



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

HYDRAULICKÝ DÍLENSKÝ LIS

WORKSHOP HYDRAULIC PRESS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Tomáš Simandl

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Omes, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Tomáš Simandl
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Jiří Omes, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Hydraulický dílenský lis

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hydraulický lis je určený k dílenským operacím. Lze na něm provádět technologické operace lisování plechů a tyčového materiálu, nalisování a slisování ložisek atd. Maximální síla lisu bude 150 kN a zdvih 150 mm. Hydraulický pohon, ovládání a elektické části budou součástí lisu. Stožan lisu bude svařovaný uzavřený s podélnou a boční tuhostí. Stolní deska bude výškově přestavitelná.

Cíle bakalářské práce:

Návrh hydraulického lisu s detaily.
Návrh přestavení stolní desky.
Výpočet hydraulického pohonu.
Vyhodnocení dosažených výsledků.
Závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

ČECHURA, Milan, Jan HLAVÁČ a Jiří STANĚK. Konstrukce tvářecích strojů, Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015. ISBN 978-80-261-0513-8.

KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje I. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1037-X.

KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje II. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1038-8.

NOVOTNÝ, Karel. Výrobní stroje a zařízení: Tvářecí stroje. Brno: VUT FSI v Brně, 2002.

STANĚK, Jiří. Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje. Plzeň: Západočeská univerzita, 2001. ISBN 80-7082-738-6.

RUDOLF, Bedřich. Výrobní stroje a zařízení II. Praha: ČVUT Praha, 1990.

DRASTÍK, František. Výpočty z oboru kování a lisování. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1972

ŠTRBA, Marián a Jiří JANOUŠ. Tvářecí stroje – Všeobecné technické požadavky: československá státní norma ČSN 21 0001: schválena listopad 1996. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1996.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá konstrukcí dílenského lisu, pro použití při základních tvářecích a montážních operacích. V práci budou znázorněny základní principy a rozměry hydraulických lisů, dělení hydraulických lisů pomocí technologie jejich využití. Provedeme návrh výškového přestavení lisu, jeho hydraulických součástí a samotného rámu.

ABSTRACT

This work deals with design of workshop hydraulic press, which is used for basic forming and assembling. In this work will be shown basic principles and dimensions of hydraulic presses, It will show categories of hydraulic presses based on technology of use. We will design hydraulic press adjustment, hydraulic parts and frame of the hydraulic press.

KLÍČOVÁ SLOVA

Hydraulický lis, pevnostní výpočty, návrh přestavení lisu, výpočet hydraulického pohonu, návrh lisu

KEYWORDS

Hydraulic press, elastic and deformation calculations, hydraulic press adjustment design, calculation of the hydraulic actuation, hydraulic press design

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SIMANDL, Tomáš. *Hydraulický dílenský lis* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124585>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jiří Omes.

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Jiřímu Omesovi, Ph.D., za odborné rady, konzultace a poznámky k práci.

ČESTNÉ PROHLÁŠ ENÍ

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

V Brně dne 26. června 2020

.....

Simandl Tomáš

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	ZÁKLADNÍ PRINCIP HYDRAULICKÝCH LISŮ	16
3	ZÁKLADNÍ PARAMETRY HYDRAULICKÝCH LISŮ	17
4	DĚLENÍ HYDRAULICKÝCH LISŮ	19
4.1	Dle technologie	19
4.1.1	Kovací lisy	19
4.1.2	Tažné lisy	19
4.1.3	Vytlačovací a protlačovací lisy	19
4.1.4	Razící lisy	19
4.1.5	Lisy na zpracování odpadu	19
4.1.6	Lisy na tváření plastů	20
4.1.7	Tlakové licí stroje	20
4.1.8	Dílenské lisy	20
4.2	Dle konstrukce rámu	20
4.3	Dle způsobu pohonu	20
4.3.1	Přímý pohon	20
4.3.2	Nepřímý pohon	20
4.3.3	Kombinovaný pohon	20
5	OBVYKLÉ ZPŮSOBY ŘEŠENÍ KONSTRUKCE DÍLENSKÝCH LISŮ	21
6	ZADANÉ, URČENÉ PARAMETRY	22
7	NÁVRH PŘESTAVENÍ	23
7.1	Aretace stolu pomocí čepů	24
7.2	Určení elektromotoru	27
8	NÁVRH HYDRAULICKÉHO POHONU	28
8.1	Výpočet lineárního hydromotoru	28
8.2	Výpočet potřebného čerpadla a elektromotoru	28
8.3	Hydraulické schéma, popis členů	30
9	NÁVRH RÁMU	33
9.1	Návrh tvaru rámu	33
9.2	Kontrola sloupů	34
9.3	Návrh horní traverzy	36
10	NÁVRH STOLU	38
10.1	Kontrola stolu	38
10.2	Výpočet průhybu stolu	40
11	NÁVRH PODSTAVCE	43
12	DOPORUČENÍ PRO PRAXI	44
12.1	Ovládání lisu	44
12.2	Hydraulický olej	45
12.3	Jiná doporučení	45
13	ZÁVĚR	46
14	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	47

15	SEZNAM OBRÁZKŮ	49
16	SEZNAM PŘÍLOH.....	52

1 ÚVOD

Dílenské lisy spadají do kategorie univerzálních lisů, způsob jejich využití je například pro technologie ohýbání, dělení materiálu, ale i volné kování, dále se dají dílenské lisy použít i pro montážní práce, jako je lisování ložisek, pouzder, nebo sesazení součástí pomocí kolíků. Univerzální lisy jsou nejrozšířenější v praxi kvůli své všestrannosti a vhodnosti použití pro velkou řadu technologií.

V první části bakalářské práce se budeme zabývat základními principy a parametry hydraulických lisů, následně provedeme podrobnější rozdělení lisů dle technologie jejich využití, ale také dle konstrukce rámu a způsobu jejich pohonu. V následující části postoupíme k návrhu samotného dílenského lisu, ve které provedeme návrh motorického přestavení lisu, následně návrh hydraulického pohonu a nakonec navrhne samotný rám a podstavec stroje.

2 ZÁKLADNÍ PRINCIP HYDRAULICKÝCH LISŮ

Princip hydraulických lisů vychází z Pascalova zákona, který pojednává o rovnoměrném šíření tlaku v kapalině.

$$p_x = p_y = p_z \quad (1)$$

Z Pascalova zákona vyplývá, že pokud zatížíme kapalinu v uzavřené nádobě tlakovou silou F [N] na ploše S [m²], tak tlak p [Pa] od síly F bude ve všech místech nádoby stejný. Matematicky lze tento tlak vyjádřit vztahem:

$$p = \frac{F}{S} \quad (2)$$

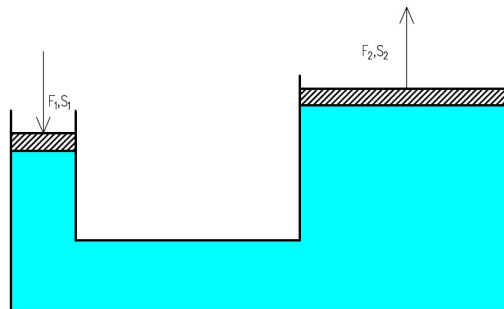
Pro hydraulické lisy se využívá spojených uzavřených nádob obr (1), protože nádoby jsou spojené, tak pokud se zatíží silou jedna nádoba, tak vzniklý tlak v nádobě bude stejnou velikostí působit i v druhé nádobě (po zanedbání hydraulických ztrát). Po dosazení do Pascalova zákona lze odvodit vztah pro výpočet síly, kterou bude píst působit. Tento vztah lze vyjádřit ve tvaru:

$$F_2 = \frac{F_1 \cdot S_2}{S_1} \quad (3)$$

Pro výpočty v praxi to znamená, že čím větší je plocha S_2 tím větší je i výsledná síla, čím menší je plocha pístu čerpadla S_1 , tím větší je výsledná síla, díky tomu jsme schopni vyvinout velké lisovací síly tím, že bude velký poměr mezi plochami pístů S_2/S_1 .

Hydraulické lisy jsou typickým příkladem silových tvářecích strojů, tyto stroje používají k překonání deformačního odporu materiálu převážně potencionální energii, narozdíl od bucharů, které překonávají deformační odpor převážně kinetickou energií (dopadem). Hlavní výhodou je konstantní lisovací síla F po celé dráze nástroje, konstantní rychlost pohybu, díky čemuž nedochází k rázům.

Díky těmto vlastnostem jsou hydraulické lisy schopny dosahovat obrovských lisovacích sil.



Obr. 1) Spojené nádoby

3 ZÁKLADNÍ PARAMETRY HYDRAULICKÝCH LISŮ

Hlavními parametry jsou:

Jmenovitá síla

Bývá označována také podle způsobu vykonané práce, například lisovací, předlisovací, dolisovací, uzavírací, rovnací, ohýbací a vytlačovací. Je to největší dovolená síla, kterou může být lis zatěžován.

Zpětná síla

Je to síla, kterou je píst (plunžr) vrácen do výchozí polohy.

Rychlosti pohybu

Rychlosti bývají pojmenovány podle způsobu vykonávaných prací, například lisovací, vytlačovací, přibližovací, uzavírací, zpětná.

Následující parametry jsou viditelné na obrázku (2)

Otevření lisu

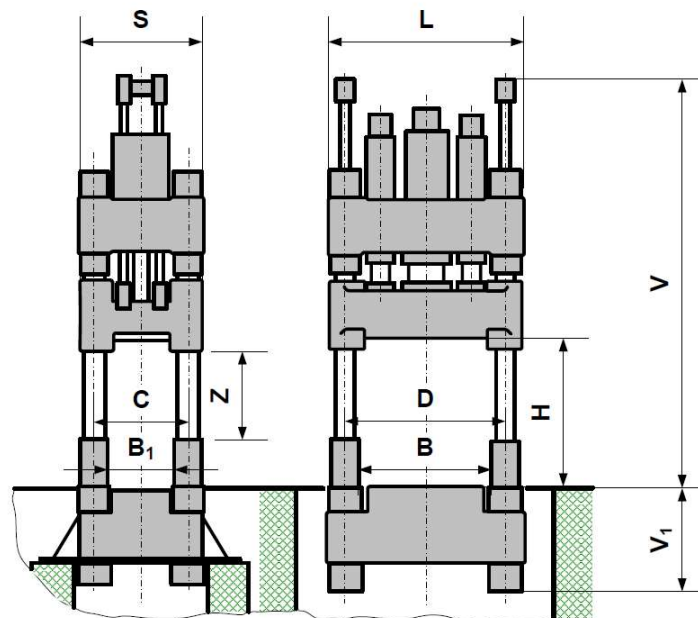
Největší možná vzdálenost upínacích ploch, značí se H .

Zdvih

Je to největší možná dráha beranu lisu, značí se Z .

Průchod

Nejmenší vzdálenost vnitřních ploch sloupů nebo stěn stojan v příčné nebo podélné ose lisu, značí se B , B_1 .



Obr. 2) Základní rozměry hydraulického lisu [4]

Rozteč sloupů

Je vzdálenost os sloupů v podélné nebo příčné ose stroje, značí se C, D.

Upínací plocha

Plocha používaná pro upínání nástrojů.

Délka lisu

Největší rozměr lisu zleva doprava, značí se S.

Šířka lisu

Největší rozměr lisu zepředu dozadu, značí se L.

Výška lisu nad podlahou

Značí se V.

Výška lisu nebo jeho zařízení pod úrovní podlahy

Značí se V_1 .

4 DĚLENÍ HYDRAULICKÝCH LISŮ

4.1 Dle technologie

4.1.1 Kovací lisy

Z hlediska technologie se kovací lisy dělí na lisy pro zápustkové kování a volné kování. Základní technické parametry kovacích lisů pro volné kování jsou jmenovitá síla, maximální hmotnost ingotu, výkon lisu, počet zdvihů za čas.

