

Tangenciální napětí na průměru d_1 :

$$\sigma_{t_1} = \frac{p_1 - \kappa_1^2 \cdot p_2}{\kappa_1^2 - 1} + \frac{(p_1 - p_2) \cdot d_2^2}{d_1^2 \cdot (\kappa_1^2 - 1)}$$
$$\sigma_{t_1} = \frac{761,7 - 1,5^2 \cdot 398,8}{1,5^2 - 1} + \frac{(761,7 - 398,8) \cdot 300^2}{200^2 \cdot (1,5^2 - 1)}$$
$$\sigma_{t_1} \approx 545 \text{ MPa}$$

Stejným způsobem byly vypočítány také ostatní tangenciální napětí.

$$\sigma_{t_2} \approx 182 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t_3} \approx 467 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t_4} \approx 203 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t_5} \approx 225 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t_6} \approx 90 \text{ MPa}$$

Tabulka 11 - Srovnání vypočítaných hodnot s hodnotami získanými pomocí MKP:

Napětí	Vypočítáno [MPa]	MKP [MPa]	Rozdíl [%]
p_1	761,7	759	0,4
p_2	398,8	406	1,8
p_3	135	138	0,2
p_4	0	0	0
σ_{t_1}	545	509	7
σ_{t_2}	182	158	15
σ_{t_3}	467	468	0,2
σ_{t_4}	203	201	0,9
σ_{t_5}	225	227	0,8
σ_{t_6}	90	90	0

Pozn. Velikosti radiálních napětí jsou v absolutní hodnotě

Hodnoty vypočítaných tangenciálních napětí σ_{t_1} a σ_{t_2} jsou znatelně vyšší. Pro jistotu bylo zkontrolováno redukované napětí na průměru d_l , na kterém nastává maximální napjatost, uvažující zvýšené tangenciální napětí σ_{t_1} . Ostatní napětí se téměř neliší.

Kontrola redukovaného napětí podle hypotézy S.V. na průměru d_l (duši) σ_{red} :

$$\sigma_{red} = \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_o + \sigma_r) \quad \sigma_o = 0 \text{ (nádobá bez den)}$$

$$\sigma_{red} = \sigma_{t_1} - \mu \cdot p_1$$

$$\sigma_{red} = 545 - 0,3 \cdot -759$$

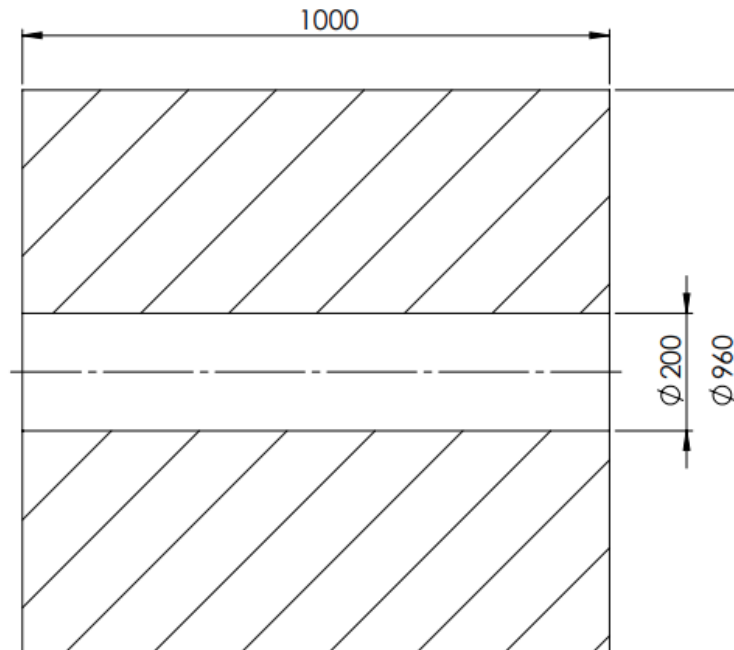
$$\sigma_{red} = 773 \text{ MPa} < k_1 \text{ Vyhovuje}$$

Výsledky MKP nám potvrdili, že navržený kontejner ze tří nalisovaných vrstev vydrží vnitřní tlak $p_1 = 761,7$ MPa.

