

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Konstrukční řešení hydraulického vytlačovacího lisu
a jeho technologické užití

Autor: **Tom KOSTĚ**

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

Akademický rok 2016/2017

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Tom KOSTĚ**
Osobní číslo: **S14B0160P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Konstrukční řešení hydraulického vytlačovacího lisu a jeho technologické užití**
Zadávající 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 vytlačovacích lisů. Proveďte rešerši současného stavu (konstrukce, výroba, technické parametry). Proveďte výpočty základních konstrukčních uzlů hydraulického vytlačovacího lisu a stanovte jejich technologické využití.

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 a základní výpočty
3. Návrh pohonu, kontejneru a rámu hydraulického vytlačovacího lisu
4. Technologické využití hydraulických vytlačovacích lisů
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:

RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. *Tvářecí stroje - základy výpočtů a konstrukce.* Praha: SNTL, 1982

RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. *Tvářecí stroje - základy stavby a využití.* Praha: SNTL, 1985

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

STANĚK, J. *Základy stavby výrobních strojů - tvářecí stroje.* Plzeň: ZČU, 2001

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 2016**
Termín odevzdání bakalářské práce: **2. června 2017**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

V Plzni dne 19. září 2016

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 Kost'	Jméno Tom	
STUDIJNÍ OBOR	B2301 Strojní inženýrství, Stavba výrobních strojů a zařízení		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Staněk, CSc.	Jméno Jiří	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Konstrukční řešení hydraulického vytlačovacího lisu a jeho technologické užití		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	62	TEXTOVÁ ČÁST	55	GRAFICKÁ ČÁST	7
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p style="text-align: center;">ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením hydraulického vytlačovacího lisu a jeho hlavních konstrukčních skupin. Pozornost je věnována vlastnímu vytlačovacímu procesu i funkcím jednotlivých konstrukčních skupin. V úvodní části práce je popsán princip, historie, současný stav technologie vytlačování. Jsou zmíněny v praxi nejvíce využívané metody. V praktické části je proveden návrh a výpočet základních částí hydraulického vytlačovacího lisu. Tyto výpočty slouží k racionálnímu návrhu hlavních částí vytlačovacího lisu pro zadané požadavky na vytlačovací lis. Z výsledků výpočtu byl vytvořen model sloupu s maticemi a podroben pevnostní analýze. V závěru této práce jsou uvedeny možnosti využití technologie vytlačování.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>vytlačování, hydraulický lis, tváření</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Kost'	Name Tom	
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	Structural design of hydraulic extruder and its technological uses		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2017
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	62	TEXT PART	55	GRAPHICAL PART	7
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This bachelor thesis presents structural design of the hydraulic extruder and its main assembly units. A special attention is paid to extrusion process and the functions of extruders subsystems. In introduction the principles of extrusion, history and current status are specified. The most frequent extrusion methods applied in manufacturing are mentioned. The next part contents the technical calculation and design of main parts of the hydraulic extruder. These calculations are applied for the rational design to match the requirements imposed on the extruder. The calculation results were applied to carry out a dimensional model of the column with matrices for stress analysis process. At the end of this work numerous examples of using extrusion technology are presented.</p>
KEY WORDS	extrusion, hydraulic press, forming

Obsah

1. Úvod.....	10
2. Princip vytlačování.....	10
3. Historie.....	11
4. Rešerše současného stavu.....	12
5. Základní rozdělení.....	14
5.1 Směrem působení tvářecí síly vůči vytlačování:	15
Přímé vytlačování.....	15
Nepřímé vytlačování	16
Stranové vytlačování	17
Hydraulické vytlačování	18
5.2 Teplotou vytlačovaného materiálu:	19
Vytlačování za tepla	19
Vytlačování za studena.....	20
5.3 Konstrukce.....	20
Pohon.....	20
Postavení lisu.....	21
Horizontální.....	21
Počet sloupů	21
6. Návrh pohonu, kontejneru a rámu hydraulického vytlačovacího lisu.....	22
6.1 Pohon lisu	22
Hlavní pohon	23
Zpětný pohon.....	24
Pohon kontejneru.....	26
Pohon nůžek	28
Rozměry válce.....	29
Rozměry plunžru	32
6.2 Výpočet kontejneru.....	33
Teoretické určení přesahů a odvození vztahů pro výpočet jednotlivých napětí.....	34
Duše.....	35
Pouzdro.....	37
Výpočet přesahů částí kontejneru	38
6.3 Výpočet rámu	40
Tachov- Kuzněcovovo pravidlo o integraci dvou funkcí.....	42

Kontrola traverzy:	47
Sloupy lisu:.....	48
Výpočet pootočení matice pro vyvození požadovaného předpětí ve spoji sloupu a traverzy.....	49
Výpočet otlacení mezi maticí a traverzou	50
Pevnostní analýza sloupu lisu	51
7. Technologické využití	53
7.1 Kovy využívané pro vytlačování	53
7.2 Vytlačování trubek a dutých profilů	54
Vytlačování dutých profilů pomocí trnu	54
Vytlačování dutých profilů pomocí speciální kombinované matrice.....	55
7.3 Vytlačovací teploty a rychlosti	57
7.4 Mazání a izolace sochoru	59
7.5 Parametry vytlačování	59
7.6 Konstrukce matrice	60
7.7 Vady vytlačování	60
8. Závěr.....	60
Literatura	61

Seznam obrázků

Obr. 2-1: Princip vytlačování	10
Obr. 5-1: Princip přímého vytlačování.....	15
Obr. 5-2: Schéma přímého vytlačovacího lisu	16
Obr. 5-3: Potřebná síla razníku v závislosti na jeho poloze	16
Obr. 5-4: Princip nepřímého vytlačování	17
Obr. 5-5: Nepřímé vytlačování.....	17
Obr. 5-6: Hydraulické vytlačování.....	18
Obr. 6-1: Popis vytlačovacího lisu	22
Obr. 6-2: Schéma pohonů a rozvodů hydraulického vytlačovacího lisu.....	23
Obr. 6-3: Schéma hlavního pohonu.....	23
Obr. 6-4: Těsnění hlavního pohonu.....	24
Obr. 6-5: Schéma zpětného pohonu	25
Obr. 6-6: Těsnění zpětného pohonu	25
Obr. 6-7: Schéma pohonu kontejneru ze strany pístu	26
Obr. 6-8: Schéma pohonu kontejneru ze strany pístnice.....	27

Obr. 6-9: Schéma pohonu nůžek ze strany pístu	28
Obr. 6-10: Schéma pohonu nůžek ze strany pístnice	29
Obr. 6-11: Schéma válce a plunžru	30
Obr. 6-12: Rozměry plunžru	32
Obr. 6-13: Rozložení tlaku v kontejneru	33
Obr. 6-14: Přesah jednotlivých částí kontejneru	34
Obr. 6-15: Jednotlivé části a rozměry kontejneru	36
Obr. 6-16: Přesahy částí kontejneru	38
Obr. 6-17: Tachov- Kuzněcovovo pravidlo o integraci dvou funkcí	42
Obr. 6-18: Momentové plochy okolo sloupů lisu od jednotlivých vnitřních staticky neurčitých veličin	43
Obr. 6-19: Průběh momentu okolo sloupů rámu od vnějšího zatížení	44
Obr. 6-20: Průběh momentu okolo celého rámu od vnějšího zatížení	45
Obr. 6-21: Označení bodů v jednotlivých místech rámu	46
Obr. 6-22: Velikosti ohybového momentu v jednotlivých místech rámu	46
Obr. 6-23: Velikosti posouvajících sil v jednotlivých intervalech	47
Obr. 6-24: Zjednodušený průřez traverzy	47
Obr. 6-25: Diagram předepjatého spoje sloupu a traverzy	48
Obr. 6-26: Prodloužení a napětí v předepjatém sloupu	52
Obr. 6-27: Rozložení napětí v místě závitů	53
Obr. 7-1: Přímé vytlačování dutých profilů pomocí pohyblivého trnu	54
Obr. 7-2: Nepřímé vytlačování dutých profilů pomocí pevného trnu	55
Obr. 7-3: Tvar speciálních kombinovaných matic	56
Obr. 7-4: Přímé vytlačování dutého profilu pomocí speciální kombinované matrice	57
Obr. 7-5: Závislost změny teploty při vytlačování na rychlosti razníku	58

Seznam tabulek

Tab. 4-1: Základní parametry lisů CXP	13
Tab. 4-2: Základní parametry lisů CXT	13
Tab. 5-1: Teploty materiálů při vytlačování za tepla	20
Tab. 6-1: Parametry vytlačovacího lisu CXP 1200	22
Tab. 7-1: Rozdělení tvarů vytlačovaných profilů speciálními kombinovanými maticemi	56
Tab. 7-2: Parametry vytlačování	59

1. Úvod

Průmyslová výroba ve XXI. století stojí na několika hlavních pilířích. Jde především o vysokou racionalitu výroby, spočívající zejména na optimálním rozfázování výrobního procesu s cílem dosažení nízkých výrobních nákladů při zvýšení technických parametrů, spolehlivosti a životnosti. Nejvyšší pozornost je věnována splnění náročných environmentálních požadavků jak při výrobním procesu, tak i procesu užívání výrobků. Dnes je samozřejmé i ekologicky šetrné a racionální využití odpadu při výrobním procesu i proces recyklace výrobků po skončení jejich technické životnosti.

Vytlačování je jednou z rychle se rozvíjejících tvářecích technologií, které plní požadavky moderního průmyslu. Tato práce by měla čtenáře seznámit s rozsahem možností využití technologie vytlačování, jejím rozdělením, historií a posléze se základním návrhem a okrajovými výpočty jednotlivých částí hydraulického vytlačovacího lisu.

2. Princip vytlačování

Vytlačování je proces, používaný k výrobě dlouhých rovných součástí o konstantním průřezu. Polotovar výchozího materiálu, též nazývaný sochor, s rotačním či obdélníkovým průřezem je vložen do kontejneru. Z jedné strany kontejneru působí na polotovar síla, vyvozena pohybujícím se razníkem. Na opačné straně kontejneru (přímé vytlačování) nebo na razníku (nepřímé vytlačování) se nachází matrice s vnitřním kalibrovaným otvorem. Po dosažení dostatečného tlaku na sochor, se začne materiál vytlačovat otvorem v matrici. Vytlačený materiál (výtlaček) si zachovává stejný průřez, jako má otvor v matrici.



Obr. 2-1: Princip vytlačování [5]

(a)- přímé vytlačování, 1- sochor, 2- kontejner, 3- matrice, 4- pohyblivý razník, 5- lisovací příloška, 6- držák matrice

(b)- nepřímé vytlačování, 1- sochor, 2- kontejner, 3- matrice, 4- pevný razník

Obecně platí, že pro vytlačování jsou zapotřebí velké tvářecí síly. Tyto síly vytvářejí v materiálu tlakové napětí, které v některých případech způsobí zvýšení tažnosti. Zvýšená tažnost materiálu snižuje riziko výskytu vad ve výtlačku a umožňuje zvýšení produktivity tohoto procesu.

Hlavními výhodami této metody tváření materiálu je možnost vytvářet polotovary požadovaného průřezu při dosažení přesného tvaru a kvalitního povrchu. Vytlačování umožňuje dosažení vysokého využití výchozího materiálu (poměrně malé procento odpadu je snadno recyklovatelné). Během vytlačování dochází k pěchování materiálu a tím i v některých případech ke zvýšení pevnosti vyráběného polotovaru.

Další výhodou je možnost tvářet za určitých podmínek i křehké materiály. To je umožněno tím, že se ve tvářeném materiálu vyskytuje pouze tlakové a smykové napětí. Jelikož se ve zpracovávaném materiálu nevyskytuje tahové napětí, lze dosahovat vysokých deformací bez rizika trhání kovu.

Vytlačování může být prováděno za tepla (po předchozím ohřevu polotovaru) nebo za studena (při teplotě prostředí haly či s nevelkým zvýšením teploty polotovaru). Kovy, jako je olovo a cín, které jsou snadno tvářitelné, se zpracovávají převážně vytlačováním za studena. Obtížněji zpracovatelné kovy jsou obvykle vytlačovány za tepla.

Některé materiály, jako například nerezové oceli nebo slitiny niklu, vyžadují při vytlačování speciální postup, aby nedocházelo k povrchovým vadám. Toho se docílí například zamezením interakce mezi polotovarem a kontejnerem s matricí pomocí mazání olejem, grafitem či skelným práškem.

Výrobky vzniklé vytlačováním dosahují vysokých přesností, kvalitní povrchové úpravy a jemnozrnné krystalové struktury. Vytvoření jemnozrnné struktury má za následek lepší mechanické vlastnosti materiálu.

Pomocí vytlačování lze vyrábět profily, které obsahují dutiny. Dutinu lze vytvořit děrovacím trnem nebo pomocí speciálních matic. V závislosti na průřezu vytlačovaného materiálu může být matrice konstantního průřezu, či se průřez matrice může měnit podél její délky.

3. Historie

Metoda vytlačování byla patentována v roce 1797. V této době byl tento proces využíván převážně k výrobě olověných trubek, které se v tehdejší době široce využívaly pro rozvod vody. Jejím vynálezcem byl Angličan Joseph Bramah. K vytlačování bylo zapotřebí přehřát kov a pomocí manuálně poháněného pístu jej protlačit skrze hubici. Dalším vynálezem, který si nechal Joseph Bramah patentovat v roce 1795 byl hydraulický lis opatřený ručním čerpadlem. Joseph Bramah poté vytvořil i nákresy hydraulického vytlačovacího lisu, ale nestihl už zhotovit funkceschopný stroj. To se podařilo Thomasi Burrovi, který v roce 1820 uvedl do provozu hydraulický lis pro vytlačování olověných trubek. V té době byl tento proces nazýván "squirting" (tryskání) na rozdíl od dnešního značení "extrusion" (vytlačování).

K technickému využití hliníku, při jehož zpracování našla metoda vytlačování nejširší uplatnění, mohlo dojít až po několika desetiletích. Hliník, ačkoliv jeho sloučeniny jsou na Zemi z kovů nejvíce rozšířeny, vyžaduje poměrně náročnou technologii výroby.

Poprvé byl hliník izolován jako kov v roce 1807 a v roce 1825 se začal vyrábět pomocí velmi nákladné rafinace. Širšímu využití hliníku bránila jeho velmi vysoká cena.

K prvnímu přelomu ve výrobě hliníku dospěl Sainte Claire Deville v roce 1854, kdy zvládl výrobu tavícím procesem. Ovšem teprve roku 1886 dospěli F.Héroult a nezávisle na něm CH. M. Hall k podstatně levnějšímu způsobu výroby hliníku elektrolýzou.

Proces, který je dnes znám jako vytlačování za tepla, vynalezl Alexander Dick v roce 1894, což je metoda používaná téměř pro všechny nezelezné slitiny včetně hliníku. Ve stejném roce Alexander Dick rozšířil proces vytlačování na slitiny mědi. První hliníkový vytlačovací lis vznikl o pouhých 10 let později v USA. To vedlo, k rychlému nárůstu využití hliníku v automobilovém a stavebním průmyslu.

Velký vzestup výroby hliníku a zvládnutí jeho zpracování přinesla 1. světová válka a následující dvě desetiletí, kdy rychle vzrostla výroba automobilů a letadel. Hliník se stal strategickou surovinou v průběhu 2. světové války, kdy výroba vojenských letadel přešla na zcela nové konstrukce, využívající v nejširší míře profily z hliníku a jeho slitin vyráběné za pomoci vytlačování. Po 2. světové válce vedle nástupu nové generace dopravního letectví přecházejí i automobilky na podstatně širší využití vytlačování pro výrobu částí z lehkých kovů a oceli.

Za dvacet let (mezi léty 1950 – 1969) stoupla světová produkce ocelových polotovarů vyráběných vytláčováním 10x a překročila hranici 500 000t za rok. Poslední dvě desetiletí se vyznačují neustálým úsilím o snižování hmotnosti vozidel i letadel s cílem snížení spotřeby energie. Značnou měrou se na tom podílí proces vytláčování lehkých kovů.

4. Rešerše současného stavu

Mezi největší české výrobce vytláčovacích lisů patří TS Plzeň a.s.

TS Plzeň a.s. vyrábí hydraulické lisy od roku 1872. První zhotovený hydraulický vytláčovací lis zde byl vyroben v roce 1915. Tento lis byl primárně určen pro vytláčování grafitu. Následné roky se výroba rozšířila na lisy pro vytláčování Al, Cu a jejich slitin a lisů pro vytláčování oceli. Vytláčovací lisy byly vyráběny jak pro přímé, tak nepřímé vytláčování. Jejich tvářecí síla se pohybuje v rozmezí 630-5000t. Jsou určeny pro výrobu profilů i trubek. Tato firma je schopna dodávat vytláčovací lisy i o síle 6300t, podle specifických požadavků zákazníků. TS Plzeň a.s. nabízí dvě řady vytláčovacích lisů s názvem CXP a CXT. Obě řady jsou určeny pro vytláčování neželezných kovů a jejich slitin v přímém a nepřímém procesu vytláčování. Lisy jsou vodorovné sloupové konstrukce, která s předepnutými sloupy a traverzami tvoří uzavřený tuhý rám. Kontejner je posuvný a elektricky ohříván. Vytláčovací lisy řady CXT se liší od řady CXP tím, že mají propichovací zařízení, které slouží k vytvoření dutiny u výroby trubek.

Základní parametry lisů CXP	CXP 800	CXP 1250	CXP 1600	CXP 2500	CXP 3200
Pracovní tlak [MPa]	25, 10	25, 10	25, 10	25, 10	25, 10
Objem pracovní kapaliny [l]	5000	8000	10000	12000	15000
Pracovní teplota [°C]	20 - 50	20 - 50	20 - 50	20 - 50	20 - 50
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
Záložní 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
Pracovní rychlost [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 pro výměnu nástroje [MN]	0,1	0,1	0,12	0,2	0,2
Průměr kontejneru [mm]	90 - 150	130 - 180	145 - 225	175 - 320	200 - 360

Délka kontejneru [mm]	650	710	750	800	1000
Prostoje (Al profily) [s]	20 + 10%	20 + 10%	20 + 10%	20 + 10%	20 + 10%
Produktivita (průměrná Al) [kg/h]	700	1100	1700	2600	3400
Maximální průměr tyče [mm]	70	90	110	140	180
Průměr opsané kružnice výrobku [mm]	110	120	160	240	270
Výkon hlavního motoru [kW]	200	200	200	200	200
Počet hlavních motorů	1	2	2	3	4
Nízkotlaký okruh [kW]	2 x 15	2 x 15	2 x 15	3 x 18	3 x 18
Přídavné motory [kW]	1 x 7,5	1 x 7,5	1 x 7,5	1 x 7,5	1 x 7,5
Chladicí systém 6,3 m ²	1 x	1 x	1 x	2 x	2 x
Celkový instalovaný výkon [kW]	280	500	500	750	950
Celková hmotnost [t]	70	110	150	230	290

Tab. 4-1: Základní parametry lisů CXP [9]

Základní parametry CXT	CXT 630	CXT 1250	CXT 1600	CXT 2000	CXT 3200
Pracovní síla [MN]	6,3	12,29	15,4	19,74	31,05
Síla propichovacího zařízení [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				
Pracovní rychlost [mm/s]	0 ÷ 50				

Tab. 4-2: Základní parametry lisů CXT [9]

SMS group

Mezi světové špičky ve výrobě vytlačovacích strojů patří nadnárodní společnost SMS group s hlavním sídlem v Německu. Tato společnost se orientuje na výrobu strojů pro těžký průmysl více jak 100 let. Část její produkce je zaměřena i na vytlačovací lisy. Je to jediný výrobce, který nabízí stroje na všechny způsoby vytlačování a s nimi využívané vytlačované materiály a slitiny.

Prezezi Extrusion

Tato mezinárodní společnost s hlavním sídlem v Itálii byla založena roku 1994. Jak je zřejmé z názvu společnosti, jejím hlavním polem působnosti je výroba lisů určených pro vytlačování. Zaměřuje se na návrh, výpočet a realizaci vytlačovacích lisů dle požadavku zákazníka.

Macrodyne

Tato kanadská společnost se zabývá výrobou hydraulických lisů a manipulační techniky už několik dekad. Hydraulické vytlačovací lisy této společnosti jsou určeny pro vytlačování za tepla i za studena pro výrobu široké škály dílů zhotovených z různých slitin, včetně několika druhů oceli, hliníku, mědi, zirkonu, a dalších.

SPL controls

Belgická společnost SPL controls byla založena v polovině devadesátých let. Specializuje se na výrobu vytlačovacích strojů o síle 425-10 000t.

Kromě firem, které vyrábějí vytlačovací lisy, se na trhu vyskytují společnosti, které poskytují poradenské služby v oblasti návrhu vytlačovacích lisů na specifické parametry.

5. Základní rozdělení

Hydraulické vytlačovací lisy lze dělit podle:

1. Směru působení tvářecí síly vůči vytlačování:

Přímé vytlačování

Nepřímé vytlačování

Stranové vytlačování

Hydrostatické vytlačování

2. Teplotou vytlačovaného materiálu:

Vytlačování za tepla

Vytlačování za studena

3. Konstrukce:

Pohonu

Postavení lisu

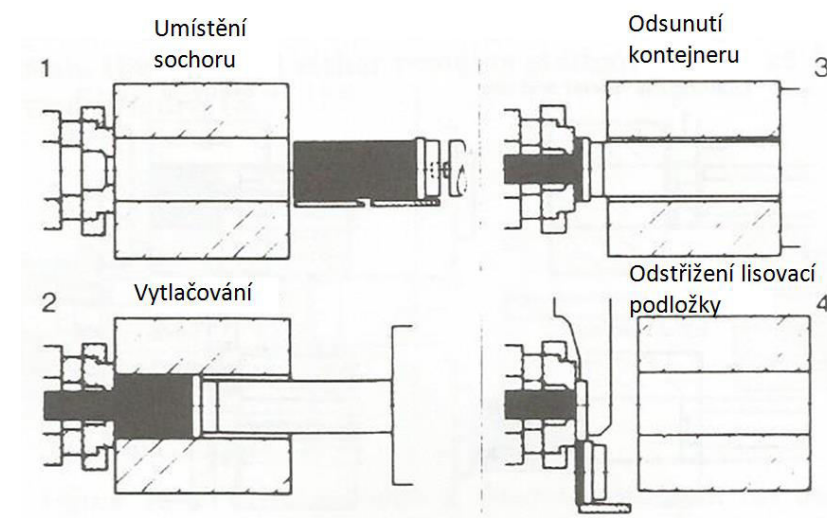
Počtu sloupů

5.1 Směrem působení tvářecí síly vůči vytlačování:

Pokud je razník v přímém kontaktu s polotovarem a směr vytlačování je totožný s pohybem razníku, jedná se o přímé vytlačování. V případě, že se razník pohybuje opačným směrem než vytlačovaný materiál, nazývá se tento proces nepřímé vytlačování. O stranovém protlačování se dá mluvit tehdy, když pohyb nástroje a směr vytlačování jsou mimoběžné. Hydrostatické vytlačování se liší od předchozích tím, že polotovar se dotýká pouze matrice. Přetvárná síla je zajištěna stlačenou pracovní kapalinou, která obklopuje sochor.