4.1.2 Tažné lisy

Tažné lisy se používají na lisování součástí z plechu i pro běžné tvářecí operace jako je ohýbání, lemování, rovnání, ale také pro montážní práce, například zalisování pouzder a čepů. Základní technické parametry tažných lisů jsou jmenovitá síla, zdvih pracovního plunžru, lisovací, zpětná síla a přibližovací rychlost.

4.1.3 Vytlačovací a protlačovací lisy

Vytlačovací lisy

Používají se pro vytlačování trubek a tyčí různých tvarů. Pro plné tyče a profily se používají jako polotovary plné bloky materiálu a na duté profily se používají duté bloky.

Provedení lisů se liší podle toho, zda se jedná o vytlačování oceli nebo neželezných lehkých i těžkých kovů. Lisy se dále liší provedením stojanu, většinou se používá vodorovný stojan, sloupové konstrukce.

Protlačovací lisy

Používají se k výrobě nástrojů protlačováním za tepla, nástroje vyráběné touto metodou jsou například vrtáky, výhrubníky, výstružníky a frézy. Dalším použitím je hydrostatické protlačování, které se používá pro protlačování drátů, tyčí, trubek a profilů. Tato metoda se dá použít i pro obtížně tvářitelné materiály, jako jsou slitiny hořčíku, wolframu, molybdenu a beryllia. Nejčastější využití protlačovacích lisů je ve výrobě tvarově přesných součástí velkých délek.

4.1.4 Razící lisy

Nejčastěji se používají pro výrobu dutin ve formách a zápustkách, tato operace se provádí vytlačováním tvarového lisovníku do ocelových polotovarů za studena. Používají se ale i pro jiné přesné lisovací práce, které potřebují vysoké tlaky například ražení kovových mincí, medailí.

4.1.5 Lisy na zpracování odpadu

Používají se pro zpracování kovového i nekovového odpadu, výlisek z těchto lisů se jmenuje paket, proto se těmto lisům říká také paketovací lisy. Paketovací lisy jsou důležitou součástí hospodaření s odpadem, který zabírá velký objem při přepravě a bez zhutnění jsou velké ztráty opalem při opětovném tavení materiálu.

4.1.6 Lisý na tváření plastů

Používají se pro zpracování reaktoplastů a termoplastů. Termoplasty se zpracovávají na vstřikovacích lisech. Základní parametr je hmotnost výstřiku v gramech nebo objem vstřiku v cm^3

4.1.7 Tlakové licí stroje

Používají se pro neželezné kovy, v závislosti na teplotě tavení se dělí na lisy s teplou a studenou komorou. V současnosti se nejčastěji používají lisy se studenou komorou, horizontální osou uzavírání a lisování. Konstrukčně jsou podobné jako vstřikovací lisy na plasty. Základní parametry jsou uzavírací a lisovací síla.

4.1.8 Dílenské lisy

Tyto lisy se používají na běžné lisování a montážní práce v hromadné a sériové výrobě součástí malých rozměrů. Další použití dílenských lisů je stříhání, ohýbání, rovnání, tažení, protlačování, ražení a nýtování.

Dílenské lisy jsou konstruovány na jmenovité síly do 200 kN. Regulace základní síly bývá provedena pomocí regulačního pomocného ventilu. Řízení pohybu pístu se provádí pomocí hydraulického rozváděče.

4.2 Dle konstrukce rámu

Rámy se dělí na otevřené a uzavřené. Otevřené rámy bývají jedno a dvoustojanové, stůl tvoří s rámem jeden kus, nebo je s pohyblivým stolem.

Uzavřené rámy jsou celistvé anebo dělené. Dělené rámy bývají spojeny pomocí předepjatých šroubů.

Rámy obvykle bývají zhotoveny litinové, ocelolitinové nebo svařováním z ocelových plechů.

4.3 Dle způsobu pohonu

4.3.1 Přímý pohon

Jedná se o sériové nebo sérioparalelní řazení hydraulických prvků s hydrostatickým generátorem.

4.3.2 Nepřímý pohon

Jedná se o sériové nebo sérioparalelní řazení hydraulických prvků s hydrostatickým generátorem a akumulátorem.

4.3.3 Kombinovaný pohon

Jedná se o kombinace např. dvou generátorů, multiplikátoru a generátoru nebo multiplikátoru, akumulátoru a generátoru.

5 OBVYKLÉ ZPŮSOBY ŘEŠENÍ KONSTRUKCE DÍLENSKÝCH LISŮ

U dílenských lisů se obvykle používají svařované (obr. 3), nebo dělené rámy (obr. 4). Lité rámy se u dílenských lisů nepoužívají, kvůli malým rozměrům a jmenovitým silám dílenských lisů. Pohon dílenských lisů bývá ruční, nebo za použití přímého pohonu. Výškové přestavení stolu bývá řešeno pomocí kladek, nebo ručním nadzvednutím stolu. Rozměry výškového nastavení stolu se pohybují v rozmezí od 300 mm do 1200 mm. Nejobvyklejší způsob aretace stolu je aretace pomocí čepů.



Obr. 3) Dílenský lis s ručním pohonem a svařovaným rámem [5]



Obr. 4) Dílenský lis s přímým pohonem a děleným rámem [6]

6 ZADANÉ, URČENÉ PARAMETRY

Nejdůležitějším parametrem dílenského lisu je jmenovitá síla, kterou je schopen vyvinout. Další důležité parametry jsou velikost zdvihu, lisovací a přibližovací rychlost, rozměry stolu a velikost otevření lisu. Tyto parametry jsou důležité vzhledem k výpočtu hydraulických částí lisu, dále také pro pevnostní výpočty rámu a přestavení.

Jmenovitá síla: 150 kN

Zdvih: $Z=150$ mm

Přibližovací rychlost: $v_p=550$ mm/min

Lisovací rychlost: $v_L=180$ mm/min

Rozměry stolu: 510x150 mm

Stojan lisu: uzavřený a svařovaný

Velikost otevření lisu: 570 mm

Průměr pístu: $d_p=100$ mm

Průměr pístní tyče: $d_{pt}=70$ mm

7 NÁVRH PŘESTAVENÍ

Přestavení je řešeno pomocí elektromotoru a zdvižných převodovek, zdvižné převodovky se vyrábí v rozmezí zdvižných sil od 5 kN do 1000 kN. Z tohoto rozmezí nejlépe vyhovuje požadavkům nejlépe převodovka od společnosti ZIMM s označením Z-100 obr (5), v provedení R, což znamená, že šroub je rotující a obsahuje matici, která provádí zdvih. Tato převodovka je schopna přenášet sílu až 100 kN, samotný zdvih je řešen pomocí pohybového šroubu a matice s trapézovým závitem o průměru 55 mm a stoupání 9 mm.

Kontrola pohybového šroubu

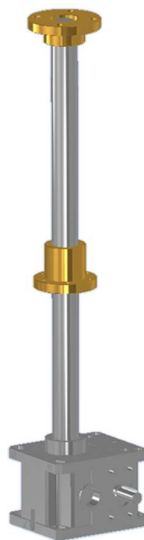
Dle pokynů výrobce je potřeba provést kontrolu pohybového šroubu na vzpěr, dle výrobcem doporučených výpočtů. Tento způsob je v dokumentaci výrobce označován, jako „Euler 3“ [1].

Zatěžující síla $F=150\,000\text{ N}$, maximální síla na jeden šroub $F_{smax}=100\,000\text{ N}$, modul pružnosti v ohybu šroubů $E_s=210\,000\text{ MPa}$, počet šroubů $n_s=2$, délka šroubu $L_s=860\text{ mm}$, bezpečnost na vzpěr šroubu $k_{vzs}=3$, Ludolfovo číslo π [-].

$$J_{xy} = \frac{F \cdot k_{vzs} \cdot (L_s \cdot 0,7)^2}{E_s \cdot n_s \cdot \pi^2} = \frac{150000 \cdot 3 \cdot (860 \cdot 0,7)^2}{210000 \cdot 2 \cdot \pi^2} = 39\,342,0\text{ mm}^4 \quad (4)$$

$$d_{smin} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot J_{xy}}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 39\,342,0}{\pi}} = 29,92\text{ mm} \quad (5)$$

Vypočtený potřebný minimální průměr šroubu $d_{smin}=29,92\text{ mm}$, pro šroub Tr55x9 je průměr jádra šroubu $d_{sjadra}=43,6\text{ mm}$, z těchto hodnot lze říct, že šroub má dostatečný průměr pro to, aby dokázal přenášet maximální zatížení a zároveň nedošlo k meznímu stavu vzpěrné stability.



Obr. 5) Zdvižná převodovka ZIMM Z-100

7.1 Aretace stolu pomocí čepů

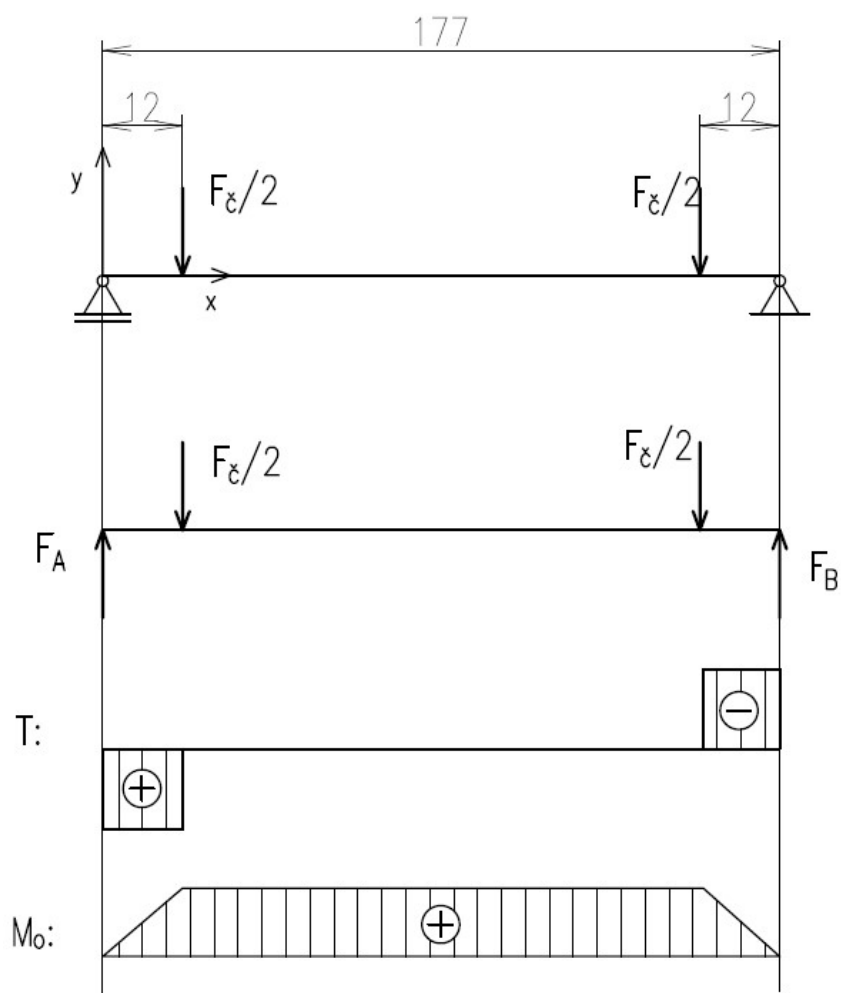
Tento způsob je u dílenských lisů nejobvyklejší, čepy se zasunou do děr v rámu a stůl lisu je pevně zajištěn proti pohybu, čepy musí být na obou koncích stolu, poloha stolu je omezena vzdáleností roztečí děr pro čepy v rámu.

Vzhledem k zatížení jsou čepy zatíženy ohybem a smykem, také bude potřeba provést kontrola na otláčení.