7.6 Jednoplášťový kontejner

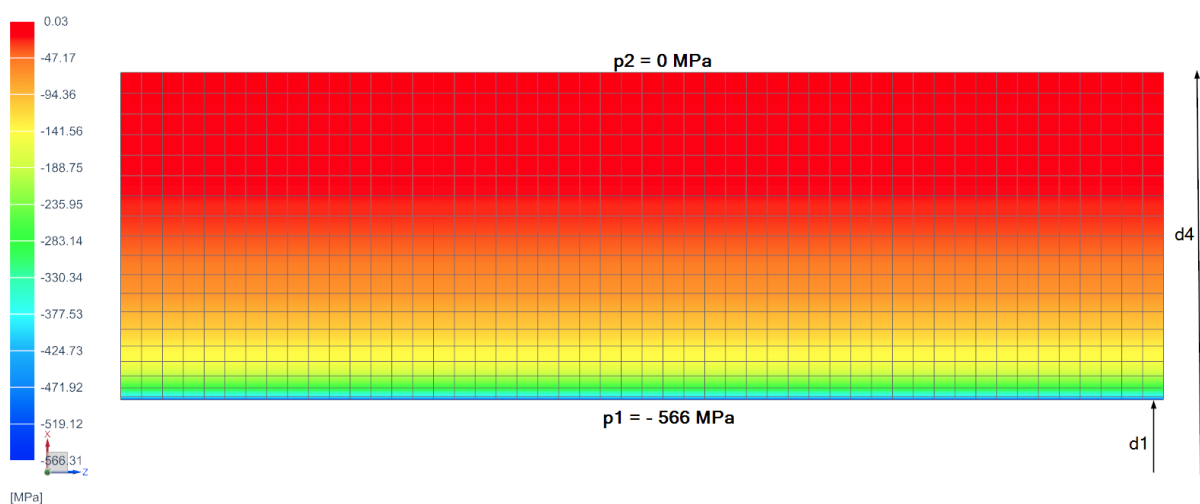
Pro srovnání bylo zjištěno, jaký maximální tlak by vydržel kontejner z jedné vrstvy o stejných zástavbových rozměrech. Uvažujeme použití materiálu 19 720, který byl použit pro duši v návrhu tříplášťové konstrukce kontejneru.

