

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

**Inovované řešení upínání ocelového
profilu při lisování otvorů**

**Innovative Solution for Clamping Steel
Profiles when Pressing Holes**

Student:

Jan Juroszek

Osobní číslo

JUR0362

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Lukáš Jančar

Ostrava 2020

Zadání bakalářské práce

Student: **Jan Juroszek**

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení

Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma: **Inovované řešení upínání ocelového profilu při lisování otvorů**
Innovative Solution for Clamping Steel Profiles when Pressing Holes

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Proveďte inovaci upínání profilu válcovaného z ocelového svitku v lisovací stanici DTL 15 1/3. Navrhněte rozšíření stanice DTL 15 1/3 vhodným upínacím systémem pro zajištění stability procesu, aby byla zaručena opakovatelnost pozice profilu v průběhu děrování. Upínání je třeba navrhnout bez nutnosti zásahu do elektroinstalace a SW stanice. Preferované řešení upínání je pneumatické. Proces upínání musí odpovídat požadavkům na bezpečnost obsluhy a zásadám ergonomie pracoviště. V práci proveďte rešerši možných způsobů upínání profilu. Vypracujte 3D model navrhovaného řešení, sestavný výkres upínání a výrobní výkres jedné libovolné součásti. Zadané parametry:

1. Upínací síla 800 až 1000 N na 1 upínací bod.
2. Tlak vzduchu v soustavě – 0,6 MPa.
3. Spotřeba vzduchu – max. 3,5 l/zdvih.
4. Výška ovládacího pultu nastavitelná mechanicky bez použití nářadí.

Seznam doporučené odborné literatury:

KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů: Části pohonů strojů* 1. vyd. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2012, 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů: Části spojovací* 1. vyd. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2007, 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8.

SHIGLEY, J., E., MISCHKE, CH., R., BUDYNAS, R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

DILLINGER, J. et al *Moderní strojírenství pro školu i praxi*. Praha: EUROPA - SOBOTÁLES cz., 2007, 608 s. ISBN 978-80-86706-19-1

MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. 72 s. ISBN 80-148-0878-1.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Lukáš Jančar**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V práci jsem použil interní údaje o technických parametrech lisovací stanice získaných od firmy JAP Future s. r. o., Přerov, firma s jejich zveřejněním souhlasí.

Dále jsem se souhlasem Festo s.r.o. využil informace a obrázky z učebnice Festo [1].

V Ostravě dne13.5.2020.....


.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 13.5.2020



.....
Podpis studenta

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

JUROSZEK, J.: *Inovované řešení upínání ocelového profilu při lisování otvorů*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů – 347, 2020. 61 s. Vedoucí: Jančar, L.

Bakalářská práce se zabývá inovovaným řešením upínání ocelového profilu do lisovací stanice DTL 15 1/3 při lisování otvorů. V úvodu je popsáno dosavadní řešení a uvedeny možné způsoby upínání s jejími výhodami a nevýhodami. Další bod je věnován rozměrům pracovního místa z pohledu ergonomie a v neposlední řadě je popsáno vlastní navržené inovované řešení. Výpočtová část se zabývá návrhem dvojčinného válce, následně je proveden silový rozbor upínacího mechanismu, přičemž je navržen kloubový spojovací čep a jsou navrženy šrouby držící konzolu, která uchycuje pneumatický válec. U konzoly je provedena pevnostní analýza pomocí MKP. V poslední řadě je navržena pracovní výška ovládacího pultu a zkontrolován aretační kloub proti prokluzu. Součástí práce je pneumatické schéma zapojení pneumatického obvodu upínání a příslušná výkresová dokumentace.

Klíčová slova: upínání, pneumatické, dvojčinný, válec

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

JUROSZEK, J.: *Innovative Solution for Clamping Steel Profiles when Pressing Holes*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms – 347, 2020. 61 s. Thesis head: Jančar, L.

The bachelor thesis deals with an innovative solution of clamping a steel profile into a pressing station DTL 15 1/3 when pressing holes. In the introduction, the present solution is described, and possible ways of clamping are presented with its advantages and disadvantages. The next point is devoted to the dimensions of the workplace from the ergonomics point of view and last, the proposed innovative solution is described. The calculation part deals with the design of the double-acting cylinder, then the force analysis of the clamping mechanism is carried out. The connecting pin and screws holding the bracket with the pneumatic cylinder are designed. The console is subjected to FEM stress analysis. Lastly, the operating height of the control panel is designed, and the anti-slip lock is checked. Part of the work is a pneumatic circuit diagram and related drawing documentation.

Key words: clamping, pneumatic, double-acting, cylinder

Obsah

Seznam použitého značení	9
1 Úvod.....	13
1.1 Dosavadní řešení.....	14
1.2 Cíle práce	16
2 Rešerše způsobů upínání	17
2.1 Upínání prostřednictvím tlakového média.....	17
2.1.1 Pneumatické upínání	17
2.1.2 Hydraulické upínání	20
2.2 Elektromagnetické upínání	21
2.3 Mechanické upínací prvky.....	21
2.3.1 Šroub a matice	22
2.3.2 Upínka	22
2.3.3 Výstředník	22
2.3.4 Vačka	23
2.3.5 Kloubový mechanismus	23
2.3.6 Mechanismus s ozubeným hřebenem a pastorkem	24
3 Základní rozměry pracovního místa	25
4 Vlastní řešení	28
4.1 Volba způsobu upínání	28
4.2 Rozmístění upínacích bodů.....	28
4.3 Princip upínání.....	29
4.4 Upevnění válce	29
4.5 Ovládací pult.....	30
4.6 Pneumatické prvky	31
5 Výpočty.....	34
5.1 Návrh dvojčinného válce	34
5.2 Silový rozbor upínacího mechanismu.....	35

5.3	Pevnostní výpočet spojovacího čepu kloubového spojení.....	38
5.4	Výpočet šroubů konzoly	40
5.5	Pevnostní analýza konzoly pomocí MKP.....	50
5.6	Výpočet výškově stavitelného ovládacího pultu	54
6	Závěr.....	57
7	Seznam použité literatury.....	58
	Seznam příloh	60

Seznam použitého značení

Označení	Význam	Jednotka
D_d	Průměr díry pro šroub	[mm]
D_p	Průměr pístu	[mm]
$F''_{M1}, F''_{M2}, F''_{M3}, F''_{M4}$	Přídavné tahové síly	[N]
$F'_{1x}, F'_{2x}, F'_{3x}, F'_{4x}$	Momentové síly pod šrouby ve směru osy x	[N]
$F'_{1y}, F'_{2y}, F'_{3y}, F'_{4y}$	Momentové síly pod šrouby ve směru osy y	[N]
$F'_{M1}, F'_{M2}, F'_{M3}, F'_{M4}$	Přídavné tahové síly	[N]
F_1', F_2', F_3', F_4'	Momentové síly pod šrouby	[N]
$F_{\check{c}}$	Síla působící na čep	[N]
F_{eff}	Efektivní síla na pístu	[N]
F_{GP}	Tíhová síla pultu	[N]
$F_{N1}, F_{N2}, F_{N3}, F_{N4}$	Tahové síly šroubů	[N]
$F_{O1}, F_{O2}, F_{O3}, F_{O4}$	Výsledné osové síly ve šroubech	[N]
F_{OMAX}	Maximální osová síla ve šroubu	[N]
$F_{P1}, F_{P2}, F_{P3}, F_{P4}$	Výsledné síly pod šrouby	[N]
F_R	Třecí síla pohyblivých částí válce	[N]
$F_{T1}, F_{T2}, F_{T3}, F_{T4}$	Třecí síly pod šrouby	[N]
F_{th}	Teoretická síla na pístu	[N]
F_u	Upínací síla na jeden upínací bod	[N]
M_F	Moment působící na šrouby	[N · mm]
M_{KL1}, M_{KL2}	Momenty přenášené klouby	[N · mm]
M_{MAX}	Maximální možný přenášený moment kloubu	[N · mm]
M_o	Ohybový moment	[N · mm]
M_{TZ}	Třecí moment v závitech	[N · mm]
M_U	Utahovací moment	[N · m]
O	Výška očí pracovníka	[cm]

P_h	Stoupání závitu	[mm]
R	Rameno sil	[mm]
R_{Ax}	Reakce v bodu A ve směru osy x	[N]
R_{Ay}	Reakce v bodu A ve směru osy y	[N]
R_{Bx}	Reakce v bodu B ve směru osy x	[N]
R_{By}	Reakce v bodu B ve směru osy x	[N]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
S_p	Účinná plocha pístu pro dopředný zdvih	[mm ²]
S_{pz}	Účinná plocha pístu pro zpětný zdvih	[mm ²]
V_{PMIN}, V_{PMAX}	Minimální, maximální výška pracovníka	[cm]
W_k	Průřezový modul v krutu	[mm ³]
W_O	Průřezový modul v ohybu	[mm ³]
X_{MIN}, X_{MAX}	Minimální, maximální pracovní výška	[cm]
a	Délka části čepu uložena v táhle	[mm]
a_1, a_2, a_3, a_4	Pracovní výšky pro určité operace	[cm]
a_C, b_C, c_C	Vzdálenost k bodu C	[mm]
a_D, b_D, c_D	Vzdálenost k bodu D	[mm]
a_T, h_T	Vzdálenost k bodu T	[mm]
b	Délka části čepu uložena ve vidlici	[mm]
b_A, h_A	Vzdálenost k bodu A	[mm]
b_B, h_B	Vzdálenost k bodu B	[mm]
d_2	Střední průměr závitu	[mm]
d_3	Malý průměr závitu	[mm]
$d_{\check{c}}$	Průměr čepu	[mm]
d_p	Průměr pístnice	[mm]
d_w	Průměr dosedací plochy šroubu	[mm]
f	Součinitel smykového tření	[-]
f_M	Součinitel smykového tření šroub – podložka	[-]

f_z	Součinitel smykového tření na závitě	[-]
g	Tíhové zrychlení	[m · s ⁻²]
$h_{TP, ATP}$	Vzdálenost k těžišti pultu	[mm]
k_P	Bezpečnost proti prokluzu kloubu	[-]
k_s	Statická bezpečnost k mezi kluzu	[-]
k_T	Bezpečnost proti prokluzu	[-]
l_L	Výška lokte pracovníka	[cm]
l_z	Délka zdvihu	[mm]
m_P	Hmotnost ovládacího pultu	[kg]
n	Počet zdvihů	[-]
n_P	Dosah předloktí pracovníka	[cm]
p	Jmenovitý tlak v soustavě	[MPa]
p_1, p_2	Tlakové napětí v táhle a vidlici	[MPa]
p_{D1}, p_{D2}	Dovolené napětí v tlaku	[MPa]
q_B	Spotřeba vzduchu pro jeden zdvih	[l/zdvih]
q_S	Spotřeba vzduchu na cm zdvihu	[l/cm]
r	Výška ramen pracovníka	[cm]
z	Zorná vzdálenost	[cm]
α	Úhel	[°]
α_Z	Zorný úhel	[°]
β_k	Koeficient přidavného krutu	[-]
σ_{DO}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_{Dt}	Dovolené napětí v tahu	[MPa]
σ_O	Napětí v ohybu	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
σ_t	Napětí v tahu	[MPa]
τ	Napětí v krutu	[MPa]
τ_D	Dovolené napětí ve smyku	[MPa]

τ_{MAX}	Maximální napětí ve smyku	[MPa]
φ'	Úhel tření v závitu	[°]
ψ	Úhel stoupání závitu	[°]

1 Úvod

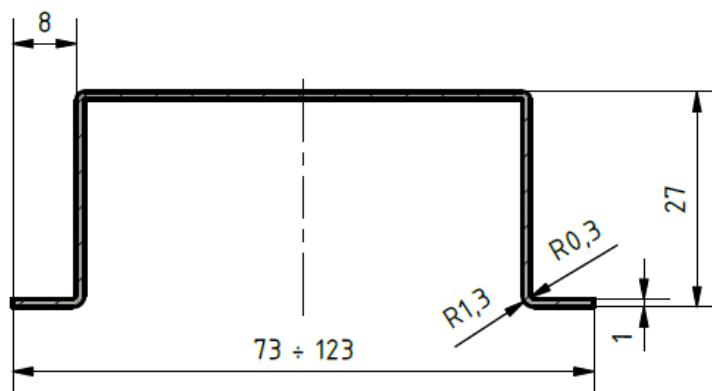
Firma JAP Future se zabývá výrobou a distribucí stavebních prvků, jako jsou například stavební pouzdra pro posuvné dveře, dále pak zárubně, dveře, posuvné systémy, nerezové zábradlí a v neposlední řadě schodiště.

Tato bakalářská práce se zabývá inovací upínání ocelového profilu v lisovací stanici DTL 15 1/3. Profil je vyráběn válcováním z ocelového svitku o tloušťce 1 mm a používá se k výrobě skládacího stavebního pouzdra zobrazeném na obr. 1.1.

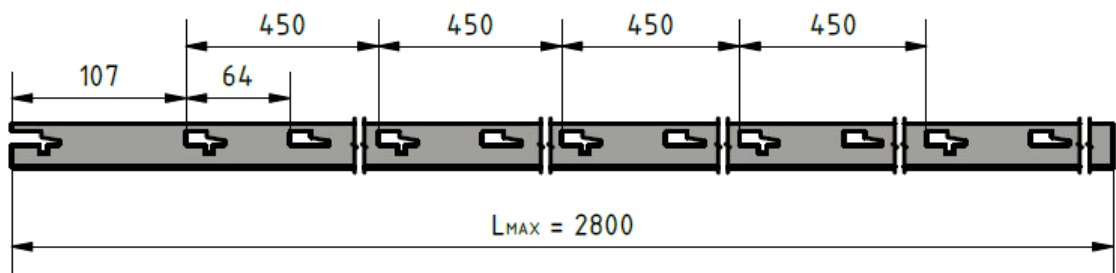


Obr. 1.1 – Stavební pouzdro [12]

Po dosažení požadovaného tvaru profilu (viz obr. 1.2), je profil umístěn do lisovací stanice, kde dochází k vystřížení otvorů v požadovaných roztečích (viz obr. 1.3).



Obr. 1.2 – Rozměry a tvar profilu



Obr. 1.3 – Rozteče lisovaných otvorů

Na obr. 1.4 lze vidět pohled zepředu na lisovací stanici.