VVÚ a výpočet reakcí na čepech:

Vzhledem k tomu, že čepy jsou dva, zatěžující síla působí symetricky vzdálená od obou čepů, to znamená, že čepy budou přenášet každý jednu polovinu lisovací síly, to znamená, že síla na jeden čep je $F_{\check{c}}=75\ 000\ N$.

Pro určení reakcí a nebezpečných míst potřebujeme rovnice statické rovnováhy a VVÚ působení na čepu.



Obr. 6) Uvolnění a VVÚ čepu

Dle nákresu působení sil a jejich účinků (Obr. 6) sestavíme rovnice statické rovnováhy.

$$\sum F_x = 0: \quad 0 = 0 \quad (6)$$

$$\sum F_y = 0: \quad F_A - \frac{F_\xi}{2} - \frac{F_\xi}{2} + F_B = 0 \quad (7)$$

$$\sum M_{OA} = 0: \quad \frac{F_\xi}{2} \cdot 12 + \frac{F_\xi}{2} \cdot 165 - F_B \cdot 177 = 0 \quad (8)$$

Z rovnic statické rovnováhy získáme velikosti jednotlivých reakcí.

$$F_A = F_\xi - F_B = 75\,000 - 37\,500 = 37\,500 \text{ N} \quad (9)$$

$$F_B = \frac{\frac{F_\xi}{2}(12+165)}{177} = \frac{75000(12+165)}{177} = 37\,500 \text{ N} \quad (10)$$

Nyní, když máme reakce v místech uložení čepu F_A [N] a F_B [N] jsme schopni určit nebezpečná místa čepů. V tomto případě jsou nebezpečné průřezy v místech působení sil $F_\xi/2$. V těchto místech jsou čepy zatíženy na ohyb a zároveň posouvající silou dle znázornění na obrázku xx. Vzhledem ke způsobu výpočtu ohybového a smykového napětí není možné vyjádřit průměr z jedné rovnice redukovaného napětí, proto provedu prvně výpočet na ohyb, určím průměr čepu a poté provedu kontrolu, kde spočítám ohybové i smykové napětí v čepu ze známých parametrů.

Materiál čepu: 11 600.0 dle ČSN, ekvivalentní k E335 dle EN

Mez kluzu v tahu: $R_e=330 \text{ MPa}$

Požadovaná bezpečnost čepu: $k_\xi=3$

Zatěžující síly: $F_A=F_B=37\,500 \text{ N}$

Určení dovoleného napětí v čepu:

Do tohoto výpočtu vstupuje mez kluzu v tahu R_e [MPa] a požadovaná bezpečnost čepu k_ξ [-], výsledkem je dovolené napětí čepu $\sigma_{D\xi}$ [MPa].

$$\sigma_{D\xi} = \frac{R_e}{k_\xi} = \frac{330}{3} = 110 \text{ MPa} \quad (11)$$

Výpočet návrhového průměru čepu:

Součástí tohoto výpočtu je návrhové ohybové napětí v čepu $\sigma_{o\xi}$ [MPa], ohybový moment čepu $M_{o\xi}$ [N·mm], návrhový průřezový modul v ohybu čepu $W_{o\xi}$ [mm³] a výsledkem tohoto výpočtu je návrhový průměr čepu $d_{\xi n}$ [mm].

$$\sigma_{o\xi} = \frac{M_{o\xi}}{W_{o\xi}} \leq \sigma_{D\xi} \quad (12)$$

$$M_{o\xi} = F_A \cdot 12 \quad (13)$$

$$W_{o\xi} = \frac{\pi \cdot d_{\xi n}^3}{32} \quad (14)$$

$$d_{\xi n} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 12 \cdot F_A}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 12 \cdot 37\,500}{\pi \cdot 110}} = 34,67 \text{ mm} \quad (15)$$

Dle rovnice (15) vychází návrhový průměr čepu $d_{\xi n} \geq 34,67 \text{ mm}$, ale pro další výpočty, vzhledem k tomu, že na čep působí i napětí ve formě stříhu volím průměr čepu $d_\xi=40 \text{ mm}$.

Kontrola čepu vzhledem k meznímu stavu pružnosti

Tento výpočet obsahuje zvolený průměr čepu $d_{\check{c}}=40 \text{ mm}$, průřezový modul v ohybu čepu $W_{o\check{c}} [\text{mm}^3]$, napětí v ohybu čepu $\sigma_{o\check{c}} [\text{MPa}]$, napětí ve stříhu $\tau_s [\text{MPa}]$, plocha průřezu čepu $S_{\check{c}} [\text{mm}^2]$, redukované napětí čepu dle metody max τ $\sigma_{red\check{c}} [\text{MPa}]$, skutečná bezpečnost čepu $k_{\check{c}} [-]$.

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_{o\check{c}}}{W_{o\check{c}}} = \frac{37\,500 \cdot 12}{6\,283,2} = 71,62 \text{ MPa} \quad (16)$$

$$W_{o\check{c}} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 40^3}{32} = 6\,283,2 \text{ mm}^3 \quad (17)$$

$$\tau_{S\check{c}} = \frac{F_{\check{c}}/2}{S_{\check{c}}} = \frac{75\,000}{2 \cdot 1\,256,64} = 29,84 \text{ MPa} \quad (18)$$

$$S_{\check{c}} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 40^2}{4} = 1\,256,64 \text{ mm}^2 \quad (19)$$

$$\sigma_{red\check{c}} = \sqrt{\sigma_{o\check{c}}^2 + 4 \cdot \tau_{S\check{c}}^2} = \sqrt{71,62^2 + 4 \cdot 29,84^2} = 93,2 \text{ MPa} \quad (20)$$

$$k_{\check{c}s} = \frac{R_e}{\sigma_{red\check{c}}} = \frac{330}{93,2} = 3,54 \quad (21)$$

Dle rovnice (21) vyhověl čep kontrole na ohyb a smyk

Kontrola na otláčení v náboji

Ve výpočtu se objevuje dovolený tlak v náboji $p_{dn} [\text{MPa}]$, tlak v náboji čepu $p_{n\check{c}} [\text{MPa}]$ a styková plocha čepu s nábojem $S_{\check{c}n} [\text{mm}^2]$ viditelná na obr. (7). Provádím kontrolu na otláčení v náboji pro materiál ČSN 11 523, který dle [2] str. 378 má dovolený tlak na otláčení 90 MPa, čep je z materiálu 11 600, který má dovolený tlak 100 MPa dle [2] str. 378.

$p_{dn}=90 \text{ MPa}$ dle [2] str. 378

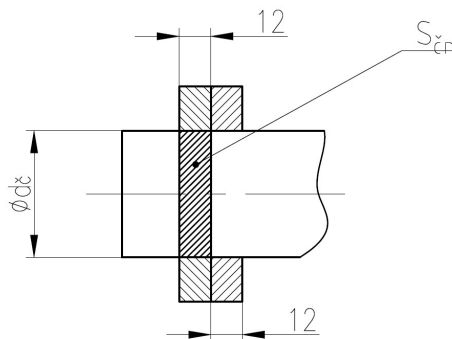
$$p_{n\check{c}} = \frac{F_A}{S_{\check{c}n}} = \frac{37\,500}{480} = 73,18 \text{ MPa} \quad (22)$$

$$S_{\check{c}n} = d_{\check{c}} \cdot 12 = 40 \cdot 12 = 480 \text{ mm}^2 \quad (23)$$

$$p_{\check{c}} \leq p_{dn} \quad (24)$$

$$73,18 < 90 \quad (25)$$

Dle rovnice (25) vidlice vyhovuje kontrole na otláčení.



Obr. 7) Nákres čepu a jeho uložení,
pro kontrolu na otláčení

7.2 Určení elektromotoru

Elektromotor přestavení se určuje pomocí výrobcem zdvižných převodovek určeného výpočtu [1], ze kterého se získá potřebný krouticí moment, který je potřeba na zvednutí hmotnosti zátěže. Pro tento výpočet je důležitá hmotnost stolu, která je hlavním parametrem pro tento výpočet.

Pro výpočet elektromotoru jsou potřeba tyto parametry $m_s=72$ kg, gravitační zrychlení $g=9,81$ m²/s, gravitační síla působící na stůl F_{gs} [N], převodový poměr převodovky $i=9$, účinnost šroubu $\eta_{screw}=0,34$, účinnost převodovky $\eta_{gearbox}=0,88$, moment potřebný pro otáčení šroubu naprázdno $M_L=1,68$ Nm, moment potřebný k otáčení převodovky při zdvihu M_g [Nm], stoupání šroubu $P=9$ mm.

$$F_{gs} = m_s \cdot g = 72 \cdot 9,81 = 706,3 \text{ N} \quad (26)$$

Dle rovnice (26) jsme zjistili, že zatěžovací síla od stolu je 706,3 N, ale protože výrobce uvádí, že minimální hodnota pro výpočet momentu je 10 % maximálního zatížení převodovky, tedy v našem případě bude výpočtová zátěž na převodovku $F_{zp}=10$ kN.

$$M_g = \frac{F_{zp} \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{gearbox} \eta_{screw} \cdot i} + M_L = \frac{10 \cdot 9}{2 \cdot \pi \cdot 0,88 \cdot 0,34 \cdot 9} + 1,68 = 7,0 \text{ Nm} \quad (27)$$

Dle rovnice (27) jsme zjistili potřebný moment elektromotoru pro otáčení šroubem, ale dle výrobce je potřeba vynásobit vypočtený moment bezpečnostním faktorem $k_M=1,5$, aby bylo zaručeno překonání statických odporů. Celkový moment potřebný pro zdvihání stolu M_{gc} [Nm].

$$M_{gc} = M_g \cdot k_M = 7,0 \cdot 1,5 = 10,5 \text{ Nm} \quad (28)$$

Z rovnice (28) máme minimální potřebný moment pro otáčení zdvižnými převodovkami, z této hodnoty jsme schopni určit potřebný výkon elektromotoru, dle výpočtu doporučeném výrobcem [1], pokud známe počet otáček motoru převodovky $n_{mp}=1400$ min⁻¹.

$$P_{mp} = \frac{M_{gc} \cdot n}{9550} = \frac{10,5 \cdot 1400}{9550} = 1,54 \text{ kW} \quad (29)$$

Dle výpočtů z rovnic (28) a (29) jsme schopni určit, jaký elektromotor je potřeba pro provoz zdvižných převodovek, jedná se o elektromotor od firmy Siemens s označením 1LE1003-1AB42-2AA4-Z, tento asynchronní elektromotor má zabudovanou motorovou brzdu s elektromagnetickým řízením, jmenovitý výkon elektromotoru převodovky je 2,2 kW a krouticí moment, který je schopen elektromotor vyvinout je 14,3 Nm, tyto parametry jsou pro provoz zdvižných převodovek dostačující.

8 NÁVRH HYDRAULICKÉHO POHONU

Před samotným návrhem je potřeba určit, jakým způsobem bude pohon lisu uskutečněn, pohon bude uskutečněn pomocí přímého pohonu, protože pro generaci zadané síly není potřeba žádných dalších konstrukčních prvků, takže obvod bude složen z hydrogenerátoru a za ním sériově nebo paralelně zapojené další prvky obvodu.

8.1 Výpočet lineárního hydromotoru

Pro výpočet lineárního hydromotoru jsou důležité dva parametry, to je průměr pístu a průměr pístní tyče, ostatní parametry se již dají dopočítat.

Určení maximálního pracovního tlaku

Pro určení maximálního pracovního tlaku je potřeba vypočítat plochu pístu S_p [mm^2], ta se určí za pomoci průměru čepu d_p [mm], určit tlak potřebný k získání požadované lisovací síly p_F [MPa].

$$S_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = \frac{\pi \cdot 100^2}{4} = 7\,853,98 \text{ mm}^2 \quad (30)$$

$$p_F = \frac{F}{S_p} = \frac{150\,000}{7853,98} = 19,1 \text{ MPa} \quad (31)$$

Za pomoci rovnice (31) se podařilo určit pracovní tlak potřebný k vyvolání potřebné síly, tento tlak je potřeba zvýšit, protože v hydromotoru dochází ke tření, dále jsou hydraulické ztráty v šoupátkovém ventilu, v pojistném ventilu, proto maximální pracovní tlak určují na $P_{maxHG} = 20 \text{ MPa}$.