Mechanické vlastnosti materiálu: $\sigma_d = 800$ MPa

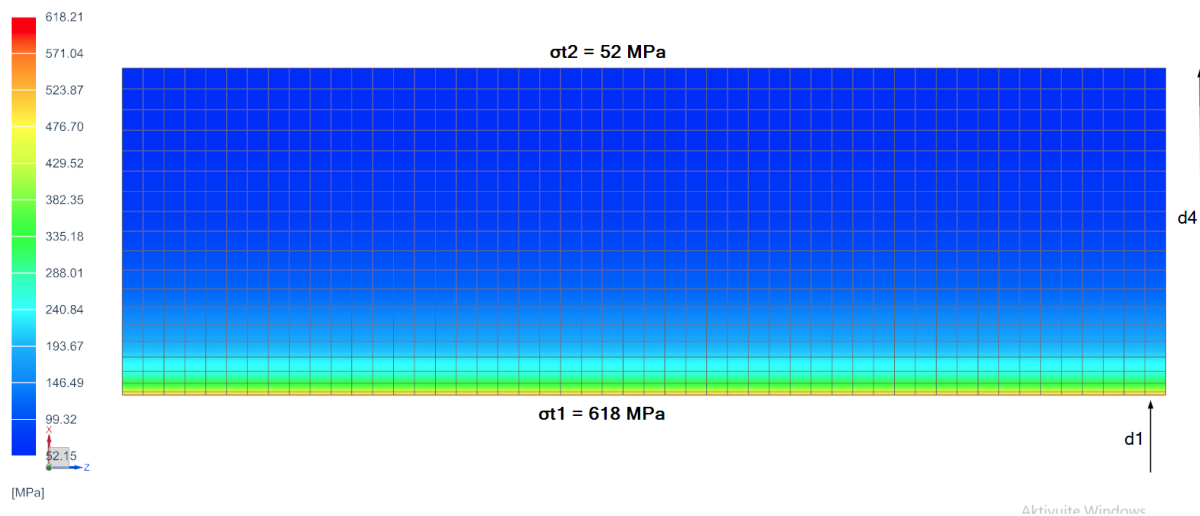


Obrázek 7-2 – Rozměry kontejneru z jedné vrstvy

Pomocí MKP bylo zjištěno, že kontejner z jedné vrstvy může být zatížen maximálním vnitřním tlakem $p_1 = 575$ MPa.



Obrázek 7-10 - Průběh radiálního napětí (p)



Obrázek 7-11 - Průběh tangenciálního napětí (σ_t)

Kontrola redukovaného napětí podle hypotézy S.V.:

- maximální napjatost nastává na průměru d_1

$$\sigma_{red} = \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_o + \sigma_r) \quad \sigma_o = 0 \text{ (nádobá bez den)}$$

$$\sigma_{red} = \sigma_{t_1} - \mu \cdot p_1$$

$$\sigma_{red} = 618 - 0,3 \cdot -566$$

$$\sigma_{red} = 788 \text{ MPa} < \sigma_d \text{ Vyhovuje}$$

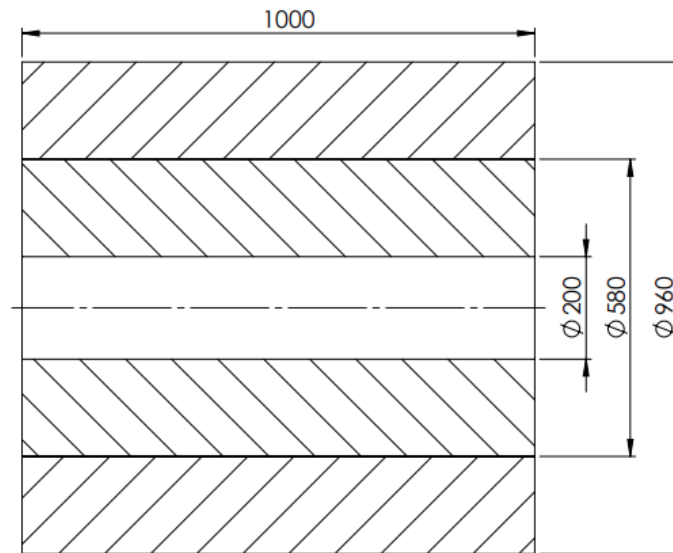
Kontejnery z jednoho kusu se používaly v ranných dobách technologie vytlačování. Kvůli častému praskání byly nahrazeny dvouplášťovými kontejnery. První dvouplášťový kontejner vyhřívaný plynem byl vyvinut v roce 1867.

Z hlediska namáhání by kontejner z jednoho kusu obstál. Vydržel byl vnitřní tlak 575 MPa, zatímco maximální tlak, který může nastat při zadaných parametrech vytlačovacího lisu, je $p_{max} = 381 \text{ MPa}$. Problém by nastal při řešení vyhřívacího a chladicího systému.