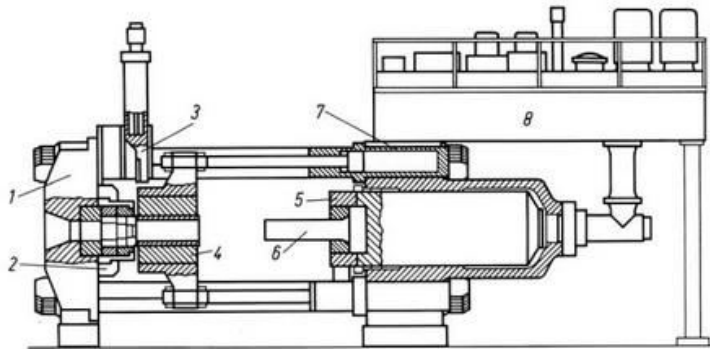
Přímé vytlačování

Přímé vytlačování, také známé jako dopředné vytlačování, je nejběžnější proces vytlačování. Nejprve se pomocí jeřábu nebo dopravníku umístí sochor do silnostěnného kontejneru. Pohybující se razník uzavře kontejner a začne silově působit na sochor. V sochoru začne narůstat tlakové napětí do doby, než vzniklé napětí překoná přetvárný odpor materiálu a třecí síly v kontejneru a matrici. Materiál poté prochází skrze matrici, jejíž vnitřní otvor má shodný tvar s požadovaným průřezem výtlačku. Zadní část sochoru se nevytlačuje. Jedním z důvodů je, že se zde nahromadily nečistoty a vady z povrchu. Druhou příčinou pro recyklaci zbytku sochoru je, že vlivem nepříznivého tvaru sochoru by byl materiál nucen téct téměř radiálně ke směru vytlačování. To by mělo za následek enormní nárůst potřebných tvářecích sil a v konečném důsledku možné poškození některých částí lisu. Proto se zbytek sochoru odstříhne a recykluje.



Obr. 5-1: Princip přímého vytlačování [5]

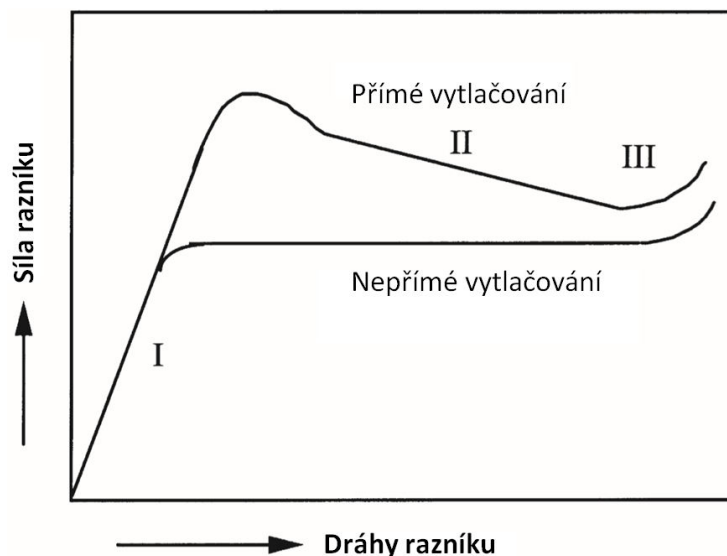
Síla razníku je vyvozena tlakem hydraulického media, které působí na plunžr. Plunžr s připevněným razníkem se pohybují ve válci, který je pevně přidělán k rámu a spojen s pohonem. Pohon je umístěn na rámu nebo v jeho blízkosti. Hlavním úkolem pohonu je dodávat pracovní kapalinu o požadovaném tlaku a množství. Zpětný pohyb je zajištěn pomocí zpětných pístů, které vyvozují síly v opačném směru než plunžr.



Obr. 5-2: Schéma přímého vytlačovacího lisu [6]

1- zadní traverza, 2- držák matrice, 3- nůžky, 4- kontejner, 5- pohyblivá traverza, 6- razník, 7- zpětný pohon, 8- zásobník oleje s pohonnými a řídicími jednotkami

Hlavní nevýhodou tohoto způsobu vytlačování je, že síla potřebná k tváření polotovaru je větší, než u nepřímého procesu vytlačování, díky třecím silám působícím po celém obvodu kontejneru, mezi razníkem a matricí. Z tohoto důvodu, největší síla potřebná pro přímé vytlačování je na začátku procesu a pomalu klesá se snižující se vzdáleností mezi razníkem a matricí. To je zapříčiněno úbytkem materiálu v kontejneru. U přímého vytlačování se nepoužívají sochory o délce větší, než pětinašobek jejich průměru. Tím se omezi potřebné síly pro překonání tohoto tření a zvýší se účinnost procesu. Na konci ingotu se síla značně zvyšuje, protože se z polotovaru stává tenká deska a materiál zde musí proudit radiálně.

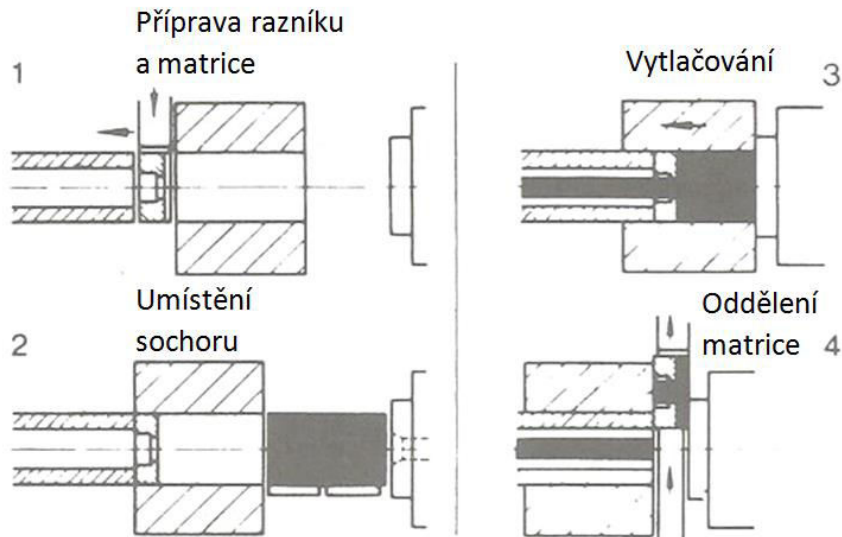


Obr. 5-3: Potřebné síla razníku v závislosti na jeho poloze [5]

I- začátek stlačování polotovaru, II- průběh sil během vytlačování, III- nárůst síly na konci tváření

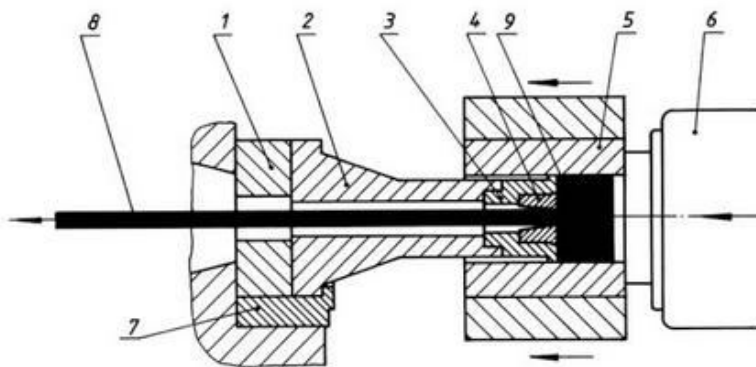
Nepřímé vytlačování

Nepřímé vytlačování, také známé jako zpětné vytlačování se liší od přímé metody tím, že se kontejner s polotovarem pohybují vůči razníku, který je nehybný. Na razník je umístěna matrice. Sochor je umístěn do kontejneru, který je tlačěn plunžrem vůči nehybnému razníku s matricí. Zadní část sochory se po dokončení operace odšťihává většinou i s matricí.



Obr. 5-4: Princip nepřímého vytlačování [5]

Hlavní výhodou tohoto procesu je redukce tření mezi polotovarem a kontejnerem. Tím se dosáhne snížení potřebné síly vyvozené strojem pro tváření. Další výhodou je zkrácení výrobního času (díky snížení tření), snížení počtu vad ve výtlačku a schopnost vytlačit větší sochory. Kontejner má vyšší životnost, vlivem menšího opotřebení povrchu a nižší požadavky na mazání. Nevýhodou je přítomnost nečistot ve výtlačku, které se vyskytovaly na povrchu polotovaru. Pokud je požadován kvalitní povrch výtlačku, je zapotřebí očistit polotovar před vytlačováním. Další nevýhodou je omezení velikosti průměru výtlačku, jelikož výtlaček prochází skrze razník. Proto je maximální průměr výtlačku určen velikostí dutiny v razníku.

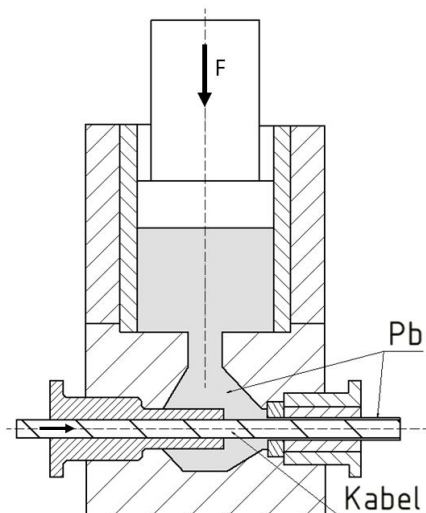


Obr. 5-5: Nepřímé vytlačování [6]

1- ustavovací podložka razníku, 2- razník, 3- držák matrice, 4- matrice, 5- kontejner, 6- plunžr, 7- upevnění razníku, 8- výrobek, 9- sochor

Stranové vytlačování

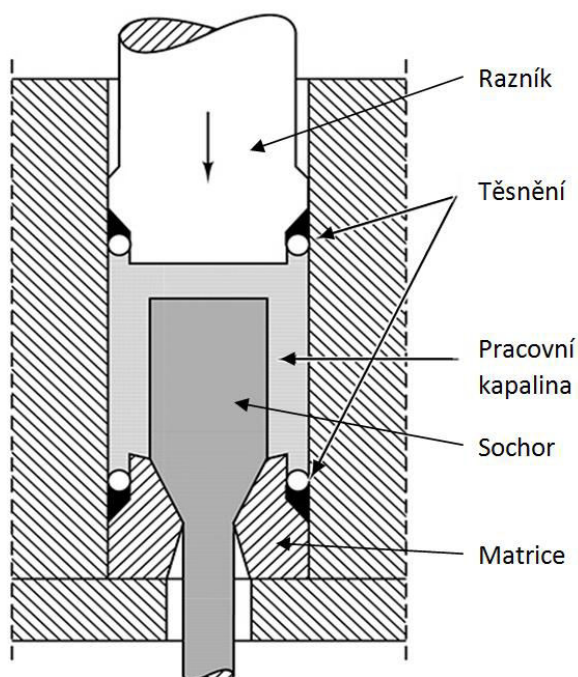
Stranové vytlačování se v minulosti využívalo pro obalování elektrických kabelů olovem. Tato technologie nemá v dnešní době velké uplatnění, zejména v důsledku rozvoje alternativních postupů.



Obr. 5-6: Stranové vytlačování

Hydraulické vytlačování

Hydraulické vytlačování se provádí v nádobě, která je z jedné strany uzavřena maticí. Sochor se do nádoby umístí tak, že utěsní otvor v matici. Toho se docílí pomocí obrobení sochoru na požadovaný tvar. Nádoba se sochořem se naplní pracovní kapalinou. Poté se pracovní kapalina začne stlačovat a sochor je nucen procházet skrze matici.



Obr. 5-7: Hydraulické vytlačování [6]

U tohoto způsobu vytlačování je eliminováno tření, jelikož nedochází ke vzájemnému pohybu mezi kontejnerem (v tomto případě nádobou) a sochořem. Hydrostatické vytlačování se provádí za tepla, za zvýšených teplot, nebo za studena, avšak teplota je omezena stabilitou použité pracovní kapaliny. Dalším omezením je velikost pracovních tlaků. Ty mohou dosahovat stovek megapascalů, ale jsou omezeny pevností nádoby, lisu a matrice a možnostmi pro jejich utěsnění. Běžně se používají rostlinné oleje, jako je například ricinový olej.

Tento proces může být prováděn dvěma cestami:

- Při konstantní rychlosti vytlačování: Pro stlačení media se používá píst nebo plunžr.
- Při konstantním vytlačovacím tlaku: Používá se čerpadlo, případně se zesilovačem tlaku, pro stlačení tekutiny, která se pak čerpá do nádoby.

Největší výhodou této metody je absence tření mezi obalem a polotovarem, proto jsou zapotřebí nižší nároky na sílu potřebnou ke tváření. To nám v konečném důsledku umožňuje dosahovat vyšších rychlostí vytlačování, vyvození větších sil a nižších teplot sochorů. Je prokázáno, že vyšší tlak způsobí zvýšení tažnosti většiny materiálu. To má za následek, dosažení počátku vytlačování při nižším tlaku a výrobě kvalitnějších výtlačků. Pracovní médium má další vlastnost a to, že slouží jako mazivo mezi maticí a sochorem. Hydraulické vytlačování umožňuje přetvářet velké sochory s vysokým přetvárným poměrem. Přetvárný poměr je dán podílem průřezu sochoru ku průřezu výrobku. Vlivem absence kontaktu sochoru se strojem, nedochází k úbytku materiálu na stěnách kontejneru a razníku.

Nevýhodou této metody je riziko úniku oleje, který je pod vysokým tlakem. To může být způsobeno nedokonalým utěsněním matrice pomocí sochoru. Z toho vyplývá další požadavek. Na sochoru se musí zužovat jeden konec tak, aby odpovídal úhlu na vstupu do matrice. To je nutné pro vytvoření těsnění na začátku cyklu. Obvykle celý sochor musí být obrobeneý, aby byly odstraněny všechny povrchové vady. Jelikož na matici působí, jak protlačovaný sochor, tak stlačené médium, je matrice extrémně namáhaná. Obsluha vysokotlakých medií je velmi náročná. Během procesu je složité řídit rychlost vytlačování v důsledku toho, že může docházet k uvolnění akumulované energie v oleji. Tento problém lze částečně vyřešit zmenšením vzdálenosti mezi sochorem a nádobou s pístem. Tím se zredukuje objem oleje v nádobě. Na konci sochoru se musí umístit materiál o vyšší pevnosti. Ten po vytlačení sochoru uzavře matici a zamezí uniku pracovní kapaliny.

Hydrostatické vytlačování se používá pro výrobu těžko lisovatelných kovů. Dále lze touto metodou vyrábět měděné čepy za poloohřevu, či hliníkové nebo měděné dráty speciálně pro snížení jejich průměrů. Další aplikací hydrostatického vytlačování je výroba keramiky nebo opláštění. Vytlačovací poměr se pohybuje do 20 pro ocel a až do 200 pro hliník.

5.2 Teplotou vytlačovaného materiálu:

Vytlačování za tepla

Vytlačování za zvýšených teplot neboli za tepla, je pracovní proces, který se provádí nad rekrystalizační teplotou tvářeného materiálu. Teplota rekrystalizace se pohybuje okolo 70 % teploty tání daného materiálu. Nad rekrystalizační teplotou dochází k zániku deformovaných zrn. Na místo zdeformovaných zrn se v materiálu vytváří nové zárodky zrn s vhodnějšími vlastnostmi pro tváření. Zvýšením teploty polotovaru zamezíme významnému zpevnování. To má za následek snížení potřebných tvářecích sil pro vytlačení polotovaru skrze matici. Vytlačování za tepla se provádí většinou na horizontálních hydraulických lisech, které mají výtlačnou sílu od 250 až do 12000 tun. Tlaky ve tvářených materiálech se pohybují v rozmezí od 30 do 700 MPa, a z toho důvodu je nutné mazání mezi kontejnerem a polotovarem. To může být zajištěno olejem nebo grafitem pro nižší teploty extruze. Další možností je použití skelného prášku, který se používá pro vysoké teploty vytlačování. Typické díly vyrobené vytlačováním za tepla jsou ozubená kola v automobilovém průmyslu, profily pro výrobu oken, zábradlí a lehkých konstrukcí do letadel. Výhodou této metody je možnost tvářet pevné nebo křehké materiály, která se nedají zpracovávat jiným způsobem. Vlivem zvýšených teplot

dosahujeme kvalitních a homogenních vlastností po celém průřezu výtlačku. Největší nevýhodou tohoto způsobu jsou náklady na strojní zařízení, jeho údržbu a velké množství spotřebované energie na ohřev polotovaru.

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

Tab. 5-1: Teploty materiálů při vytlačování za tepla

Tento proces se stává ekonomickým, pokud vyrábíme dostatečné množství výrobků. To může být několik kilogramů až po desítky tun výtlačků v závislosti na tvaru a velikost, nebo na technologii výroby. V určitých případech nastává bod přechodu, kdy je výhodnější použít technologii válcování.

Vytlačování za studena

Vytlačování za studena se provádí při teplotě místnosti nebo za zvýšených teplot. Při vytlačování za zvýšených teplot se polotovar ohřeje v rozmezí od 200 až do 800 ° C v závislosti na typu materiálu. Teplota polotovaru musí být vždy nižší než rekrystalizační teplota, nebo by se tato operace řadila mezi tváření za tepla. Zvýšením teploty se snažíme docílit co nejvýhodnějších podmínek pro tváření. Hlavními kritérii jsou tvářecí síla, tvárnost a konečné parametry výrobku. Výhodou této metody tváření je minimální oxidace polotovaru, zvýšená pevnost v důsledku přetvoření zrn ve struktuře materiálu, zvýšení rozměrové přesnosti výrobku, lepší povrchová úprava a vysoké rychlosti vytlačování v případě vhodných materiálů. Pro vytlačování za studena se využívá olovo, cín, hliník, měď, zirkon, titan, molybden, beryllium, vanad, niob a ocel. Touto metodou se nejčastěji vyrábí trubky, pouzdra, rámy a převodové polotovary.

5.3 Konstrukce

Pohon

Většina moderních vytlačovacích lisů pro přímé či nepřímé vytlačování, je poháněna hydraulicky. Pohon hydraulických lisů se konstruuje ve třech typech: přímý olejový pohon, akumulovaný vodní pohon nebo multiplikátorový pohon. Tyto pohony je možné i kombinovat k docílení nejvýhodnějších podmínek pro tváření a vysoké energetické úspory.

Přímý olejový pohon

Vytlačovací lisy s přímým olejovým pohonem se v praxi vyskytují nejčastěji. Hlavní výhodou tohoto typu pohonu je jeho spolehlivost, která je dána robustní konstrukcí. Olej v obvodu má tlak v rozmezí od 10 do 50MPa. Tento tlak je konstantní po celou dobu zdvihu. Nevýhodou je, že jsou pomalé, jelikož mají rychlost pohybující se v rozmezí 50 až 200 mm/s.

Akumulovaný vodní pohon

Akumulovaný vodní pohon je zprostředkován pomocí plynového, závažového nebo pružinového akumulátoru. Akumulovaný pohon je dražší a větší než adekvátní přímý olejový pohon. Další nevýhodou jsou až 10% ztráty v obvodu. Jejich hlavní výhodou jsou mnohem vyšší rychlosti, které jsou až dvojnásobné oproti přímému pohonu. V praxi se lze běžně setkat s lisovací rychlostí 380 mm/s. Z tohoto důvodu se používají při vytlačování oceli (zamezení ztráty teploty sochoru). Používají se také na materiály, které se musí zahřát na velmi vysoké teploty z bezpečnostních důvodů.

Multiplikátorový pohon

Multiplikátorový pohon lze ztotožnit s akumulovaným pohonem. Rozdíl mezi těmito pohony je ten, že akumulovaný pohon slouží k navýšení množství tlakové kapaliny, na rozdíl od multiplikátorového pohonu, který navyšuje velikost tlaku stlačené kapaliny. Multiplikátory jsou vyráběny v několika variantách. Všechna provedení multiplikátorů mají jedno společné a to, že se snaží navýšit výkon stávajících čerpadel. To má za následek zvýšení tvářecí energie.

Postavení lisu

Vertikální

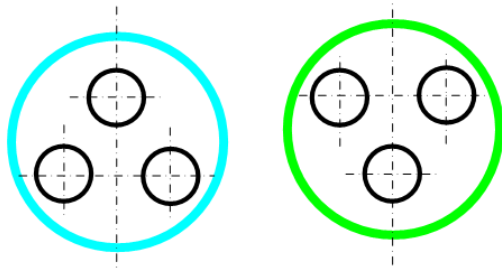
Hydraulické lisy vertikální se vyznačují tím, že razník a výtlaček se pohybuje svisle. Síly u vertikálních strojů se pohybují od 3 do 50 MN. Tyto stroje kladou vysoké nároky na výšku haly, jelikož dosahují výšky přesahující 10m. Tento požadavek lze omezit tím, že stroj umístíme částečně pod úroveň podlahy. Toto řešení ale vyžaduje nákladné vybudování základů. Na vertikálních strojích se vyrábí zejména duté profily, jelikož dochází k rovnoměrnému ochlazení výrobku a tím k výrobě v užší rozměrové toleranci.

Horizontální

Hydraulické lisy horizontální vykonávají vodorovný pohyb při procesu vytlačování. Vyvodí sílu až 100 MN. Mají menší nároky na výšku haly. Jejich nevýhodou je, že se sochor nestejně ochlazuje. To má za následek nerovnoměrné rozložení vytlačujících sil. Projevem toho může být deformace nebo vznikání vad ve výtlačku. Na horizontálních lisech se vyrábějí nejčastěji tyče o různých profilech.

Počet sloupů

U vytlačovacích lisů je rám tvořen pomocí sloupů. Ty zajišťují vzájemné spojení a přenos sil mezi jednotlivými částmi stroje. Sloupy dále slouží jako vodící členy pro posuvný pohyb kontejneru a pohyblivé traverzy. Rám vytlačovacího lisu může být tvořen dvěma, třemi nebo čtyřmi sloupy. Nejčastěji se vyrábí čtyřsloupová konstrukce, která má vysokou tuhost. U trojsloupového provedení rámu jsou dvě možnosti rozestavení sloupů u horizontálního vytlačovacího lisu a to do tvaru A a V. Rozestavení sloupů do tvaru A znamená, že rám je tvořen dvěma sloupy ve spodní části a jedním sloupem na vrcholu rámu. Rozestavení sloupů do tvaru V, je dáno jedním sloupem ve spodní části a dvěma sloupy v horní části rámu.