Výpočet zpětné síly

Pro výpočet zpětné síly F_z [N] je potřeba znát plochu mezikruží mezi pístní tyčí a průměrem pístu S_z [mm^2], tlak potřebný k získání potřebné lisovací síly p_F [MPa].

$$S_z = \frac{\pi \cdot (d_p^2 - d_{pt}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (100^2 - 65^2)}{4} = 4\,535,67 \text{ mm}^2 \quad (32)$$

$$F_z = S_z \cdot p_F = 4\,535,67 \cdot 19,1 = 86\,631,4 \text{ N} \quad (33)$$

Z rovnice (33) je patrné, že zpětná síla $F_z = 86\,631,4 \text{ N}$ bude dostačující na veškeré operace prováděné na lisu.

8.2 Výpočet potřebného čerpadla a elektromotoru

Pro pohon lisu bude použito zubové čerpadlo, pro regulaci průtoku bude použit frekvenční měnič, na místo škrťacího ventilu, který způsobuje poměrně velké ztráty, pořizovací náklady na frekvenční měnič a elektronicky řízený škrťací ventil jsou velice podobné, proto pro zvýšení efektivity bude použit frekvenční měnič.

Výpočet objemového průtoku čerpadlem

Pro výpočet objemového průtoku čerpadlem Q_{vp} [dm^3/min] je potřeba přibližovací rychlost $v_p = 9,17 \text{ mm/s}$ a plochu pístu S_p [mm^2].

$$Q_{vp} = v_p \cdot S_p = 9,17 \cdot 7853,98 = 4,32 \text{ dm}^3/min \quad (34)$$

Výpočet geometrického objemu čerpadla

K výpočtu geometrického objemu čerpadla V_g [cm^3] se používají otáčky motoru $n_m = 3000 \text{ min}^{-1}$, objemová účinnost $\eta_V = 0,95$.

$$V_g = \frac{Q \cdot 1000}{n_m \cdot \eta_V} = \frac{4,32 \cdot 1000}{3000 \cdot 0,95} = 1,52 \text{ cm}^3 \quad (35)$$

Volba čerpadla

Vzhledem k rovnici (35) a požadovanému maximálnímu pracovnímu tlaku p_{maxHG} volím zubové čerpadlo s vnějším ozubením.

Označení použitého čerpadla je ALP1-D-2, geometrický objem čerpadla $V_{gč} = 1,4 \text{ cm}^3$, maximální tlak dodávaný čerpadlem $p_{maxč} = 25 \text{ MPa}$, tvar čerpadla je podobný jako na obr (7).



Obr. 8) Zubové čerpadlo Bosch Rexroth [7]

Výpočet otáček elektromotoru při přibližovací rychlosti

Vzhledem k použití frekvenčního měniče je možná plynulá regulace průtoku čerpadlem a přesné nastavení otáček elektromotoru, pro dosažení požadovaných rychlostí lisování.

Do výpočtu otáček elektromotoru při přibližovací rychlosti n_{mp} [min^{-1}] vstupuje geometrický objem čerpadla $V_{gč}$ [cm^3].

$$n_{mp} = \frac{Q_{vp} \cdot 1000}{V_{gč} \cdot \eta_V} = \frac{4,32 \cdot 1000}{1,4 \cdot 0,95} = 3248 \text{ min}^{-1} \quad (36)$$

Výpočet otáček při lisovací rychlosti

Pro výpočet otáček elektromotoru při lisovací rychlosti n_{mL} [min^{-1}] je potřeba znát lisovací rychlost $v_L = 3 \text{ mm/s}$, objemový průtok čerpadlem při lisování Q_{vL} [dm^3/min].

$$Q_{vL} = S_p \cdot v_L = 7853,98 \cdot 3 = 1,41 \text{ dm}^3/min \quad (37)$$

$$n_{mL} = \frac{Q_{vL} \cdot 1000}{V_{gč} \cdot \eta_V} = \frac{1,41 \cdot 1000}{1,4 \cdot 0,95} = 1060,2 \text{ min}^{-1} \quad (38)$$

Výkon hydrogenerátoru

Výkon hydrogenerátoru P [W].

$$P = Q_{vp} \cdot p_{maxHG} = \frac{4,32 \cdot 20}{60} = 1,44 \text{ kW} \quad (39)$$

Příkon hydrogenerátoru

Příkon hydrogenerátoru P_p [W], vychází z výkonu hydrogenerátoru spočítaném v rovnici (39) a celkové mechanické účinnosti čerpadla $\eta_{celk}=0,85$.

$$P_p = \frac{P}{\eta_{celk}} = \frac{1,44}{0,85} = 1,69 \text{ kW} \quad (40)$$

Volba elektromotoru

Dle rovnice (40) je potřeba elektromotor o minimálním výkonu 1,69 kW, dle tohoto parametru byl vybrán elektromotor od výrobce Siemens s označením 1LE-1003-0EA4 o jmenovitém výkonu $P_j=2,2 \text{ kW}$ a počtu otáček $n_{vm}=2\,920 \text{ min}^{-1}$, při frekvenci $f=50 \text{ Hz}$.

Výpočet frekvence potřebné pro dosažení přibližovací rychlosti

Pro výpočet frekvence měniče pro dosažení přibližovací rychlosti lisu f_p [Hz] je potřeba znát skluz s [%], požadované otáčky elektromotoru při přibližovací rychlosti n_{mp} [min^{-1}], počet polových dvojic elektromotoru $P_d=1$, počet otáček magnetického pole motoru n_f [min^{-1}], počet otáček magnetického pole motoru při přibližovací rychlosti n_{fp} [min^{-1}].

$$n_f = \frac{60 \cdot f}{P_d} = \frac{60 \cdot 50}{1} = 3\,000 \text{ min}^{-1} \quad (41)$$

$$s = \frac{n_f - n_{vm}}{n_f} = \frac{3\,000 - 2\,920}{3\,000} = 2,7 \text{ \%} \quad (42)$$

$$n_{fp} = \frac{n_{mp}}{1-s} = \frac{3\,248}{1-0,027} = 3\,338,1 \text{ min}^{-1} \quad (42)$$

$$f_p = \frac{n_{fp} \cdot P_d}{60} = \frac{3\,338,1 \cdot 1}{60} = 55,6 \text{ Hz} \quad (43)$$

Dle rovnice (43) je frekvence napětí pro přibližovací rychlost lisu $f_p=55,6 \text{ Hz}$.

Výpočet frekvence potřebné pro dosažení lisovací rychlosti

Pro zjištění lisovací rychlosti lisu f_L [Hz] je třeba použít požadované otáčky při lisovací rychlosti n_{mL} [min^{-1}], skluz s [%], otáčky magnetického pole motoru při lisovací rychlosti n_{fL} [Hz].

$$n_{fL} = \frac{n_{mL}}{1-s} = \frac{1\,060,2}{1-0,027} = 1\,089,6 \text{ min}^{-1} \quad (44)$$

$$f_L = \frac{n_{fL} \cdot P_d}{60} = \frac{1\,089,6 \cdot 1}{60} = 18,2 \text{ Hz} \quad (45)$$

Pomocí rovnice (45) se spočítala frekvence napětí pro lisovací rychlost $f_L=18,2 \text{ Hz}$.

8.3 Hydraulické schéma, popis členů

Jako pohon lisu je zvolen přímý hydraulický pohon, jehož součástí jsou prvky jako pojistný ventil, šoupátkový rozvaděč a nádrž.

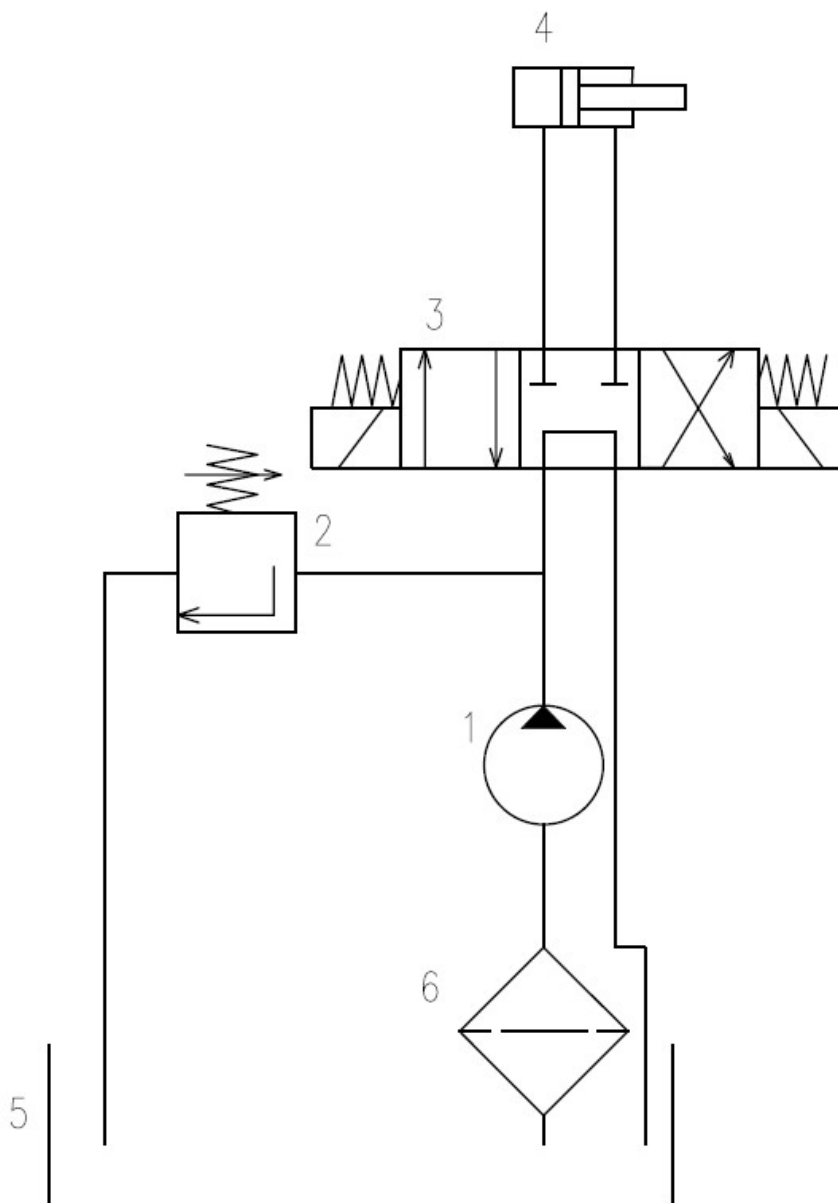
Šoupátkový rozvaděč 4/3

Šoupátkové rozvaděče jsou nejčastěji používaným způsobem změny směru průtoku v hydraulice a pneumatice, šoupátkové rozvaděče se ovládají ručně, nebo pomocí elektromagnetu, který přestaví střední část rozvaděče a tím se změní směr průtoku v obvodu.

Na obrázku (9), označeno číslem 3, je vidět schéma použitého rozvaděče, ze schématu lze určit, že rozvaděč má 4 přípojovací otvory a 3 polohy pro určení směru proudění.

Pojistný ventil

Pojistný ventil na obr. (9) označen číslem 2 má za úkol zabránit poškození stroje, kvůli překročení maximálního pracovního tlaku v obvodu stroje, princip jeho funkce je, že pokud se tlak zvýší nad maximální hodnotu je odtlačena kulička, která je přitlačována za pomoci pružiny, do otvoru, kterým v případě překročení tlaku uniká přebytečný tlak, tak aby nemohlo dojít k poškození stroje. Pojistný ventil je velice důležitou součástí hydraulického obvodu, protože je to jediná ochrana proti poškození samotného stroje.