7.7 Dvouplášťový kontejner

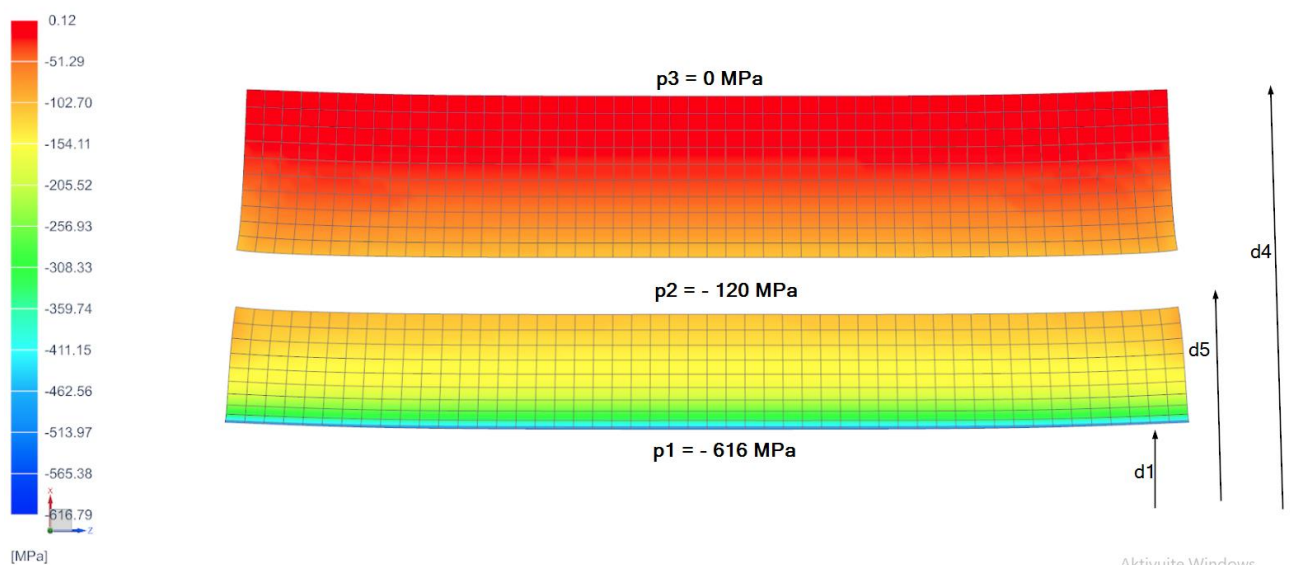
Stejným způsobem bylo zjištěno, jaký maximální tlak by vydržel kontejner ze dvou nalisovaných vrstev o stejných zástavbových rozměrech. Uvažujeme použití materiálu 19 720 pro obě vrstvy.