Obr. 5-8: Trojsloupí rám

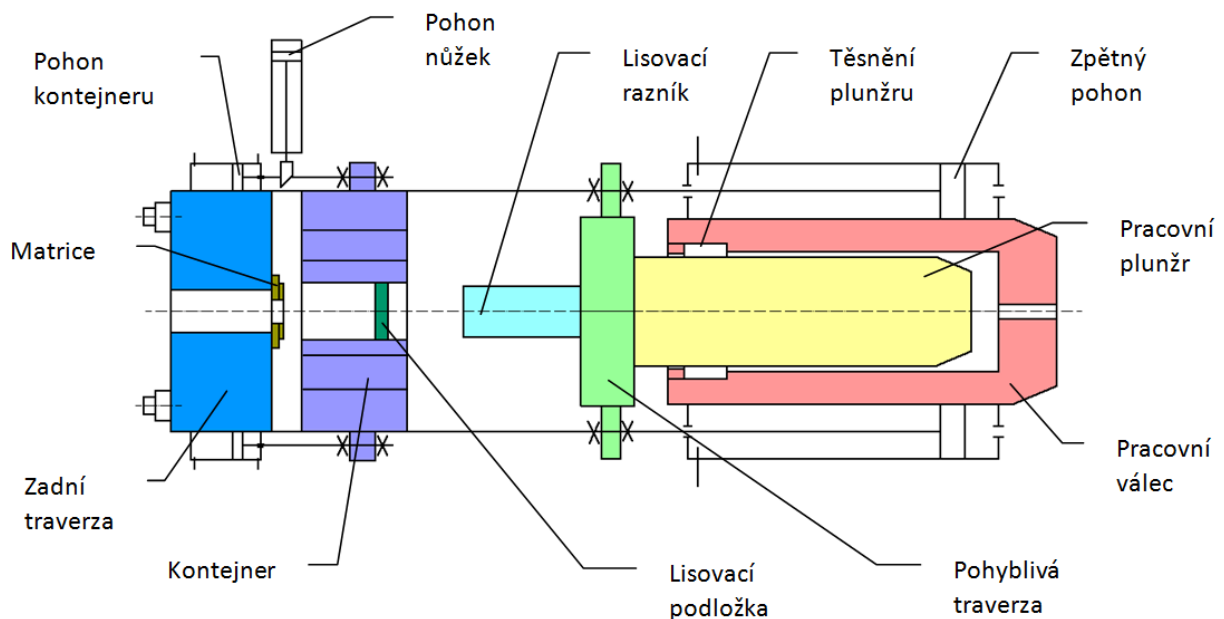
6. Návrh pohonu, kontejneru a rámu hydraulického vytlačovacího lisu

Pro ukázkou návrhu a výpočtu vytlačovacího lisu byl zvolen vytlačovací lis CXP 1200. Tento stroj je určen pro výrobu profilového materiálu metodou přímého vytlačování.

Parametry vytlačovacího lisu CXP 1200	
Konstrukce lisu	Horizontální
Počet sloupů [ks]	4
Lisovací síla [kN]	12 000
Zpětná síla [kN]	1 000
Síla posuvu kontejneru [kN]	1 200/1 800
Síla nůžek [kN]	400
Vnitřní průměr kontejneru [mm]	200
Délka kontejneru [mm]	1 000
Pracovní tlak [MPa]	32

Tab. 6-1: Parametry vytlačovacího lisu CXP 1200

6.1 Pohon lisu



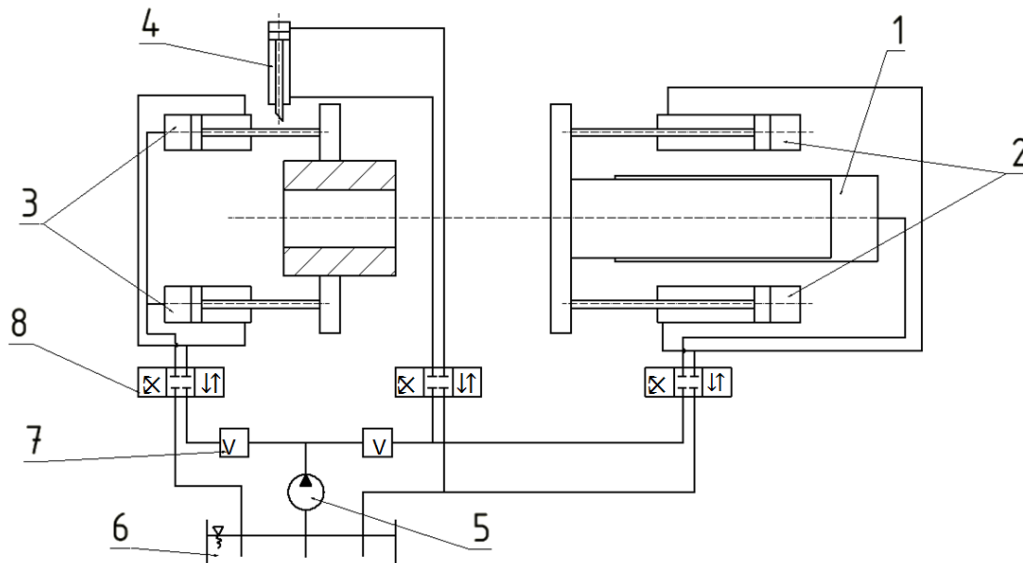
Obr. 6-1: Uspořádání vytlačovacího lisu

Hlavní pohon

Prvním krokem výpočtu je určení velikosti jednotlivých pohonů. U hydraulických lisů se nejčastěji používají přímočaré hydromotory. Ty jsou řešeny ve dvou konstrukčních variantách:

- 1.) s plunžrem
- 2.) s pístem

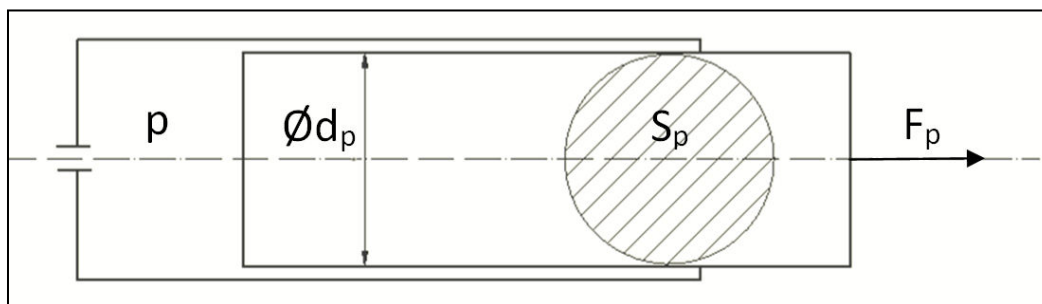
Při konstrukci hydromotoru s pístem je výhodou možnost vyvozovat síly v obou směrech. Nevýhodou tohoto řešení je ale nutnost těsnit jak píst, tak i pístnici.



Obr. 6-2: Schéma pohonů a rozvodů hydraulického vytlačovacího lisu

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

K vyvození hlavní síly byl zvolen plunžr a to z toho důvodu, že je zapotřebí vyvodit velké síly. Výhodou této varianty je, že je zapotřebí pouze jedno statické těsnění, které těsní pouze v jednom směru. Další výhodou plunžru je jeho vysoká tuhost. Ta sníží energetické ztráty způsobené deformací pohonu a zajistí přesný a konstantní pohyb razníku.



Obr. 6-3: Schéma hlavního pohonu

Z požadované velikosti pracovní síly a pracovního tlaku vypočteme průměr plunžru:

$$p = \frac{F_p}{S_p} \Rightarrow S_p = \frac{F_p}{p} = \frac{12\,000\,000}{32\,000\,000} = 0,375\text{m}^2$$

$$S_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \Rightarrow d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot S_p}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,375}{\pi}} = 0,691m \Rightarrow \text{volím } 0,7m$$

$$F_{ps} = p \cdot S_p = p \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = 32\,000\,000 \cdot \frac{\pi \cdot 0,7^2}{4} = 12\,315\,043N$$

p - pracovní tlak

F_p - pracovní síla

S_p - plocha plunžru

d_p - průměr plunžru

F_{ps} - skutečná pracovní síla

Těsnění hlavního pohonu

Volbě těsnění pístů nebo plunžrů je nezbytné věnovat velkou pozornost. Jde o mimořádně namáhané části a rychlost jejich opotřebení podstatnou měrou ovlivňuje dobu využití lisu do velké opravy.

Pro zvolený průměr plunžru je vhodné použít sadu stříškových manžet k těsnění s označením Merkel Bestell-Nr. 0003-066.935 od výrobce MERKEL. Je možno zvolit i jiný typ těsnění nebo jiného výrobce.



Obr. 6-4: Těsnění hlavního pohonu [7]

Zpětný pohon

K vyvození zpětného pohybu razníku s plunžrem jsou po stranách hlavního pohonu umístěny dva pístové hydromotory. Zpětné písty jsou použity pouze ke zpětnému pohybu a během pracovního pohybu nejsou poháněny. To znamená, že jsou jednočinné a pístnice je namáhána pouze na tah. Jelikož není pístnice namáhána na tlak, nemusíme ji kontrolovat na vzpěr.

Výpočet průměru pístnice:

Pístnice je vyrobena z oceli 11 700 o mezi kluzu 345MPa.

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k_b} = \frac{345}{3} = 115MPa$$

$$\sigma_D = \frac{F_z}{S_{zp}} \Rightarrow S_{zp} = \frac{F_z}{\sigma_D \cdot n_z} = \frac{1\,000\,000}{115\,000\,000 \cdot 2} = 0,004348m^2$$

$$S_{zp} = \frac{\pi \cdot d_{z1}^2}{4} \Rightarrow d_{z1} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{zp}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,004348}{\pi}} = 0,0744m \Rightarrow \text{volím } 0,075m$$

σ_D - dovolené napětí v tahu

R_e - mez kluzu

k_b - koeficient bezpečnosti

F_z - zpětná síla

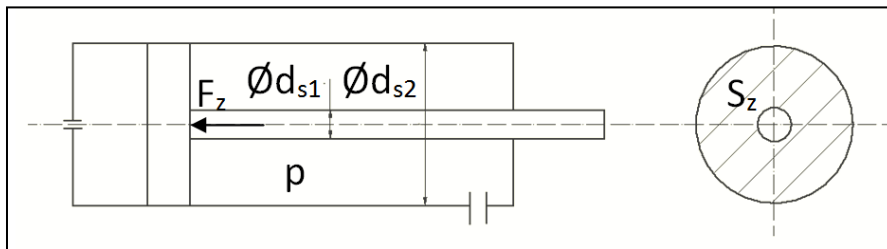
S_{zp} - plocha zpětné pístnice

n_z - počet zpětných pístů

d_{z1} - průměr zpětné pístnice

Výpočet průměru pístu:

Pracovní kapalina působí na plochu ve tvaru mezikruží, která je dána průměrem pístnice a průměrem pístu.



Obr. 6-5: Schéma zpětného pohonu

$$S_z = \frac{F_z}{p \cdot n_z} = \frac{1\,000\,000}{32\,000\,000 \cdot 2} = 0,015625\text{m}^2$$

$$S_z = \frac{\pi \cdot (d_{z2}^2 - d_{z1}^2)}{4} \Rightarrow d_{z2} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_z}{\pi} + d_{z1}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,015625}{\pi} + 0,075^2} = 0,1597\text{m}$$

\Rightarrow volím 0,16m

$$F_{zs} = n_z \cdot p \cdot S_z = n_z \cdot p \cdot \frac{\pi \cdot (d_{z2}^2 - d_{z1}^2)}{4} = 2.32\,000\,000 \cdot \frac{\pi \cdot (0,16^2 - 0,075^2)}{4}$$

$$= 1\,004\,053\text{N}$$

S_z - plocha zpětného pístu

d_{z2} - průměr zpětné pístu

F_{zs} - skutečná zpětná síla

U zpětného pohonu je zapotřebí dvojího těsnění. Píst bude utěsněn O-kroužkem v kombinaci s profilovým kroužkem. Toto těsnění se značí pístní těsnění K 754 160 x 139 x 8.1. K utěsnění pístnice bude použito symetrický těsnící břit s označením manžeta 601-075x095x13. Obě těsnění jsou od výrobce HENNLICH a lze je dohledat na internetových stránkách www.hennlich.cz.



Obr. 6-6: Těsnění zpětného pohonu [10]

Pohon kontejneru

Během pracovního procesu je zapotřebí zajistit pohyb kontejneru. To je z důvodu výměny matrice, k odstranění zbylého sochoru a vložení nového. Pohyb kontejneru je zajištěn pomocí dvou pístů, které vyvozují síly v obou směrech.

Výpočet minimálního průměru pístnice:

Pístnice je vyrobena z oceli 11 700 o mezi kluzu 345MPa.

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k_b} = \frac{345}{3} = 115 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D = \frac{F_k}{S_{kp}} \Rightarrow S_{kp} = \frac{F_k}{\sigma_D \cdot n_k} = \frac{1\,800\,000}{115\,000 \cdot 0.2} = 0,007826 \text{ m}^2$$

$$S_{kp} = \frac{\pi \cdot d_{k1min}^2}{4} \Rightarrow d_{k1min} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{kp}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,007826}{\pi}} = 0,0998 \text{ m}$$

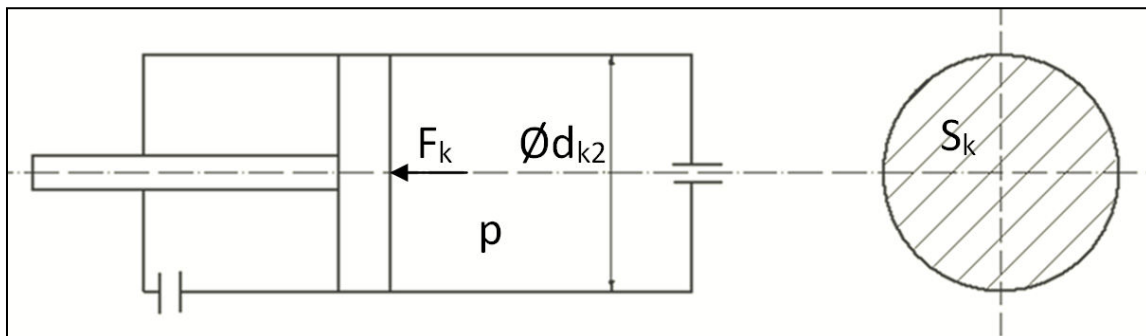
F_k - síla posuvu kontejneru

S_{kp} - plocha pístnice pro posuv kontejneru

n_k - počet pístů pro posuv kontejneru

d_{k1min} - minimální průměr pístnice pro posuv kontejneru

Výpočet průměru pístu:



Obr. 6-7: Schéma pohonu kontejneru ze strany pístu

$$p = \frac{F_k}{S_k} \Rightarrow S_k = \frac{F_k}{p \cdot n_k} = \frac{1\,800\,000}{32\,000 \cdot 0.2} = 0,028125 \text{ m}^2$$

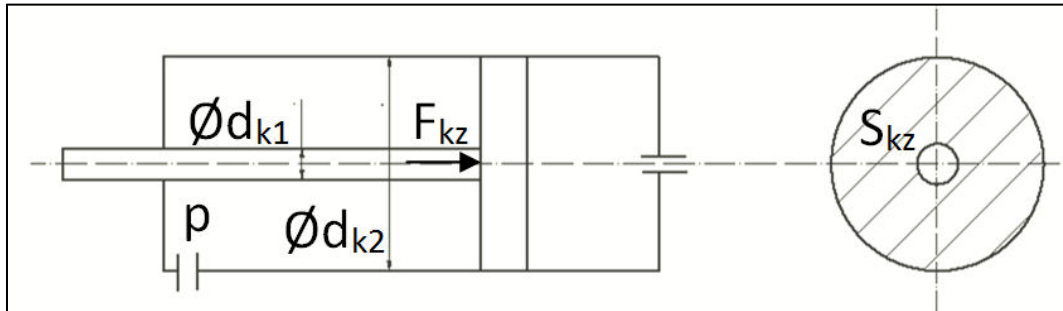
$$S_k = \frac{\pi \cdot d_{k2}^2}{4} \Rightarrow d_{k2} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_k}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,028125}{\pi}} = 0,1892 \text{ m} \Rightarrow \text{volím } 0,19 \text{ m}$$

$$F_{ks} = n_k \cdot p \cdot S_k = n_k \cdot p \cdot \frac{\pi \cdot d_{k2}^2}{4} = 2.32\,000\,000 \cdot \frac{\pi \cdot 0,19^2}{4} = 1\,814\,584 \text{ N}$$

d_{k2} - průměr pístu pro posuv kontejneru

F_{ks} - skutečná síla posuvu kontejneru

Výpočet průměru pístnice:



Obr. 6-8: Schéma pohonu kontejneru ze strany pístnice

$$S_{kz} = \frac{F_{kz}}{p \cdot n_k} = \frac{1\,200\,000}{32\,000\,000 \cdot 2} = 0,01875 \text{ m}^2$$

$$S_{kz} = \frac{\pi \cdot (d_{k2}^2 - d_{k1}^2)}{4} \Rightarrow d_{k1} = \sqrt{d_{k2}^2 - \frac{4 \cdot S_{kz}}{\pi}} = \sqrt{0,19^2 - \frac{4 \cdot 0,01875}{\pi}} = 0,1106 \text{ m}$$

$$\Rightarrow \text{volím } 0,11 \text{ m}$$

$$F_{kzs} = n_k \cdot p \cdot S_{kz} = n_k \cdot p \cdot \frac{\pi \cdot (d_{k2}^2 - d_{k1}^2)}{4} = 2,32\,000\,000 \cdot \frac{\pi \cdot (0,19^2 - 0,11^2)}{4}$$

$$= 1\,206\,372 \text{ N}$$

S_{kz} - plocha pístu pro zpětný pohyb kontejneru

F_{kz} - zpětná síla pro posuv kontejneru

d_{k1} - průměr pístnice pro posuv kontejneru

F_{kzs} - skutečná zpětná síla pro posuv kontejneru

Těsnění pohonu kontejneru

Pohon kontejneru bude utěsněn stejným typem těsnících prvků, jako zpětný pohon. Těsnění se bude lišit pouze v rozměrech. Píst bude utěsněn pomocí pístního těsnění K 754 190 x 169 x 8.1. K utěsnění pístnice využijeme manžetu 601-110*130*12. Obě těsnění jsou od výrobce HENNLICH.

Kontrola pístnice pohonu kontejneru na vzpěr:

Pístnice pohybující kontejnerem je namáhána jak na tah (zavírání kontejneru), tak i na tlak (otevírání kontejneru). Z toho důvodu je zapotřebí zkontrolovat pístnici na vzpěr.

$$I_{pk} = \frac{\pi \cdot d_{k1}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,11^4}{64} = 7,1869 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$F_{krk} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{pk}}{l_k^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 7,1869 \cdot 10^{-7}}{0,6^2} = 4\,137\,692 \text{ N} > F_{ks} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

I_{pk} - kvadratický moment

F_{krk} - kritická síla na pístnici pohonu kontejneru

E - modul pružnosti v tahu

l_k - délka pístnice pohonu kontejneru

Pohon nůžek

Nůžky slouží k oddělení materiálu nebo i matrice od stroje. To je zapotřebí po dokončení vytlačování, kdy v kontejneru zůstává zadní část sochoru. Zadní část sochoru je přichycena k matici, jelikož materiál skrze matici prochází a pokračuje k vytvořenému profilu. Proto je zapotřebí tento zbytek sochoru s maticí po otevření kontejneru oddělit od vytvořených profilů. K pohonu nůžek je použit dvojčinný píst, který vyvozuje střížnou sílu a zpětnou sílu k vrácení nůžek do výchozí polohy.

Pevnostní výpočet pístnice

Pístnice je vyrobena z oceli 11 700 o mezi kluzu 345MPa.

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k_b} = \frac{345}{3} = 115MPa$$

$$\sigma_D = \frac{F_n}{S_{np}} \Rightarrow S_{np} = \frac{F_n}{\sigma_D} = \frac{400\,000}{115\,000\,000} = 0,003478m^2$$

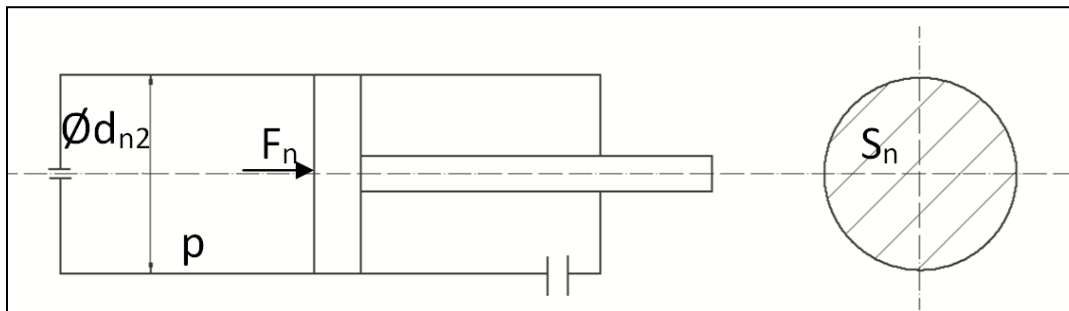
$$S_{np} = \frac{\pi \cdot d_{n1}^2}{4} \Rightarrow d_{n1} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{np}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,003478}{\pi}} = 0,0665m \Rightarrow \text{volím } 0,07m$$

F_n - síla nůžek

S_{np} - plocha pístnice nůžek

d_{n1} - průměr pístnice nůžek

Střížná síla nůžek



Obr. 6-9: Schéma pohonu nůžek ze strany pístu

$$S_n = \frac{F_n}{p} = \frac{400\,000}{32\,000\,000} = 0,0125m^2$$

$$S_n = \frac{\pi \cdot d_{n2}^2}{4} \Rightarrow d_{n2} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_n}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0125}{\pi}} = 0,1262m \Rightarrow \text{volím } 0,13m$$

$$F_{ns} = p \cdot S_n = p \cdot \frac{\pi \cdot d_{n2}^2}{4} = 32\,000\,000 \cdot \frac{\pi \cdot 0,13^2}{4} = 424\,743N$$

S_n - plocha pístu nůžek

d_{n2} - průměr pístu nůžek

F_{ns} - skutečná síla nůžek

Těsnění pohonu nůžek

Pohon nůžek bude těsněn pístním těsněním K 754 130 x 114.5 x 6.3 pro píst. K utěsnění pístnice využijeme manžetu 601-070x080x09. Obě těsnění jsou od výrobce HENNLICH.