Obr. 1.4 - Lisovací stanice DTL 15 1/3

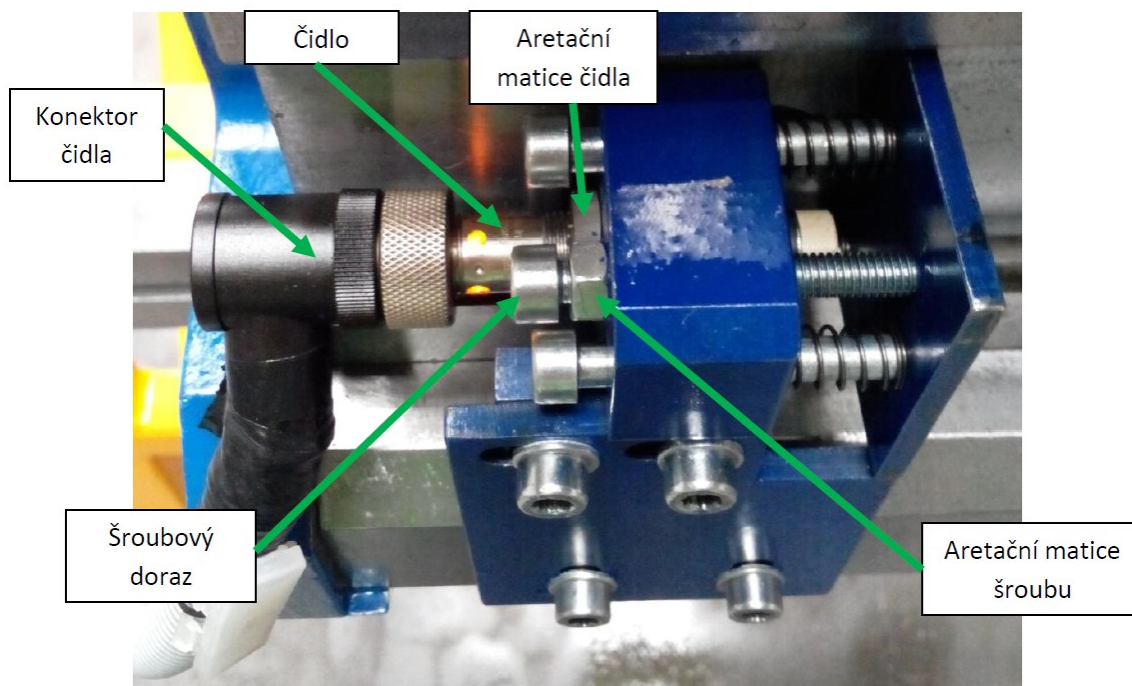
1.1 Dosavadní řešení

Při současném řešení je profil v lisovací stanici aretován pouze operátorem a sevřením horní (posuvné) a spodní (pevné) čelisti lisovacího nástroje.



Obr. 1.5 – Aretace profilu operátorem

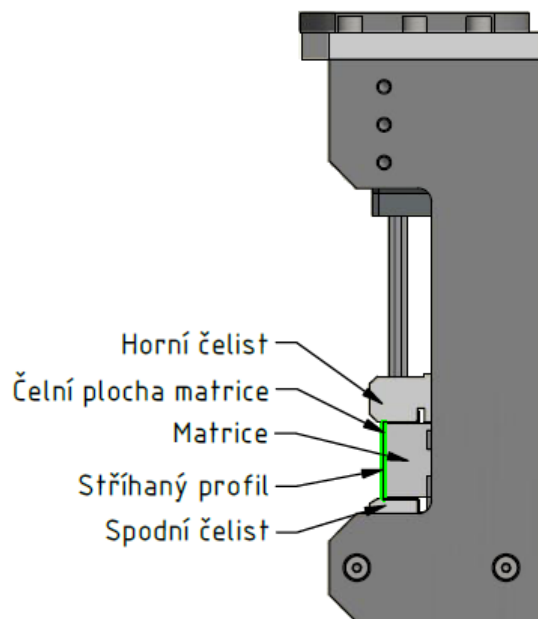
Správnou polohu profilu zajišťují dvě dorazová čidla. První čidlo je umístěno v levé části stroje (viz obr. 1.6), druhé je ve střední části stroje (viz obr. 1.7). Obě čidla jsou propojené se stanicí a nedovolí operátorovi zahájit lisovací proces, pokud profil na ně nedoléhá. Další plochy, o které se profil opírá, a čímž je zlepšena jeho stabilita, jsou čelní plochy matrice (zelená plocha na obr. 1.8). Z důvodu bezpečnosti a opakovatelnosti pozice profilu je nepřipustné, aby profil při lisování přidržoval operátor, proto je nutné navrhnout náhradní řešení, aby nedošlo k případnému zranění operátora a byla zaručena opakovatelnost pozice profilu v průběhu lisování.



Obr. 1.6 – Dorazové čidlo 1



Obr. 1.7 – Dorazové čidlo 2



Obr. 1.8 – Lisovací nástroj

1.2 Cíle práce

Cílem této práce je splnit tyto vytyčené body:

- vypracovat rešerši možných způsobů upínání,
- navrhnout rozšíření stanice DTL 15 1/3 vhodným upínacím systémem s upínací silou $800 \div 1000$ N na jeden upínací bod,
- proces upínání musí odpovídat požadavkům na bezpečnost obsluhy,
- při použití pneumatických prvků musí být spotřeba vzduchu maximálně 3,5 l/zdvih,
- navrhnout mechanicky výškově stavitelný ovládací pult, jehož výška se dá nastavit bez použití náradí, kvůli ergonomickým zásadám.

2 Rešerše způsobů upínání

Možností upínání existuje celá řada. V této kapitole je vybráno pár z nich, které by teoreticky byly použitelné pro tento konkrétní lisovací proces.

2.1 Upínání prostřednictvím tlakového média

Zdrojem tlaku u těchto upínacích mechanismů bývá [6]:

- u pneumatických zařízeních stlačený vzduch, zpravidla s tlakem 0,4 až 0,6 MPa, rozváděný hadicemi nebo potrubím z centrálního zdroje;
- u hydraulických zařízeních je zdroj tlaku nejčastěji součástí pracovního stroje anebo jako samostatný zdroj, dodávající tlak 6 až 10 MPa. Největší výhodou je možnost poskytnutí velkých sil při malých rozměrech, nevýhodou je potřeba médií, které jsou většinou ekologickou zátěží při únicích, poruchách apod.

Výhody těchto upínacích zařízení oproti ručnímu upínání jsou [6]:

- vyšší rychlost upínání,
- jednoduchá obsluha – upínání součásti ve více bodech se vykonává centrálně a současně,
- upínací síla působí po celou dobu výrobního procesu,
- umožňují automatizaci upínání a uvolňování součásti a regulaci upínacích sil,
- poskytují značné síly při malých rozměrech (především hydraulické zařízení).

2.1.1 Pneumatické upínání

Stlačený vzduch se rozvádí na jednotlivé pracoviště. Odebíraný vzduch prochází postupně filtrem, odlučovačem (kde je zbavený tuhých nečistot a zkondenzované vody), redukčním ventilem (kde je tlak redukován na pracovní tlak) a v některých případech maznicí, kde je vzduch mazán olejovou mlhou. Rozváděcím ventilem se stlačený vzduch podle potřeby přivádí do upínacího zařízení [6].

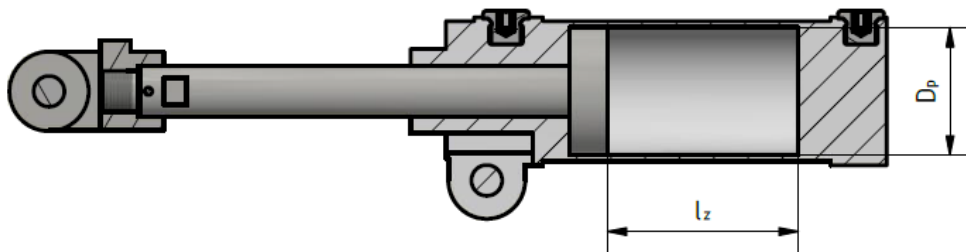
Mezi nejčastěji používané upínací prvky patří pístové pneumatické pohony. Pneumatické pracovní prvky lze rozdělit do dvou skupin, podle toho, jaký vykonávají pohyb [1]:

- přímočarý pohyb;
 - jednočinný válec,
 - dvojčinný válec,
- rotační pohyb;
 - vzduchový motor,
 - rotační válec,

- semi-rotační (kyvný) pohon.

Hlavní charakteristické rozměry pneumatických válců jsou [6]:

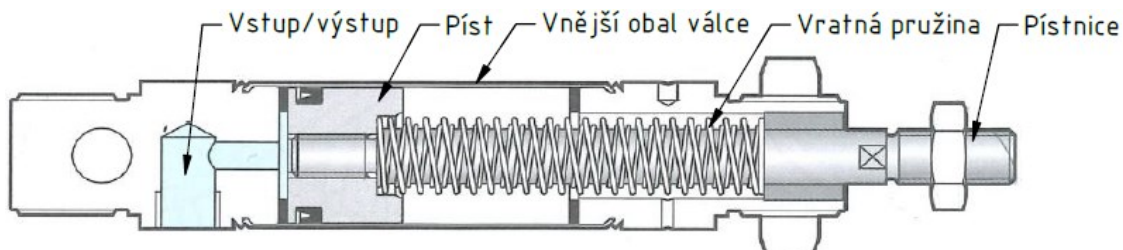
- vnitřní průměr – D_p [mm],
- délka zdvihu – l_z [mm].



Obr. 2.1 – Pneumatický válec (zjednodušeně)

Jednočinné válce

Do těchto válců je vzduch přiváděn pouze z jedné strany a mohou pracovat v jednom směru. Zpětný pohyb je zajišťován pružinou. Síla od integrované pružiny je navržena tak, aby vrátila nezátížený píst do výchozí polohy dostatečnou rychlostí [1].

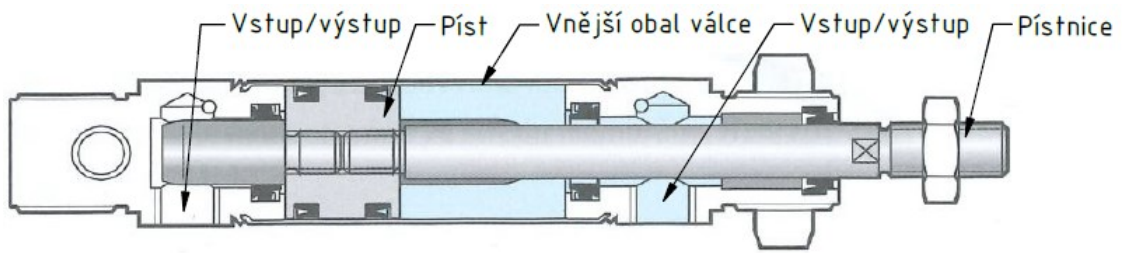


Obr. 2.2 – Jednočinný válec [1]

U jednočinných válců s návratovou pružinou je zdvih omezen do zhruba 80 mm kvůli celkové délce pružiny [1].

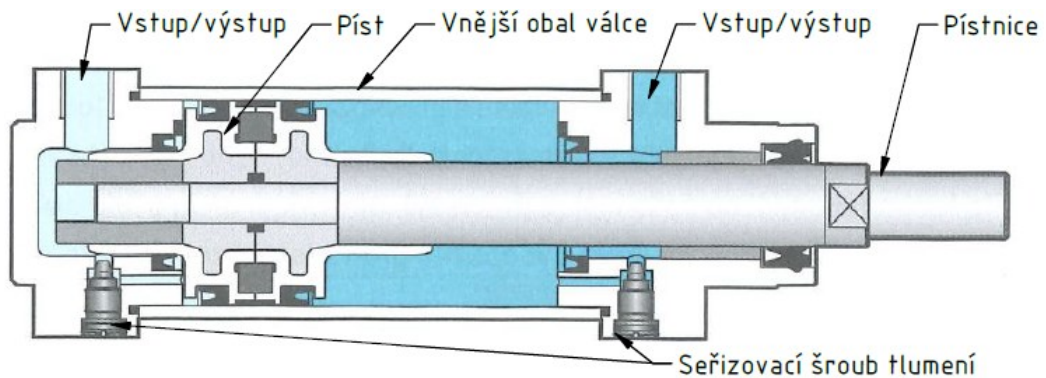
Dvočinné válce

Konstrukčně je podobný jednočinnému válci s tím rozdílem, že zde není návratová pružina a pro přívod a odvětrání vzduchu jsou použity dva přípoje. Jeho výhodou je, že může práci vykonávat v obou směrech. Při dopředném zdvihu je síla přenášena na pístnici o něco větší než při zpětném zdvihu, jelikož plocha, na kterou tlak působí, je větší na straně pístu než na straně pístnice [1].



Obr. 2.3 – Dvojitý válec [1]

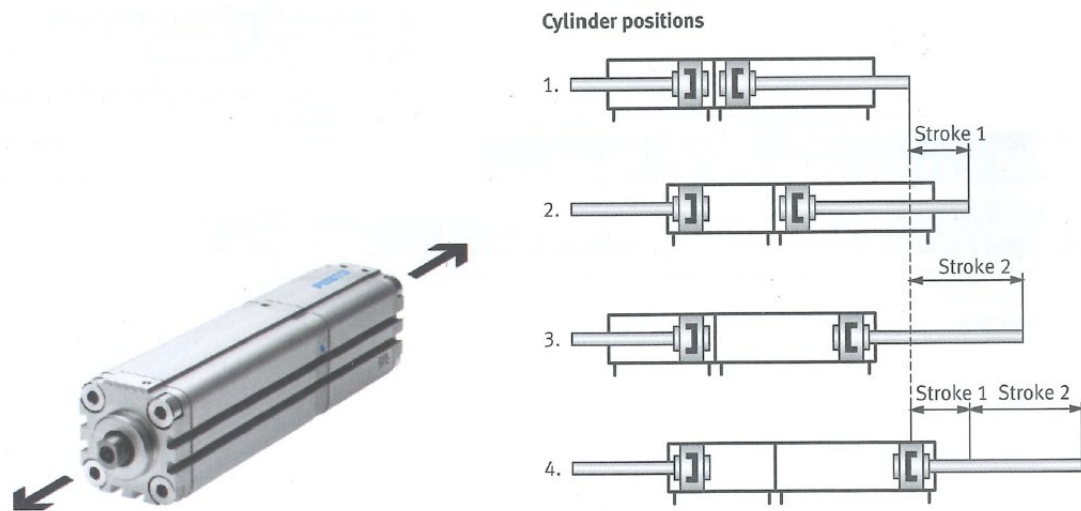
Pokud se válec pohybuje s velkou zátěží, je v těchto případech použit válec s tlumením v koncových polohách, aby se předešlo rázům a poškozením válce. Před dosažením koncové polohy píst přeruší normální odfuk vzduchu do atmosféry a zůstane otevřený jen velmi malý průřez, jehož velikost se dá obvykle seřídit. Rychlost válce je progresivně snížena v průběhu poslední části dráhy zdvihu [1].