Obr. 9) Hydraulické schéma

Nádrž na hydraulický olej

Hydraulická nádrž na obr. (9) označena číslem 5 je zásobárna hydraulického oleje, ale má za úkol i jeho filtraci a chlazení a také odstranění bublinek z oleje, filtrace je důležitá především kvůli zabránění vstupu velkých částic nečistot v oleji do samotného hydraulického okruhu, kde by mohli poškodit například zubové čerpadlo nebo šoupátkový rozvaděč, což by mohlo vést k zaseknutí samotného rozvaděče, nebo snížení tlaku, který je schopno dodat čerpadlo. Co se týká chlazení, to je důležité především v nepřetržitém provozu, kde by mohlo dojít ke znehodnocení nebo dokonce vznícení hydraulického oleje. Bublínky v oleji by byly také problémem, bublinky by se mohly usazovat například v hydraulickém válci.

Proto je potřeba u nádrže provést určitá konstrukční opatření, která zabrání nasátí částic nečistot v oleji a zabrání přehřátí oleje. Tyto opatření jsou provedena pomocí přepážek s otvory, které nejsou ve spodní části nádrže tak, aby se těžké nečistoty mohly usazovat na dně nádrže a nevstupovaly do hydraulického obvodu. Ochrana proti obsahu bublinek a teplotě se provádí za pomoci zvětšení objemu nádrže, aby olej chladnul v nádrži a bublinky měly čas dostat se na hladinu oleje a zmizet z oleje.

Sací filtr

Na obr (9) je označen číslem 6, tento filtr má za úkol odfiltrovat částice, které se dostaly do okruhu i přes opatření provedená v nádrži a dále je nepustit, aby nepoškodili hydrogenerátor nebo rozvaděč.

9 NÁVRH RÁMU

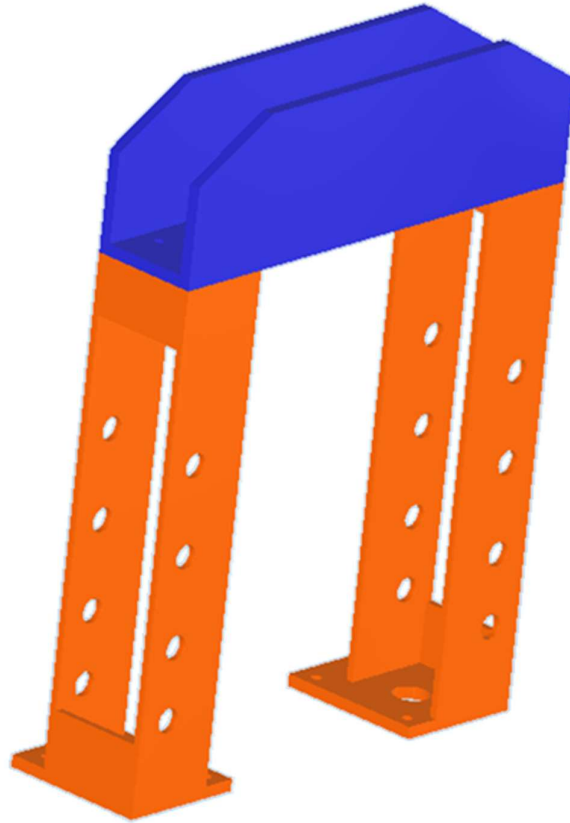
Rám lisu bude tvaru „O“, celý rám bude svařený z materiálu 11523.0 dle ČSN, který je ekvivalentní k materiálu S355J0 dle EN.

9.1 Návrh tvaru rámu

Vzhledem k tomu, že rám bude přenášet veškeré silové účinky, tak jeho tvar bude mít velký vliv na celkovou tuhost celého stroje, ale nejde pouze o pevnost rámu, vliv na určení tvaru konstrukce bude mít i obtížnost celkového sestavení lisu,

Varianta I

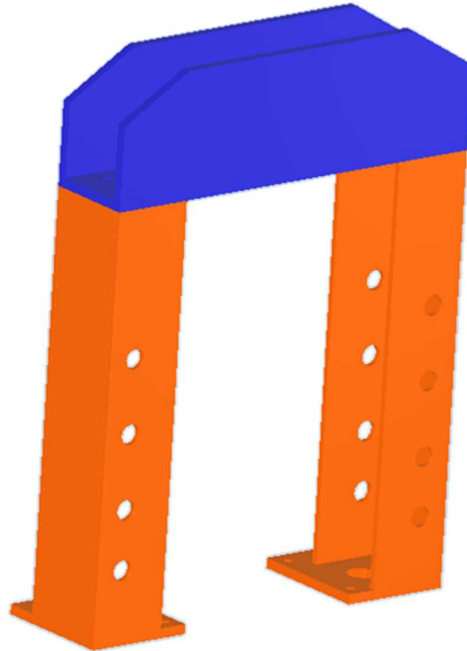
Na obrázku I varianty (10) je patrné, že průchozí boky budou mít poměrně velký vliv na celkovou montáž, výhodou může být také nižší váha, také méně svarů, které vnáší do konstrukce vnitřní pnutí naopak nevýhodou je nižší tuhost, který tento rám má.



Obr. 10) Varianta I tvaru rámu

Varianta II

Tato varianta se od první varianty liší především boky stojanů, kde je na obr. (11) vidět, že tato varianta má celistvé boky stojanů, to má za následek větší pevnost, ale také větší vnitřní pnutí, kvůli délce použitých svarů a složitější sestavení lisu, které bude velice složité vzhledem k umístění stolu lisu, ten musí být zespodu přišroubován k maticím zdvižných převodovek a přístup u tohoto tvaru rámu k těmto šroubům je poměrně složitý.



Obr. 11) Varianta II tvaru rámu

Určení použité varianty rámu

Oba tvary rámu mají své výhody a nevýhody, ale výhody první varianty zejména v sestavování a vnitřním pnutí v rámu jsou oproti variantě II na tolik převyšující, že se jsem se rozhodl použít variantu tvaru číslo I, kde jedinou nevýhodou tohoto tvaru byla nižší tuhost oproti druhé variantě.

9.2 Kontrola sloupů

Sloupy jsou namáhány na tah, jsou v nich otvory pro čepy, které snižují nosný průřez sloupů. Mez pevnosti sloupů je dle [3] str.33 $R_{erám}=340\text{ MPa}$.

Vzhledem k tomu, že ve sloupech jsou jak čepy pro aretaci, tak i pohybový šroub od zdvižné převodovky, tak jejich tvar je poměrně dosti určený těmito parametry, proto bude provedena pouze kontrola na tah vzhledem k meznímu stavu pružnosti.

Nosný průřez sloupu

Pro výpočet nosného průřezu sloupu S_{sl} [mm²], je nutno znát rozměry dle nákresu na obrázku (12), průměr čepu d_ε [mm].

$$S_{sl} = 12 \cdot 152 \cdot 2 - 2 \cdot 40 \cdot 12 = 2\,688 \text{ mm}^2 \quad (46)$$

Výpočet napětí v tahu sloupu

V rovnici (46) jsme získali nosný průřez sloupu, dále potřebujeme sílu, která působí ve sloupu, ta je $F_{sl} = 75\,000 \text{ N}$, z těchto parametrů zjistíme tahové napětí ve sloupu σ_{sl} [MPa].

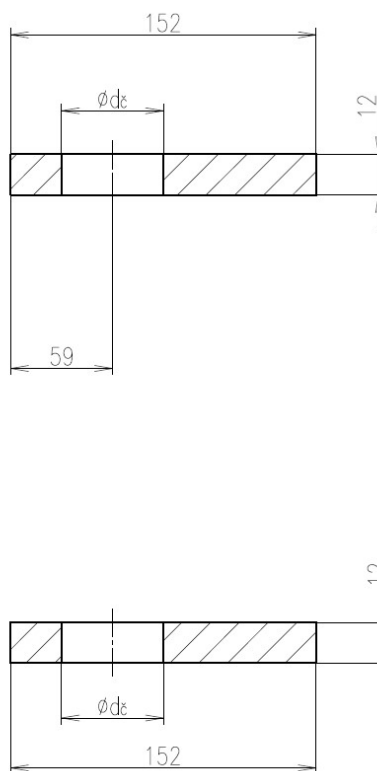
$$\sigma_{sl} = \frac{F_{sl}}{S_{sl}} = \frac{75\,000}{2\,688} = 27,9 \text{ MPa} \quad (47)$$

Výpočet bezpečnosti sloupu

Do výpočtu bezpečnosti sloupu při kontrole na tah k_{sl} [-], vstupuje napětí v tahu sloupu σ_{sl} [MPa] získané z rovnice (47), mez pevnosti materiálu sloupů R_{eram} [MPa].

$$k_{sl} = \frac{R_{eram}}{\sigma_{sl}} = \frac{340}{27,9} = 12,2 \quad (48)$$

Vzhledem k rovnici (48) je jasné, že sloup vydrží zatížení, které na něj působí s poměrně velkou rezervou.



Obr. 12) Nákres tvaru sloupů s rozměry

9.3 Návrh horní traverzy

Vzhledem k uložení pístu bude uvažováno, že nosný průřez traverzy je pouze pomocí bočních stěn, bez spodní části traverzy, na obr (13) bez oranžové části.

Určení kvadratického momentu průřez traverzy

Šířka boční stěny traverzy $s_t=20 \text{ mm}$, mezera mezi stěnami je $m_t=149 \text{ mm}$, výška traverzy $H_t \text{ [mm]}$ bude určena pomocí výpočtu, kvadratický moment průřez traverzy $J_{yt} \text{ [mm}^4\text{]}$.

$$J_{yt} = \frac{(2 \cdot s_t + m_t) \cdot H_t^3}{12} - \frac{m_t \cdot H_t^3}{12} = \frac{(2 \cdot 20 + 149) \cdot H_t^3}{12} - \frac{149 \cdot H_t^3}{12} = \frac{10}{3} H_t^3 \quad (49)$$

Určení průřezového modulu v ohybu traverzy

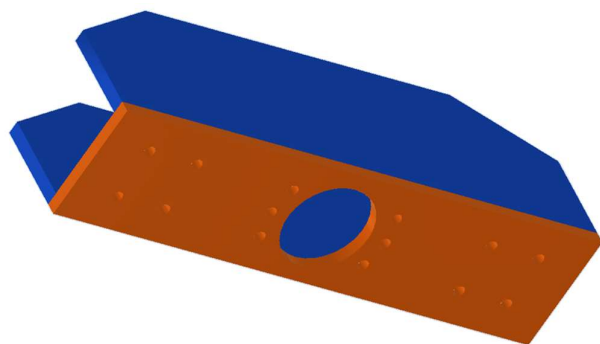
Pro určení průřezového modulu v ohybu traverzy $W_{ot} \text{ [mm}^3\text{]}$, je potřeba kvadratický moment průřezu traverzy $J_{yt} \text{ [mm}^4\text{]}$ získaný v rovnici (49), výška traverzy $H_t \text{ [mm]}$.

$$W_{ot} = \frac{J_{yt}}{\frac{H_t}{2}} = \frac{\frac{10}{3} H_t^3}{\frac{H_t}{2}} = \frac{20}{3} \cdot H_t^2 \quad (50)$$

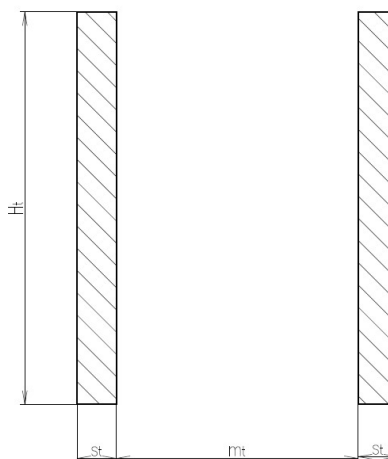
Výpočet dovoleného napětí v ohybu traverzy