Kontrola pístnice nůžek na vzpěr

$$I = \frac{\pi \cdot d_{n1}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,07^4}{64} = 1,1786 \cdot 10^{-6} m^4$$

$$F_{krn} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 1,1786 \cdot 10^{-6}}{0,9^2} = 3\,015\,786 N > F_{ns} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

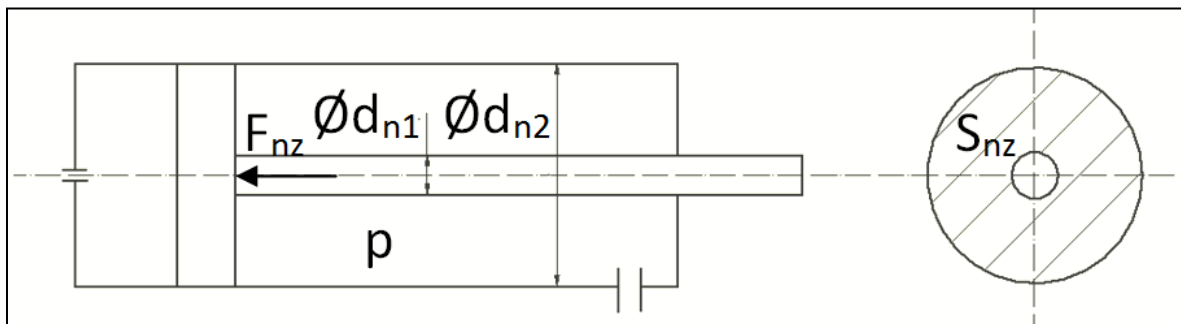
I - kvadratický moment

F_{krn} - kritická síla na pístnici nůžek

E - modul pružnosti v tahu

l - délka pístnice

Zpětná síla



Obr. 6-10: Schéma pohonu nůžek ze strany pístnice

$$S_{nz} = \frac{\pi \cdot (d_{n2}^2 - d_{n1}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,13^2 - 0,07^2)}{4} = 0,0094 m^2$$

$$F_{nz} = p \cdot S_{nz} = 32\,000\,000 \cdot 0,0094 = 300\,000 N$$

S_{nz} - plocha pístu pro zpětný pohyb nůžek

F_{nz} - zpětná síla pro posuv nůžek

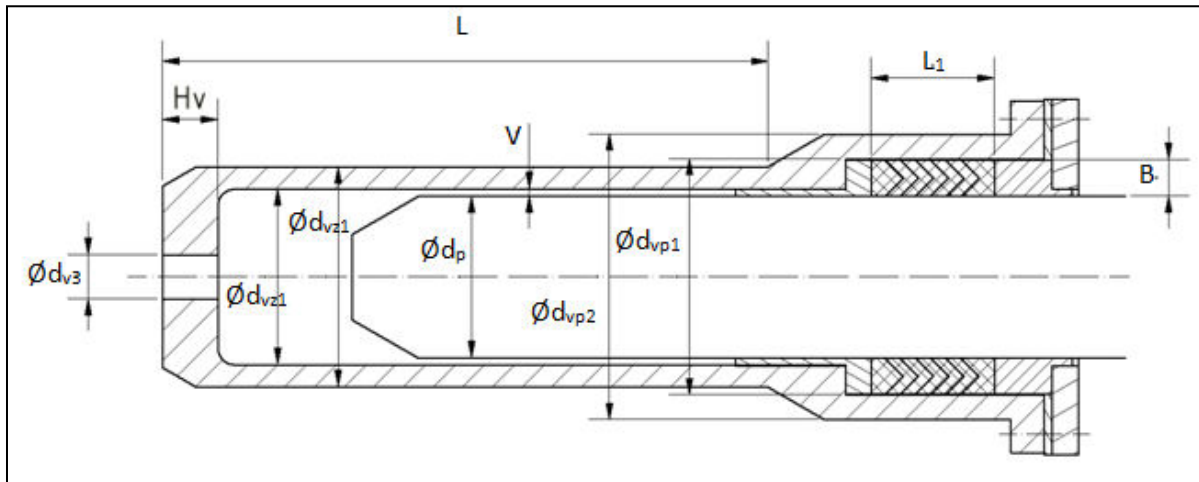
Rozměry válce

Plunžr, u kterého byl vypočten průměr, je umístěn do válce. Válec zajišťuje přesný pohyb plunžru v požadovaném směru. Dále vymezuje prostor pro pracovní kapalinu a k tomu je

zapotřebí zajistit vhodné těsnění. U válce je zapotřebí vypočítat tloušťku stěn, a to jak v zadní části válce, tak i v místě těsnění. Dalším krokem je volba optimálního těsnění.

Výpočet vnějšího průměru válce ku průměru vnitřnímu

mat.:12 050.1



Obr. 6-11: Schéma válce a plunžru

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k_b} = \frac{305}{2,5} = 122 \text{ MPa}$$

$$\kappa = \frac{d_2}{d_1}$$

$$\kappa_{S.V.} = \sqrt{\frac{0,4 \cdot p + \sigma_D}{\sigma_D - 1,3 \cdot p}} = \sqrt{\frac{0,4 \cdot 32 + 122}{122 - 1,3 \cdot 32}} = 1,2948$$

$$\kappa_{HMH} = \sqrt{\frac{\sigma_D}{\sigma_D - \sqrt{3} \cdot p}} = \sqrt{\frac{122}{122 - \sqrt{3} \cdot 32}} = 1,3537$$

κ - poměr vnějšího průměru válce ku průměru vnitřnímu

κ_{HMH} - poměr počítaný podle hypotézy deformační energie změny tvaru (HMH)

$\kappa_{S.V.}$ - poměr počítaný podle hypotézy největšího poměrného prodloužení (S.V.)

Zadní průměr válce

Je zapotřebí určit poměr vnějšího průměru válce ku průměru vnitřnímu, která se bude nacházet mezi vypočtenými hodnotami $\kappa_{S.V.}$ a κ_{HMH} . Z předchozích výpočtů je znám potřebný průměr plunžru. Pokud k rozměru plunžru přičteme vůli mezi válcem a plunžrem, získáme vnitřní průměr válce. Poté můžeme dopočítat vnější průměr válce.

$$d_{vz1} = d_p + 2 \cdot v = 0,7 + 2 \cdot 0,01 = 0,72 \text{ m}$$

$$\kappa_{S.V.} = \frac{d_{vz2}}{d_{vz1}} \Rightarrow d_{vz2} = d_{vz1} \cdot \kappa_{S.V.} = 0,72 \cdot 1,2948 = 0,9323 \text{ m}$$

$$\kappa_{HMH} = \frac{d_{vz2}}{d_{vz1}} \Rightarrow d_{vz2} = d_{vz1} \cdot \kappa_{HMH} = 0,72 \cdot 1,3537 = 0,9747m \Rightarrow \text{volím } 0,95m$$

d_{vz1} - vnitřní průměr válce v zadní části hydromotoru

d_{vz2} - vnější průměr válce v zadní části hydromotoru

d_p - vnější průměr plunžru

v - vůle mezi válcem a plunžrem

Průměr válce u těsnění

$$d_{vp1} = d_p + 2 \cdot B = 0,7 + 2 \cdot 0,02 = 0,74m$$

$$\kappa_{S.V.} = \frac{d_{vp2}}{d_{vp1}} \Rightarrow d_{vp2} = d_{vp1} \cdot \kappa_{S.V.} = 0,74 \cdot 1,2948 = 0,9582m$$

$$\kappa_{HMH} = \frac{d_{vp2}}{d_{vp1}} \Rightarrow d_{vp2} = d_{vp1} \cdot \kappa_{HMH} = 0,74 \cdot 1,3537 = 1,0017m \Rightarrow \text{volím } 0,98m$$

d_{vp1} - vnitřní průměr válce v přední části hydromotoru

d_{vp2} - vnější průměr válce v přední části hydromotoru

B – šířka těsnění

Výpočet úspory materiálu na válci

Pokud vyrobíme vnější průměr válce odstupňovaný, můžeme dosáhnout velké úspory materiálu a tím i úspory finančních prostředků.

$$V_u = S_m \cdot L = \frac{\pi \cdot (d_{vp2}^2 - d_{vz2}^2)}{4} \cdot L = \frac{\pi \cdot (0,98^2 - 0,95^2)}{4} \cdot 3,5 = 0,1592m^3$$

$$m_u = V_u \cdot \rho_o = 0,1592 \cdot 7850 = 1250Kg$$

$$P_u = m_u \cdot C_{kg} = 1250 \cdot 60 = 75000Kč$$

V_u - uspořené množství materiálu na válci

S_m - plocha mezikruží

L - délka mezikruží

m_u - hmotnost ušetřeného materiálu

ρ_o - hustota oceli

P_u - přibližná cena ušetřeného materiálu

C_{kg} - cena oceli [Kč/Kg]

Výpočet tloušťky dna válce

$$\varphi_v = \frac{d_{vz1} - d_{v3}}{d_{vz1}} = \frac{0,72 - 0,1}{0,72} = 0,8611$$

$$H_v = \sqrt{\frac{p \cdot d_{vz1}^2}{4 \cdot \varphi_v \cdot \sigma_D}} = \sqrt{\frac{32,0,72^2}{4 \cdot 0,8611 \cdot 1122}} = 0,1987m \Rightarrow \text{volím } 0,2m$$

φ_v - součinitel zeslabení dna válce

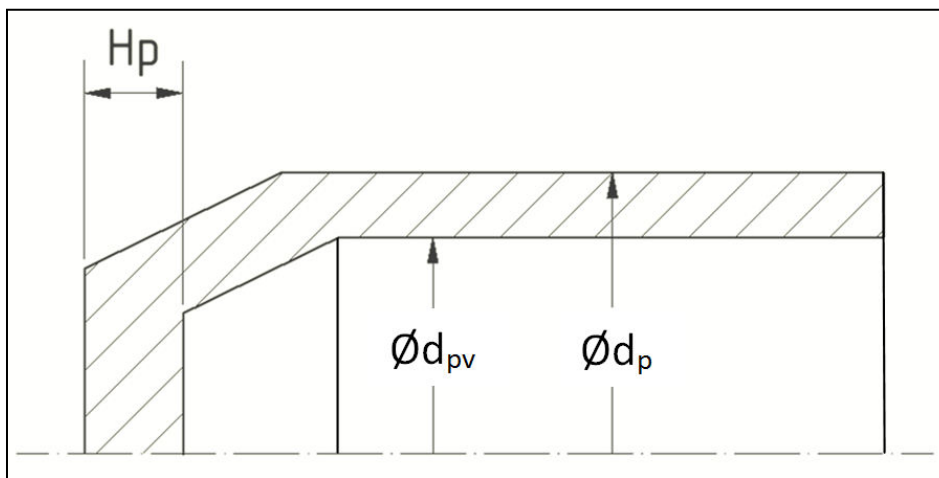
d_{v3} - průměr otvoru ve dně válce

H_v - tloušťka dna válce

Rozměry plunžru

U dutého plunžru je zapotřebí vypočítat vnitřní průměr. Ten se odvodí ze známého vnějšího průměru daného vyvozenou pracovní silou a poměru průměrů potřebného k splnění pevnostních podmínek.

mat.: 11 700



Obr. 6-12: Rozměry plunžru

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k_b} = \frac{345}{2,5} = 138MPa$$

$$\kappa_{S.V.} = \sqrt{\frac{\sigma_D}{\sigma_D - 1,7 \cdot p}} = \sqrt{\frac{138}{138 - 1,7 \cdot 32}} = 1,2848$$

$$\kappa_{HMH} = \sqrt{\frac{\sigma_D}{\sigma_D - \sqrt{3} \cdot p}} = \sqrt{\frac{138}{138 - \sqrt{3} \cdot 32}} = 1,2928$$

κ_{HMH} - poměr počítaný podle hypotézy deformační energie změny tvaru (HMH)

$\kappa_{S.V.}$ - poměr počítaný podle hypotézy největšího poměrného prodloužení (S.V.)

$$\kappa_{S.V.} = \frac{d_p}{d_{pv}} \Rightarrow d_{pv} = \frac{d_p}{\kappa_{S.V.}} = \frac{0,7}{1,2848} = 0,5448m$$

$$\kappa_{HMH} = \frac{d_p}{d_{pv}} \Rightarrow d_{pv} = \frac{d_p}{\kappa_{HMH}} = \frac{0,7}{1,2928} = 0,5415m \Rightarrow \text{volím } 0,542m$$

$$H_p = \sqrt{\frac{p \cdot d_p^2}{4 \cdot \sigma_D}} = \sqrt{\frac{32 \cdot 0,7^2}{4 \cdot 138}} = 0,1685 \Rightarrow \text{volím } 0,18\text{m}$$

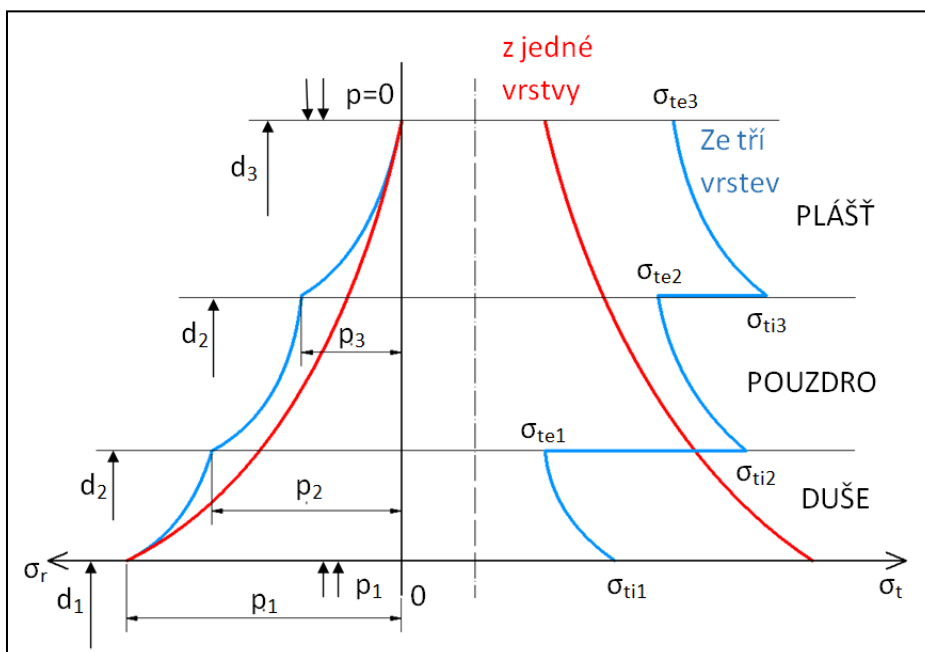
d_{vp} - vnitřní průměr plunžru

d_p - vnější průměr plunžru

H_p - tloušťka dna plunžru

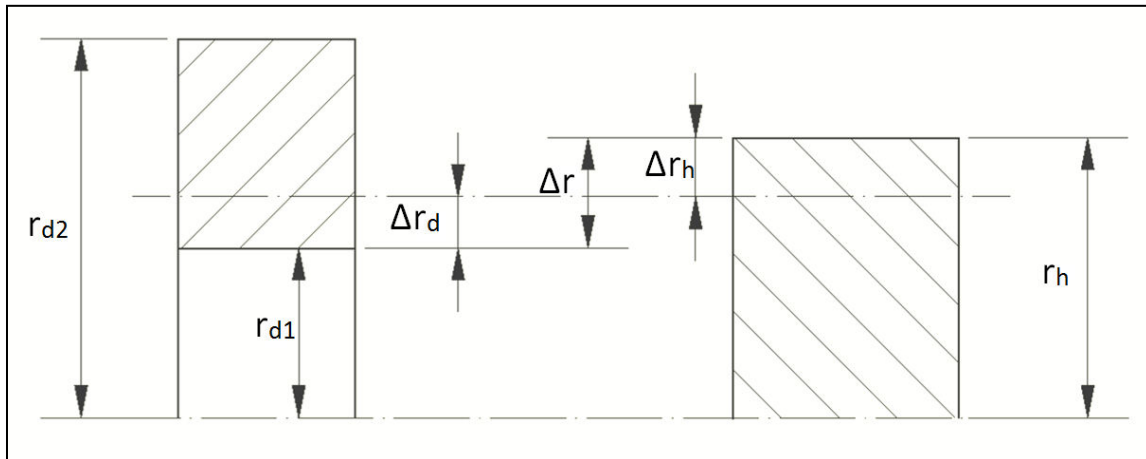
6.2 Výpočet kontejneru

Kontejner není vytvořen z jednoho dílu, ale ze tří a to z pláště, pouzdra a duše. Toto třídílné provedení umožňuje rovnoměrnější rozdělení napětí podél celého kontejneru. U kontejneru je zapotřebí vypočítat napětí a tlak na přechodech jednotlivých částí, a z toho poté určit potřebné přesahy. Je znám vnitřní průměr kontejneru $d_1 = 200$ mm. Dále je zapotřebí zvolit κ pro jednotlivé vrstvy kontejneru. κ vyjadřuje poměr vnějšího průměru ku vnitřnímu průměru jednotlivých částí kontejneru. Volím $\kappa_1 = 1,5$, $\kappa_2 = 1,6$ a $\kappa_3 = 2$. Za tohoto předpokladu můžeme vyjádřit jednotlivé rozměry kontejneru d_2 , d_3 a d_4 . Kromě rozměrů jednotlivých částí kontejneru, je zapotřebí zvolit jejich materiál, a z toho odvodit mechanické vlastnosti. S ohledem na jinou velikost namáhání jednotlivých částí kontejneru, byly zvoleny tři odlišné materiály. Duše kontejneru bude vyrobena z nástrojové oceli 19 678 o dovolené mezi pevnosti v tahu $\sigma_{Dt} = K_1 = 800\text{MPa}$ a modulu pružnosti v tahu $E_1 = 18 \cdot 10^{10}\text{Pa}$. Pouzdro kontejneru bude vyrobena z nástrojové oceli 19 520 o dovolené mezi pevnosti v tahu $\sigma_{Dt} = K_2 = 600\text{MPa}$ a modulu pružnosti v tahu $E_2 = 18,5 \cdot 10^{10}\text{Pa}$. Plášť kontejneru bude vyrobena z nástrojové oceli 19 444 o dovolené mezi pevnosti v tahu $\sigma_{Dt} = K_3 = 270\text{MPa}$ a modulu pružnosti v tahu $E_3 = 11 \cdot 10^{10}\text{Pa}$. Nízký modulu pružnosti v tahu pláště je způsoben ohřevem kontejneru, který je zde umístěn v podobě kanálků.



Obr. 6-13: Rozložení tlaku v kontejneru

Teoretické určení přesahů a odvození vztahů pro výpočet jednotlivých napětí



Obr. 6-14: Přesah jednotlivých částí kontejneru

$$\Delta r = \Delta r_d + \Delta r_h$$

$$\Delta r_d = r_{d1} \cdot \varepsilon = \frac{r_{d1}}{E_1} \cdot (\sigma_{t1} - \mu \cdot \sigma_{r1})$$

$$\Delta r_h = \frac{r_h}{E_2} \cdot (\sigma_{t2} - \mu \cdot \sigma_{r2})$$

Δr - celkový přesah

Δr_d - přesah díry od neutrální osy

Δr_h - přesah hřídele od neutrální osy

r_{d1} - průměr díry

ε - poměrné prodloužení

E - modul pružnosti v tahu

σ_t - tahové napětí

σ_r - radiální napětí

μ - Poissonovo číslo

$$E_1 = E_2 = E$$

$$\Delta r = \frac{r}{E} \cdot (\sigma_{t1} - \sigma_{t2}) = \frac{r \cdot p}{E} \cdot \frac{2 \cdot r_e^2}{(r_e^2 - r_i^2)}$$

$$\sigma_o = \frac{A}{2} = \frac{p_i \cdot r_i^2 - p_e \cdot r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} = \frac{p_i - \kappa^2 \cdot p_e}{\kappa^2 - 1}$$

$$\sigma_r = \frac{A}{2} - \frac{c}{r^2}$$

$$\sigma_t = \frac{A}{2} + \frac{c}{r^2}$$

r_e - vnější průměr

r_i - vnitřní průměr

r - proměnný průměr

σ_o - osové napětí

p_e - tlak na vnějším průměru

p_i - tlak na vnitřním průměru

κ - poměr vnějšího a vnitřního průměru

c - neznámá konstanta

Pomocí okrajové podmínky $r = r_e$ určíme konstantu c :

$$\sigma_r = \frac{A}{2} - \frac{c}{r^2} = \frac{p_i - \kappa^2 \cdot p_e}{\kappa^2 - 1} - \frac{c}{r^2}$$

$$r = r_e \Rightarrow \sigma_r = -p_e$$

$$-p_e = \frac{p_i - \kappa^2 \cdot p_e}{\kappa^2 - 1} - \frac{c}{r_e^2}$$

$$\frac{c}{r_e^2} = \frac{p_i - \kappa^2 \cdot p_e}{\kappa^2 - 1} + p_e = \frac{p_i - \kappa^2 \cdot p_e + (\kappa^2 - 1) \cdot p_e}{\kappa^2 - 1} = \frac{p_i - \kappa^2 \cdot p_e + \kappa^2 \cdot p_e - p_e}{\kappa^2 - 1} = \frac{p_i - p_e}{\kappa^2 - 1}$$

$$c = \frac{(p_i - p_e) \cdot r_e^2}{\kappa^2 - 1}$$

Vypočtenou konstantu c dosadíme do vzorce radiálního a tahového napětí

$$\sigma_r = \frac{A}{2} - \frac{c}{r^2} = \frac{p_i - \kappa^2 \cdot p_e}{\kappa^2 - 1} - \frac{(p_i - p_e) \cdot r_e^2}{r^2 \cdot (\kappa^2 - 1)}$$

$$\sigma_t = \frac{A}{2} + \frac{c}{r^2} = \frac{p_i - \kappa^2 \cdot p_e}{\kappa^2 - 1} + \frac{(p_i - p_e) \cdot r_e^2}{r^2 \cdot (\kappa^2 - 1)}$$

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

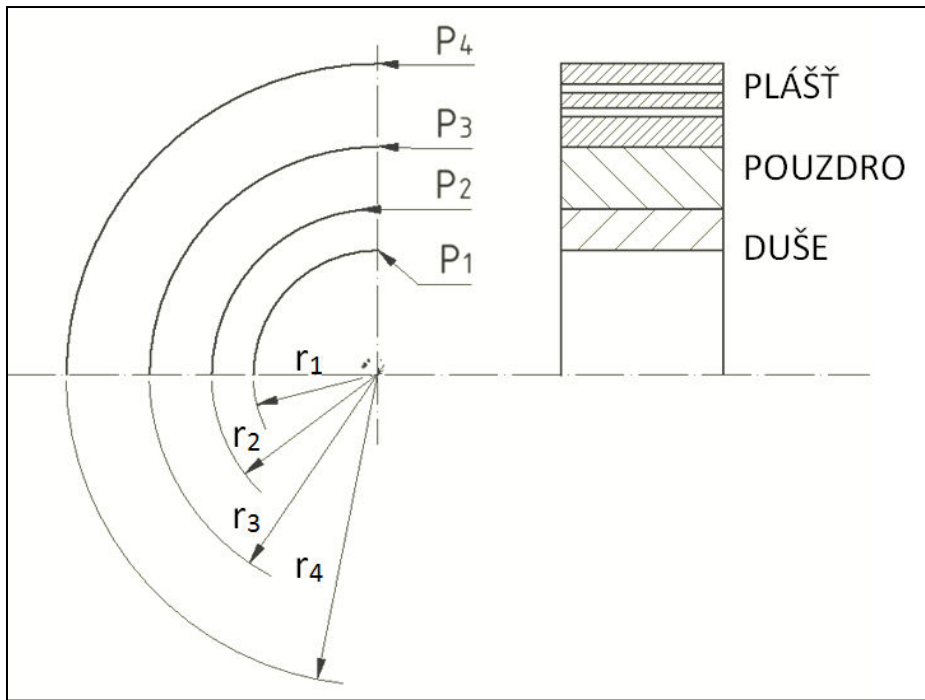
σ_{red} - redukované napětí

Pro tlakovou nádobu beze dna platí, že osové napětí je nulové. Při této podmínce lze odvodit vzorec pro redukované napětí ve tvaru:

$$\sigma_{red} = v_t = \frac{2}{3 \cdot (\kappa^2 - 1)} \cdot \left[2 \cdot (p_i - p_e) \cdot \left(\frac{d_e}{d} \right)^2 - (\kappa^2 \cdot p_e - p_i) \right]$$

Duše

Duše je nejvíce namáhána část kontejneru a to z důvodu interakce s tvářeným materiálem.