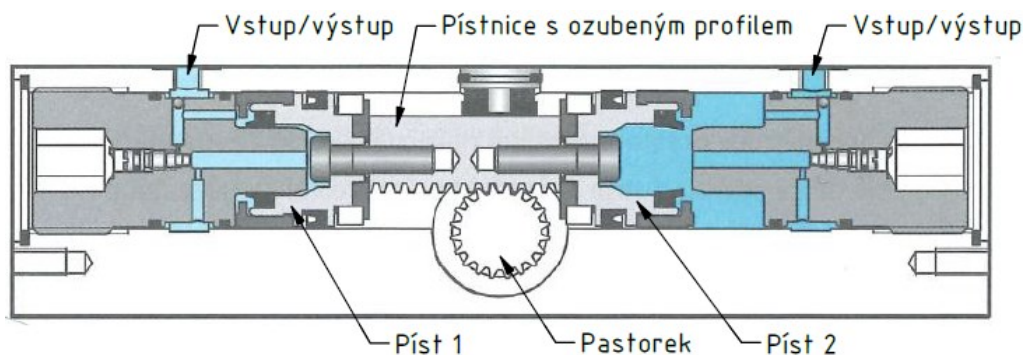
Obr. 2.4 – Dvojitý válec s tlumením v koncových polohách [1]

Další typy dvojitých válců jsou [1]:

- tandemový válec – propojení dvou dvojitých válců do jedné jednotky,
- válec s průchozí pístnicí – válec má pístnice na obou stranách,
- vícepolohový válec – dva nebo více dvojitých válců, které jsou propojeny,
- rotační válec – přímočarý pohyb je převáděn na pohyb rotační pomocí ozubení,
- kyvný pohon.



Obr. 2.5 – Vícepohový válec [1]

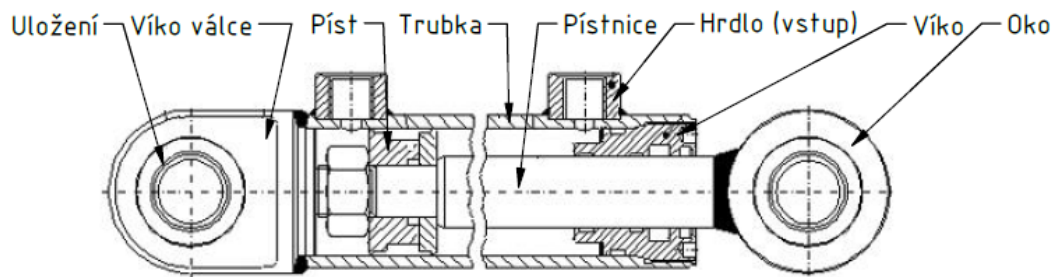


Obr. 2.6 – Rotační válec [1]

2.1.2 Hydraulické upínání

Předností hydraulických pohonů oproti pneumatickým je, že rozměry hydraulických válců jsou oproti vzduchovým, vzhledem na vyšší používané tlaky, menší. Upnutí součástí je vzhledem na menší stlačitelnost kapaliny tužší. To má význam tehdy, když vnější síly mají rázový charakter. Nevýhodou oproti pneumatickým pohonům je, že jsou komplikovanější a podstatně dražší, protože je potřeba utěsnit vyšší tlaky a zpětně odvádět tlakový olej a v provozu jsou pomalejší [6].

Konstrukce hydraulických válců je obdobná jako u pneumatických s tím rozdílem, že hydraulické válce musí být konstruované na odolnost vůči podstatně vyšším tlakům. Jejich hlavní rozměry jsou taktéž vnitřní průměr válce a pracovní zdvih pístnice [6].



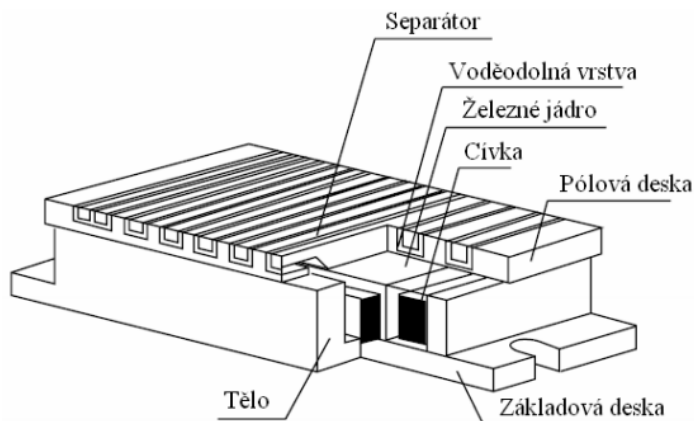
Obr. 2.7 – Hydraulický válec [13]

2.2 Elektromagnetické upínání

Magnetické upínání slouží na upínání součástí například při obrábění, zejména při broušení a frézování tenkých plochých součástí. Všeobecně platí, že oceli s nízkým obsahem uhlíku vedou tok magnetických siločar velmi lehko. Naopak legované oceli a litiny jsou pro toto upínání méně vhodné [6].

Rozlišují se tři typy magnetických upínacích zařízení [6]:

- permanentní magnety – jsou nezávislé na vnějším zdroji energie,
- elektromagnetické upínače – jsou závislé na vnějším zdroji energie,
- elektro-permanentní magnetický upínač – magnetická síla na vnějším zdroji je omezeně závislá.



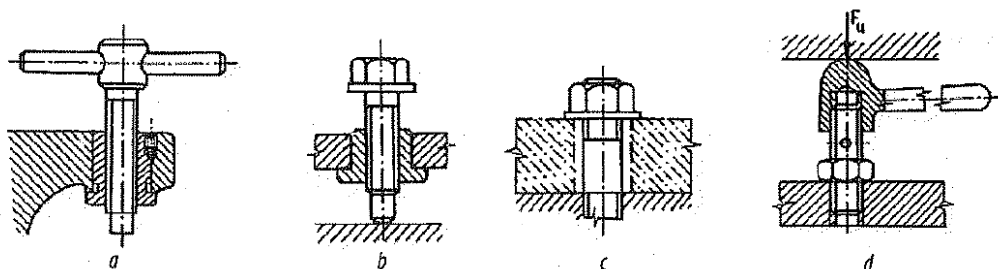
Obr. 2.8 – Elektromagnetický upínač [14]

2.3 Mechanické upínací prvky

Do velké a nejčastěji používané skupiny mechanického upínání patří systémy využívající šrouby a matice, pákové mechanismy, excentry a vačky, kloubové mechanismy atd [6].

2.3.1 Šroub a matice

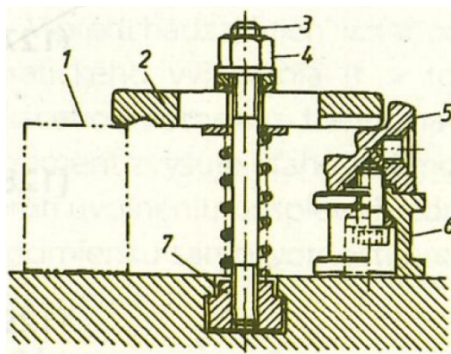
Na upínání součástí se používají velmi často šrouby a matice. Jejich výhodou je jednoduchost, samosvornost, univerzálnost a velký převod upínací síly (dosáhnutí velké přitlačné síly malou ovládací silou). Nevýhodou je zdlouhavé upínání při velkém zdvihu. Zpravidla se používá pohyblivý šroub a nepohyblivá matice (obr. 2.9 – a, b), někdy také naopak, pohyblivá matice a nepohyblivý šroub (obr. 2.9 – c, d) [6].



Obr. 2.9 – Upínání pomocí šroubu a matice [6]

2.3.2 Upínka

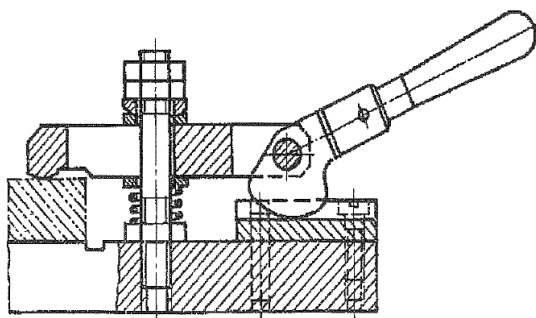
Principiálně je to dvojrámenná páka, která má za úkol přenést sílu, působící v ose šroubu na upínanou součást. Upínkou je možné měnit velikost i směr upínací síly a nasměrovat ji na vhodné místo upínané součásti [6].



Obr. 2.10 – Upínka; 1 – upínaná součást, 2 – upínka, 3 – šroub, 4 – matice, 5 – podpora pod upínku, 6 – stojan pro podporu, 7 – vodící vložka do T drážek [6]

2.3.3 Výstředník

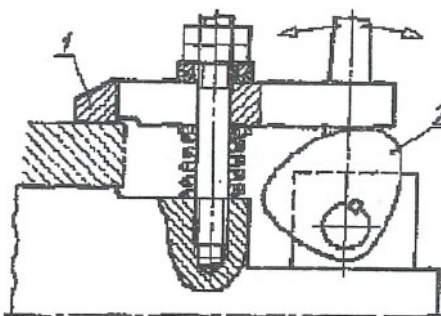
Srovnáním se šroubem a maticí výstředník působí mnohem rychleji, ale oproti tomu má malý zdvih, tudíž může upínat součásti s nepatrným rozdílem rozměrů. Upínání pomocí výstředníku patří mezi rychloupínací prvky. Upínání u výstředníku je samosvorné a rozděluje se na přímé a nepřímé. Obvykle se využívá nepřímé výstředníkové upínání například v kombinaci s upínkou. Profilem funkční obvodové křivky výstředníků je z pravidla kružnice nebo její část [7].



Obr. 2.11 – Upínka ovládaná výstředníkem [7]

2.3.4 Vačka

Upínací vačka má obdobný význam jako výstředník. Profilem funkční obvodové křivky může být jakákoliv spirálová čára, která podmiňuje samosvornost při napružení upínací silou. Stejně tak jako výstředník vačka patří mezi rychloupínací prvky [6].



Obr. 2.12 – Upínka ovládaná vačkou; 1 – upínka, 2 - vačka [7]

2.3.5 Kloubový mechanismus

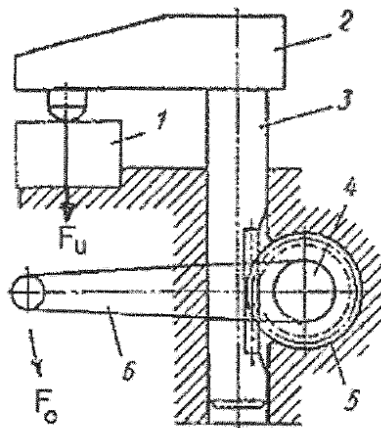
Kloubové mechanismy jsou vlastně soustavy pák, sloužící na zvětšení vyvozovací síly na požadovanou hodnotu upínací síly. Jsou konstrukčně jednoduché a je jimi získán značný silový převodový poměr [6].



Obr. 2.13 – Kloubová upínka [15]

2.3.6 Mechanismus s ozubeným hřebenem a pastorkem

Mechanismus s ozubeným hřebenem a pastorkem je výhodné použít tam, kde nejsou potřebné velké upínací síly a je vyžadován poměrně velký a rychlý zdvih. Mechanismus není samosvorný. Aby síla vyvozená rukou nemusela trvale působit na upínací páku, je výhodné kombinovat mechanismus s pojistným zařízením, které zabezpečí, aby se obrobek po upnutí neuvolnil [6].



Obr. 2.14 – Upínání hřebenové; 1 – upínaná součást, 2 – deska, 3 – hřebenová tyč, 4 – hřídel, 5 – hřebenový pastorek, 6 – rukojeť [7]

3 Základní rozměry pracovního místa

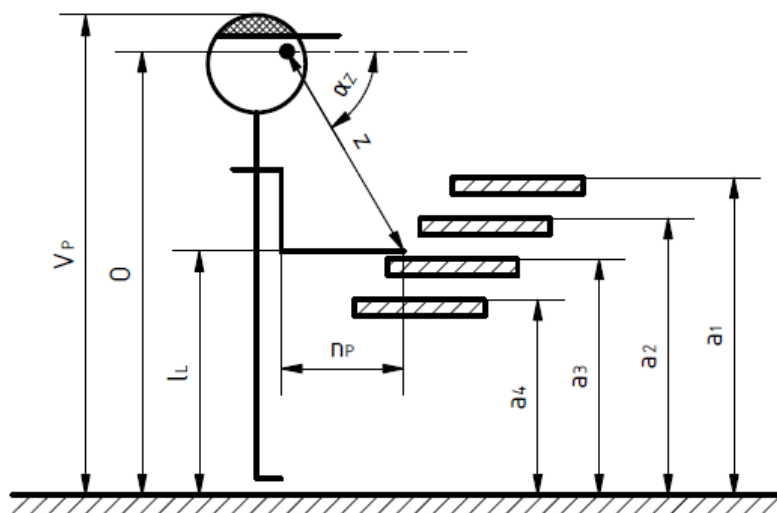
Z požadavků zadavatele vyplývá skutečnost, že celý proces upínání bude vykonáván operátorem ve stoje. Je tedy nutné tomuto faktu přizpůsobit místo, odkud bude celý proces ovládán.