Mechanické vlastnosti materiálu: $\sigma_d = 800 \text{ MPa}$

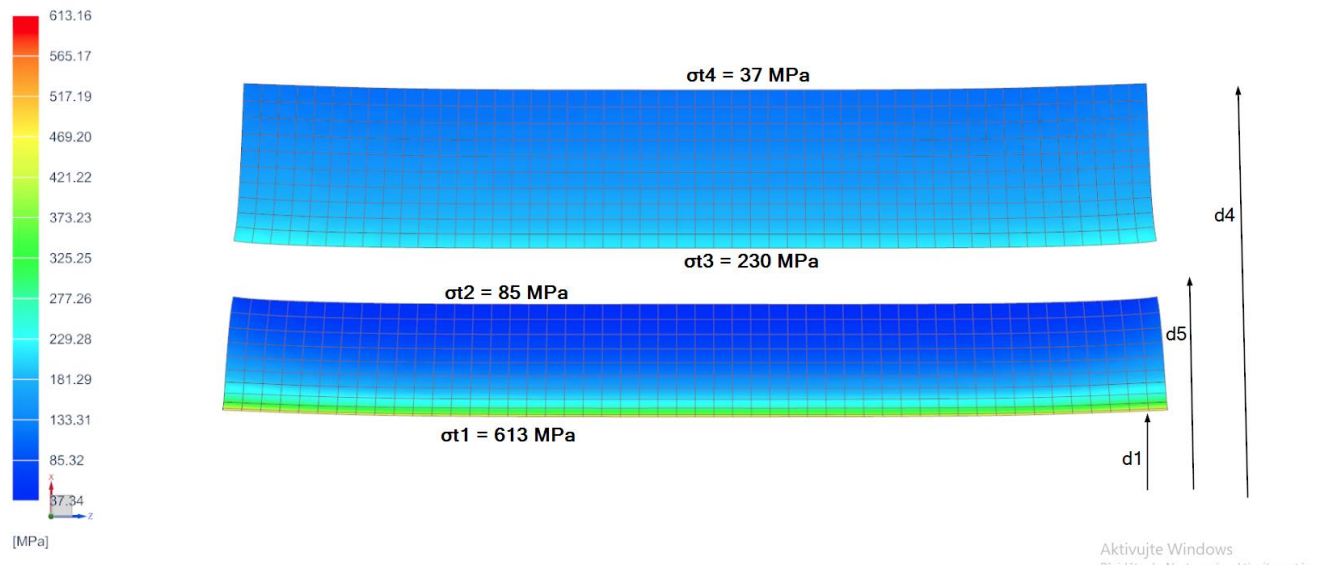


Obrázek 7-12 – Rozměry kontejneru ze dvou nalisovaných vrstev

Pomocí MKP bylo zjištěno, že kontejner ze dvou nalisovaných vrstev může být zatížen maximálním vnitřním tlakem $p_1 = 625 \text{ MPa}$.



Obrázek 7-13 - Průběh radiálního napětí (p)



Obrázek 7-14 - Průběh tangenciálního napětí (σ_t)

Kontrola redukovaného napětí podle hypotézy S.V.:

- maximální napjatost nastává na průměru d_1

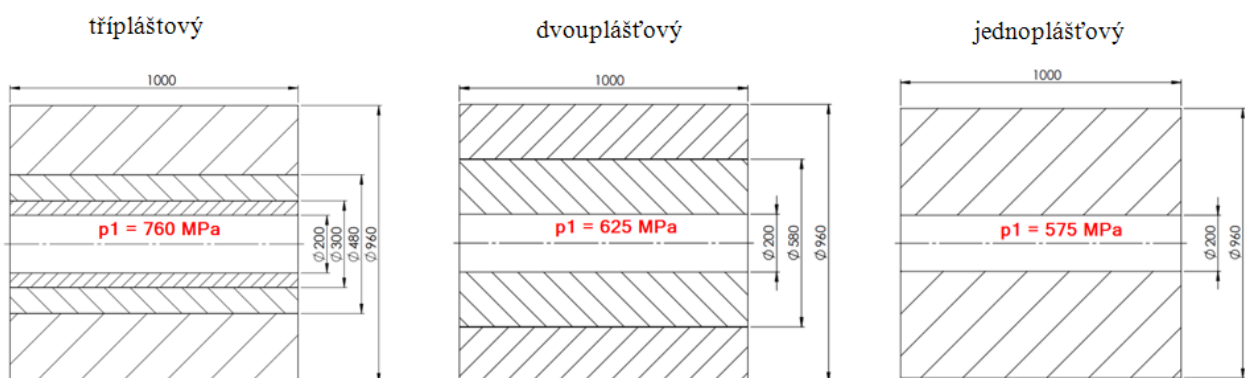
$$\sigma_{red} = \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_o + \sigma_r) \quad \sigma_o = 0 \text{ (nádoaba bez den)}$$