Obr. 6-15: Jednotlivé části a rozměry kontejneru

$$\begin{aligned}
 v_{ti1} &= \frac{2}{3 \cdot (\kappa_1^2 - 1)} \cdot [2 \cdot (p_1 - p_2) \cdot \kappa_1^2 - (\kappa_1^2 \cdot p_2 - p_1)] \\
 &= \frac{2}{3 \cdot (\kappa_1^2 - 1)} \cdot [(2 \cdot \kappa_1^2 + 1) \cdot p_1 - 3 \cdot \kappa_1^2 \cdot p_2] = K_1 \\
 p_2 &= \frac{2 \cdot (2 \cdot \kappa_1^2 + 1) \cdot p_1}{6 \cdot \kappa_1^2} - \frac{3 \cdot K_1 \cdot (\kappa_1^2 - 1)}{6 \cdot \kappa_1^2}
 \end{aligned}$$

v_{ti1} - redukované napětí na vnitřním průměru duše

κ_1 - poměr vnějšího průměru duše ku vnitřnímu průměru

p_1 - tlak působící na vnitřní průměr duše

p_2 - tlak působící mezi duší a pouzdrém

K_1 - dovolené napětí materiálu duše

Zavedení substituce:

$$\begin{aligned}
 y_1 &= \frac{3 \cdot \kappa_1^2}{2 \cdot \kappa_1^2 + 1} \\
 y_1 - 1 &= \frac{\kappa_1^2 - 1}{2 \cdot \kappa_1^2 + 1} \\
 p_2 &= \frac{2 \cdot p_1 - 3 \cdot K_1 \cdot (y_1 - 1)}{2 \cdot y_1}
 \end{aligned}$$

y_1 - první substituce

Pouzdro

$$p_3 = \frac{2 \cdot p_2 - 3 \cdot K_2 \cdot (y_2 - 1)}{2 \cdot y_2}$$

$$y_2 = \frac{3 \cdot \kappa_2^2}{2 \cdot \kappa_2^2 + 1}$$

p_3 si můžeme vyjádřit z napětí na třetí nádobě

$$v_{ti3} = \frac{2}{3 \cdot (\kappa_3^2 - 1)} \cdot [(2 \cdot \kappa_3^2 + 1) \cdot p_3 - 3 \cdot \kappa_3^2 \cdot p_4] = K_3$$

p_4 je atmosférický tlak, který zanedbáváme $\Rightarrow p_4 = 0$

$$p_3 = \frac{3 \cdot K_3 \cdot (\kappa_3^2 - 1)}{2 \cdot (\kappa_3^2 + 1)} = \frac{3}{2} \cdot (y_3 - 1) \cdot K_3$$

p_3 - tlak působící mezi pouzdrem a pláštěm

p_4 - tlak působící na vnějším průměru pláště

K_2 - dovolené napětí materiálu pouzdra

κ_2 - poměr vnějšího průměru pouzdra ku vnitřnímu průměru

v_{ti3} - redukované napětí na vnitřním průměru pláště

κ_3 - poměr vnějšího průměru pláště ku vnitřnímu průměru

p_4 - tlak působící na vnějším průměru pláště

K_3 - dovolené napětí materiálu pláště

y_2 - druhá substituce

Porovnáme oba vztahy pro p_3

$$\frac{2 \cdot p_2 - 3 \cdot K_2 \cdot (y_2 - 1)}{2 \cdot y_2} = \frac{3}{2} \cdot (y_3 - 1) \cdot K_3$$

Dosadíme za p_2 a určíme rovnici pro p_1

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

Číselně vypočteme p_1

$$y_1 = \frac{3 \cdot \kappa_1^2}{2 \cdot \kappa_1^2 + 1} = \frac{3 \cdot 1,5^2}{2 \cdot 1,5^2 + 1} = 1,227272$$

$$y_1 - 1 = \frac{\kappa_1^2 - 1}{2 \cdot \kappa_1^2 + 1} = \frac{1,5^2 - 1}{2 \cdot 1,5^2 + 1} = 0,227272$$

$$y_2 = \frac{3 \cdot \kappa_2^2}{2 \cdot \kappa_2^2 + 1} = \frac{3 \cdot 1,6^2}{2 \cdot 1,6^2 + 1} = 1,254902$$

$$y_2 - 1 = \frac{\kappa_2^2 - 1}{2 \cdot \kappa_2^2 + 1} = \frac{1,6^2 - 1}{2 \cdot 1,6^2 + 1} = 0,254902$$

$$y_3 - 1 = \frac{\kappa_3^2 - 1}{2 \cdot \kappa_3^2 + 1} = \frac{2^2 - 1}{2 \cdot 2^2 + 1} = 0,333333$$

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

$$= \frac{3}{2} [800 \cdot 0,227272 + 600 \cdot 1,227272 \cdot 0,254902 + 270 \cdot 1,227272 \cdot 1,254902 \cdot 0,333333] = 762,2 \text{ MPa} < k_1 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$p_{max} = \frac{F_p}{S_r} = \frac{F_p}{\frac{\pi \cdot d_r^2}{4}} = \frac{12\,000\,000}{\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4}} = 382 \text{ MPa} < p_1$$

p_{max} - maximální tlak v kontejneru vyvozený razníkem

F_p - síla plunžru

S_r - plocha razníku

d_r - průměr razníku

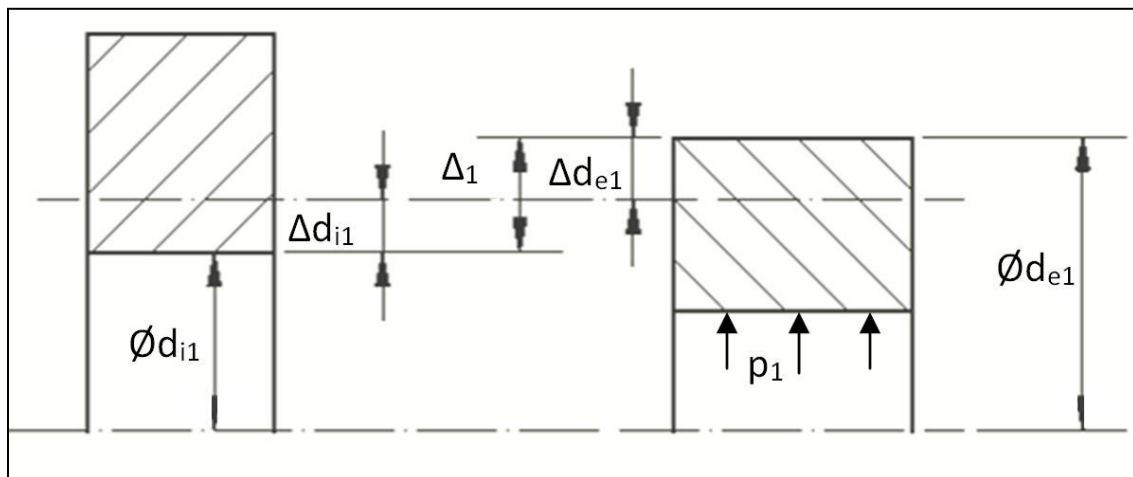
Dopočetní tlaku p_2 a p_3

Jelikož známe velikost tlaku p_1 , můžeme dopočítat velikosti tlaku p_2 a p_3 na přechodech jednotlivých vrstev.

$$p_2 = \frac{2 \cdot p_1 - 3 \cdot K_1 \cdot (y_1 - 1)}{2 \cdot y_1} = \frac{2 \cdot 762,2 - 3 \cdot 800 \cdot 0,227272}{2 \cdot 1,227272} = 398,8 \text{ MPa} < k_2 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$p_3 = \frac{2 \cdot p_2 - 3 \cdot K_2 \cdot (y_2 - 1)}{2 \cdot y_2} = \frac{2 \cdot 398,8 - 3 \cdot 600 \cdot 0,254902}{2 \cdot 1,254902} = 135 \text{ MPa} < k_3 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výpočet přesahů částí kontejneru



Obr. 6-16: Přesahy částí kontejneru

$$\Delta_1 = d_{e1} - d_{i2} = d_{e1} \cdot \left(1 - \frac{d_{i2}}{d_{e1}}\right)$$

$$d_{e1} + \Delta d_{e1} = d_{i2} + \Delta d_{i2}$$

$$d_{e1} \cdot \left(1 + \frac{\Delta d_{e1}}{d_{e1}}\right) = d_{i2} \cdot \left(1 + \frac{\Delta d_{i2}}{d_{i2}}\right)$$

$$\frac{d_{i2}}{d_{e1}} = \frac{1 + \frac{\Delta d_{e1}}{d_{e1}}}{1 + \frac{\Delta d_{i2}}{d_{i2}}}$$

Δ_1 - celkový přesah duše a pouzdra

d_{e1} - vnější průměr duše

d_{i2} - vnitřní průměr pouzdra

Δd_{e1} - přesah duše od jmenovitého rozměru

Δd_{i1} - přesah pouzdra od jmenovitého rozměru

$$\begin{aligned} \frac{\Delta d_{e1}}{d_{e1}} = \varepsilon_t &= \frac{v_{te1}}{E} = \frac{1}{E_1} \cdot \frac{2}{3 \cdot (\kappa_1^2 - 1)} \cdot [2 \cdot (p_1 - p_2) \cdot 1^2 - (\kappa_1^2 \cdot p_2 - p_1)] \\ &= \frac{1}{E_1} \cdot \frac{2}{3 \cdot (\kappa_1^2 - 1)} \cdot [3 \cdot p_1 - p_2 \cdot (\kappa_1^2 + 2)] \end{aligned}$$

$$\frac{\Delta d_{i2}}{d_{i2}} = \varepsilon_t = \frac{v_{ti2}}{E_2} = \frac{K_2}{E_2}$$

$$v_{te1} = K_1 - \frac{4}{3} \cdot (p_1 - p_2)$$

$$v_{ti2} = K_2$$

ε_t - poměrné prodloužení

E_1 - modul pružnosti v tahu duše

E_2 - modul pružnosti v tahu pouzdra

v_{te1} - redukované napětím na vnějším průměru duše

v_{ti2} - redukované napětí na vnitřním průměru pouzdra

$$\begin{aligned} \Delta_1 = d_{e1} - d_{i2} &= d_{e1} \cdot \left(1 - \frac{d_{i2}}{d_{e1}}\right) = d_{e1} \cdot \left(1 - \frac{1 + \frac{v_{te1}}{E_1}}{1 + \frac{K_2}{E_2}}\right) = d_{e1} \cdot \left(\frac{1 + \frac{K_2}{E_2} - 1 - \frac{v_{te1}}{E_1}}{1 + \frac{K_2}{E_2}}\right) \\ &= d_{e1} \cdot \left(\frac{K_2 - E_2 \cdot \frac{v_{te1}}{E_1}}{E_2 + K_2}\right) = d_{e1} \cdot \frac{K_2 - \frac{E_2}{E_1} \cdot \left[K_1 - \frac{4}{3} \cdot (p_1 - p_2)\right]}{E_2 + K_2} \\ &= 300 \cdot \frac{6 \cdot 10^8 - \frac{18,5 \cdot 10^{10}}{18 \cdot 10^{10}} \cdot \left[8 \cdot 10^8 - \frac{4}{3} \cdot (7,622 - 3,988) \cdot 10^8\right]}{18,5 \cdot 10^{10} + 6 \cdot 10^8} = 0,4457 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\Delta_2 = d_{e2} \cdot \frac{K_3 - \frac{E_3}{E_2} \cdot \left[K_2 - \frac{4}{3} \cdot (p_2 - p_3) \right]}{E_3 + K_3}$$

$$= 480 \cdot \frac{2,7 \cdot 10^8 - \frac{11 \cdot 10^{10}}{18,5 \cdot 10^{10}} \cdot \left[6 \cdot 10^8 - \frac{4}{3} \cdot (3,988 - 1,35) \cdot 10^8 \right]}{11 \cdot 10^{10} + 2,7 \cdot 10^8} = 0,5327 \text{ mm}$$

Δ_1 - celkový přesah duše a pouzdra

Δ_2 - celkový přesah pouzdra a pláště

Vypočtené parametry kontejneru vytlačovacího lisu			
Parametry	Duše	Pouzdro	Plášť
κ poměr vnějšího průměru ke vnitřnímu průměru [-]	1,5	1,6	2
Vnitřní průměr [mm]	200	300	480
Vnější průměr [mm]	300	480	960
Maximální tlak na vnitřním průměru [MPa]	762,2	398,8	135
Přesah jednotlivých částí kontejneru [mm]	0,4457	0,5327	

Tab. 6-2: Kontejner vytlačovacího lisu

6.3 Výpočet rámu

Rám je jednou ze základních částí každého lisu. Pro tento vytlačovací lis byl zvolen čtyřsloupový uzavřený rám. Hlavním úkolem je zachycovat a přenášet síly vzniklé při vytlačování. Rám je tvořen čtyřmi sloupy, které jsou na koncích pevně uchyceny v traverzách pomocí dělených matic.

Předpoklady výpočtu:

- 1) Sloupy jsou pevně ukotveny v traverzách
- 2) Rám je zatížen osamělými silami působících v jednotlivých bodech přímo na rámu
- 3) Neuvažuje se s možností výskytu dodatečných napětí vlivem špatné montáže
- 4) Přední a zadní traverzy jsou považované za nekonečně tuhé vůči sloupům
- 5) Do výpočtu je zahrnuta hmotnost sloupů

Výpočet čtyřsloupového rámu by byl s použitím klasické pružnosti a pevnosti prakticky nereálný, neboť tento lis je 18x vnitřně staticky neurčitý. Rám si proto rozdělíme v podélném a příčném směru, čímž dostaneme dva rámy dvousloupové, které potom řešíme. Rovinný dvousloupový rám je 3x vnitřně staticky neurčitý. Staticky neurčité veličiny (V, H, M) získáme z podmínky, že deformační práce celé soustavy je minimální. K tomu využijeme Castigliánovu větu.

$$\frac{\partial A}{\partial M} = 0$$

$$\frac{\partial A}{\partial H} = 0$$

$$\frac{\partial A}{\partial V} = 0$$

Obecně pro deformační práci platí vztah:

$$A = \oint_r \frac{M_c^2}{2 \cdot E \cdot J} \cdot dx$$

Velikost celkového momentu M_c bude:

$$M_c = \Pi + M \cdot \Pi_M + H \cdot \Pi_H + V \cdot \Pi_V$$

Π - moment okolo sloupů lisu od vnějšího zatížení rámu

Π_M - moment okolo sloupů lisu od jednotlivé staticky neurčité veličiny "M"

Π_H - moment okolo sloupů lisu od jednotlivé staticky neurčité veličiny "H"

Π_V - moment okolo sloupů lisu od jednotlivé staticky neurčité veličiny "V"

Z podmínky, že ve staticky neurčité soustavě jsou zobecněné posuvy, odpovídající každé z neznámých zobecněných sil V, H, M rovny nule. Po úpravě potom dostaneme vztah:

$$\frac{\partial A}{\partial M} = \oint_r M_c \cdot \frac{\partial M_c}{\partial M} \cdot \frac{1}{E \cdot J} \cdot dx = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \oint_r \Pi_M \cdot (\Pi + M \cdot \Pi_M + H \cdot \Pi_H + V \cdot \Pi_V) \cdot dx$$

Na základě předpokladu, že traverzy uvažujeme vůči sloupům jako nekonečně tuhé, se tvar kanonických rovnic zjednoduší:

$$\oint_r (\Pi \cdot \Pi_M) \cdot dx + M \cdot \oint_r \Pi_M^2 \cdot dx + H \cdot \oint_r (\Pi_H \cdot \Pi_M) \cdot dx + V \cdot \oint_r (\Pi_V \cdot \Pi_M) \cdot dx =$$

⇓

$$\oint_r (\Pi \cdot \Pi_M) \cdot dx = \partial_{FM}$$

$$\oint_r \Pi_M^2 \cdot dx = \partial_{MM}$$

$$\oint_r (\Pi_H \cdot \Pi_M) \cdot dx = \partial_{HM}$$

$$\oint_r (\Pi_V \cdot \Pi_M) \cdot dx = \partial_{VM}$$

⇓

Tři kanonické rovnice:

$$\partial_{FM} + M \cdot \partial_{MM} + H \cdot \partial_{MH} + V \cdot \partial_{MV} = 0$$

$$\partial_{FH} + M \cdot \partial_{HM} + H \cdot \partial_{HH} + V \cdot \partial_{HV} = 0$$

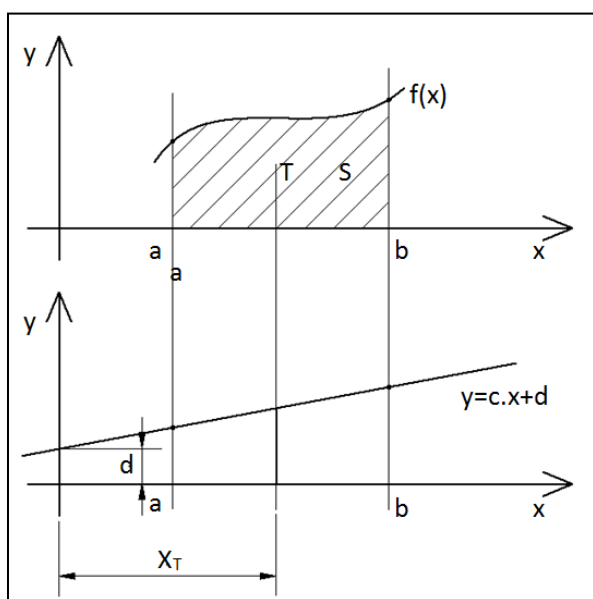
$$\partial_{FV} + M \cdot \partial_{VM} + H \cdot \partial_{VH} + V \cdot \partial_{VV} = 0$$

Řešením kanonických rovnic získáme neznámé vnitřní staticky neurčité veličiny (V, H, M). Pro stanovení jednotlivých zobecněných posuvů využijeme Tachov- Kuzněcovovo pravidlo o integraci součinu dvou funkcí, kdy jedna musí být přímková. Abychom dodrželi toto pravidlo, zavedeme si že $V=1$, $H=1$ a $M=1$. Tím můžeme určit jednotlivé momentové plochy potřebné ke stanovení jednotlivých zobecněných posuvů.