Pracovní výška

Pracovní výška (rovina) – je určena místem na stroji nebo pracovního předmětu, ke kterému se vztahuje většina ručně vykonávaných operací [5].

Pracovní výšku (rovinu) je třeba přizpůsobit [5]:

- velikosti vynakládané svalové síly,
- velikosti a tvaru předmětu se kterým se manipuluje na pracovní ploše,
- náročnosti zrakových podmínek,
- výšce lidské postavy.



Obr. 3.1 – Pracovní místo ve stoje [5]

V tab. 3.1 jsou uvedeny základní údaje pro práci ve stoje pro muže vysokého 175 cm a ženu vysokou 165 cm.

Tab. 3.1 – Základní údaje pro práce ve stoje [5]

Pracovní výška (muž 175 cm, žena 165 cm)		
Ozn.	Rozměr [cm]	Charakteristika
a ₁	105 ÷ 112 (100 ÷ 110)	Pro jemné a přesné práce, práce s podepřenými lokty, vysoké požadavky na zrakovou kontrolu.
a ₂	113	Horní čelist svěráku při zámečnické práci, výška náradí při strojové práci.

Tab. 3.1 – Pokračování

Pracovní výška (muž 175 cm, žena 165 cm)			
Ozn.	Rozměr [cm]	Charakteristika	
a ₃	95 ÷ 100 (90 ÷ 95)	Ruční práce bez přesné zrakové kontroly, práce vyžadující zručnosti s volnými lokty, vyžadující zvýšené požadavky na sílu a pohybový rozsah.	
a ₄	80 ÷ 95 (75 ÷ 90)	Práce při manipulaci s těžkými předměty vyžadující větší svalovou sílu (těžší zámečnické práce).	
Doplňující údaje:			
Ozn.	Rozměr	Název	Charakteristika
V _P	165 ÷ 175 [cm]	Výška těla	Pro průměrné rozměry mužů a žen: nižší rozměr pro ženy, vyšší rozměr pro muže
O	154 ÷ 165 [cm]	Výška očí	
l _L	103 ÷ 108 [cm]	Výška lokte	
n _P	max. 32,5 [cm]	Dosah předloktí	Část délky předloktí položené na pracovní ploše při svislé paži
z	35 [cm]	Zorná vzdálenost	Jemné práce
	60 [cm]		Hrubé práce
α _Z	30° ± 10°	Zorný úhel	-

(Údaje v závorce platí pro ženy)

Vzorce pro orientační výpočty pracovní výšky

Při návrhu ovládacího pultu je nutné ověřit, vyhovuje-li pracovní výška pro určitou výšku lidské postavy. Při této činnosti nejsou vyžadovány nějaké zvláštní požadavky, tudíž lze vycházet z následujících vzorců [5].

Pro zjištění pracovní výšky (roviny) ve stoje X [cm] (viz obr. 3.2) lze vycházet z těchto dvou vzorců:

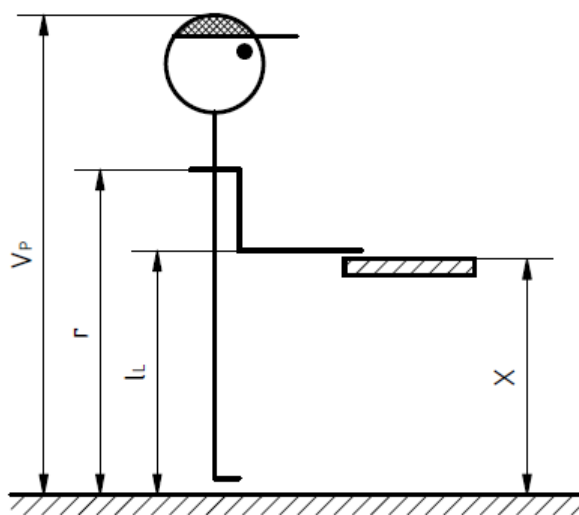
Při známé výšce ramen r [cm]:

$$X = \frac{r \cdot 75}{100} \text{ [cm]} \quad (3.1)$$

Při známé výšce postavy V_P [cm]:

$$X = 0,6 \cdot V_P \text{ [cm]} \quad (3.2)$$

U obou typů vzorců se jedná pouze o odhad pracovní výšky. Pro zjištění přesných parametrů by bylo zapotřebí analyzovat konkrétního operátora, což by bylo časově a finančně náročné, tudíž neefektivní.



Obr. 3.2 – Pracovní výška ve stoje [5]

4 Vlastní řešení

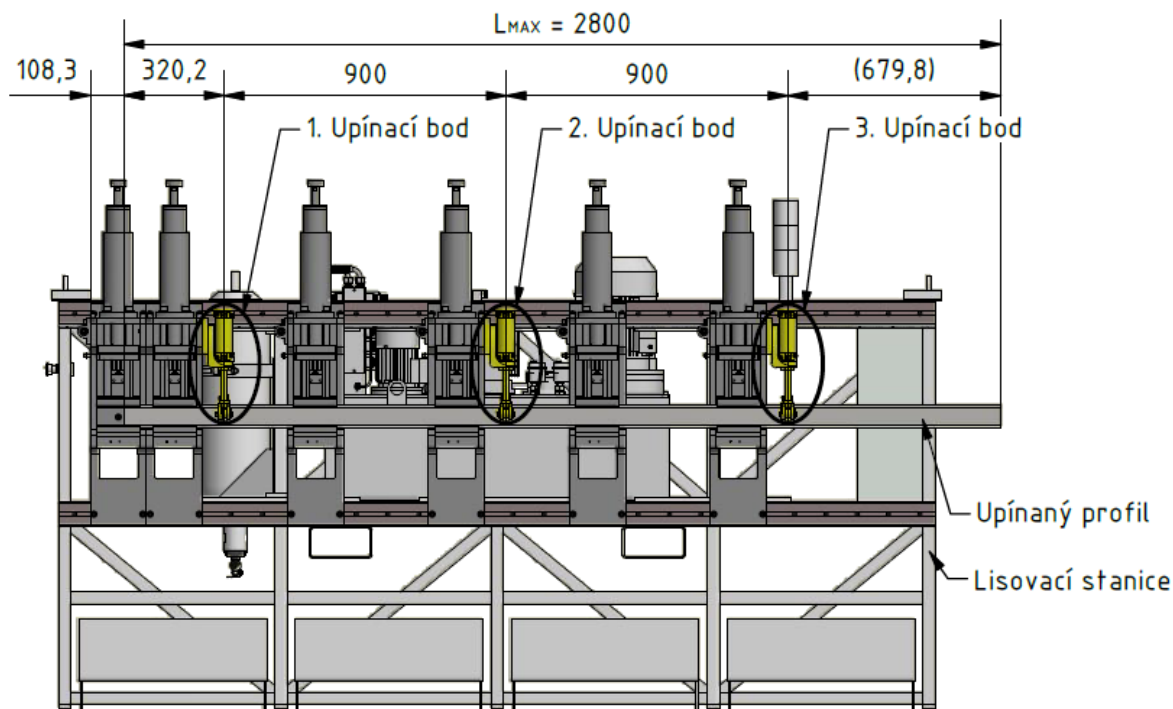
V této kapitole je detailně popsáno řešení dané problematiky.

4.1 Volba způsobu upínání

Poněvadž se na pracovišti nachází zdroj stlačeného vzduchu, tak volba způsobu upínání je v celku jednoznačná. Pneumatické upínání disponuje stálou upínací silou v řádech desítek až desítek tisíc Newtonů, nezávisle na obsluze, což je velká výhoda oproti mechanickým upínacím prvkům. Velikost upínací síly je závislá především na velikosti průměru pístu D_p [mm] a tlaku p [MPa] v soustavě. Upínání je pružné, rychle funguje a nevyžaduje velkou fyzickou námahu. Oproti hydraulickým prvkům, které nabízí obdobné vlastnosti jako pneumatické, jsou ty pneumatické podstatně levnější.

4.2 Rozmístění upínacích bodů

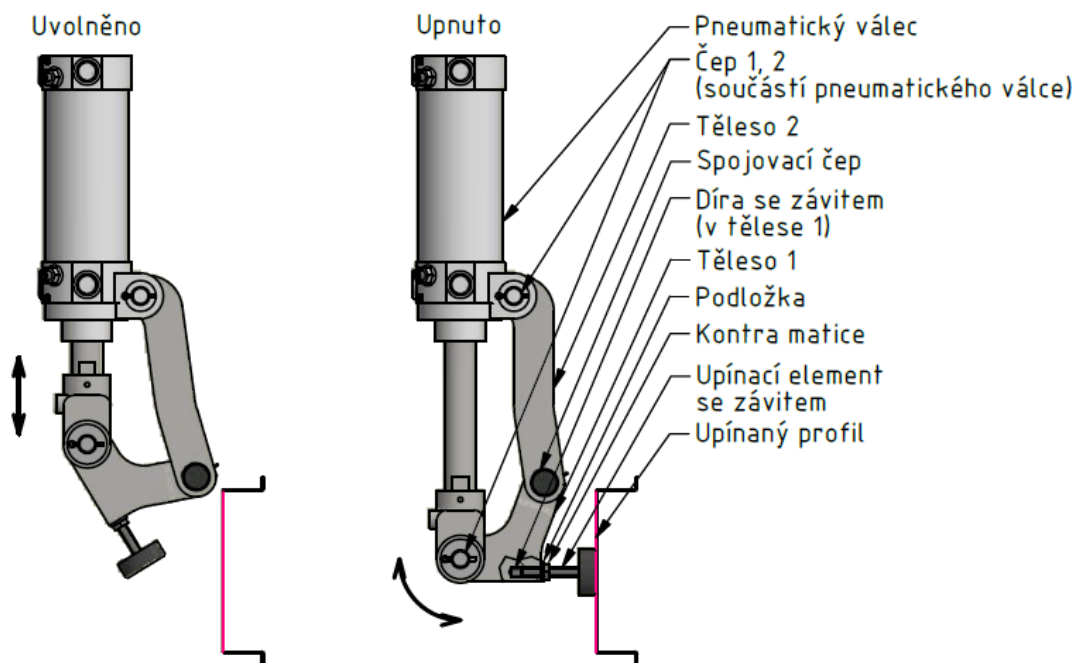
Konkrétně pro tuhle situaci jsou navrženy tři pneumatické dvojčinné válce (tři upínací body) z katalogu společnosti Festo [8], které jsou rovnoměrně rozmístěny po celé délce profilu, aby byla zajištěna dostatečná stabilita upínaného profilu a nedošlo k nechtěnému pohybu profilu.



Obr. 4.1 – Rozmístění upínacích bodů

4.3 Princip upínání

Jeden z úkolů je zabránit nechtěnému pohybu profilu tak, aby nedocházelo k vyrábění zmetků. V podstatě jediná plocha, o kterou se profil nijak neopírá ani ji nic nezajišťuje je čelní plocha profilu označena červenou barvou na obr. 4.2. Tudiž je třeba ji zajistit.

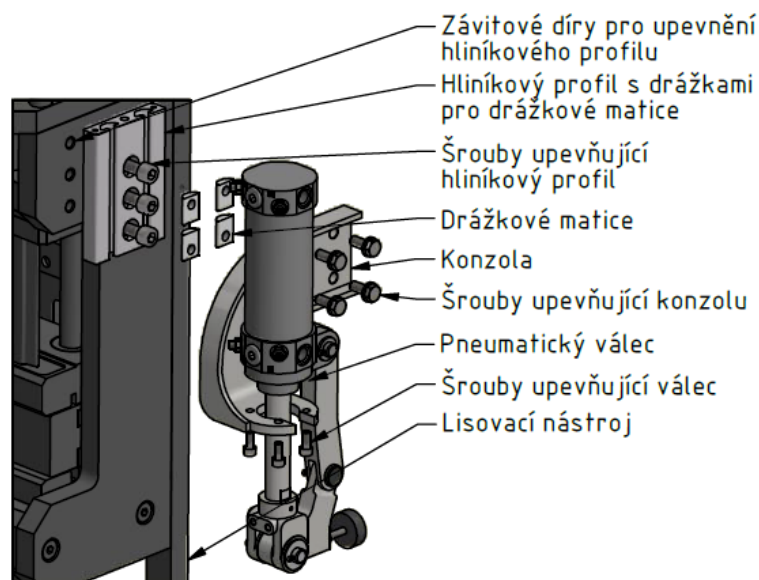


Obr. 4.2 – Princip upínání

Píst spolu s pístnicí se pohybují směrem nahoru a dolů. Tento pohyb je převáděn na rotační pohyb pomocí speciálně navržených ocelových těles 1 a 2. Tělesa 1 a 2 jsou spojeny s pneumatickým válcem díky kloubovým čepům 1 a 2, které jsou součástí válce. Tělesa 1 a 2 jsou mezi sebou spojeny spojovacím kloubovým čepem, který je zajištěn závlačkou. V tělese 1 je díra se závitem do níž je zašroubován upínací element, který je zajištěn kontra maticí. Upínací element lze tedy dle potřeby ustavovat v různých pozicích a tím zajistit správné doléhání na profil.