Pro traverzu volím bezpečnost v ohybu $k_{ot}=5$, mez pevnosti $R_{erám} \text{ [MPa]}$, dovolené napětí v ohybu traverzy $\sigma_{Dot} \text{ [MPa]}$.

$$\sigma_{Dot} = \frac{R_{erám}}{k_{ot}} = \frac{340}{5} = 68 \text{ MPa} \quad (51)$$



Obr. 13) Tvar horní traverzy



Obr. 14) Nákres průřezu výpočtového modelu vrchní traverzy se základními rozměry

Výpočet ohybového momentu působícího na traverzu

Pro výpočet ohybového momentu působícího na traverzu M_{ot} [Nm], s průběhem momentu dle obr. (15) je potřeba vědět sílu ve sloupu F_{sl} [N], na obr. (15) značena jako $F/2$, délku traverzy $L_t = 650$ mm.

$$M_{ot} = F_{sl} \cdot \frac{L_t}{2} = 75\,000 \cdot \frac{0,65}{2} = 24\,375 \text{ Nm} \quad (52)$$

Výpočet minimální výšky traverzy

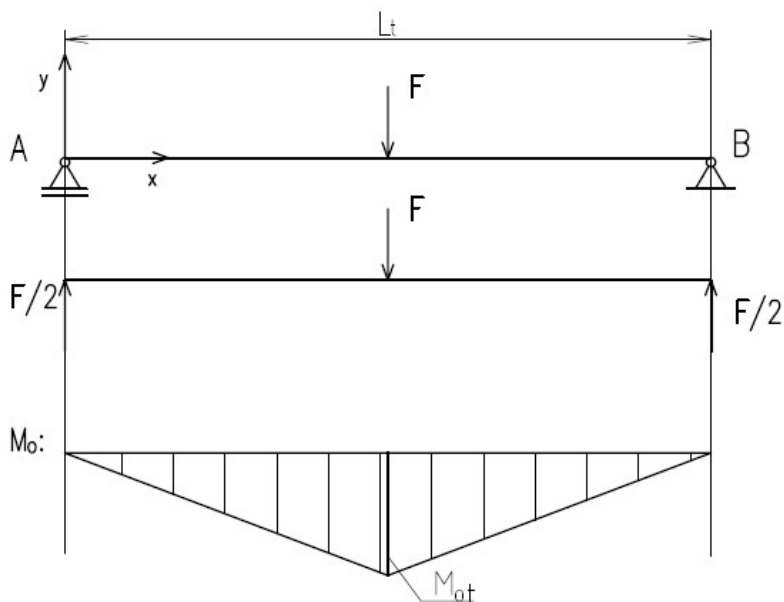
Výpočet výšky traverzy bude proveden z výpočtu ohybového napětí v traverze. Ve výpočtu se používá napětí v ohybu traverzy σ_{ot} [MPa].

$$\sigma_{ot} = \frac{M_{ot}}{W_{ot}} \leq \sigma_{Dot} \quad (53)$$

$$W_{ot} \geq \frac{M_{ot}}{\sigma_{Dot}} \quad (54)$$

$$H_t \geq \sqrt{\frac{3 \cdot M_{ot}}{20 \cdot \sigma_{Dot}}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 24\,375\,000}{20 \cdot 68}} = 231,9 \text{ mm} \quad (55)$$

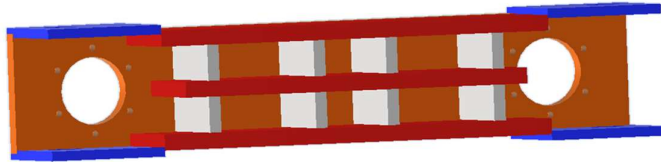
Dle rovnice (55) by měla být výška horní traverzy $H_t \geq 231,9$ mm, pro zvýšení bezpečnosti volím výšku $H_t = 240$ mm.



Obr. 15) Průběh ohybového momentu na traverze

10 NÁVRH STOLU

Tvar stolu je důležitý především, kvůli pevnosti, ta by měla být, pokud možno co nejvyšší, za zachování kompaktních rozměrů, zároveň by měl být i průhyb stolu pokud možno co nejmenší.



Obr. 16) Tvar stolu při pohledu zdola

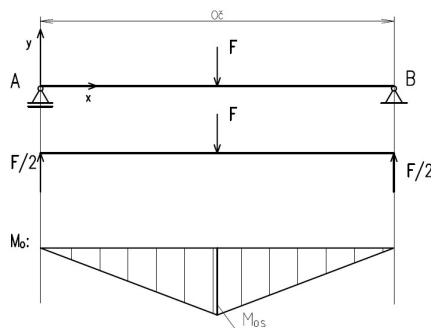


Obr. 17) Tvar stolu při pohledu zepředu

Na obr (16) je vidět, že modré části stolu jsou vystouplé oproti celé šířce, je tomu tak, protože tyto modré části fungují jako vedení stolu v rámu, tento tvar dovolí opracovat boky stolu, ale nebudou se muset opracovávat po celé délce, jak je vidět na obr. (17), také pomůže se smazáním rozdílů šířek stolu a šířky mezery ve stojanu, protože u stojanu je mezera větší, kvůli uložení příruby zdvižné převodovky.

10.1 Kontrola stolu

Návrh stolu bude proveden pomocí kontroly předem určeného tvaru a rozměrů, pomocí kterých se vypočítá napětí v ohybu stolu σ_{os} [MPa] a to se porovná s mezí pevnosti stolu.



Obr. 18) Průběh ohybového momentu působícího na stůl

Výpočet ohybového momentu stolu

Při výpočtu ohybového momentu stolu M_{os} [Nm], průběh ohybového momentu stolu je vidět na obr. (18), bude použita osová vzdálenost aretačních čepů $o_c=715$ mm a jmenovitá síla lisu F [N], která působí uprostřed stolu.

$$M_{os} = \frac{F \cdot o_c}{4} = \frac{150\,000 \cdot 0,715}{4} = 26\,812,5 \text{ Nm} \quad (56)$$

Výpočet kvadratické momentu průřezu stolu

Vzhledem ke tvaru průřezu stolu bude nutné použít Steinerovu větu k výpočtu kvadratického momentu stolu J_{xs} [mm⁴], rozměry pro výpočet těžiště a samotného kvadratického momentu jsou na přiloženém nákresu profilu stolu (obr. 19), vzdálenost těžiště od vrchní hrany stolu x [mm].

Před samotným výpočtem kvadratického momentu je potřeba provést výpočet těžiště profilu stolu. Ve výpočtu jsou použity rozměry z přiloženého nákresu profilu (obr. 19), plocha S_{s1} [mm²], plocha S_{s2} [mm²] a celková plocha S_{cs} [mm²], vzdálenosti těžiště $x_1=12,5$ mm, $x_2=100$ mm.

$$S_{s1} = 25 \cdot 150 = 3\,750 \text{ mm}^2 \quad (57)$$

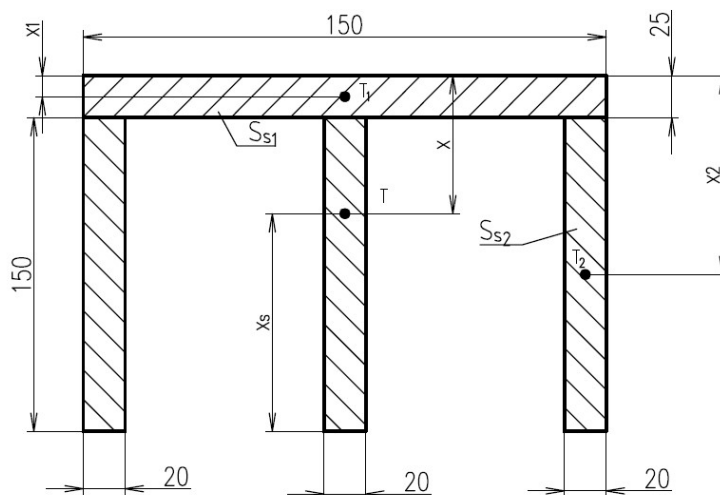
$$S_{s2} = 20 \cdot 150 = 3\,000 \text{ mm}^2 \quad (58)$$

$$S_c = S_{s1} + 3 \cdot S_{s2} = 3\,750 + 3 \cdot 3\,000 = 12\,750 \text{ mm}^2 \quad (59)$$

$$x = \frac{\sum S \cdot x}{S_{cs}} = \frac{S_{s1} \cdot x_1 + 3 \cdot S_{s2} \cdot x_2}{S_{cs}} = \frac{3\,750 \cdot 12,5 + 3 \cdot 3\,000 \cdot 100}{12\,750} = 74,26 \text{ mm} \quad (60)$$

Protože polohu těžiště již známe z rovnice (60), tak nyní mohu přistoupit k výpočtu samotného kvadratického momentu průřezu.

$$J_{xs} = \frac{150 \cdot 175^3}{12} + 150 \cdot 175 \cdot \left(\frac{175}{2} - 74,26\right)^2 - \frac{110 \cdot 150^3}{12} - 110 \cdot 150 \cdot \left(\frac{150}{2} + 25 - 74,26\right)^2 + \frac{20 \cdot 150^3}{12} + 20 \cdot 150 \cdot \left(\frac{150}{2} + 25 - 74,26\right)^2 = 37\,336\,856,9 \text{ mm}^4 \quad (61)$$



Obr. 19) Nákres tvaru stolu se základními parametry pro výpočet

Výpočet modulu pružnosti v ohybu

Nyní, když známe kvadratický moment průřezu můžeme dopočítat modul pružnosti v ohybu stolu $W_{os} [mm^3]$, za pomoci vzdálenosti těžiště od spodní hrany stolu $x_s [mm]$.

$$x_s = 175 - x = 175 - 74,26 = 100,74 \text{ mm} \quad (62)$$

$$W_{os} = \frac{J_{xs}}{x_s} = \frac{37\,336\,856,9}{100,74} = 370\,625,9 \text{ mm}^3 \quad (63)$$

Výpočet napětí v ohybu ve stolu

Do výpočtu napětí v ohybu stolu $\sigma_{os} [MPa]$ je potřeba průřezový modul v ohybu stolu $W_{os} [mm^3]$ a ohybový moment stolu $M_{os} [Nm]$.

$$\sigma_{os} = \frac{M_{os}}{W_{os}} = \frac{26\,812\,500}{370\,625,9} = 72,34 \text{ MPa} \quad (64)$$

Výpočet bezpečnosti stolu při ohybu

Z rovnice (64) známe napětí v ohybu ve stole a z materiálových charakteristik známe i mez pevnosti rámu $R_{erám} [MPa]$, pomocí těchto hodnot jsme schopni vypočítat bezpečnost v ohybu stolu $k_{os} [-]$.

$$k_{os} = \frac{R_{erám}}{\sigma_{os}} = \frac{340}{72,34} = 4,7 \quad (65)$$

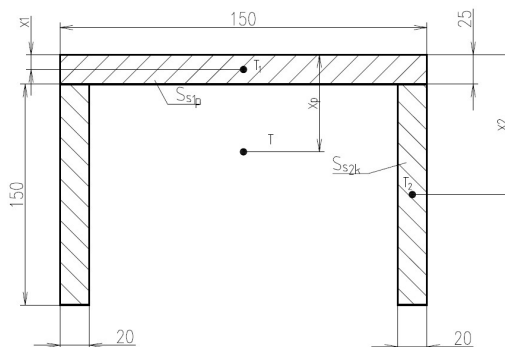
Z rovnice (65) je patrné, že sůl má bezpečnost dostatečnou na to, aby unesl i větší zatížení, než je jmenovitá síla lisu.