Tachov- Kuzněcovovo pravidlo o integraci dvou funkcí

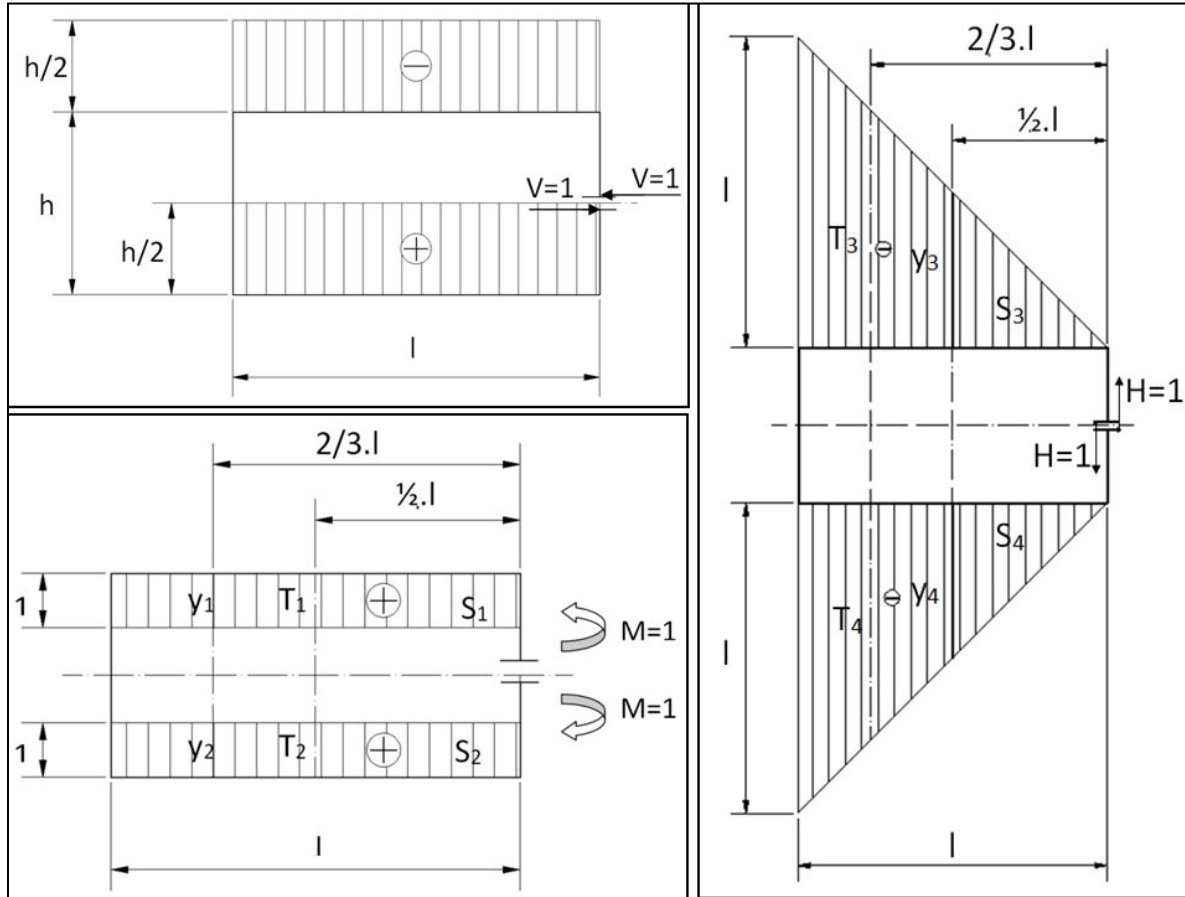
Toto pravidlo říká, že integrál součinu dvou funkcí, z nichž je jedna lineární můžeme převést na součin plochy pod nelineární funkcí a velikosti lineární funkce v místě těžiště zmíněné plochy.

$$\int_a^b (c \cdot x + d) \cdot f(x) \cdot dx = (c \cdot x_T + d) \cdot \int_a^b f(x) \cdot dx = y_T \cdot S$$



Obr. 6-17: Tachov- Kuzněcovovo pravidlo o integraci dvou funkcí

Obecné vyjádření jednotlivých zobecněných posuvů



Obr. 6-18: Momentové plochy okolo sloupů lisu od jednotlivých vnitřních staticky neurčitých veličin

Výpočet je možno provést dvěma způsoby:

$$\partial_{MH} = y_T \cdot S = S_1 \cdot y_3 + S_2 \cdot y_4 = (l \cdot 1) \cdot \left(-\frac{1}{2} \cdot l\right) + (l \cdot 1) \cdot \left(-\frac{1}{2} \cdot l\right) = -l^2$$

$$\partial_{HM} = S_3 \cdot y_1 + S_4 \cdot y_2 = \left(-\frac{1}{2} \cdot l^2\right) \cdot 1 + \left(-\frac{1}{2} \cdot l^2\right) \cdot 1 = -l^2$$

Jednotlivé dopočtené součinitele jsou:

$$\partial_{HH} = \frac{2 \cdot l^3}{3}$$

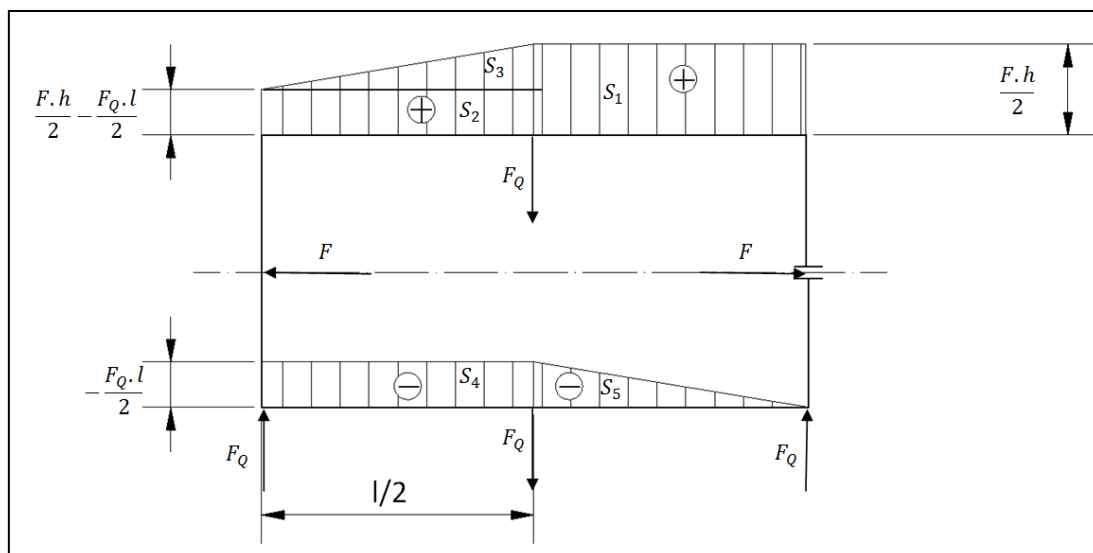
$$\partial_{VV} = \frac{l \cdot h^2}{2}$$

$$\partial_{MM} = 2 \cdot l$$

$$\partial_{HM} = \partial_{MH} = -l^2$$

$$\partial_{VM} = \partial_{MV} = 0$$

$$\partial_{VH} = \partial_{HV} = 0$$



Obr. 6-19: Průběh momentu okolo sloupů rámu od vnějšího zatížení

$$\begin{aligned} \partial_{FM} = \partial_{MF} &= M \cdot (S_1 + S_2 + S_3 - S_4 - S_5) \\ &= 1 \cdot \left[\frac{F \cdot h \cdot l}{4} + \left(\frac{F \cdot h \cdot l}{4} - \frac{F_Q \cdot l^2}{4} \right) + \frac{F_Q \cdot l^2}{8} - \frac{F_Q \cdot l^2}{4} - \frac{F_Q \cdot l^2}{8} \right] = \frac{F \cdot h \cdot l}{2} - \frac{F_Q \cdot l^2}{2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \partial_{FH} = \partial_{HF} &= S_1 \cdot \left(-\frac{l}{4} \right) + S_2 \cdot \left(-\frac{3 \cdot l}{4} \right) + S_3 \cdot \left(-\frac{4 \cdot l}{6} \right) - S_4 \cdot \left(-\frac{3 \cdot l}{4} \right) - S_5 \cdot \left(-\frac{2 \cdot l}{3} \right) \\ &= \frac{F \cdot h \cdot l}{4} \cdot \left(-\frac{l}{4} \right) + \left(\frac{F \cdot h \cdot l}{4} - \frac{F_Q \cdot l^2}{4} \right) \cdot \left(-\frac{3 \cdot l}{4} \right) + \frac{F_Q \cdot l^2}{8} \cdot \left(-\frac{4 \cdot l}{6} \right) \\ &\quad - \frac{F_Q \cdot l^2}{4} \cdot \left(-\frac{3 \cdot l}{4} \right) - \frac{F_Q \cdot l^2}{8} \cdot \left(-\frac{2 \cdot l}{6} \right) = -\frac{F \cdot h \cdot l^2}{4} + \frac{F_Q \cdot l^3}{3} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \partial_{FV} = \partial_{VF} &= (S_1 + S_2 + S_3) \cdot \left(-\frac{h}{2} \right) + (-S_4 - S_5) \cdot \frac{h}{2} \\ &= \left[\frac{F \cdot h \cdot l}{4} + \left(\frac{F \cdot h \cdot l}{4} - \frac{F_Q \cdot l^2}{4} \right) + \frac{F_Q \cdot l^2}{8} \right] \cdot \left(-\frac{h}{2} \right) + \left(-\frac{F_Q \cdot l^2}{4} - \frac{F_Q \cdot l^2}{8} \right) \cdot \frac{h}{2} \\ &= -\frac{F \cdot h^2 \cdot l}{4} - \frac{F_Q \cdot h \cdot l^2}{8} \end{aligned}$$

Dosadíme:

$$\partial_{FM} + M \cdot \partial_{MM} + H \cdot \partial_{MH} + V \cdot \partial_{MV} = 0$$

$$\partial_{FH} + M \cdot \partial_{HM} + H \cdot \partial_{HH} + V \cdot \partial_{HV} = 0$$

$$\partial_{FV} + M \cdot \partial_{VM} + H \cdot \partial_{VH} + V \cdot \partial_{VV} = 0$$

$$\frac{F \cdot h \cdot l}{2} - \frac{F_Q \cdot l^2}{2} + M \cdot 2 \cdot l + H \cdot (-l^2) + V \cdot 0 = 0$$

$$-\frac{F \cdot h \cdot l^2}{4} + \frac{F_Q \cdot l^3}{3} + M \cdot (-l^2) + H \cdot \frac{2 \cdot l^3}{3} + V \cdot 0 = 0$$

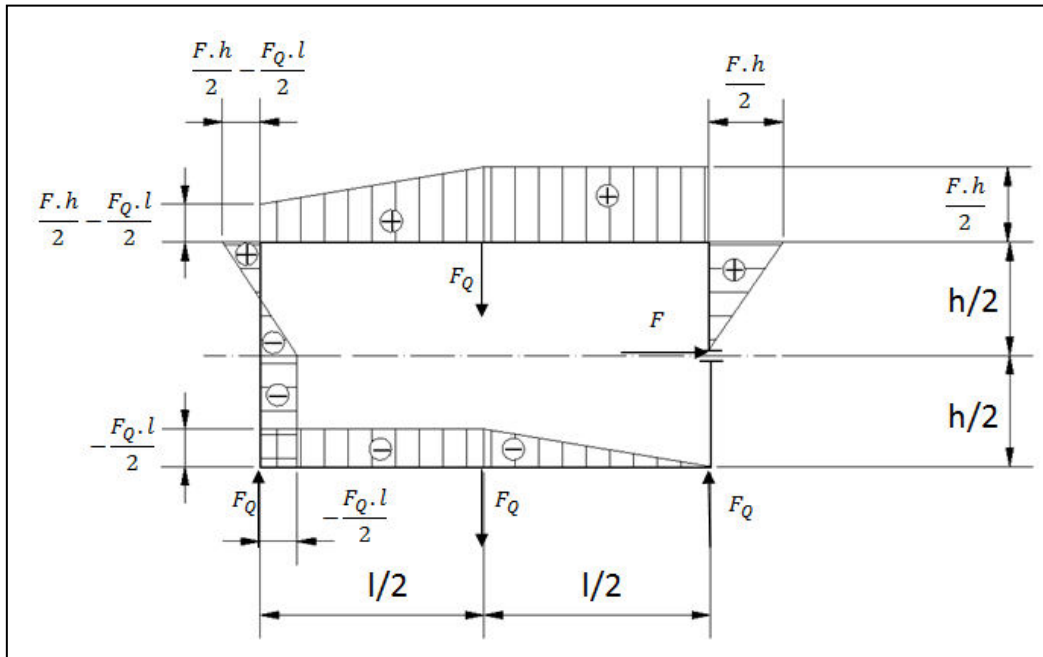
$$-\frac{F \cdot h^2 \cdot l}{4} - \frac{F_Q \cdot h \cdot l^2}{8} + M \cdot 0 + H \cdot 0 + V \cdot \frac{l \cdot h^2}{2} = 0$$

⇓

$$V = \frac{F}{2} + \frac{F_Q \cdot l}{4 \cdot h} = \frac{2 \cdot F \cdot h + F_Q \cdot l}{4 \cdot h} = \frac{2 \cdot 6\,157\,522 \cdot 1,14 + 17\,011 \cdot 4,5}{4 \cdot 1,14} = 3\,095\,548 N$$

$$H = -\frac{F_Q}{2} = -\frac{17\,011}{2} = -8\,505,5 N$$

$$M = -\frac{F \cdot h}{4} = -\frac{6\,157\,522 \cdot 1,14}{4} = -1\,754\,894 Nm$$

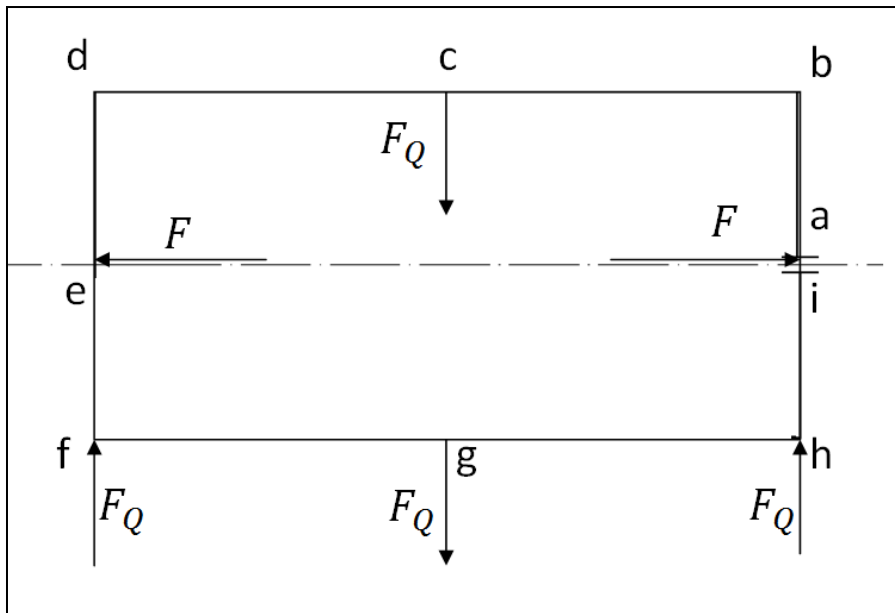


Obr. 6-20: Průběh momentu okolo celého rámu od vnějšího zatížení

$$F = \frac{F_{ps}}{2} = \frac{12\,315\,043}{2} = 6\,157\,522 N$$

$$F_Q = m_s \cdot g = 1\,734,9,81 = 17\,011 N$$

$$m_s = O_s \cdot \rho_s = S_s \cdot l \cdot \rho_s = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \cdot l \cdot \rho_s = \frac{\pi \cdot 0,25^2}{4} \cdot 4,5 \cdot 7\,850 = 1\,734 Kg$$



Obr. 6-21: Označení bodů v jednotlivých místech rámu

$$M_a = M = -1\,754\,894\text{Nm}$$

$$M_b = M + (F - V) \cdot \frac{h}{2} = -1\,754\,894 + (6\,157\,522 - 3\,095\,548) \cdot \frac{1,14}{2} = -9\,569\text{Nm}$$

$$M_c = M_b = -9\,569\text{Nm}$$

$$M_d = M_c - F_Q \cdot \frac{l}{2} = -9\,569 - 17\,011 \cdot \frac{4,5}{2} = -47\,844\text{Nm}$$

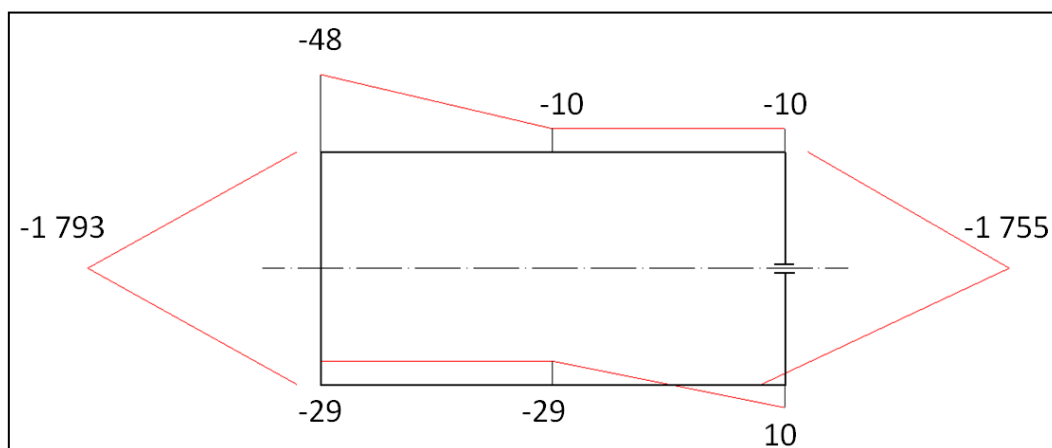
$$M_i = M = -1\,754\,894\text{Nm}$$

$$M_h = M + V \cdot \frac{h}{2} = -1\,754\,894 + 3\,095\,548 \cdot \frac{1,14}{2} = 9\,569\text{Nm}$$

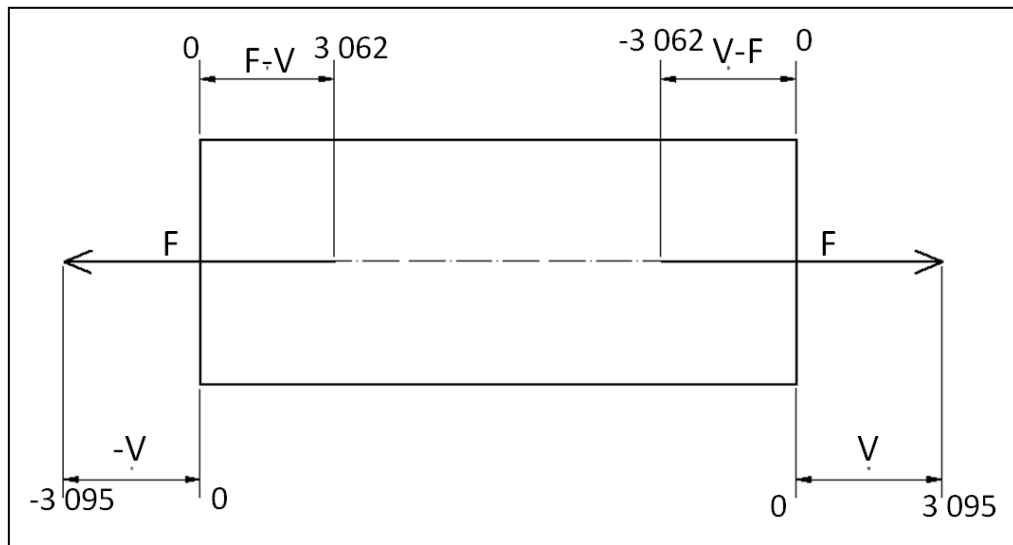
$$M_g = M + V \cdot \frac{h}{2} - F_Q \cdot \frac{l}{2} = -1\,754\,894 + 3\,095\,548 \cdot \frac{1,14}{2} - 17\,011 \cdot \frac{4,5}{2} = -28\,706\text{Nm}$$

$$M_f = M_g = -28\,706\text{Nm}$$

$$M_e = M - F_Q \cdot \frac{l}{2} = -1\,754\,894 - 17\,011 \cdot \frac{4,5}{2} = -1\,793\,169\text{Nm}$$



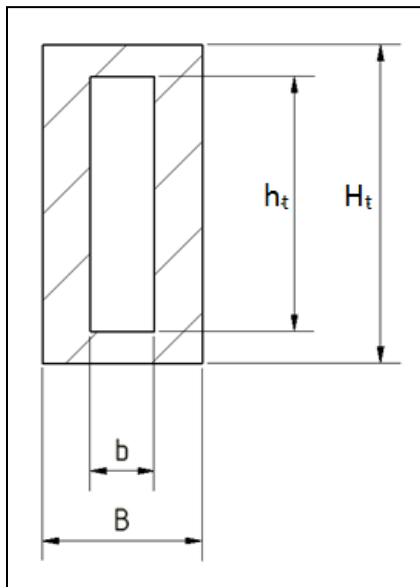
Obr. 6-22: Velikosti ohybového momentu v jednotlivých místech rámu



Obr. 6-23: Velikosti posouvajících sil v jednotlivých intervalech

Kontrola traverzy:

Traverzy hydraulických lisů jsou konstruovány jako svařence nebo odlitky. Traverza se skládá z jednotlivých skříní a výztužných žebel. Traverzu je možné převést na nosník na dvou podporách, zatížený momentem a posouvajícími silami.



Obr. 6-24: Zjednodušený průřez traverzy

$$\sigma_{oT} = \frac{M_{Tmax}}{W_o} = \frac{M_e}{W_o} = \frac{1\,793\,169\text{Nm}}{10,405 \cdot 10^6} = 0,173\text{ MPa}$$

$$J_{xT} = \frac{B \cdot H_T^3 - b \cdot h_T^3}{12} = \frac{140 \cdot 700^3 - 20 \cdot 600^3}{12} = 3,642 \cdot 10^9\text{mm}^4$$

$$W_{oT} = \frac{J_{xT}}{\frac{H_T}{2}} = \frac{3,642 \cdot 10^9}{\frac{700}{2}} = 10,405 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

$$\tau_T = \frac{3}{2} \cdot \frac{V}{S_T} = \frac{3}{2} \cdot \frac{3\,095\,548}{86\,000} = 53,4 \text{ MPa}$$

$$S_T = B \cdot H_T - b \cdot h_T = 140 \cdot 700 - 20 \cdot 600 = 86\,000 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{redT} = \sqrt{\sigma_{oT}^2 + (\alpha \cdot \tau_T)^2} = \sqrt{0,173^2 + (2,53,4)^2} = 106,8 \text{ PMPa}$$

$$\sigma_{redT} \geq \sigma_D = \frac{R_e}{k} \Rightarrow k \leq \frac{R_e}{\sigma_{redT}} = \frac{260}{106,8} = 2,4$$

σ_{oT} - ohybové napětí v traverze

M_{Tmax} - maximální ohybový moment v traverze

W_{oT} - průřezový modul v ohybu traverzy v místě působení M_{max}

J_{xT} - kvadratický moment průřezu traverzy

B, b, H_T, h_T - rozměry traverzy v místě působení M_{max}

τ_T - smykové napětí v místě působení M_{max}

V - posouvající síla v místě působení M_{max}

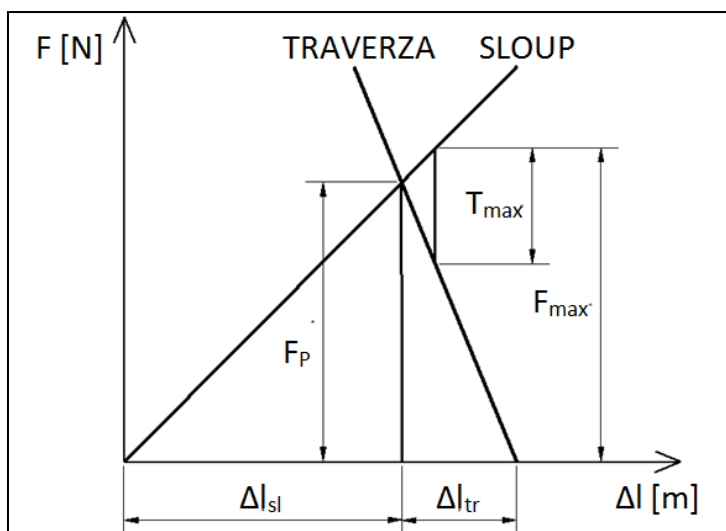
S_T - průřez traverzy v místě působení M_{max}

σ_{redT} - redukované napětí v místě působení M_{max}

k - koeficient bezpečnosti traverzy k mezi kluzu

Sloupy lisu:

Sloupy hydraulického lisu jsou vyráběny jako výkovky kruhového průřezu. Sloupy slouží k přenosu sil z jedné traverzy na druhou a vymezují vzájemnou polohu jednotlivých komponentů lisu. V místech traverzy jsou sloupy předepnuty pomocí dělených matic. Pro předepnutí je zapotřebí vytvořit na sloupech závit. Pro tento účel se nejčastěji využívá lichoběžníkový závit nerovnoramenný (pilový). U sloupu je zapotřebí určit minimální průměr sloupu.