4.4 Upevnění válce

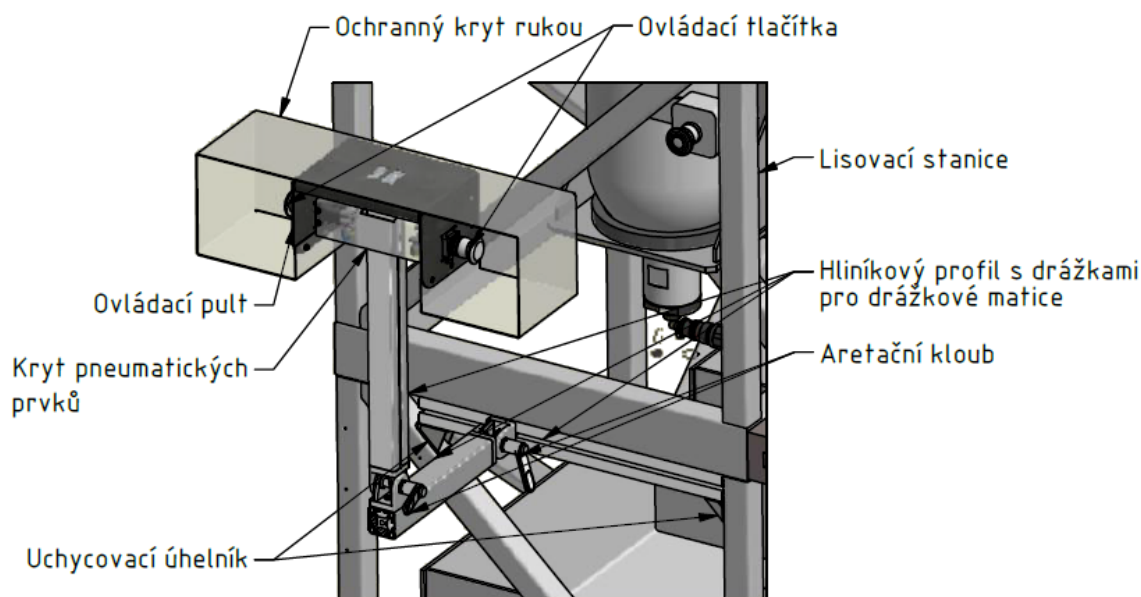
Samotný válec je ke konzole uchycen pomocí čtyř šroubů ISO 4762 M6 x 14 – 8.8. Jak je vidět na obr. 1.2, rozměr lisovaného profilu je proměnlivý, tudíž je třeba zajistit variabilitu upínacího systému tak, aby upínací element působil vždy na střed profilu. Tenhle požadavek dokáže zajistit hliníkový profil od společnosti Haberkorn [11], který je pevně ukotven z boku lisovacího nástroje třemi šrouby ISO 4762 M10 x 20 – 8.8. Do hliníkového profilu jsou vloženy čtyři drážkové matice M8 a konzola je k němu připevněna čtyřmi šrouby ISO 4017 M8 x 20 – 8.8. Je-li potřeba změnit výšku upínacího systému, je možné šrouby uvolnit a upínací systém posunout do požadované výšky.



Obr. 4.3 – Upevnění válce – rozpad

4.5 Ovládací pult

Ovládací pult se skládá ze dvou ramen, které jsou tvořeny hliníkovými profily z katalogu společnosti Haberkorn [11]. Tyto ramena jsou mezi sebou spojena aretačním kloubem prostřednictvím šroubů a drážkových matic. Na jednom konci ramene je šrouby upevněn ovládací pult, který je vyroben z ohýbaného ocelového plechu, v němž jsou po bocích umístěny ovládací tlačítka, které ovládají celý upínací mechanismus. V prostoru kolem tlačítek je kryt rukou z ohýbané polykarbonátové desky, který zajišťuje bezpečí rukou operátora. Celek je připevněn pomocí druhého aretačního kloubu k lisovací stanici. Díky těmto dvěma aretačním kloubům, lze bez použití dalšího nářadí měnit výšku pultu dle potřeby.



Obr. 4.4 – Navržený ovládací pult

4.6 Pneumatické prvky

K tomu, aby celý systém upínání fungoval, je třeba vytvořit pneumatický obvod, který se skládá z určitých pneumatických prvků, jež zajišťují správné fungování celého upínacího procesu.

Jednotka pro úpravu vzduchu

Zvolená jednotka pro úpravu vzduchu dle katalogu Festo [8] se skládá z filtru a redukčního ventilu. Filtr se stará od odloučení kondenzátu a nečistot, které mohou způsobit opotřebení pohyblivých částí (například pneumatického válce) a těsnění pneumatických komponent. Tlak stlačeného vzduchu vyráběného kompresorem kolísá, a to může negativně ovlivnit spínací vlastnosti ventilů, doby chodu válců atd. Redukční ventil udržuje konstantní hodnotu pracovního tlaku a je zařazen za filtr [1].



Obr. 4.5 – Redukční ventil s filtrem [8]

Blok dvouručního ovládání

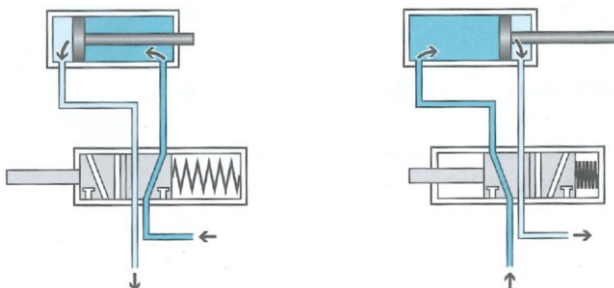
Blok dvouručního ovládání sepne jen tehdy, když jsou současně, v rozmezí max. 0,5 sekundy, napájeny oba vstupy bloku, k čemuž se využívají dva externí tlačítkové ventily (ovládací tlačítka – viz obr. 4.4). Dokud jsou obě ovládací tlačítka stisknuta, na výstupu je tlak. Uvolněním jednoho nebo obou ovládacích tlačítek se průtok okamžitě přeruší a na výstupu nebude tlak. Tento blok slouží jako bezpečnostní prvek, který má za úkol ochránit operátora, aby jeho ruce byly mimo nebezpečnou oblast v době upínání a lisování otvorů do profilu [8].



Obr. 4.6 – Blok dvouručního ovládání [8]

Rozváděcí ventil

Dvojitý válec je ovládán rozváděcím ventilem s pěti přípoji a dvěma spínacími polohami. Když je rozváděcí ventil ve své výchozí poloze, levá komora válce je odvětrána a pravá komora válce je natlakována – pístnice je zasunuta. Když je rozváděcí ventil aktivován, levá komora válce je natlakována a pravá komora válce je odvětrána – pístnice se vysune. Když se rozváděcí ventil vrátí, pístnice se zasune [1].



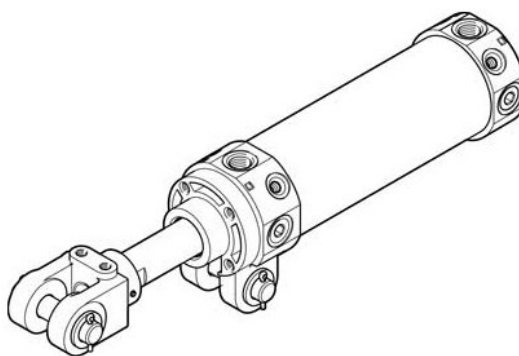
Obr. 4.7 – Princip rozváděcího ventilu [1]



Obr. 4.8 – Rozváděcí ventil [8]

Dvojitý válec

Hlavní upínací pohyb vykonává dvojitý válec. Zvolený válec dle katalogu Festo [8] disponuje integrovanými nastavitelnými škrtíci ventily, které regulují rychlost válců při vysouvání a zasouvání. Dále také disponuje integrovaným tlumením v koncových polohách, což zajišťuje, že rychlost válce je progresivně snížena v průběhu poslední části dráhy zdvihu [1].



Obr. 4.9 – Dvojitý válec 3D [8]

Spojovací technika

Jednotlivé pneumatické prvky jsou propojeny hadicemi z polyuretanu, potřebnými redukcemi a spojkami, tak aby vše správně fungovalo.



Obr. 4.10 – Hadice a spojovací prvky [8]

5 Výpočty

Následující kapitola je věnována konstrukčním, návrhovým a ostatním výpočtům řešené problematiky.

5.1 Návrh dvojčinného válce

Aby bylo dosaženo požadovaných vlastností upínání, v tomto případě to je upínací síla a množství spotřebovaného vzduchu, je třeba navrhnout adekvátní pneumatický válec, jehož parametry, jako jsou průměr pístu D_p [mm] a délka zdvihu l_z [mm], ovlivňují tyto vlastnosti.

Návrh průměru pístu válce

Jak je uvedeno v zadání upínací síla na jeden upínací bod se musí pohybovat v rozmezí $F_u = 800 \div 1000$ N. Jmenovitý tlak v soustavě je $p = 0,6$ MPa. Na základě těchto informací lze vypočítat předběžný návrh průměru pístu válce D_p' [mm].

$$p = \frac{F_u}{S_p'} = \frac{F_u}{\frac{\pi \cdot D_p'^2}{4}} \rightarrow D_p' = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot F_u}{p \cdot \pi}} = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot 1000}{0,6 \cdot \pi}} = 46,1 \text{ [mm]} \quad (5.1)$$

Dle katalogu výrobce Festo [8] volím válec s průměrem pístu $D_p = 50$ mm, průměrem pístnice $d_p = 20$ mm a délkou zdvihu $l_z = 75$ mm. Označení typu válce dle katalogu Festo: DWC-50-75-Y-G.

Síla na pístu (teoretická)

Teoretická síla na pístu F_{th} [N] je taková síla, u níž jsou zanedbány vnější odpory (jako je tření apod.).

$$F_{th} = S_p \cdot p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \cdot p = \frac{\pi \cdot 50^2}{4} \cdot 0,6 = 1178,1 \text{ [N]} \quad (5.2)$$

Síla na pístu (efektivní)

Teoretická síla na pístu je pouze orientační, pro další výpočty je nutné znát efektivní sílu na pístu F_{eff} [N], která zohledňuje odpor proti tření těsnících prvků. Za běžných pracovních podmínek (při rozsahu tlaku 0,4 až 0,8 MPa), lze brát v úvahu třecí sílu F_R [N] přibližně 10% teoretické síly na pístu [1].

Pro dopředný zdvih platí vztah:

$$\begin{aligned} F_{eff} &= S_p \cdot p - F_R = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \cdot p - 0,1 \cdot F_{th} = \frac{\pi \cdot 50^2}{4} \cdot 0,6 - 0,1 \cdot 1178,1 \\ &= 1060,3 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (5.3)$$

Pro zpětný zdvih platí vztah:

$$F_{eff} = S_{pz} \cdot p - F_R = \frac{\pi \cdot (D_p^2 - d_p^2)}{4} \cdot p - 0,1 \cdot F_{th} \quad (5.4)$$

$$= \frac{\pi \cdot (50^2 - 20^2)}{4} \cdot 0,6 - 0,1 \cdot 1178,1 = 871,8 \text{ [N]}$$

Spotřeba vzduchu

Spotřebu vzduchu je nutno znát pro účel výroby stlačeného vzduchu. Ze zadání vyplývá, že spotřeba vzduchu pro jeden zdvih je $q_B \leq 3,5 \text{ l/zdvh}$.

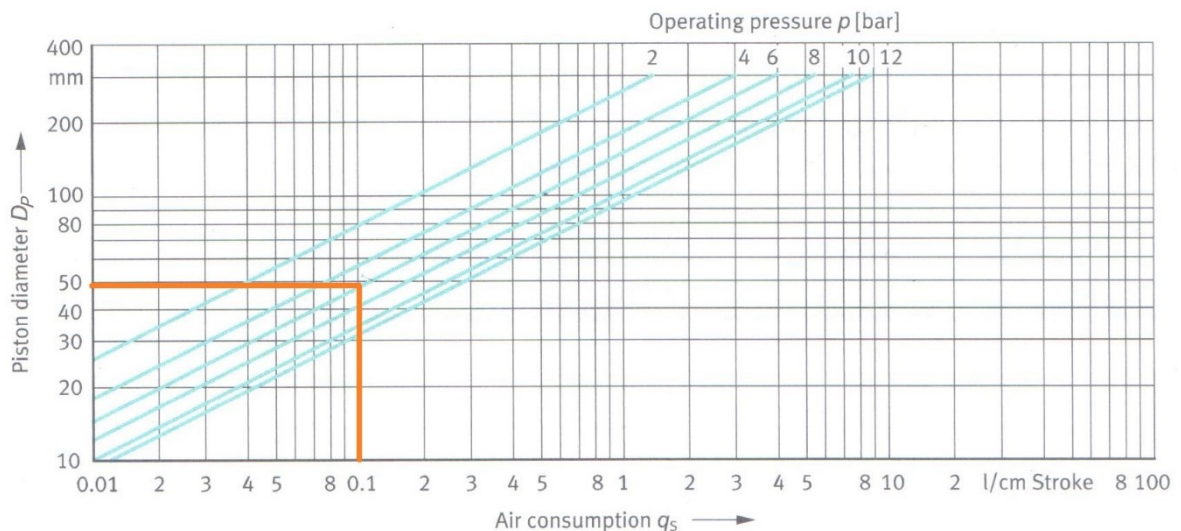
Vztah pro výpočet spotřeby vzduchu dvojčinného válce pro dopředný a zpětný zdvih je [1]:

$$q_B = 2 \cdot l_z \cdot n \cdot q_s \text{ [l} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (5.5)$$

Jelikož je třeba znát spotřebu pouze pro dopředný zdvih a počet upínacích bodů (válců) jsou tři, po úpravě vztahu (5.5) je hledaný vztah:

$$q_B = 3 \cdot \frac{(2 \cdot l_z \cdot n \cdot q_s)}{2} = 3 \cdot \frac{(2 \cdot 75 \cdot 10^{-1} \cdot 1 \cdot 0,1)}{2} = 2,25 \text{ [l/zdvh]} \quad (5.6)$$

kde hodnota q_s [l/cm] je odečtena z obr. 5.1.

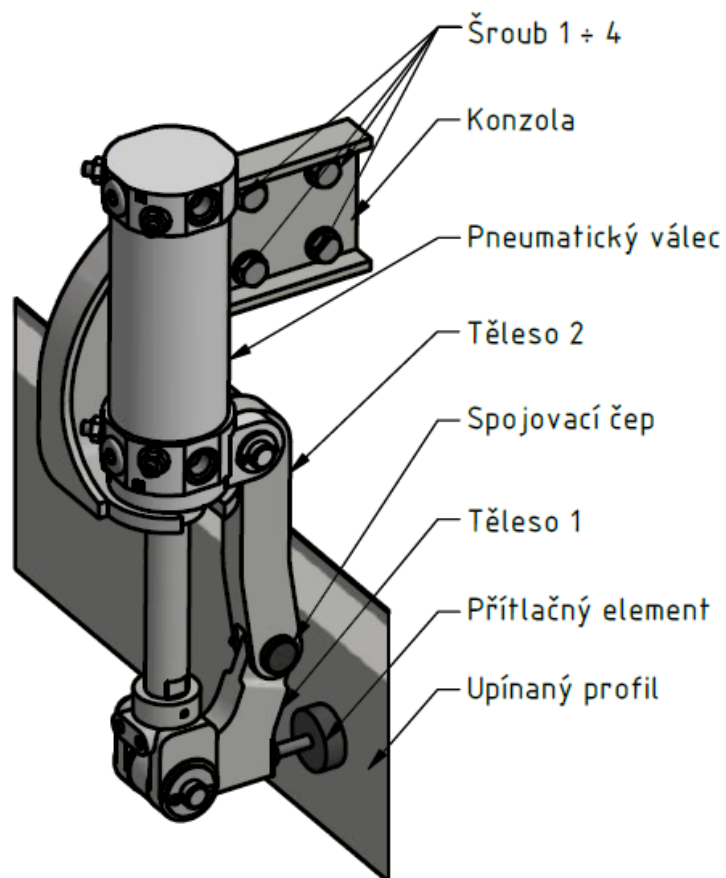


Obr. 5.1 - Diagram pro určení spotřeby vzduchu [1]

Požadavek na spotřebu vzduchu je splněn.