10.2 Výpočet průhybu stolu

Pro určení průhybu stolu je nutné znát modul pružnosti v ohybu rámu $E_{rám} = 210\,000 \text{ MPa}$, dále bude kvůli konstrukčnímu řešení kvadratické momenty míst kde se mění průřez stolu, tyto místa jsou viditelná na obr. (16), dále budeme potřebovat funkci průběhu ohybového momentu.

Určení kvadratických momentů

Vzhledem k tomu, že známe kvadratický moment $J_{xs} [mm^4]$ z výpočtu napětí stolu, budeme muset vypočítat zbývající dva kvadratické momenty a těžiště obrazců. Přistoupíme k výpočtu prostředního kvadratického momentu stolu $J_{xsp} [mm^4]$, je potřeba určit těžiště prostředního obrazce $x_p [mm]$.



Obr. 20) Nákres profilu prostřední části stolu

Pro výpočet těžiště potřebujeme určit plochy S_{s1p} [mm^2] a S_{s2p} [mm^2], potřebné rozměry jsou na obr. (20).

$$S_{s1p} = 25 \cdot 150 = 3\,750 \text{ mm}^2 \quad (66)$$

$$S_{s2p} = 20 \cdot 150 = 3\,000 \text{ mm}^2 \quad (67)$$

$$S_{cp} = S_{s1p} + 2 \cdot S_{s2p} = 3\,750 + 2 \cdot 3\,000 = 9\,750 \text{ mm}^2 \quad (68)$$

$$x_p = \frac{\sum S \cdot x}{S_{cp}} = \frac{S_{s1p} \cdot x_1 + 2 \cdot S_{s2p} \cdot x_2}{S_{cp}} = \frac{3\,750 \cdot 12,5 + 2 \cdot 3\,000 \cdot 100}{9\,750} = 66,35 \text{ mm} \quad (69)$$

Nyní, když z rovnice (69) známe polohu těžiště můžeme přistoupit k výpočtu kvadratického momentu střední části profilu.

$$\begin{aligned}
 J_{xsp} &= \frac{150 \cdot 175^3}{12} + 150 \cdot 175 \cdot \left(\frac{175}{2} - 66,35 \right)^2 - \frac{110 \cdot 150^3}{12} - 110 \cdot 150 \cdot \left(\frac{150}{2} + 25 - 66,35 \right)^2 = \\
 &= 29\,113\,581,9 \text{ mm}^4 \quad (70)
 \end{aligned}$$

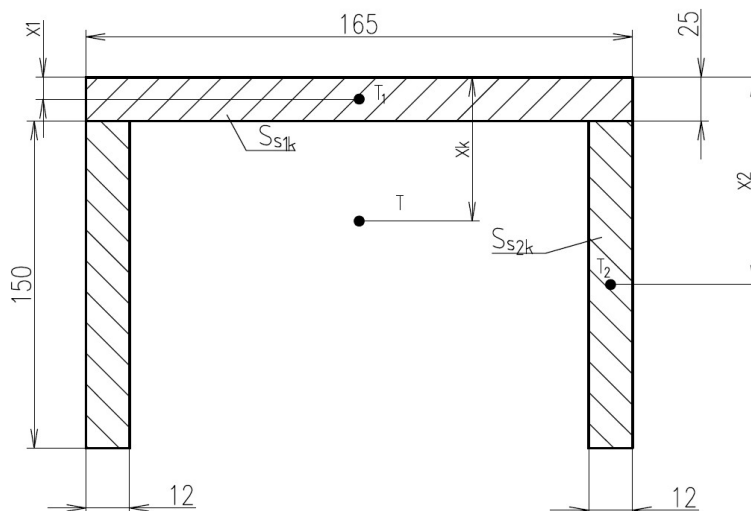
Nyní, když z rovnice (70) známe kvadratický moment průřezu prostřední části můžeme určit poslední potřebný kvadratický moment konce stolu J_{xsk} [mm^4], otvory pro aretaci za pomoci čepů zanedbám, protože vzhledem k celkové hodnotě ohybového momentu je hodnota průhybu v tomto průřezu velice malá. Nyní musíme určit těžiště obrazce konce stolu x_k [mm], pro výpočet těžiště je potřeba určit plochy S_{s1k} [mm^2] a S_{s2k} [mm^2], další potřebné výpočty jsou na obr. (21).

$$S_{s1k} = 25 \cdot 165 = 4\,125 \text{ mm}^2 \quad (71)$$

$$S_{s2k} = 12 \cdot 150 = 1\,800 \text{ mm}^2 \quad (72)$$

$$S_{ck} = S_{s1k} + 2 \cdot S_{s2k} = 4\,125 + 2 \cdot 1\,800 = 7\,725 \text{ mm}^2 \quad (73)$$

$$x_k = \frac{\sum S \cdot x}{S_{ck}} = \frac{S_{s1k} \cdot x_1 + 2 \cdot S_{s2k} \cdot x_2}{S_{ck}} = \frac{4\,125 \cdot 12,5 + 2 \cdot 1\,800 \cdot 100}{7\,725} = 53,28 \text{ mm} \quad (74)$$



Obr. 21) Náčes profilu koncové části stolu

Nyní, když známe polohu těžiště z rovnice (74), jsme schopni určit kvadratický moment konce stolu.

$$J_{xsk} = \frac{165 \cdot 175^3}{12} + 165 \cdot 175 \cdot \left(\frac{175}{2} - 53,28 \right)^2 - \frac{141 \cdot 150^3}{12} - 141 \cdot 150 \cdot \left(\frac{150}{2} + 25 - 53,28 \right)^2 = 21\,682\,683,6 \text{ mm}^4 \quad (70)$$

Z rovnice (70) již známe kvadratický moment průřezu konce stolu, a tak můžeme přistoupit k samotnému výpočtu průhybu.

Výpočet průhybu stolu

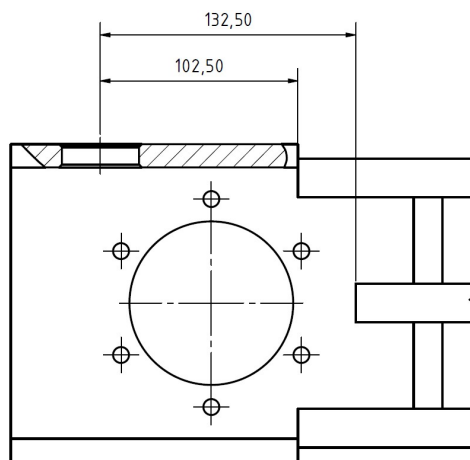
Vzhledem k tomu, že největší průhyb stolu bude uprostřed, v místě, kde působí zatěžující síla, tak bude potřeba dopočítat průhyb k tomuto místu. Pro určení průhybu je potřeba zjistit funkci ohybového momentu, tato funkce se dá odvodit z obrázku (18), kde je vidět průběh momentu a zatěžující síly. Z tohoto se pak dá určit, že funkce ohybového momentu se dá vyjádřit takto. Kde y [mm] je vzdálenost od uložení stolu. Vzdálenosti změn průřezu jsou viditelné na obr. (22).

$$M_{os}(y) = \frac{F \cdot y}{2} \quad (71)$$

Nyní můžeme přistoupit k výpočtu samotného průhybu w [mm] za pomoci Castiglianovy věty.

$$\begin{aligned} w &= \frac{dM_{os}}{dF} = \int_0^l \frac{M_{os}}{E_{rám} \cdot J} \cdot \left(\frac{M_{os}}{dF} \right) dy = \int_0^{\frac{oč}{2}} \frac{F \cdot y^2}{2 \cdot E_{rám} \cdot J} dy = \left[\frac{F \cdot y^3}{6 \cdot E_{rám} \cdot J} \right]_0^{\frac{oč}{2}} = \\ &= \left[\frac{F \cdot y^3}{6 \cdot E_{rám} \cdot J_{xsk}} \right]_0^{102,5} + \left[\frac{F \cdot y^3}{6 \cdot E_{rám} \cdot J_{xsp}} \right]_{102,5}^{132,5} + \left[\frac{F \cdot y^3}{6 \cdot E_{rám} \cdot J_{xs}} \right]_{132,5}^{715} = \\ &= \frac{150\,000 \cdot 102,5^3}{6 \cdot 210\,000 \cdot 21\,682\,683,6} + \frac{150\,000 \cdot 132,5^3}{6 \cdot 210\,000 \cdot 29\,113\,581,9} - \\ &- \frac{150\,000 \cdot 102,5^3}{6 \cdot 210\,000 \cdot 29\,113\,581,9} + \frac{150\,000 \cdot 357,5^3}{6 \cdot 210\,000 \cdot 37\,336\,856,9} - \frac{150\,000 \cdot 132,5^3}{6 \cdot 210\,000 \cdot 37\,336\,856,9} = \\ &= 0,149 \text{ mm} \quad (72) \end{aligned}$$

Z rovnice (72) jsme určili průhyb stolu, jeho hodnota je poměrně malá v poměru k síle, která na stůl působí.



Obr. 22) Nákres vzdáleností změn průřezu stolu

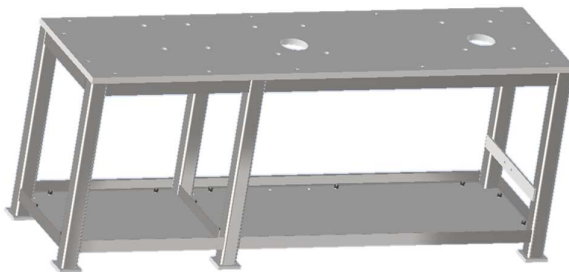
11 NÁVRH PODSTAVCE

V podstavci jsou uloženy zdvižné převodovky, hydrogenerátor a rozvaděč, jeho horní deska bude fungovat, jako uchycení pro samotný rám a elektromotor přestavení.

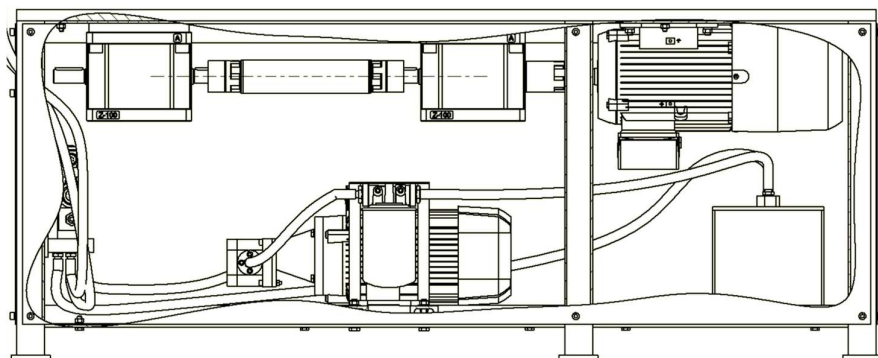
Rám podstavce obr. (20) je svařovaný z normalizovaných profilů, které jsou z materiálu S355J0, tento materiál má dobrou svařitelnost i pevnost, aby zaručil správnou funkci podstavce.

Na podstavci jako takovém jsou vidět dvě sekce obr. (21), které obsahuje. Vrchní sekce je obsazena zdvižnými převodovkami a elektromotorem pro jejich provoz. Ve spodní sekci jsou uloženy prvky hydraulického obvodu, obě sekce nejsou odděleny za pomoci plechu nebo jiné přepážky, to napomáhá při montáži nebo při údržbě stroje.

Podstavec je zakrytován pomocí plechů o tloušťce 2 mm, tak aby nebyl možný volný přístup do podstavce lisu, plechy jsou přidělaný k rámu za pomoci šroubů s vnitřním šestihranem o rozměru M8x12.