$$\sigma_{red} = \sigma_{t_1} - \mu \cdot p_1$$

$$\sigma_{red} = 613 - 0,3 \cdot -616$$

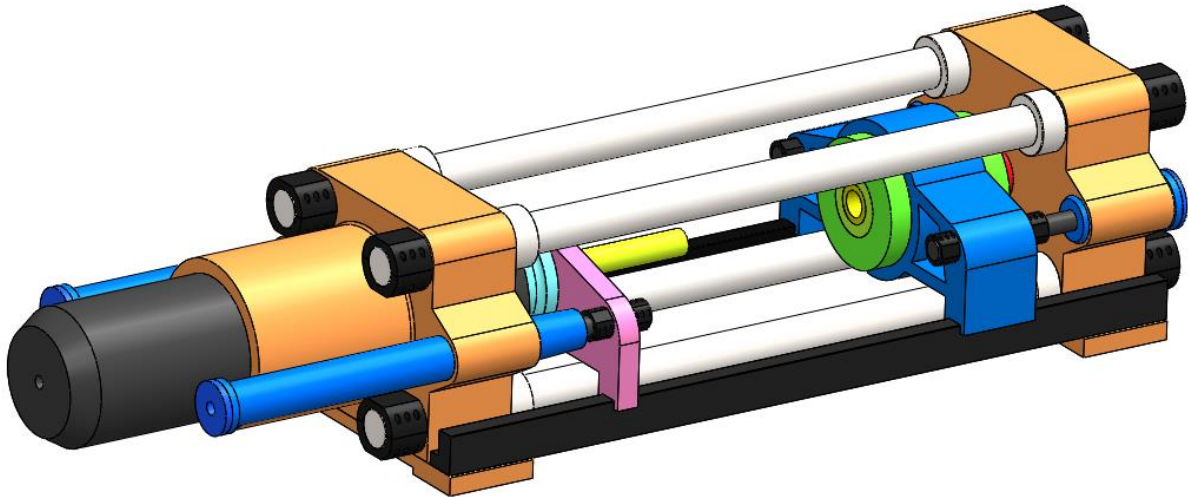
$$\sigma_{red} = 798 \text{ MPa} < k_1 \text{ Vyhovuje}$$

Vzhledem k nízkému maximálnímu tlaku $p_{max} = 381 \text{ MPa}$ by dvouplášťová konstrukce kontejneru mohla být použita.

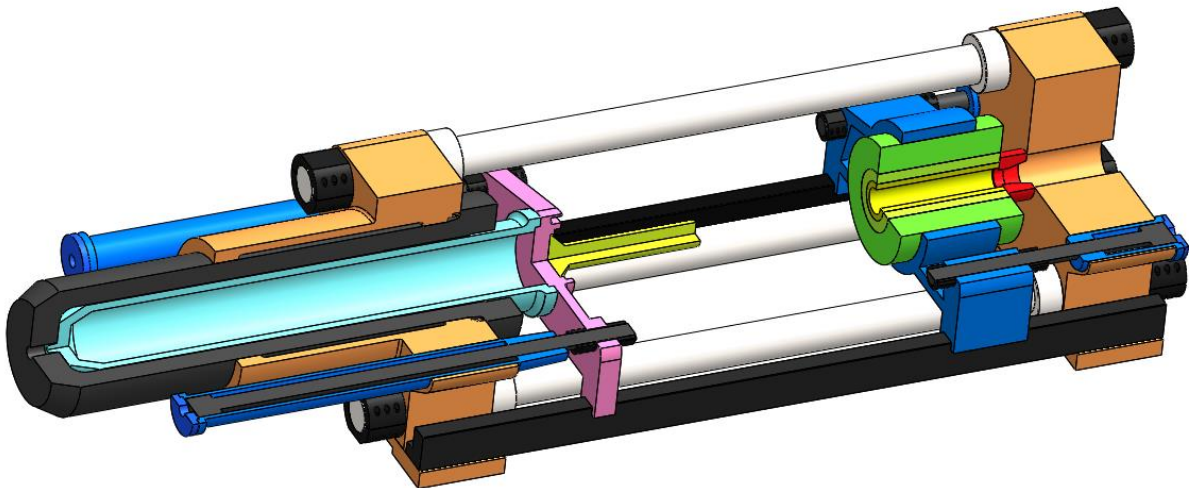


Obrázek 7-15 – Srovnání únosnosti konstrukčních variant kontejneru

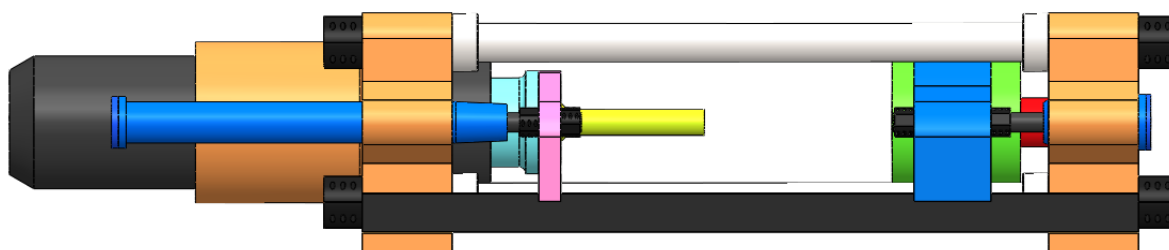
8 Model navrženého čtyřsloupového hydraulického lisu pro přímé vytlačování