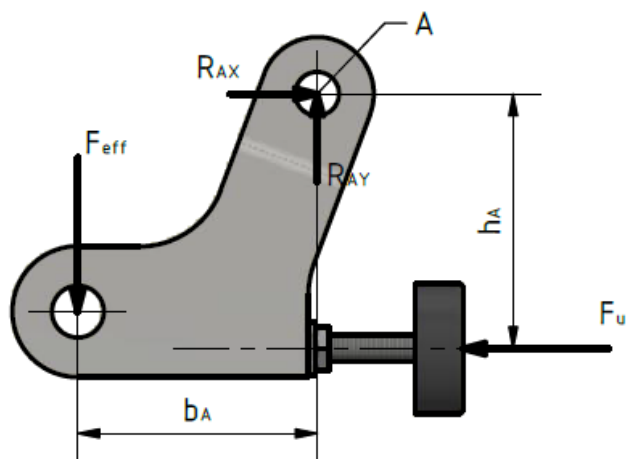
5.2 Silový rozbor upínacího mechanismu

V této části je proveden silový rozbor určitých částí upínacího mechanismu, který je zobrazen na obr. 5.2.



Obr. 5.2 – Upínací mechanismus

Těleso 1



Obr. 5.3 - Rozbor sil na tělese 1

Rozměry z obr. 5.3 jsou:

$$h_A = 58,5 \text{ mm},$$

$$b_A = 55 \text{ mm}.$$

Rovnice rovnováhy pro těleso 1 vychází z obr. 5.3, momentová rovnice se vztahuje k bodu A:

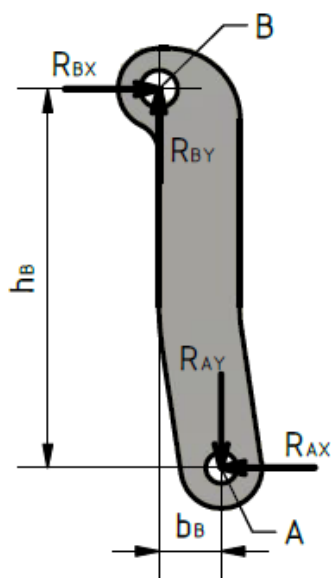
$$\sum F_{ix} = 0 \rightarrow -F_u + R_{Ax} = 0 \rightarrow R_{Ax} = F_u = 996,9 \text{ [N]} \quad (5.7)$$

$$\sum F_{iy} = 0 \rightarrow R_{Ay} - F_{eff} = 0 \rightarrow R_{Ay} = F_{eff} = 1060,3 \text{ [N]} \quad (5.8)$$

$$\sum M_{iA} = 0 \rightarrow -F_{eff} \cdot b_A + F_u \cdot h_A \rightarrow F_u = \frac{F_{eff} \cdot b_A}{h_A} = \frac{1060,3 \cdot 55}{58,5} = 996,9 \text{ [N]} \quad (5.9)$$

Upínací síla F_u [N] leží v zadaném intervalu (dle zadání: $F_u = 800 \div 1000$ N), čímž je splněn další požadavek ze zadání.

Těleso 2



Obr. 5.4 - Rozbor sil na tělese 2

Rozměry z obr. 5.4 jsou:

$$h_B = 122 \text{ mm,}$$

$$b_B = 20 \text{ mm.}$$

Rovnice rovnováhy pro těleso 2 vychází z obr. 5.4:

$$\sum F_{ix} = 0 \rightarrow R_{Bx} - R_{Ax} = 0 \rightarrow R_{Bx} = R_{Ax} = 996,9 \text{ [N]} \quad (5.10)$$

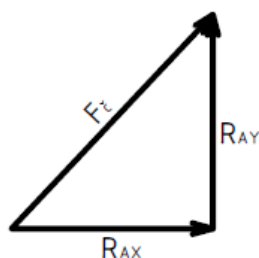
$$\sum F_{iy} = 0 \rightarrow R_{By} - R_{Ay} = 0 \rightarrow R_{By} = R_{Ay} = 1060,3 \text{ [N]} \quad (5.11)$$

5.3 Pevnostní výpočet spojovacího čepu kloubového spojení

Tělesa 1 a 2 jsou spojena k sobě čepem, čímž vytváří kloubovou vazbu. Spojovací čep je namáhán na ohyb a na smyk. Táhlo (těleso 1) je namáháno na otláčení, stejně tak i vidlice (těleso 2).

Síla působící na čep

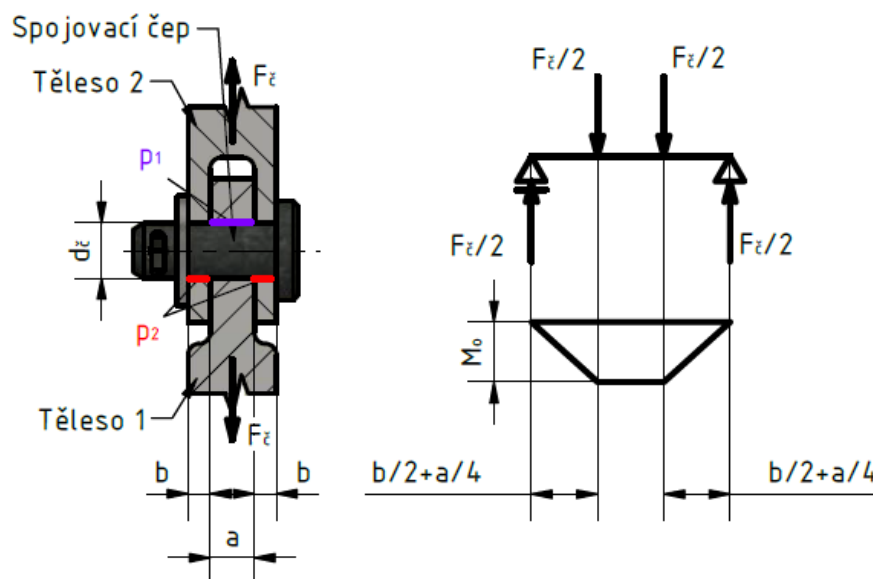
Velikost síly působící na čep odpovídá výslednici reakcí R_{Ax} a R_{Ay} [N] (viz vztah (5.7) a (5.8)).



Obr. 5.5 - Výslednice reakcí R_{Ax} a R_{Ay}

$$F_c = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{996,6^2 + 1060,3^2} = 1455,4 \text{ [N]} \quad (5.12)$$

Návrh průměru čepu z ohybu



Obr. 5.6 - Kloubové spojení pomocí spojovacího čepu (vlevo), výpočtový model a průběh ohybového momentu (vpravo) [2]

Materiál čepu, tělesa 1 a tělesa 2 volím ČSN 11 373. Dovolené namáhání pro tento materiál viz tab. 5.1.

Tab. 5.1 – Dovolena napětí v ohybu σ_{DO} , smyku τ_D , a měrné tlaky $p_{D1,2}$ [2]

Materiál	σ_{DO} [MPa]	τ_D [MPa]	p_{D1} [MPa]	p_{D2} [MPa]
11 373	70	50	20	100

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{\frac{F_{\check{c}}}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{a}{4}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d'_{\check{c}}{}^3} \leq \sigma_{DO} \rightarrow d'_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot F_{\check{c}} \cdot (2b + a)}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} \quad (5.13)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1455,4 \cdot (2 \cdot 4 + 8)}{\pi \cdot 70}} = 7,5 \text{ [mm]}$$

Průměr čepu volím $d_{\check{c}} = 10 \text{ mm}$.

Kontrola čepu na smyk

Pevnostní podmínka: $\tau_{MAX} \leq \tau_D$ (hodnota τ_D viz tab. 5.1).

$$\tau_{MAX} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_{\check{c}}}{\pi \cdot \frac{d_{\check{c}}^2}{4}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{1455,4}{\pi \cdot \frac{10^2}{4}} = 24,7 \text{ [MPa]} \quad (5.14)$$

24,7 MPa < 50,0 MPa → Pevnostní podmínka splněna

Kontrola měrných tlaků v táhle a vidlici

Z obr. 5.6 plyne, že tlak p_1 [MPa] (fialová plocha) působí v táhle, kde čep je uložen s vůlí, tlak p_2 [MPa] (červená plocha) působí ve vidlici, kde čep je uložen s přesahem. U natáčející součásti je dovolený tlak p_{D1} [MPa] výrazně menší z důvodu, aby nedocházelo k opotřebení materiálu [2].

Pevnostní podmínka: $p_1 \leq p_{D1}$ (hodnota p_{D1} viz tab. 5.1).

$$p_1 = \frac{F_{\check{c}}}{a \cdot d_{\check{c}}} = \frac{1455,4}{8 \cdot 10} = 18,2 \text{ [MPa]} \quad (5.15)$$

18,2 MPa < 20 MPa → Pevnostní podmínka splněna.

Pevnostní podmínka: $p_2 \leq p_{D2}$ (hodnota p_{D2} viz tab. 5.1)

$$p_2 = \frac{\frac{F_{\check{c}}}{2}}{b \cdot d_{\check{c}}} = \frac{\frac{1455,4}{2}}{4 \cdot 10} = 18,2 \text{ [MPa]} \quad (5.16)$$

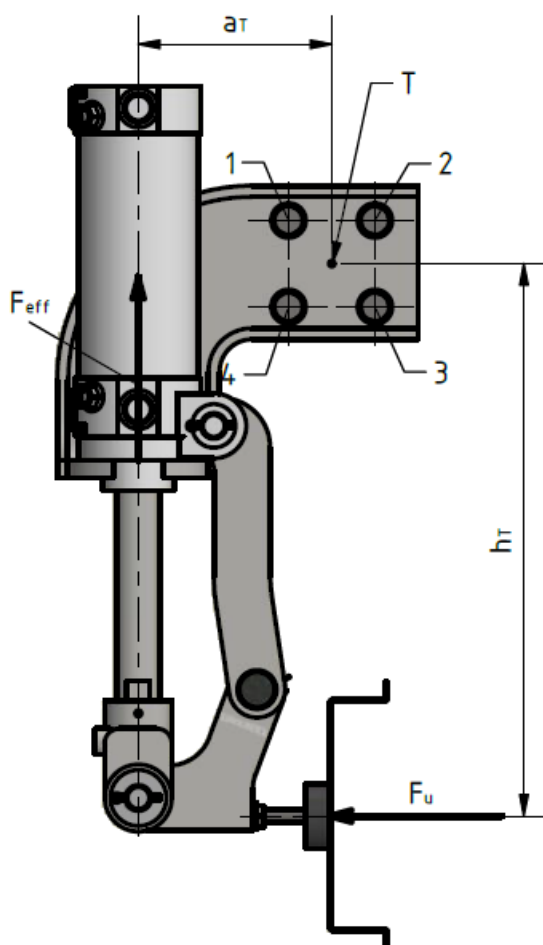
18,2 MPa < 100 MPa → Pevnostní podmínka splněna.

5.4 Výpočet šroubů konzoly

Konzola je k lisovací stanici připevněna čtyřmi šrouby. Úkolem je vypočítat potřebné osově síly, které šrouby musí být schopné přenést. Z osově síly pak lze vypočítat potřebnou velikost šroubů. Úlohu je nutné řešit ve třech pohledech.

Pohled 1

Hmotnost celku (konzoly, pneumatického válce, tělesa 1 a 2) je dle aplikace Autodesk Inventor 5,5 kg, což odpovídá tíhové síle o velikosti 54 N. Ve srovnání se silami, které zde působí je tíhová síla podstatně menší, tudíž tíhová síla je ve výpočtu zanedbána.



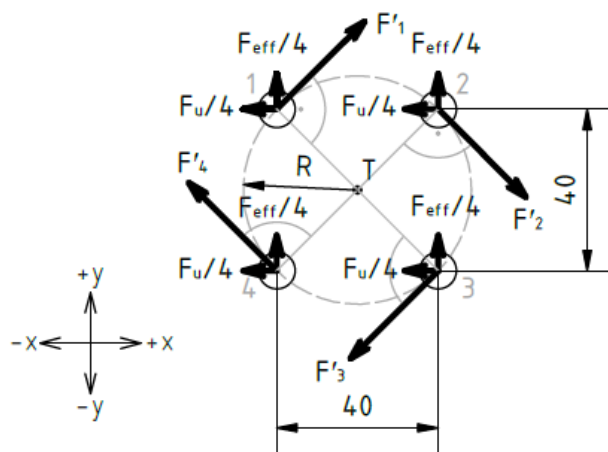
Obr. 5.7 – Pohled 1 – zatížení

Rozměry h_T [mm], a_T [mm] na obr. 5.7 určují polohu těžiště 4 nosných šroubů. Hodnoty rozměrů jsou:

$$h_T = 255,5 \text{ mm},$$

$$a_T = 89,5 \text{ mm}.$$

Velikosti sil F_{eff} a F_u [N] jsou již známé ze vztahů (5.3) a (5.9).



Obr. 5.8 – Zatížení pod šrouby

Síly F_{eff} [N] a F_u [N] vytváří moment M_F [N·mm], který je rozdělen na jednotlivé šrouby v poměru jejich vzdálenosti od těžiště. Vzdálenost od těžiště, ke všem šroubům, R [mm] je stejná, z toho vyplývá že $F'_1 = F'_2 = F'_3 = F'_4 = F'$.