Obr. 6-25: Diagram předepjatého spoje sloupu a traverzy

Určení minimálního průměru sloupu:

$$F_p = 1,5. T_{max} = 1,5. V = 1,5.3\,095\,548 = 4\,643\,322N$$

Pro výpočet uvažujeme, že traverza má čtyřikrát větší tuhost než sloup $\Rightarrow \frac{\Delta l_{tr}}{\Delta l_{sl}} = \frac{1}{4}$

$$F_{max} = F_p + \frac{\Delta l_{tr}}{\Delta l_{sl}}. T_{max} = 4\,643\,322 + \frac{1}{4}. 3\,095\,548 = 5\,417\,209N$$

$$\sigma_{Dsl} = \frac{R_e}{k} = \frac{305}{2,5} = 122MPa$$

$$\sigma_{Dsl} \geq \sigma_{sl} = \frac{F_{max}}{S_{slmin}} \Rightarrow S_{slmin} = \frac{F_{max}}{\sigma_{Dsl}} = \frac{5\,417\,209}{122} = 44\,403mm^2$$

$$D_{slmin} = 2. \sqrt{\frac{S_{slmin}}{\pi}} = 2. \sqrt{\frac{44\,403}{\pi}} = 237,8mm \Rightarrow \text{volím } D_{sl} = 250mm$$

$$\sigma_{slmax} = \frac{F_{max}}{S_{sl}} + \frac{M_{max}}{W_{sl}} = \frac{F_{max}}{\frac{\pi \cdot D_{sl}^2}{4}} + \frac{M_d}{\frac{\pi \cdot D_{sl}^3}{32}} = \frac{5\,417\,209}{\frac{\pi \cdot 250^2}{4}} + \frac{47\,844}{\frac{\pi \cdot 250^3}{32}} = 110MPa < \sigma_{Dsl}$$

F_p - síla předepnutí

T_{max} - maximální provozní síla

F_{max} - maximální síla ve sloupu při předepnutí a zatížení

Δl_{tr} - prodloužení traverzy v místě předepjatého spoje

Δl_{sl} - prodloužení sloupu v místě předepjatého spoje

σ_{Dsl} - dovolené napětí ve sloupu

σ_{sl} - napětí ve sloupu

S_{slmin} - minimální průřez sloupu

D_{slmin} - minimální průměr sloupu

D_{sl} - skutečný průměr sloupu

σ_{slmax} - skutečné maximální napětí v krajním vlákne sloupu

M_{max} - maximální moment ve sloupu

W_{sl} - průřezový modul v ohybu sloupu

Výpočet pootočení matice pro vyvození požadovaného předpětí ve spoji sloupu a traverzy

Pro vyvození předpětí ve spoji mezi sloupem a traverzou je nutno matici pootočit o určitý úhel. Tento úhel je odvozen od velikosti prodloužení sloupu vlivem zatížení předepínací silou.

Výpočet prodloužení sloupu a traverzy:

$$\Delta l_{sl} = \varepsilon \cdot l_0 = \frac{\sigma}{E} \cdot l_0 = \frac{F \cdot l_0}{E \cdot A} = \frac{F_{max} \cdot l_0}{E \cdot \frac{\pi \cdot D_{sl}^2}{4}} = \frac{5\,417\,209 \cdot 0,7}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot \frac{\pi \cdot 0,25^2}{4}} = 3,679 \cdot 10^{-4}m$$

$$\Delta l_{tr} = \frac{1}{4} \Delta l_{sl} = 0,920 \cdot 10^{-4} m$$

$$\Delta l_c = \Delta l_{sl} + \Delta l_{tr} = 3,679 \cdot 10^{-4} + 0,920 \cdot 10^{-4} = 4,6 \cdot 10^{-4} m$$

l_0 - výška traverzy

Δl_c - celkové prodloužení sloupu a traverzy

Úhel pootočení matice:

Z minimálního průměru sloupu volím lichoběžníkový nerovnoramenný závit S300x24 s roztečí $p=24$ mm.

$$\varphi = \frac{\Delta l_c}{p} \cdot 360 = \frac{4,6 \cdot 10^{-4}}{0,024} \cdot 360 = 6,9^\circ$$

Navýšení pootočení matice z důvodu otláčení závitu:

$$\varphi_{skut} = \varphi + 2 = 6,9 + 2 = 8,9 \cong 9^\circ$$

$$\Delta l_{cskut} = \frac{\varphi_{skut} \cdot p}{360} = \frac{9 \cdot 0,024}{360} = 6 \cdot 10^{-4} m$$

φ - úhel pootočení matice

p - rozteč závitu

φ_{skut} - skutečný úhel pootočení při montáži

Δl_{cskut} - skutečné prodloužení sloupu

K pootočení matice o vypočtený úhel během montáže je zapotřebí natáhnout sloup, a to buď pomocí přípravku, nebo ohřevu sloupu o určitou teplotu nad teplotu provozu.

Výpočet potřebného ohřevu sloupu

$$\Delta t = \frac{\Delta l_{cskut}}{l_0 \cdot \alpha} = \frac{6 \cdot 10^{-4}}{0,7 \cdot 1,25 \cdot 10^{-5}} = 68,6^\circ C$$

Δt - potřebný rozdíl teplot k předepnutí sloupu

α - součinitel teplotní roztažnosti materiálu sloupu

K předepnutí sloupu je zapotřebí ohřát sloup v místě traverzy o $68,6^\circ C$. Běžně se k docílení ohřevu používá speciální ohřevný systém, který se umístí do předvrtané dutiny v ose sloupu. Takovýto způsob ohřevu v tomto případě nelze použít, jelikož bychom při vytvoření dutiny v ose sloupu snížili jeho pevnost. Pro předepnutí sloupu v tomto případě je zapotřebí, použít vnější ohřev pomocí pece, plamenu, indukčních systémů nebo jiných moderních technologií.

Výpočet otláčení mezi maticí a traverzou

Matice zajišťuje přenos sil mezi sloupem a traverzou. Proto je zapotřebí zkontrolovat velikost tlaku v dotkových plochách matice. Matice přenáší síly na sloup v místě závitu a na traverzu ve spodní části hlavy.

Určení vnějšího průměru matice:

$$S_M = \frac{F_{max}}{\sigma_{DM}} = \frac{5\,417\,209}{80} = 67\,715 mm^2$$

$$S_M = \frac{\pi \cdot (D_m^2 - D_{sl}^2)}{4} \Rightarrow D_m = \sqrt{\frac{4 \cdot S_M}{\pi} + D_{sl}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 68\,367}{\pi} + 300^2} = 420\text{mm}$$
$$\Rightarrow \text{volím } D_m = 450\text{mm}$$

S_M - plocha hlavy matice

σ_{DM} - dovolené tlakové napětí na matici

D_m - vnější průměr matice

D_{sl} - vnější průměr závitu sloupu

Určení výšky matice v závislosti na počtu závitů matice:

$$z = \frac{F_{max}}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} = \frac{5\,417\,209}{\pi \cdot 282 \cdot 20,8 \cdot 25} = 11,76 \cong 12$$

$$H_1 = \frac{d - d_1}{2} = \frac{300 - 258,4}{2} = 20,8\text{mm}$$

$$m = z \cdot p = 12 \cdot 24 = 288 \Rightarrow \text{volím } m = 300\text{mm}$$

z - počet závitů matice

d_2 - střední průměr závitu sloupu

H_1 - nosná výška závitu

p_D - dovolený tlak v závitu

d - vnější průměr závitu

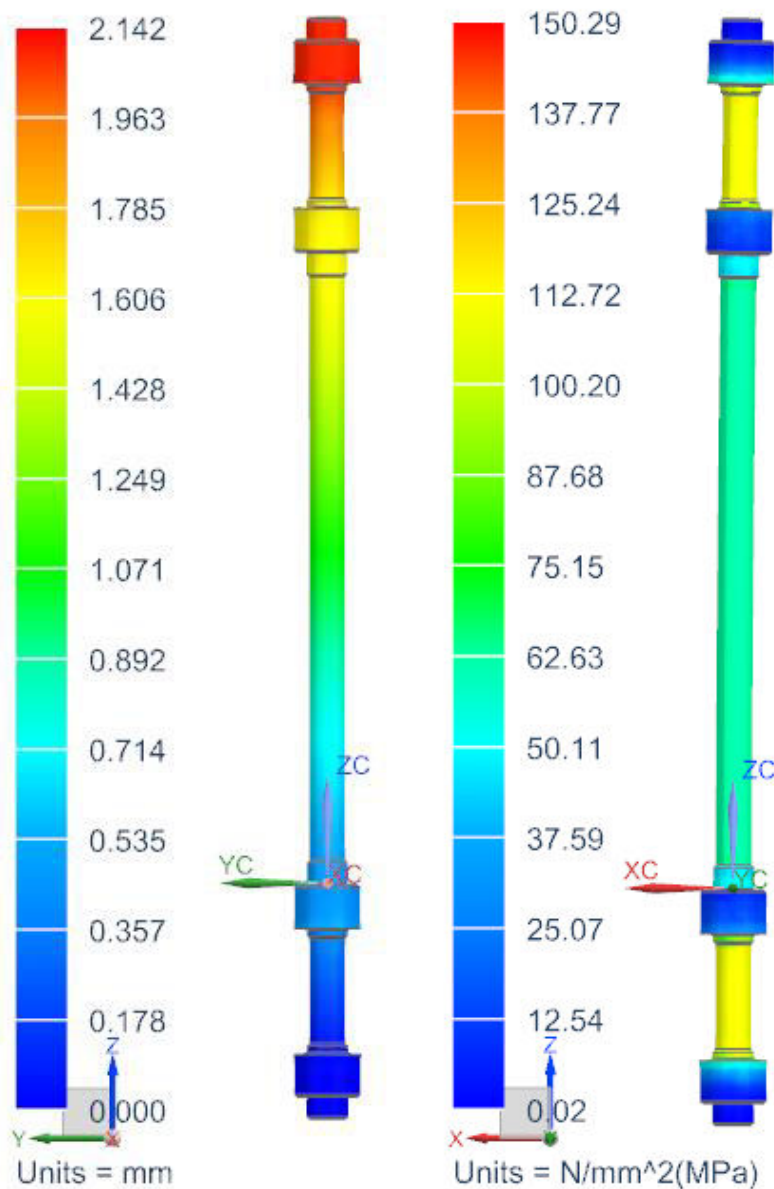
d_1 - vnitřní průměr závitu

m - výška matice

p - rozteč závitu

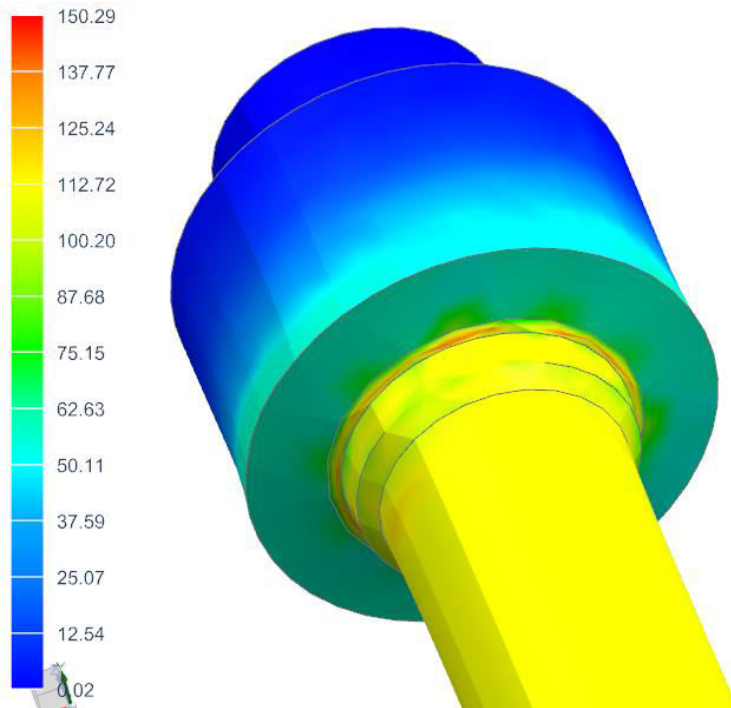
Pevnostní analýza sloupu lisu

Z vypočtených rozměrů můžeme vytvořit návrh tvaru sloupu a prověřit ho pevnostní analýzou. K řešení těchto požadavků využijeme analýzy prováděné pomocí MKP (metoda konečných prvků) v programu NX 11.



Obr. 6-26: Prodloužení a napětí v předepjatém sloupu

Sloup je zatížen staticky v místě matic. Pro zjednodušení výpočtu byla matice vytvořena jako součást sloupu a závit byl zanedbán. Působením jednotlivých zatížení dojde k celkovému prodloužení 2,142 mm. Sloup má délku přesahující 6m a je zatížen silami o velikosti až 5,4 MN. Toto prodloužení značí požadovanou vysokou tuhost sloupu. Maximální napětí se vyskytuje v místě traverzy. To je způsobeno předpětím sloupu silou F_{max} . Napětí v těchto oblastech dosahuje hodnot 110 MPa. Měřítko napětí obsahuje i 150 MPa. Tato hodnota by nevyhovovala pevnostním požadavkům. V reálném provozu by se tak vysoké napětí nevyskytovalo. Tato špička napětím se nachází v místě prvních závitů a je způsobena zjednodušením spojení matice a sloupu. V praxi by se napětí rozložilo rovnoměrně na všechny závity a tlak v závitech by nepřesáhl dovolené napětí 25 MPa.



Obr. 6-27: Rozložení napětí v místě závitu

Na obrázku je zobrazena imaginární špička napětí. Dále je zřejmé napětí na dosedací ploše matice a traverzy. V těchto místech se napětí pohybuje okolo 60 MPa a vyhovuje tak výpočtům.

7. Technologické využití

7.1 Kovy využívané pro vytlačování

- Hliník a jeho slitiny jsou nejčastěji vytlačované materiály. Mohou být vytlačovány za tepla nebo za studena. Při vytlačování za tepla musí být sochor zahřán na teplotu pohybující se od 300 do 600 °C. Vytlačováním se vyrábějí hliníkové profily tratí, rámy, sloupky, kolejnice, krycí lišty nebo velmi tvarově složitá chladicí tělesa.
- Mosaz se používá pro vytažení korozivzdorných výrobků. Mosaz se běžně používá pro výrobu tyčí, automobilových dílů, potrubí a nejrůznějších strojních součástí.
- Měď se používá pro vytlačování za tepla při teplotách od 600 do 1000 °C. Pro vytlačování mědi je zapotřebí velmi vysokých tlaků, které často přesahují 600 MPa. Měděné vytlačované profily jsou široce využity ve vytápění a klimatizaci v energetice. Tímto způsobem se vyrábí potrubí, dráty, tyče, svařovací elektrody a duté vodiče pro elektrické zařízení nejvyšších výkonů.
- Olovo a cín mají velmi podobné vlastnosti, proto se vyrábějí velmi podobným způsobem převážně na stejných strojích. Olovo a cín lze vytlačovat jak za studena, tak i za tepla. Při vytlačování za tepla je zapotřebí předehřát cín maximálně na 200 °C a olovo maximálně na 300 °C.
- Hořčík se vytlačuje při teplotách od 300 °C do 600 °C. Hořčík má stejné parametry pro vytlačování jako hliník. Touto metodou se vyrábí letadlové součásti a díly do jaderného průmyslu.

- Zinek se vytlačuje při teplotě od 200 ° C do 350 ° C. Vytlačováním zinku se produkují nejrůznější tvarové profily, tyče, trubky, hardwarové komponenty a madla strojů a zařízení.
- Ocel se vytlačuje při teplotě od 1000 ° C do 1300 ° C. U vytlačování je zapotřebí tepelně odizolovat a mazat stykovou plochu mezi kontejnerem a sochorem. To je zajištěno pomocí oleje, grafitu či skelného prášku. Nejčastěji se vytlačují uhlíkové oceli běžné jakosti. Tímto způsobem mohou být dále vyráběny i legované nebo nerezové oceli, které jsou využívány především v chemickém a potravinářském průmyslu, a dále k výrobě zdravotnické techniky.
- Titan se vytlačuje při teplotách od 600 ° C do 1000 ° C. Tato výroba je velmi využívaná v leteckém průmyslu. Lze takto vyrábět celé letadlové konstrukce, včetně vodících lišt pro sedadla, prstenu motorů a dalších konstrukčních prvků.
- Keramika se může vyrábět tímto způsobem také. Vyrábí se tak keramické trubky nebo cihly.

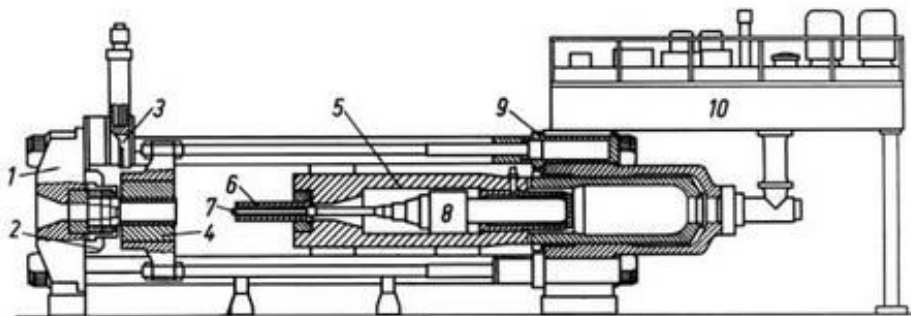
7.2 Vytlačování trubek a dutých profilů

Pro vytlačování trubek a dutých profilů může být použito jak přímé, tak nepřímé vytlačování. Abychom vytvořili dutý profil, musí kov proudit skrze prstencovou mezeru. V zásadě existují dva postupy pro výrobu dutých těles a to buď pomocí trnu, nebo speciální kombinované matrice.

Pro vytlačování dutých profilu pomocí trnu je za potřeby, vytvořit v sochoru otvor. Otvor lze vytvořit vrtáním nebo jiným obráběním, či propíchnutím. Propíchnutí sochoru se často provádí trnem na vytlačovacím stroji před započnutím vytlačování. Během vytlačování, je trn buď v klidu, nebo se pohybuje. Pohyb trnu může být pevně spjatý s razníkem, nebo se trn pohybuje nezávisle na pohybu razníku.

Vytlačování dutých profilů pomocí trnu

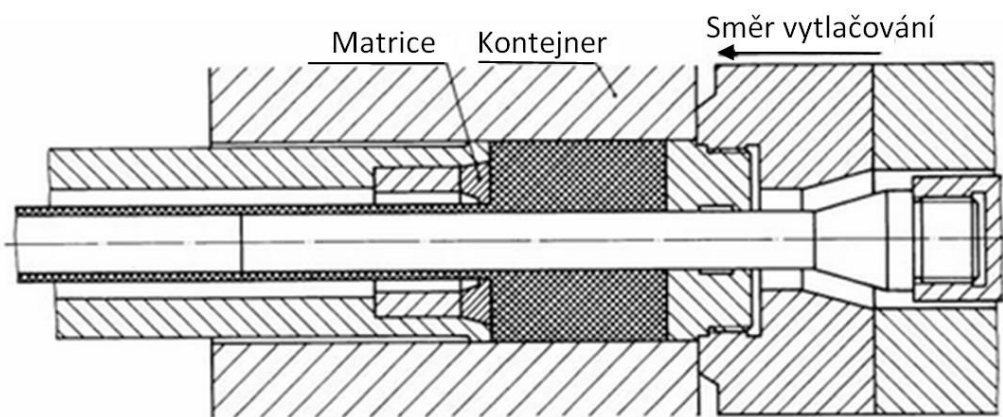
Na obrázku 7-1 je vidět horizontální vytlačovací lis pro přímé vytlačování trubek. Od vytlačovacího lisu pro výrobu plných profilů se liší tím, že uvnitř hlavního plunžru je umístěn vytlačovací trn. Vytlačovací trn dále vykonává posuvný pohyb uvnitř plunžru. Tohoto pohybu je docíleno přesměrováním pohonné kapaliny dovnitř plunžru. Tím se na trn vyvodí tlak, který posouvá trn směrem k sochoru. Na konci trnu je vytvořen hrot. Ten usnadní propíchnutí sochoru. Po propíchnutí sochoru trnem se střední část trnu opře o hlavní plunžr. V tomto okamžiku se začne pohybovat hlavní plunžr s připevněným razníkem. Razník po dosednutí na sochor začne vyvozovat tlakové napětí v sochoru. Po překonání odporů začne materiál sochoru procházet skrze prstencovou mezeru vytvořenou mezi matricí a trnem.



Obr. 7-1: Přímé vytlačování dutých profilů pomocí pohyblivého trnu [6]

1- zadní traverza, 2- držák matrice, 3- nůžky, 4- kontejner, 5- pohyblivá traverza, 6- razník, 7- propichovací trn, 8- pohon trnu, 9- zpětný pohon, 10- zásobník oleje s pohonnými a řídicími jednotkami

Nepohyblivý trn se používá pro nepřímé vytlačování. Nevýhodou této metody je potřeba vytvoření dutiny v sochoru za pomoci předchozího obrábění. Trn je přidělán k zadní stěně kontejneru. Razník s matricí jsou nepohyblivé. U této metody je matrice umístěna na vnitřním průměru dutého vytlačovacího razníku. Přetvárné síly jsou vyvozeny plunžrem, na který je pevně připevněna zadní deska s trnem. Kontejner se pohybuje také, jelikož je posouván zadní deskou. Sochor se umístí na trn a je zatlačen dovnitř kontejneru pomocí pohybující se zadní desky s trnem a kontejnerem. Po vyvození dostatečného tlaku v sochoru vlivem pohybu kontejneru, zadní desky a trnu, začíná materiál proudit skrze prstencovou mezeru mezi matricí a trnem. Výhodou této metody výroby dutých profilů je, že nedochází k vzájemnému pohybu kontejneru a sochoru. To zajistí snížení odporu díky absenci tření v těchto místech.