Obr. 23) Rám podstavce s vrchní deskou a spodními plechy



Obr. 24) Podstavec bez bočních plechů

12 DOPORUČENÍ PRO PRAXI

Vzhledem k možnostem použití lisu bude v této části doporučeno, jakým způsobem provést ovládání lisu v závislosti na způsobu použití, jaký hydraulický olej použít a jiná doporučení pro správnou funkci lisu a bezpečnosti práce s lisem.

12.1 Ovládání lisu

Způsob ovládání lisu je ovlivněn tím, že lis má v sobě zabudované řízení rychlosti lisování pomocí frekvenčního měniče, a proto je možné více způsobů ovládání, tak aby lis zaručoval správnou funkci v závislosti na charakteru výroby.

Ovládání pomocí tlačítkových spínačů

Ovládání pomocí tlačítkových spínačů obr. (22), tyto spínače by měli být kvůli bezpečnosti pro každou rychlost zdvojeny, aby nemohlo dojít k tomu, že se obsluha lisu bude pohybovat v lisovacím prostoru v době, kdy je lis v pohybu.

Ovládání přestavení je nejvhodnější provést za pomoci těchto tlačítkových spínačů, protože je to spolehlivý a jednoduchý způsob ovládání, ovládání přestavení by mělo mít vlastní ovládací panel, aby nebylo možné, že se obsluha lisu splete a místo lisování bude pohybovat přestavením.

Ovládání pomocí nožního pedálu

Ovládání pomocí nožního pedálu obr. (23) je vhodné především pro technologické operace, jako je stříhání, ohýbání a kování. Jeho nevýhodou je, že se nedá měnit rychlost lisování, toho se dá dosáhnout vhodným nastavením PLC automatu obr. (24), který by měl být součástí lisu, a daly by se v něm nastavit časové intervaly, kdy by se lis pohyboval přibližovací rychlostí a následně lisovací rychlostí. Kvůli bezpečnosti při práci s lisem je při tomto způsobu ovládání potřeba použít manipulačního nářadí, aby bylo zajištěna vzdálenost obsluhy od lisu při lisování.



Obr. 25) Tlačítkový spínač [8]



Obr. 26) Nožní pedál [9]

12.2 Hydraulický olej

Pro provoz lisu doporučuji hydraulický olej HM 46 se složením dle normy ISO 11 158- HM, tento hydraulický olej je odolný proti teplotě, má protikorozi vlastnosti, nepůsobí agresivně na elastomery, jeho viskozita se výrazně nemění v závislosti na teplotě a je vhodný pro zubová čerpadla do tlaku 25MPa. Proto je tento hydraulický olej vhodný pro aplikaci v tomto hydraulickém lisu. Pro správný provoz lisu bude potřeba asi 7 litrů tohoto oleje.

12.3 Jiná doporučení

Zakrytování pohybových šroubů

Toto doporučení je v závislosti na způsobu použití lisu zakrytovat pohybové šrouby zdvižné převodovky pomocí krycích měchů, nebo spirálových krytů, které dodává výrobce, toto je důležité především při použití lisu pro kování, kde vznikají okuje ty by mohli poškodit bronzové matice, které tyto šrouby používají.



Obr. 27) PLC SIEMENS LOGO! [10]



Obr. 28) Spirálový kryt pohybového šroubu převodovky [11]

13 ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo zkonstruovat dílenský lis s motorickým nastavením výšky stolu. Včetně výpočtu hydraulického pohonu.

V první části své bakalářské práce jsem se zabýval základními principy hydraulických lisů a charakteristickými rozměry hydraulických lisů. Následuje rozdělení hydraulických lisů podle technologie využití, konstrukčního provedení rámu a způsobu hydraulického pohonu.

Druhá část se zabývá samotným návrhem stroje, jako první jsem určoval způsob přestavení, jako způsob přestavení jsem vybral zdvižnou převodovku od firmy ZIMM s označením Z-100, jako aretaci jsem zvolil čep, kvůli tomu, že jsou nejpoužívanějším a nejjednodušším způsobem aretace proti pohybu stolu. Následoval návrh hydraulického okruhu, včetně jeho součástí, byl určen maximální pracovní tlak a následně potřebné čerpadlo a elektromotor, jako způsob regulace průtoku byl zvolen frekvenční měnič, kvůli omezení ztrát v obvodu, při čemž lisovací rychlost 180 mm/min odpovídala frekvence napětí $f_L = 18,9 \text{ Hz}$, pro přibližovací rychlost 550 mm/min je potřebná frekvence napětí $f_P = 55,6 \text{ Hz}$. Následoval návrh samotného rámu lisu, kde jsem vybíral ze dvou tvarových variant, kde jsem nakonec vybral variantu I, která byla hospodárnější na materiál, přívětivější na kompletaci a hospodárnější, kvůli svařování, poté jsem vypočítal potřebné rozměry horní traverzy a zkontroloval rozměry sloupu lisu. Při návrhu stolu jsem musel upravovat šíři stolu v místě uložení ve stojanu, pokud by byl stejně široký stojan i stůl, tak by byl problém s montáží zdvižných převodovek. Při návrhu podstavce byli použity normalizované profily a k zakrytování byly použity plechy, které jsou k podstavci přišroubovány, podstavec uvnitř obsahuje jak zdvižné převodovky, tak i hydraulický pohon včetně nádrže. Jako poslední jsem se zabýval doporučeními pro praxi, kde jsem doporučoval způsoby ovládání pro určité způsoby použití, doporučil vhodný hydraulický olej a doporučil opatření, která provést při použití lisu pro kování.

Při zpětném pohledu na konstrukci lisu bych se asi pokusil použít zdvižnou převodovku s menší únosností, vedlo by to k úspoře materiálu, ale i ke snížení složitosti konstrukce, na druhou stranu by mohlo dojít ke ztrátě vzpěrné stability u pohybových šroubů.

Celkově myslím, že konstrukce stroje by ve strojírenské praxi obstála, ale její nevýhodou by byla vyšší cena, kvůli použití zdvižných převodovek a dvou elektromotorů, naopak výhodou tohoto lisu je možnost řízení pohybu lisu pomocí PLC automatu a možnost regulace lisovací rychlosti bez vzniku hydraulických ztrát.

14 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Technical appendix. In: *ZIMM* [online]. Lustenau: ZIMM Maschinenelemente GmbH + Co, 2015 [cit. 2020-04-15]. Dostupné z: <https://en.zimm.com/wp-content/uploads/sites/3/2019/03/calculations-design.pdf>
- [2] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky pro školu a praxi*. 1. vyd. Praha: Scientia, 2004. ISBN isbn80-7183-312-6.
- [3] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky: pro školu a praxi*. 1. vyd. Praha: Scientia, 2007. ISBN isbn978-80-86960-20-3.
- [4] *Konstrukce tvářecích strojů*. 1. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015. ISBN ISBN 978-80-261-0513-8.
- [5] Dílenský lis SP-15HL. *Dílenský lis SP-15HL* [online]. [cit. 2020-03-31]. Dostupné z: <https://www.ferdus.cz/vybaveni-autoservisu/naradi-a-nastroje/dilenske-lisy/dilensky-lis-sp-15hl.html>
- [6] Dílenský lis pneumatickohydraulický WZWP-050MPV. *imatech* [online]. [cit. 2020-03-31]. Dostupné z: <http://www.imatech.cz/dilenske-lisy/137-dilensky-lis-pneumatickohydraulicky-wzwp-050mpv.html>
- [7] Hydraulické zubové čerpadlo 0510225022 4cm3 Bosch Rexroth. *Cz.rs.online.com* [online]. Varšava, Polsko: 2020 [cit. 2020-04-20]. Dostupné z: <https://cz.rs-online.com/web/p/hydraulicka-zubova-cerpadla/5115703/>
- [8] Přepínač tlačítkový VAQ-9 12VDC zelený. In: *Kondik.cz* [online]. [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <https://www.kondik.cz/prepinac-910-2-g>
- [9] Schneider Electric XPEY510 jednoduchý nožní spínač. In: *Shopelektro.cz* [online]. [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: https://www.shopelektro.cz/detekce-ovladani-a-signalizace/schneider-electric/nouzove-a-bezpecnostni-spinace/harmony-xpe/schneider-electric-xpey510-jednoduchy-nozni-spinac-ip55-s-krytem-plast-zluta-1v-1z?gclid=EAIaIQobChMIwPuu_8-X6gIVSLDtCh0SBwFxEAQYFiABEgJRdPD_BwE
- [10] PLC řídicí modul Siemens LOGO!. In: *Velkoobchod.conrad.cz/* [online]. [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: https://velkoobchod.conrad.cz/plc-ridici-modul-siemens-logo-24ce-6ed1052-1cc08-0ba0-24-v-dc.k1628682?gclid=EAIaIQobChMIwcnuNGX6gIVV-7tCh3bLAsHEAQYBCABEgLqmvD_BwE#
- [11] Spirálový kryt šroubu. *Raveo.cz* [online]. [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/ZIMM-prislusenstvi>

15 SEZNAM OBRÁZKŮ

OBR. 1) SPOJENÉ NÁDOBY

OBR. 2) ZÁKLADNÍ ROZMĚRY HYDRAULICKÉHO LISU [4]

OBR. 3) DÍLENSKÝ LIS S RUČNÍM POHONEM A SVAŘOVANÝM RÁMEM [5]

OBR. 4) DÍLENSKÝ LIS S PŘÍMÝM POHONEM A DĚLENÝM RÁMEM [6]

OBR. 5) ZDVIŽNÁ PŘEVODOVKA ZIMM Z-100

OBR. 6) UVOLNĚNÍ A VVÚ ČEPU

OBR. 7) NÁKRES ČEPU A JEHO ULOŽENÍ, PRO KONTROLU NA OTLAČENÍ

OBR. 8) ZUBOVÉ ČERPADLO BOSCH REXROTH [7]

OBR. 9) HYDRAULICKÉ SCHÉMA

OBR. 10) VARIANTA I TVARU RÁMU

OBR. 11) VARIANTA II TVARU RÁMU

OBR. 12) NÁKRES TVARU SLOUPŮ S ROZMĚRY

OBR. 13) TVAR HORNÍ TRAVERZY

**OBR. 14) NÁKRES PRŮŘEZU VÝPOČTOVÉHO
MODELU VRCHNÍ TRAVERZY SE ZÁKLADNÍMI
ROZMĚRY**

**OBR. 15) PRŮBĚH OHYBOVÉHO MOMENTU NA
TRAVERZE**

OBR. 16) TVAR STOLU PŘI POHLEDU ZDOLA

OBR. 17) TVAR STOLU PŘI POHLEDU ZEPŘEDU

**OBR. 18) PRŮBĚH OHYBOVÉHO MOMENTU
PŮSOBÍCÍHO NA STŮL**

**OBR. 19) NÁKRES TVARU STOLU SE ZÁKLADNÍMI
PARAMETRY PRO VÝPOČET**

**OBR. 20) NÁKRES PROFILU PROSTŘEDNÍ ČÁSTI
STOLU**

**OBR. 21) NÁKRES PROFILU KONCOVÉ ČÁSTI
STOLU**

**OBR. 22) NÁKRES VZDÁLENOSTÍ ZMĚN PRŮŘEZU
STOLU**

**OBR. 23) RÁM PODSTAVCE S VRCHNÍ DESKOU A
SPODNÍMI PLECHY**

OBR. 24) PODSTAVEC BEZ BOČNÍCH PLECHŮ

OBR. 25) TLAČÍTKOVÝ SPÍNAČ [8]

OBR. 26) NOŽNÍ PEDÁL [9]

OBR. 27) PLC SIEMENS LOGO! [10]

**OBR. 28) SPIRÁLOVÝ KRYT POHYBOVÉHO
ŠROUBU PŘEVODOVKY [11]**

16 SEZNAM PŘÍLOH

Sestava_kompletni

Ram

1_sestava_podstavce

1_Sestava_stul

1_Sestava_stul_obrobek

Vrchni_deska

Horni_traverza

Stojan_levy

Stojan_pravy

Podlozka_prevodovky