Z obr. 5.8 lze odvodit rozměr R [mm]:

$$R = \frac{\sqrt{40^2 + 40^2}}{2} = 28,3 \text{ [mm]} \quad (5.17)$$

$$M_F = F_{eff} \cdot a_T + F_u \cdot h_T = 4 \cdot F' \cdot R \rightarrow F' = \frac{F_{eff} \cdot a_T + F_u \cdot h_T}{4 \cdot R} \quad (5.18)$$

$$= \frac{1060,3 \cdot 89,5 + 996,9 \cdot 255,5}{4 \cdot 28,3} = 3088,4 \text{ [N]}$$

Síla F' [N] je rozložena do složek v ose x a ose y :

$$F'_x = F' \cdot \cos(45^\circ) = 3088,4 \cdot \cos 45^\circ = 2183,8 \text{ [N]} \quad (5.19)$$

$$F'_y = F' \cdot \sin(45^\circ) = 3088,4 \cdot \sin 45^\circ = 2183,8 \text{ [N]} \quad (5.20)$$

Tab. 5.2 – Směry sil

Síla	Kladný (+) / záporný (-) směr
$F'_x = F'_{1x}$	+
$F'_y = F'_{1y}$	+
$F'_x = F'_{2x}$	+
$F'_y = F'_{2y}$	-
$F'_x = F'_{3x}$	-
$F'_y = F'_{3y}$	-
$F'_x = F'_{4x}$	-
$F'_y = F'_{4y}$	+

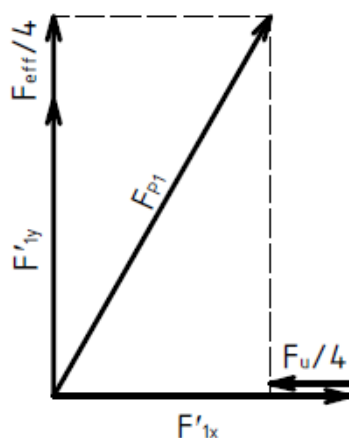
V tab. 5.2 jsou uvedeny směry jednotlivých sil, vyplývající z obr. 5.8.

Velikosti výsledných sil pod jednotlivými šrouby F_{Pi} [N] jsou:

Šroub 1:

$$F_{P1} = \sqrt{\left(-\frac{F_U}{4} + F'_{1x}\right)^2 + \left(\frac{F_{eff}}{4} + F'_{1y}\right)^2} \quad (5.21)$$

$$= \sqrt{\left(-\frac{996,9}{4} + 2183,8\right)^2 + \left(\frac{1060,3}{4} + 2183,8\right)^2} = 3120,8 \text{ [N]}$$

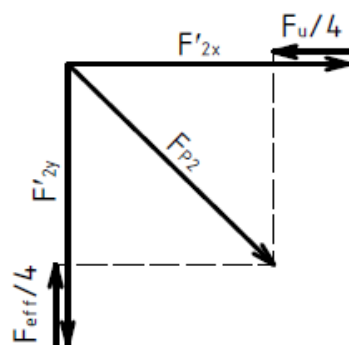


Obr. 5.9 – Síly pod šroubem 1

Šroub 2:

$$F_{P2} = \sqrt{\left(-\frac{F_U}{4} + F'_{2x}\right)^2 + \left(\frac{F_{eff}}{4} - F'_{2y}\right)^2} \quad (5.22)$$

$$= \sqrt{\left(-\frac{996,9}{4} + 2183,8\right)^2 + \left(\frac{1060,3}{4} - 2183,8\right)^2} = 2724,7 \text{ [N]}$$

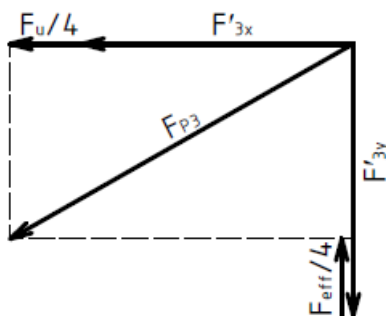


Obr. 5.10 – Síly pod šroubem 2

Šroub 3:

$$F_{P3} = \sqrt{\left(-\frac{F_U}{4} - F'_{3x}\right)^2 + \left(\frac{F_{eff}}{4} - F'_{3y}\right)^2} \quad (5.23)$$

$$= \sqrt{\left(-\frac{996,9}{4} - 2183,8\right)^2 + \left(\frac{1060,3}{4} - 2183,8\right)^2} = 3098,6 \text{ [N]}$$

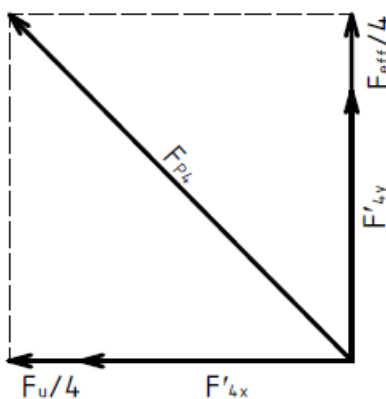


Obr. 5.11 – Síly pod šroubem 3

Šroub 4:

$$F_{P4} = \sqrt{\left(-\frac{F_U}{4} - F'_{4x}\right)^2 + \left(\frac{F_{eff}}{4} + F'_{4y}\right)^2} \quad (5.24)$$

$$= \sqrt{\left(-\frac{996,9}{4} - 2183,8\right)^2 + \left(\frac{1060,3}{4} + 2183,8\right)^2} = 3452,0 \text{ [N]}$$



Obr. 5.12 – Síly pod šroubem 4

Z podmínky pro bezpečný přenos třecí síly je určena tahová síla F_{Ni} [N] pro jednotlivé šrouby:

Bezpečnost proti prokluzu spojovaných částí volím $k_T = 1,3$ [-].

Součinitel smykového tření (hliník-ocel) $f = 0,61$ [-] [9].

Šroub 1:

$$F_{P1} < F_{T1}$$

$$k_T \cdot F_{P1} = F_{N1} \cdot f \rightarrow F_{N1} = \frac{k_T \cdot F_{P1}}{f} = \frac{1,3 \cdot 3120,8}{0,61} = 6650,9 \text{ [N]} \quad (5.25)$$

Šroub 2:

$$F_{P2} < F_{T2}$$

$$k_T \cdot F_{P2} = F_{N2} \cdot f \rightarrow F_{N2} = \frac{k_T \cdot F_{P2}}{f} = \frac{1,3 \cdot 2724,7}{0,61} = 5806,7 \text{ [N]} \quad (5.26)$$

Šroub 3:

$$F_{P3} < F_{T3}$$

$$k_T \cdot F_{P3} = F_{N3} \cdot f \rightarrow F_{N3} = \frac{k_T \cdot F_{P3}}{f} = \frac{1,3 \cdot 3098,6}{0,61} = 6603,6 \text{ [N]} \quad (5.27)$$

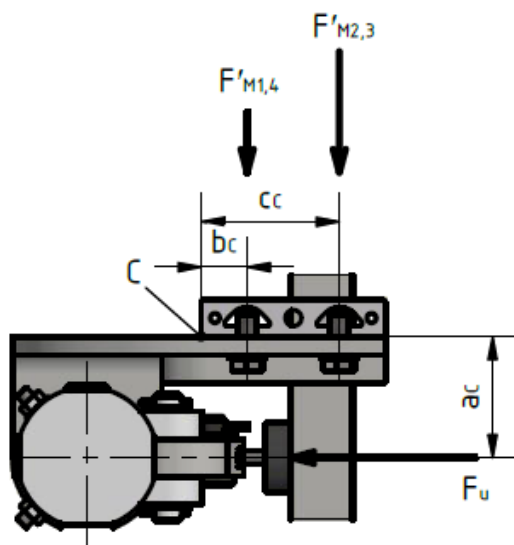
Šroub 4:

$$F_{P4} < F_{T4}$$

$$k_T \cdot F_{P4} = F_{N4} \cdot f \rightarrow F_{N4} = \frac{k_T \cdot F_{P4}}{f} = \frac{1,3 \cdot 3452,0}{0,61} = 7356,7 \text{ [N]} \quad (5.28)$$

Pohled 2

Šrouby musí přenést přídatné tahové síly F'_{M1} , F'_{M2} , F'_{M3} , F'_{M4} [N] od naklopení. Tzv. klopný bod je bod C. Platí že: $F'_{M1} = F'_{M4} = F'_{M1,4}$ a $F'_{M2} = F'_{M3} = F'_{M2,3}$.



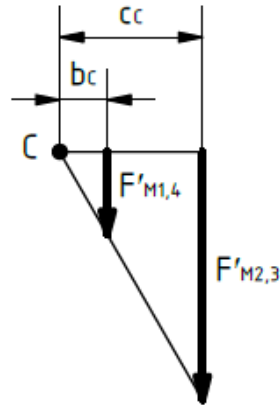
Obr. 5.13 – Pohled 2 – zatížení

Rozměry a_c , b_c , c_c [mm] dle obr. 5.13 jsou:

$$a_c = 52,5 \text{ mm},$$

$$b_c = 20 \text{ mm},$$

$$c_c = 60 \text{ mm}.$$



Obr. 5.14 – Pohled 2 - poměr velikosti přídatných tahových sil

Na základě podobnosti trojúhelníků podle věty SSS, lze vyjádřit:

$$\frac{b_c}{c_c} = \frac{F'_{M1,4}}{F'_{M2,3}} \rightarrow F'_{M1,4} = \frac{b_c}{c_c} \cdot F'_{M2,3} \text{ [N]} \quad (5.29)$$

Momentová rovnováha:

$$F_u \cdot a_c = F'_{M1} \cdot b_c + F'_{M4} \cdot b_c + F'_{M2} \cdot c_c + F'_{M3} \cdot c_c \text{ [N} \cdot \text{mm]} \rightarrow \quad (5.30)$$

$$F_u \cdot a_c = 2 \cdot F'_{M1,4} \cdot b_c + 2 \cdot F'_{M2,3} \cdot c_c \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Šroub 2, 3

Po dosazení vztahu (5.29) do (5.30):

$$F_u \cdot a_c = 2 \cdot F'_{M2,3} \cdot \frac{b_c^2}{c_c} + 2 \cdot F'_{M2,3} \cdot c_c \rightarrow F'_{M2,3} = \frac{F_u \cdot a_c}{2 \cdot \left(\frac{b_c^2}{c_c} + c_c \right)} \quad (5.31)$$

$$= \frac{996,9 \cdot 52,5}{2 \cdot \left(\frac{20^2}{60} + 60 \right)} = 392,5 \text{ [N]}$$

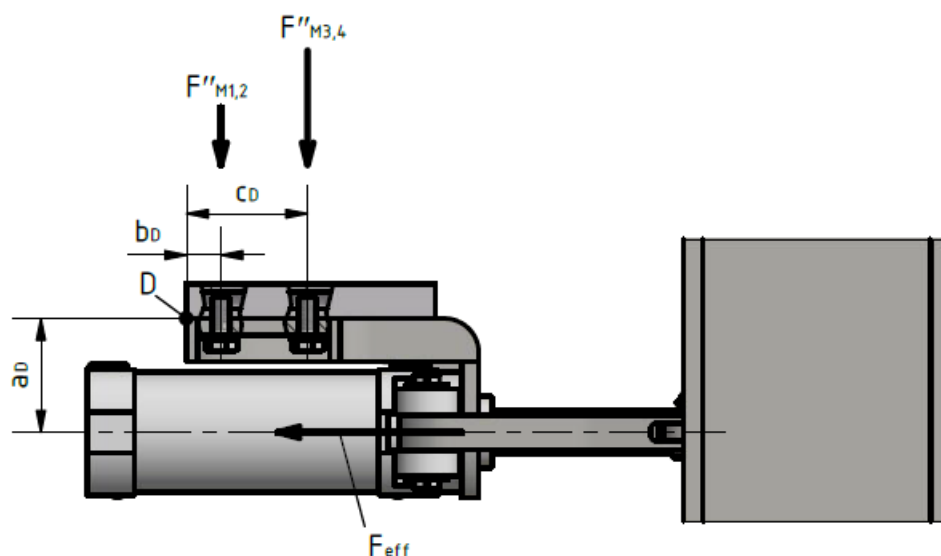
Šroub 1, 4

Po dosazení výsledku ze vztahu (5.31) do (5.29):

$$F'_{M1,4} = \frac{b_c}{c_c} \cdot F'_{M2,3} = \frac{60}{20} \cdot 392,5 = 130,8 \text{ [N]} \quad (5.32)$$

Pohled 3

Šrouby musí přenést přídavné tahové síly $F''_{M1}, F''_{M2}, F''_{M3}, F''_{M4}$ [N] od naklopení. Tzv. klopný bod je bod D. Platí že: $F''_{M1} = F''_{M2} = F'_{M1,2}$ a $F''_{M3} = F''_{M4} = F''_{M3,4}$.



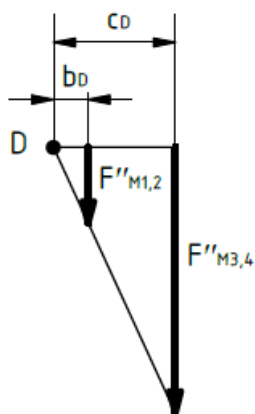
Obr. 5.15 – Pohled 3 – zatížení

Rozměry a_D, b_D, c_D [mm] dle obr. 5.15 jsou:

$$a_D = 52,5 \text{ mm},$$

$$b_D = 16 \text{ mm},$$

$$c_D = 56 \text{ mm}.$$



Obr. 5.16 – Pohled 3 - poměr velikosti přídavných tahových sil

Na základě podobnosti trojúhelníků podle věty SSS, lze vyjádřit:

$$\frac{b_D}{c_D} = \frac{F''_{M1,2}}{F''_{M3,4}} \rightarrow F''_{M1,2} = \frac{b_D}{c_D} \cdot F''_{M3,4} \text{ [N]} \quad (5.33)$$

Momentová rovnováha:

$$F_{eff} \cdot a_D = F''_{M1} \cdot b_D + F''_{M2} \cdot b_D + F''_{M3} \cdot c_D + F''_{M4} \cdot c_D \text{ [N} \cdot \text{mm]} \rightarrow \quad (5.34)$$

$$F_{eff} \cdot a_D = 2 \cdot F''_{M1,2} \cdot b_D + 2 \cdot F''_{M3,4} \cdot c_D \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Šroub 3, 4

Po dosazení vztahu (5.33) do (5.34):

$$F_{eff} \cdot a_D = 2 \cdot F''_{M3,4} \cdot \frac{b_D^2}{c_D} + 2 \cdot F''_{M3,4} \cdot c_D \rightarrow F''_{M3,4} = \frac{F_{eff} \cdot a_D}{2 \cdot \left(\frac{b_D^2}{c_D} + c_D \right)} \quad (5.35)$$
$$= \frac{1060,3 \cdot 52,5}{2 \cdot \left(\frac{16^2}{56} + 56 \right)} = 459,5 \text{ [N]}$$

Šroub 1, 2

Po dosazení výsledku ze vztahu (5.35) do (5.33):

$$F''_{M1,2} = \frac{b_D}{c_D} \cdot F''_{M3,4} = \frac{16}{56} \cdot 459,5 = 131,3 \text{ [N]} \quad (5.36)$$

Výsledné osové síly ve šroubech

Sečtením všech tahových sil, které působí na jednotlivých šroubech jsou získány výsledné osové síly F_{Oi} [N] potřebné k vyvolání výsledných třecích sil.