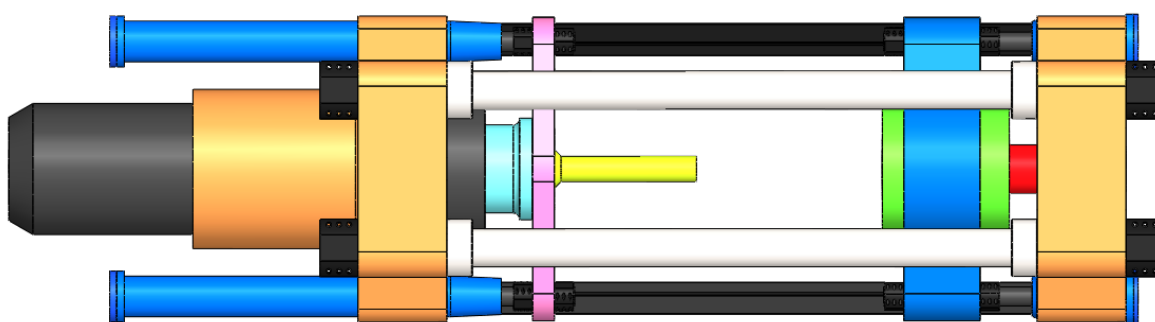
Obrázek 8-1 – ISO pohled



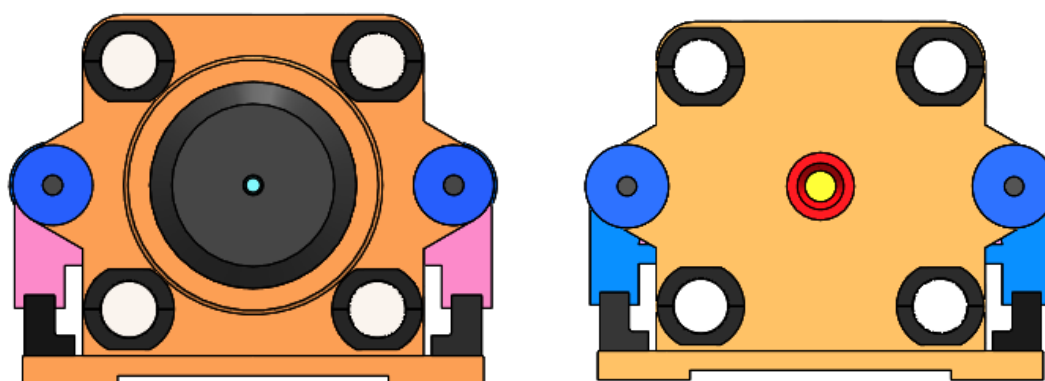
Obrázek 8-2 – ISO pohled v řezu



Obrázek 8-3 – Pohled z předu



Obrázek 8-4 – Pohled ze shora



Obrázek 8-5 – Pohledy z boku

9 Závěr

V úvodní části práce byla představena stručná historie vytlačování kovů, následovala rešerše současného stavu vytlačovacích lisů. Byly popsány různé metody vytlačování a konstrukční řešení vytlačovacích lisů. Pomocí kinematického schéma vytlačovacího lisu byly představeny základní funkce a vlastnosti jednotlivých částí vytlačovacího lisu.

Po úvodní části se práce zabývala základním návrhem vybraných součástí lisu. Ze zadaných parametrů vytlačovacího lisu (vytlačovací síla, zpětná síla, síla pohonu kontejneru, provozní tlak) byly navrženy základní rozměry pracovního plunžru, hlavního válce, sloupů, dělené matice a také válce s pístem zpětného pohonu a válce s pístem pohonu kontejneru. K výpočtům hydraulických válců a pracovního plunžru byla použita teorie silnostěnných nádob.