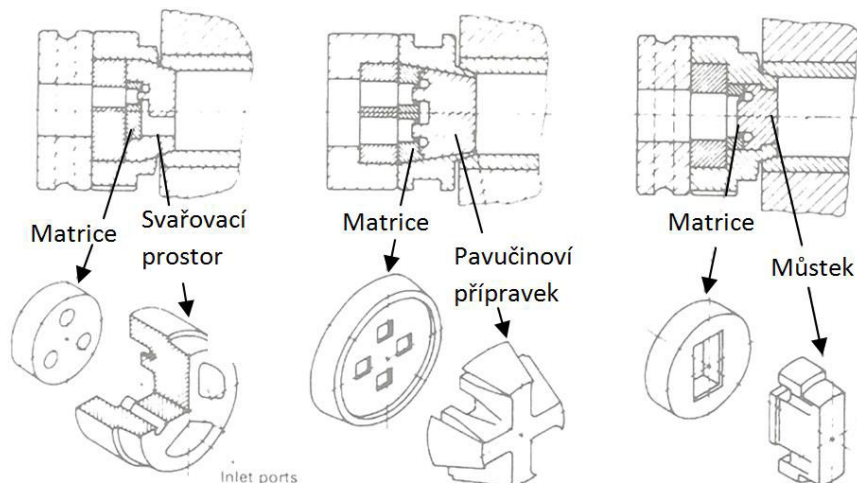


Obr. 7-2: Nepřímé vytlačování dutých profilů pomocí pevného trnu [6]

Vytlačování dutých profilů pomocí speciální kombinované matrice

Dalším způsobem výroby dutých profilů je za pomoci speciální kombinované matrice. Tento způsob se využívá pro vytlačování složitých profilů, které mohou obsahovat více dutin. Je nezbytné, aby došlo během průchodu materiálu matricí ke svařování pod tlakem. Tento požadavek je dán tím, že konečný profil je složen z několika samostatných segmentů, které se v matrici spojí svařováním pod tlakem. V některých případech se využívá dutý sochor, aby se zredukovalo napětí působící na matrici.

Materiál sochoru je vytlačován do dvou nebo více segmentů pomocí horní části matrice. Pod horní částí matrice dochází k tlakovému svařování segmentů. Tyto svařené segmenty poté procházejí skrze koncovou část matrice, která vytvoří konečný tvar profilu. U výroby dutých profilů pomocí kombinovaných matic jsou zapotřebí vyšší tvářecí tlaky než u metody využívající vytlačovací trny. To je způsobeno průchodem materiálu skrze tvarově složité kanálky, vytvořené částmi matrice a potřebou vytvoření svarového spoje. Proto je tato metoda omezena na materiály, jako jsou slitiny hliníku, které mají nízkou pevnost ve stříhu při teplotách vytlačování. Například slitiny mědi není vhodné vytlačovat skrze kombinované matrice.

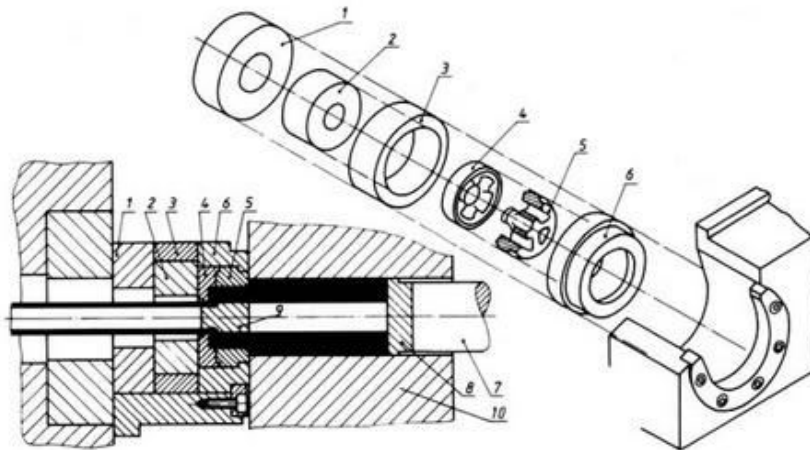


Obr. 7-3: Tvar speciálních kombinovaných matic [5]

Kategorie	Typ	Příklad
A	Jednoduché tyče	— ■
B	Tvarové tyče	▲ ● ▽
C	Standartní profily	L U I T Z
D	Speciální profily	Y C T C I
E	Poloduté profily	□ ▽ H C
F	Speciální profily s proměnou tloušťkou stěny	□ C T H
G	Profily s výstupky a tenkými stěnami	□ H T C
H	Trubky	□ □ ○
I	Jednoduché duté profily	□ □ □ □ □
J	Složité duté profily, profily s více dutinami	□ □ □ □ □
K	Duté profily s vnějšími výstupky	○ ⊙ ⊙ ⊙
L	Duté profily s vnitřními výstupky	○ ⊙ ⊙ ⊙
M	Velké nebo široké duté profily	□ □ □ □

Tab. 7-1: Rozdělení tvarů vytlačovaných profilů speciálními kombinovanými maticemi [5]

Profily zařazené do sekcí I-M jsou natolik složité, že se vyrábějí pouze z hliníku.



Obr. 7-4: Přímé vytlačování dutého profilu pomocí speciální kombinované matrice [6]

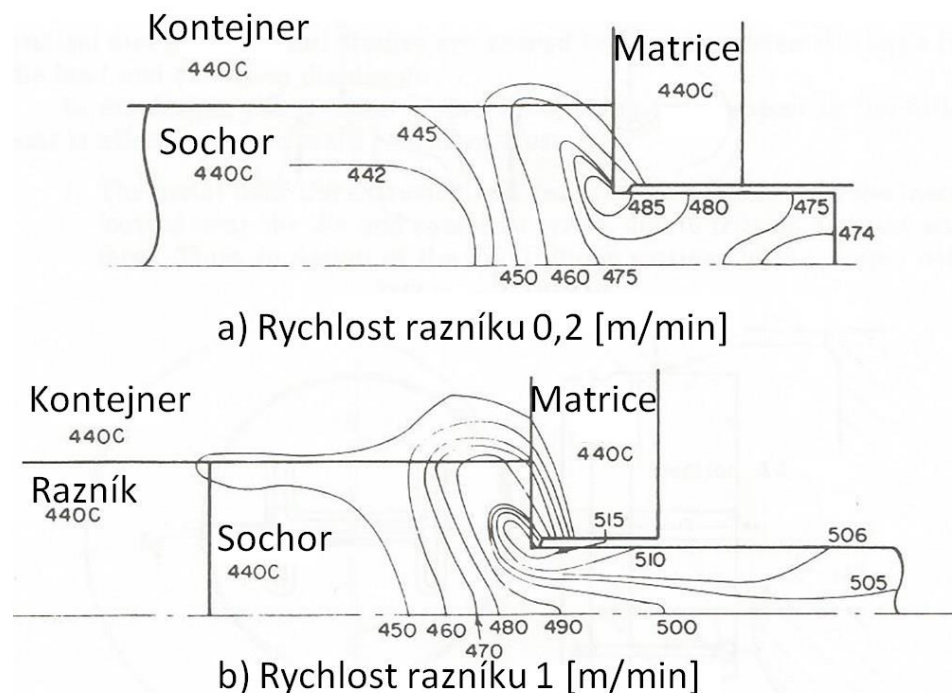
1- opěrný talíř, 2- podložka, 3- držák podložky, 4- zadní část matrice, 5- přední část matrice, 6- držák matrice, 7- razní, 8- lisovací podložka, 9- střední část matrice vytvářející dutinu (trn), 10- kontejner

7.3 Vytlačovací teploty a rychlosti

Během vytlačování dochází ke vzniku tepla. Velikost vniklého tepla je závislá ve velké míře na rychlosti vytlačování a na typu materiálu. U tvrdých slitin může dojít k nárůstu teploty až o 100 °C, což by vedlo k výrobě nekvalitních výrobků. Proto je zapotřebí řídit teplotu vytlačování. Po předehřátí sochory a kontejneru s matricí lze začít vytlačovat. Během vytlačování ale dále vzniká teplo vlivem plastické deformace, smykového pohybu částic uvnitř sochory a třením mezi sochorem a kontejnerem. Jelikož většina vytlačovaných materiálů jsou vysoce vodivá, dochází dále k přenosu tepla. Teplo se přemísťuje, jak ve tvářeném materiálu, tak dochází i k přestupu tepla mezi sochorem a jeho okolí (v tomto případě kontejnerem, matricí a razníkem). Všechny z výše citovaných jevů probíhají současně a výsledkem je složitý vztah pro výpočet vytlačovací teploty.

Rychlost vytlačování je dalším významným parametrem, který nejvíce ovlivňuje hospodárnost procesu. Aby se zvýšila rychlost výroby, je žádoucí zvýšit poměr vytlačování (průřezová plocha sochory / průřezovou plochou výrobku) a rychlost razníku při zachování vytlačovacího tlaku na přijatelné úrovni. Abychom mohli tyto parametry navýšit, je zapotřebí zredukovat odpor kladený materiálem. Toho lze nejsnadněji docílit zvýšením teploty ingotu.

Kombinace vysoké teploty ingotu, navýšení poměru vytlačování a vysoké rychlosti razníku způsobí značné navýšení teploty vlivem přeměny tvářecí energie během procesu ve vytlačovaném materiálu. K největšímu navýšení teploty dochází zejména v blízkosti povrchu, protože většina z plastických deformací a tření probíhající v těchto místech se přemění na teplo. To může způsobit povrchové vady výtlačku.



Obr. 7-5: Závislost změny teploty při vytlačování na rychlosti razníku [5]

Na obrázku 7-5 je vidět teplotní změna v závislosti na rychlosti vytlačování. Zde je patrné, že teplota povrchu výtlačku vlivem navýšení vytlačovacích rychlostí může přesáhnout požadovanou mez.

Proto je zapotřebí vytvořit optimální postup a přesně stanovit maximální rychlost v každém okamžiku vytlačování. Nejsnadnější cestou k vytvoření postupu se tedy jeví změření teploty v ingotu při ovládané rychlosti vytlačování. Tento postup byl navržen mnoha vědci, ale problém je, jak získat přesné a kontinuálně měřené teploty vytlačovaného výrobku. Metody měření teploty výtlačku s použitím různých typů kontaktních termočlánků nebo radiačních pyrometrů byly testovány. Pořád ale není jasně daná závislost, která by určovala vliv rychlosti tváření na změnu teploty vytlačování a shodovala by se s naměřenými hodnotami.

V dnešní době se začínají využívat systémy pro izotermické protlačování. Ty mění rychlost razníku tak, aby se udržela teplota výtlačku v konkrétních mezích. V lisech využívajících tento systém je rozdělen zdvih razníku do zón, z nichž každá má odlišnou lisovací rychlost. Zavedením tohoto postupu vytlačování lze ušetřit až 60% výrobního času. Tato časová úspora je závislá na typu vytlačovaného materiálu. Pro snadno tváritelné slitiny, nelze docílit tak vysoké časové úspory.

Dalším využitím zvyšujících se teplot během vytlačování pro zvýšení produktivity je částečné zahřátí sochoru. Na místo běžného zahřátí sochoru na konstantní teplotu v celém jeho průřezu se sochor zahřeje pouze z jedné strany. Sochor se vloží do kontejneru tak, že horký konec vytlačujeme první. Během vytlačování dochází k přeměně tvářecí energie na teplo a k dodatečnému zahřátí sochoru. Tento postup má jisté nepříznivé vedlejší účinky, z důvodu relativně vysoké tepelné vodivosti u vytlačovaných slitin. Pokud dojde ke zpoždění během vytlačování, teploty v ingotu mají tendenci se vyrovnávat. V konečném důsledku je nejsnadnější k docílení požadované vytlačovací teploty odvádět vzniklé teplo. Obvykle se užívá chlazení kontejneru a matrice pomocí vody nebo stlačeného dusíku.

7.4 Mazání a izolace sochoru

Během vytlačování dochází k i interakci mezi sochorem a kontejnerem. To umožňuje vznik a přestup tepla vlivem pohybu sochoru vůči kontejneru a tím vyvolaných třecích sil. Tyto fyzikální děje spolu s deformační prací podstatnou měrou určují energii, potřebnou pro vytlačování. Abychom zamezili ztrátám vzniklým přestupem tepla a třením, je zapotřebí během procesu využívat maziva. Nejčastěji se jako mazivo používá grafit, olej nebo skelný prášek. Grafit a olej se používá u vytlačování, kde jsou vyvozené malé tvářecí tlaky a nižší teploty předehřevu. Skelný prášek se začal používat jako mazivo při vyšších teplotách předehřevu v roce 1950 ve Francii. Z počátku bylo jeho použití omezeno pouze na vytlačování ocelí. S postupným rozvojem vytlačování se skelný prášek začíná používat i pro jiné materiály, které mají vyšší teploty vytlačování. Běžným příkladem využití jsou slitiny platiny a iridia, u kterých skelný prášek zajišťuje dodržení úzkého teplotního rozsahu pro vytlačení. Proces začíná ohřevem sochoru, na který se nanese skelný prášek. Ten vytvoří na povrchu tenký film, který má tloušťku od 0,5mm do 0,75mm. Tento film slouží k snížení přechodu tepla a zamezení tření mezi sochorem a kontejnerem. Dále se do rohu vniklého mezi maticí a kontejnerem umístí skleněný prstenec. Tento prstenec má tloušťku od 6mm do 18mm a slouží jako zásoba maziva pro snadnější průchod výtlačku maticí. Další výhodou tohoto prstence je jeho schopnost tepelné izolace matrice od sochoru. Při použití skelného prášku jako maziva vznikne na výtlačku až 1mm tlustá vrstva skla. Po vychladnutí výtlačku lze snadno skleněnou vrstvu odstranit bez rizika poškození výtlačku a po recyklaci znovu použít.

Dalším průlomem v mazání nastává s použitím fosfátových vrstev. Kombinací fosfátových maziv a skelného prášku dosáhneme lepších kluzných vlastností. Využitím této metody mazání nám snadněji umožní vytlačovat oceli i za studena.

7.5 Parametry vytlačování

Vytlačováním lze produkovat výrobky s kvalitním povrchem a výbornou tvarovou přesností. Užití vytlačování umožní v řadě případů zredukovat požadavky na obrábění. Přesto vytlačováním nedocílíme stejných parametrů jako obráběním. Přesnost výtlačku nelze přesně určit, jelikož závisí na kombinaci několika faktorů. Hlavními faktory určujícími přesnost výroby jsou rozměry a tvar výtlačku, materiál, teplota a způsob vytlačování. Všeobecně ale můžeme tvrdit, že lze dosáhnout drsnosti výtlačku $3\mu\text{m}$ ($R_a=3,2$) pro ocel a $0,8\mu\text{m}$ ($R_a=1,6$) pro hliník. Dalším omezením pro parametry výtlačku je minimální tloušťka stěny a průřez výtlačku. I při respektování těchto omezení je tímto procesem možno vyrábět širokou paletu průřezů, která nelze efektivně vyrábět za použití jiných metod.

Materiál	Minimální průřez [mm^2]	Minimální tloušťka stěny [mm]
Uhlíková ocel	250	3
Nerezová ocel	300-450	3
Titan	300	3,8
Hliník	<250	0,7
Hořčík	<250	1

Tab. 7-2: Parametry vytlačování

7.6 Konstrukce matrice

Tvar profilu výrobku má velký vliv na to, jak složité bude vytlačování. Hlavním parametrem určujícím velikost matrice je opsaná kružnice. To je imaginární nejmenší kružnice, do které se vejde celý průřez výtlačku. Podle velikosti opsané kružnice lze předběžně určit velikost stroje. Například větší lis zvládne vyrobít výtlaček s opsanou kružnicí o průměru 600 mm pro hliník a 550 mm pro ocel a titan. Složitost protlačovaného profilu, může být zhruba kvantifikováno výpočtem tvarového faktoru, což je závislost mezi velikostí plochy výtlačku a jeho objemem.

Pro správnou funkci matrice je zapotřebí dodržovat několik konstrukčních zásad. Jednou z hlavních zásad je, že by délka jednotlivých výčnělku neměla být větší než desetinásobek jejich šířky. V případě, že průřez je asymetrický, neměly by se asymetrické části hromadit v jednom místě, ale měla by být snaha je rovnoměrně rozložit po celém obvodě. Dále je nezbytné dodržovat minimální zaoblení a tloušťku stěn v závislosti na materiálu.

7.7 Vady vytlačování

Vznik povrchových trhlin nebo prasklin může být zapříčiněn příliš vysokou teplotou vytlačování, třením nebo rychlostí tváření. K těmto vadám též dochází i při nízkých teplotách, kdy dojde k přilnutí materiálu na kontejner nebo matici.

Vytvoření dutin uvnitř výrobku. Ke vzniku těchto vad dochází tehdy, když vstoupí povrchové oxidy a nečistoty do výrobku. Tyto vady se ve větší míře převážně vyskytují v koncové části výrobku. Vznik těchto vad je způsoben vysokým třením nebo chlazením vnějšího povrchu sochoru.

Vnitřní praskliny a trhliny. Vznik těchto vad je připisován působení vysokých tlaků v kombinaci s tahovým napětím v ose matrice, což má za následek skluz zrn po hranicích a vytvořením trhlin. K podobnému jevu dochází i u tahové zkoušky pevnosti.

Viditelné přímky na povrchu výtlačku. Vlivem nízké kvality povrchu matrice dojde k přilnutí protlačovaného materiálu. Tato nastalá situace změní způsob, kterým prochází vytlačovaný materiál maticí a dojde k výrobě nepřesných výtlačků (vznik reliéfu v podobě čar na povrchu).

8. Závěr

Proces výroby vytlačováním kovových i nekovových materiálů se v procesu vývoje, trvajícím více než dvě století, rozvinul co do šíře sortimentu i objemu výroby a v současnosti představuje jednu z nosných výrobních technologií. Produkty, získané vytlačováním, jsou jako polotovary nenahraditelné ve stavebnictví, dopravní technice, energetice, elektronice i spotřebním průmyslu. Mezi hlavní přednosti patří možnost zpracování širokého spektra kovových materiálů, velká šíře sortimentu výrobků, přijatelné výrobní náklady, akceptovatelná environmentální kritéria a to jak v procesu výroby, tak i po ukončení využívání.

Předností je i adaptibilita vytlačovacích lisů, možnost snadné výměny matic, či úprava parametrů procesu. Lisy mohou být dodávány jak v základní verzi, vhodné pro obsluhu s nižší kvalifikací anebo na nejvyšší technické úrovni. Totéž platí i o jejich doplňujícím zařízení, počínaje přípravou a zakládáním materiálů, přes proces vytlačování, až po dělení a expedici. V současné době je zřejmá snaha o koncentraci výroby do vysoce výkonných provozů, které umožňují zpracovávat velké objemy materiálu při nižších výrobních nákladech.

Praktická část této práce je zaměřena na návrh základních částí hydraulického vytlačovacího lisu, kterými jsou pohon, kontejner a rám. Pro možnost provedení návrhu a okrajových

výpočtů, byli zvolené parametry odpovídající lisu CXP 1200. Tento horizontální vytlačovací lis čtyřsloupové konstrukce je určen pro výrobu profilového materiálu metodou přímého vytlačování. Razník o průměru 200mm dosahuje síly 12MN vlivem pracovní kapaliny o tlaku 32MPa. Kontejner má délku 1000mm a vnitřní průměr 200mm. K zajištění těchto parametrů byly vypočteny potřebné rozměry pohonů a zvoleny těsnící členy. K dosažení maximální hospodárnosti konstrukce byly vypočteny potřebné tloušťky stěn válce a plunžru, určeného k vyvození tvářecí síly (hlavní pohon). S ohledem na rovnoměrné rozložení napětí v kontejneru, byl kontejner navrhnout ze tří vrstev. U této konstrukce bylo zapotřebí vypočítat velikost tlaků v místech přechodu jednotlivých vrstev a dle toho určit potřebný přesah vrstev, nezbytný pro výrobu a montáž. K výpočtu rozměru rámu byly zavedeny specifické požadavky, které sloužily ke zjednodušení výpočtu. Jedním z předpokladů bylo, že čtyřsloupový rám je rozdělen v podélném a příčném směru, čímž jsme dostali dva rámy dvousloupové, které potom řešíme. Pro výpočet minimálních rozměrů rámu, při splnění požadavků na jeho pevnost, bylo zapotřebí určit hodnoty jednotlivých staticky neurčitých veličin. Po odvození jednotlivých vzorců jsme mohli dopočítat rozměry sloupů, matic a traverz. Dále byly vypočteny požadavky, týkající se montáže. Po vypočtení všech kontrolovaných rozměrů byl zhotoven počítačový model sloupu s maticemi, který byl podroben pevnostní analýze. K tomu byl použit výpočet pomoci metody konečných prvků v programu NX 11.

Poslední část této práce je věnována technologickému využití hydraulického vytlačovacího lisu. Zde jsou zmíněny jednotlivé druhy kovů s uvedením možností jejich aplikace pro hydraulické vytlačování, tvar vyráběných součástí a postup k jejich zhotovení, vliv teploty a rychlosti vytlačování na kvalitu výroby, možnosti mazání a izolace sochoru, parametry vytlačování, tvary matic a vznik specifických vad na výrobcích.

Z předložené práce vyplývá, že hydraulický vytlačovací lis je výrobek střední technické náročnosti, poměrně značná robustnost zajišťuje dlouhou životnost a přijatelné náklady na údržbu a opravy.

Omezený rozsah práce nemůže zahrnout širší a náročnější návrh na zadané technologické parametry, zejména na různý stupeň adaptability. Vedle technického návrhu je proto nutné počítat s pečlivou technologickou přípravou a svědomité vedení spolehlivé provozní dokumentace, zabezpečující dodržení požadovaných podmínek vytlačovacího procesu a tím i kvality výtlačků.

Literatura

- [1] RUDOLF B., KOPECKÝ M. *Tvářecí stroje- základy výpočtů a konstrukce*. Praha: SNTL, 1982
- [2] RUDOLF B., KOPECKÝ M. *Tvářecí stroje- základy stavby a využití*. Praha: SNTL, 1985
- [3] ČECHURA M., STANĚK J. *Tvářecí stroje- hydraulické lisy*. Plzeň: ZČU, 1999
- [4] STANĚK J. *Základy stavby výrobních strojů- tvářecí stroje*. Plzeň: ZČU, 2001
- [5] TAYLAN ALTAN *Metal Forming: Fundamentals and Applications*. Kalifornská univerzita: Asm Intl, 1983
- [6] HEINZ TSCHATSCHE *Metal Forming Practise: Processes- Machines- Tools*. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006
- [7] MARTIN MERKEL *Dichtelemente für Hydraulik und pneumatik*. Hamburg: KG, 1981
- [8] STANĚK J., NĚMEJC J. *Metodika zpracování a úprava Diplomových (Bakalářských) prací*. Plzeň: ZČU, 2005

[9] TS Plzen: Hydraulic Presses [online], [cit. 2016-11-14]. Dostupné z: <http://www.czech-presses.eu/hydraulic-presses.htm>

[10] HENNLICH: Hydraulická těsnění [online], [cit. 2016-11-15]. Dostupné z: <http://www.hennlich.cz>