Závěrečná a hlavní část práce se věnovala návrhem tříplášťového kontejneru. Byl zadán vnitřní průměr a délka kontejneru. Rozměry a materiály jednotlivých vrstev kontejneru byly zvoleny dle doporučení [9]. Výpočet únosnosti kontejneru byl proveden podle teorie nalisovaných silnostěnných nádob. **Navržený tříplášťový kontejner může být zatížen maximálním vnitřním tlakem 761,7 MPa.** Ze zadaných parametrů vytlačovacího lisu byl vypočítán maximální vytlačovací tlak, který daný lis může poskytnout. **Maximální vytlačovací tlak daného lisu je 381 MPa. Navržený kontejner tedy vyhovuje.** Byly vypočítány hodnoty radiálních a tangenciálních napětí jednotlivých vrstev na jednotlivých průměrech kontejneru. Analytické výpočty byly ověřeny softwarovým výpočtem pomocí metody konečných prvků (MKP) v programu Siemens NX. Softwarové výpočty se s analytickými téměř nelišily až na hodnoty tangenciálních napětí na vnitřním a vnějším průměru duše, které vyšly podle MKP o 7 a 15 % menší. Kontrola redukovaného napětí na vnitřním průměru duše s navýšeným tangenciálním napětím vyšla v pořádku.

Pomocí MKP byly zjištěny únosnosti jednoplášťové a dvouplášťové konstrukce kontejneru o stejných zástavbových rozměrech jako konstrukce navrženého tříplášťového kontejneru. Jednoplášťový kontejner může být zatížen maximální vnitřním tlakem 575 MPa. Pevnostně by sice vyhověl, ale použít by být nemohl, kvůli problémům při konstrukci chladicího systému. Dvouplášťový kontejner může být zatížen maximální vnitřním tlakem 625 MPa, mohl by být použit namísto tříplášťové konstrukce.

10 Seznam použitých zdrojů

- [1] Čechura, Milan, Hlaváč, Jan a Staněk, Jiří. *Konstrukce tvářecích strojů*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015. ISBN 978-80-261-0513-8.
- [2] ČECHURA, Milan a Jiří STANĚK. *Tvářecí stroje: hydraulické lisy*. Plzeň: Západočeská univerzita, 1999. ISBN 80-7082-480-8.
- [3] Hydraulic Press. In: Old Book Illustration [Online] . [Citace: květen 2022]. Dostupné z: <https://www.oldbookillustrations.com/wp-content/high-res/1885-1891/hydraulic-press-1600.jpg>
- [4] Bauser, M., Sauer, G., Siegert, K. *Extrusion: Second edition*. Ohio: ASM International, 2006
- [5] Sheppard, T. *Extrusion of Aluminium Alloys*. Boston: Springer Science & Business Media, 1999
- [6] Hydraulic Presses. In: Czech-presses [Online]. [květen 2022]. Dostupné z: <http://www.czech-presses.eu/hydraulic-presses.htm>
- [7] Pressing Processes. In: SMS group [Online]. Příbram. [Citace: listopad 2021]. Dostupné z: <https://www.sms-group.com/plants/all-plants/>
- [8] Extrusion Presses. In: Macrodyne [Online]. [Citace: listopad 2021]. Dostupné z: <http://www.macrodynepress.com/hydraulic-presses/extrusion-presses/>
- [9] Podklady k předmětu Konstrukce tvářecích strojů na Západočeské univerzitě v Plzni
- [10] Extrusion Process. In: Industrialextrusionmachinery [Online]. [Citace: leden 2022]. Dostupné z: <http://www.industrialextrusionmachinery.com/index.html>
- [11] Anderson, K., Weritz, J., Kaufman, J. G. *Aluminium Science and Technology*. Ohio: ASM International, 2018
- [12] Katalog-Pressen-Simrit.pdf. In: Merkel Sealing Technology. [Online]. [Citace: únor 2022]. Dostupné z: <http://sovedaco.es.com.br/wp-content/uploads/2016/07/Katalog-Pressen-Simrit.pdf>