Šroub 1

$$F_{O1} = F_{N1} + F'_{M1} + F''_{M1} = 6650,9 + 130,8 + 131,3 = 6913,0 \text{ [N]} \quad (5.37)$$

Šroub 2

$$F_{O2} = F_{N2} + F'_{M2} + F''_{M2} = 5806,7 + 392,5 + 131,3 = 6330,5 \text{ [N]} \quad (5.38)$$

Šroub 3

$$F_{O3} = F_{N3} + F'_{M3} + F''_{M3} = 6603,6 + 392,5 + 459,5 = 7455,6 \text{ [N]} \quad (5.39)$$

Šroub 4

$$F_{O4} = F_{N4} + F'_{M4} + F''_{M4} = 7356,7 + 130,8 + 459,5 = 7947,0 \text{ [N]} \quad (5.40)$$

Z technologických důvodů aj. je velikost šroubů navržena z největší osové síly F_{OMAX} [N].

$$F_{OMAX} = F_{O4} = 7947,0 \text{ [N]} \quad (5.41)$$

Návrh šroubu dle Guestovy pevnostní hypotézy

Koeficient přidavného krutu volím $\beta_k = 1,3$.

Třídu pevnosti šroubu volím podle ISO 898-1: **8.8** → mez kluzu $R_e = 640$ MPa.

Bezpečnost k mezi kluzu volím $k_s = 1,5$.

$$\sigma_{Dt} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{640}{1,5} = 426,7 \text{ [MPa]} \quad (5.42)$$

$$\sigma_{red} = \sigma_t \cdot \beta_k \leq \sigma_{Dt}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{red} = \frac{F_{OMAX}}{\frac{\pi \cdot d_3'^2}{4}} \cdot \beta_k \leq \sigma_{Dt} \rightarrow d_3' &\geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{OMAX} \cdot \beta_k}{\pi \cdot \sigma_{Dt}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7947 \cdot 1,3}{\pi \cdot 426,7}} \\ &= 5,552 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (5.43)$$

Z normy ČSN ISO 724 [3] je nejbližší velikost závitu M8, jehož rozměry jsou:

$$d_3 = 6,466 \text{ mm,}$$

$$d_2 = 7,188 \text{ mm,}$$

$$P_h = 1,25 \text{ mm.}$$

Úhel stoupání závitu:

$$\psi = \arctg\left(\frac{P_h}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{1,25}{\pi \cdot 7,188}\right) = 3,168 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (5.44)$$

Úhel tření v závitu:

Šroub i matici volím s povrchovou úpravou zinkování → součinitel smykového tření na závitu volím z tab. 5.3 $f_z = 0,17$.

Tab. 5.3 – Součinitel smykového tření na závitu f_z [-] [2]

Povrch matice	Povrch šroubu	Součinitel smykového tření na závitu f_z [-]	
		Nemazané	Mazané olejem
neupravený	neupravený	0,19 ÷ 0,36	0,16 ÷ 0,24
	fosfátovaný	0,28 ÷ 0,40	0,17 ÷ 0,30
	černěný	0,27 ÷ 0,36	0,25 ÷ 0,28
	zinkovaný	0,13 ÷ 0,22	0,13 ÷ 0,18
	kadmiovaný	0,10 ÷ 0,18	0,10 ÷ 0,17
zinkovaný	zinkovaný	0,21 ÷ 0,43	0,11 ÷ 0,17
kadmiovaný	kadmiovaný	0,15 ÷ 0,38	0,10 ÷ 0,17

Pro metrický závit je úhel $\alpha = 60^\circ$.

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \left(\frac{f_z}{\cos \left(\frac{\alpha}{2} \right)} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{0,17}{\cos \left(\frac{60}{2} \right)} \right) = 11,106 [^\circ] \quad (5.45)$$

$\varphi' > \psi \rightarrow$ šroub je samosvorný.

$$\sigma_t = \frac{F_{OMAX}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{7947}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} = 242,0 \text{ [MPa]} \quad (5.46)$$

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{M_{TZ}}{W_K} = \frac{F_{OMAX} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \\ &= \frac{7947 \cdot \operatorname{tg}(3,168 + 11,106) \cdot \frac{7,188}{2}}{\frac{\pi \cdot 6,466^3}{16}} = 136,9 \text{ [MPa]} \end{aligned} \quad (5.47)$$

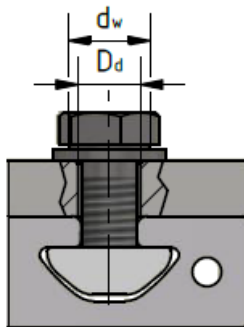
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{242^2 + 4 \cdot 136,9^2} = 365,4 \text{ [MPa]} \quad (5.48)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{640}{365,4} = 1,75 [-] \quad (5.49)$$

$k_s > 1,5 \rightarrow$ šroub splňuje zvolenou bezpečnost.

Utahovací moment

Aby byl spoj spolehlivý a funkční, je nutné určit adekvátní utahovací moment M_U [N · m], který zajistí ve spoji potřebnou osovou (třecí) sílu.



Obr. 5.17 – Šroubový spoj

Rozměry d_w [mm] dle ČSN EN ISO 4017 a D_d [mm] dle ČSN EN 20273 [3] (viz obr. 5.17) pro šroub velikosti M8 jsou:

$$d_w = 11,6 \text{ mm,}$$

$$D_d = 9,0 \text{ mm.}$$

Součinitel smykového tření v kontaktu šroubu a podložky $f_M = 0,17$ [4].

Třecí moment v závitech:

$$\begin{aligned} M_{TZ} &= F_{OMAX} \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} = 7947 \cdot tg(3,168 + 11,106) \cdot \frac{7,188}{2} \\ &= 7266,4 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \end{aligned} \quad (5.50)$$

Třecí moment pod maticí:

$$\begin{aligned} M_{TM} &= F_{OMAX} \cdot f_M \cdot \frac{d_w + D_d}{4} = 7947 \cdot 0,17 \cdot \frac{11,6 + 9}{4} \\ &= 6957,6 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \end{aligned} \quad (5.51)$$

Utahovací moment:

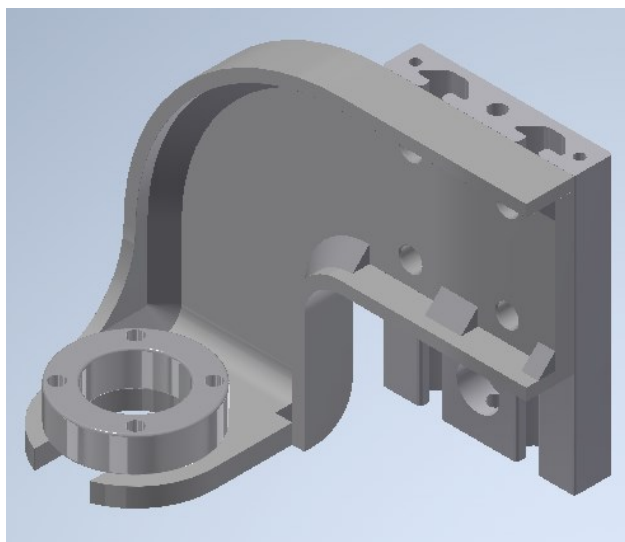
$$\begin{aligned} M_U &= M_{TZ} + M_{TM} = 7266,4 + 6957,6 = 14184 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \\ M_U &= 14,2 \text{ [N} \cdot \text{m]} \end{aligned} \quad (5.52)$$

5.5 Pevnostní analýza konzoly pomocí MKP

Jelikož se jedná o tvarově složitou součást, je využita k pevnostní analýze aplikace součástí sady Autodesk Inventor 2020: Pevnostní analýza. Zkoumáno je napětí von Mises (známé také jako pevnostní hypotéza HMH – hypotéza maximální hustoty deformační energie na změnu tvaru). Dále pak je sledováno posunutí součásti neboli její deformace v prostoru.

Model součásti

Model konzoly je upraven tak, aby bylo co nejvíce zamezeno vzniku tzv. singularit – místa, kde napětí roste nade všechny meze, tzn. výsledky nekonvergují k reálným hodnotám. U reálných součástí se singularity nevyskytují. Odstraněny jsou ostré hrany a ty jsou nahrazeny zaoblením. Dále pak pneumatický válec je nahrazen pouze přírubou, kterou je ve skutečnosti ukotven (viz obr. 5.18), tím je uvažován kontakt mezi válcem a konzolou a zároveň se do výpočtu nezahrnuje další prvek, který by čas výpočtu prudce zvyšoval. Součásti modelu jsou i svary, které také v jisté míře ovlivňují tuhost součásti a tím je dosaženo reálnějších výsledků.



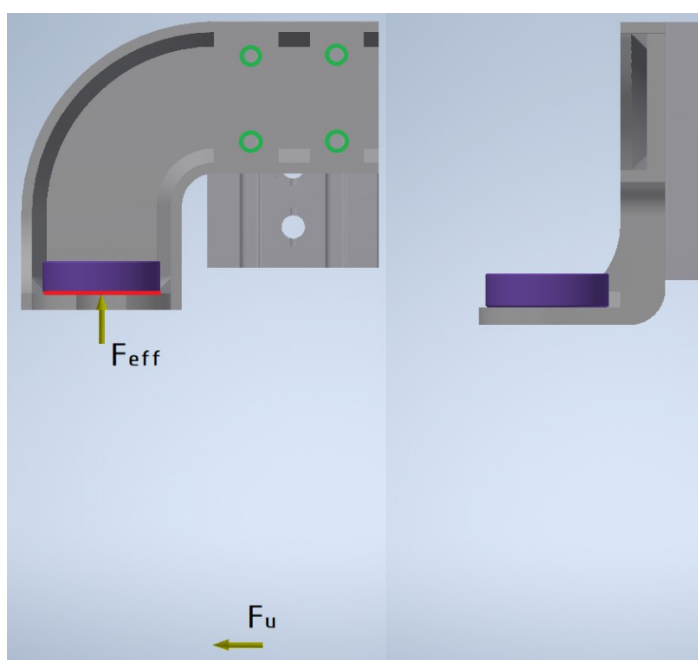
Obr. 5.18 – Model konzoly

Okrajové podmínky

Síla F_{eff} [N] působí na spodní (červenou) plochu v ose příruby (viz obr. 5.19).

Síla F_u [N] působí na boční (fialovou) plochu ve stejné rovině jako síla F_{eff} [N].

Pevné vazby v dírách pro šrouby (zelené) reprezentují šroubová spojení. Dále je pak pevná vazba na zadní (oranžové) ploše hliníkového profilu.

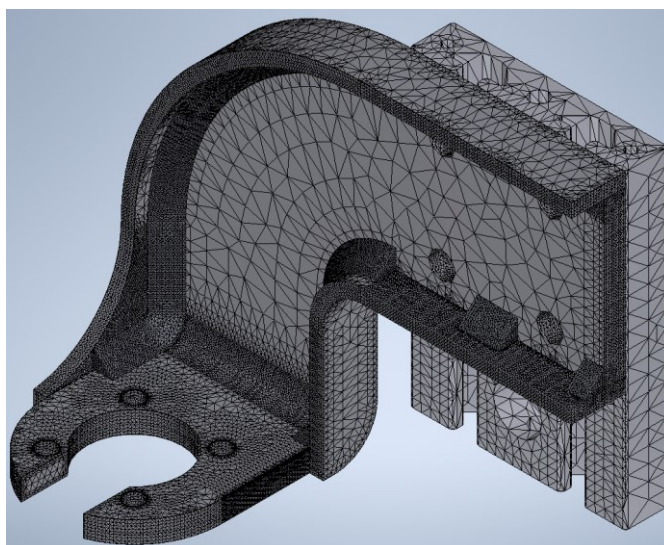


Obr. 5.19 – Okrajové podmínky

Nastavení sítě

Aby byl výpočet použitelný a dosahoval reálných výsledků, musí být správně nastavená síť. Proto je síť zjemněna v následujících prvcích: rádiusy, zkosení, díry, svary, tloušťky

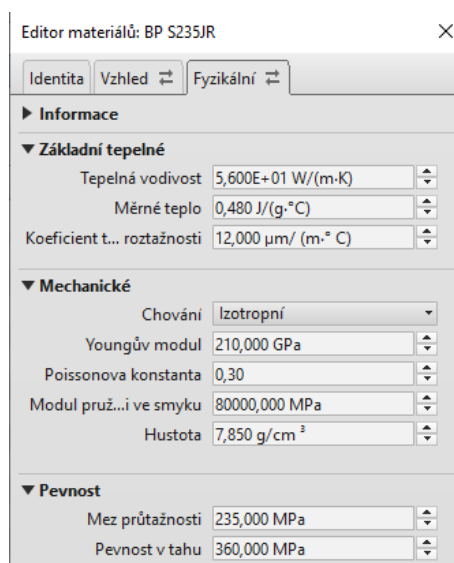
plechu (viz obr. 5.20). Zjemněné prvky mají velikost 1 mm, velikost ostatních prvků je vygenerována automaticky softwarem.



Obr. 5.20 – Síť modelu

Materiál

Pro plechy a svary byl zvolen materiál S235JR dle EN 10027. Fyzikální vlastnosti použitého materiálu jsou uvedeny na obr. 5.21.

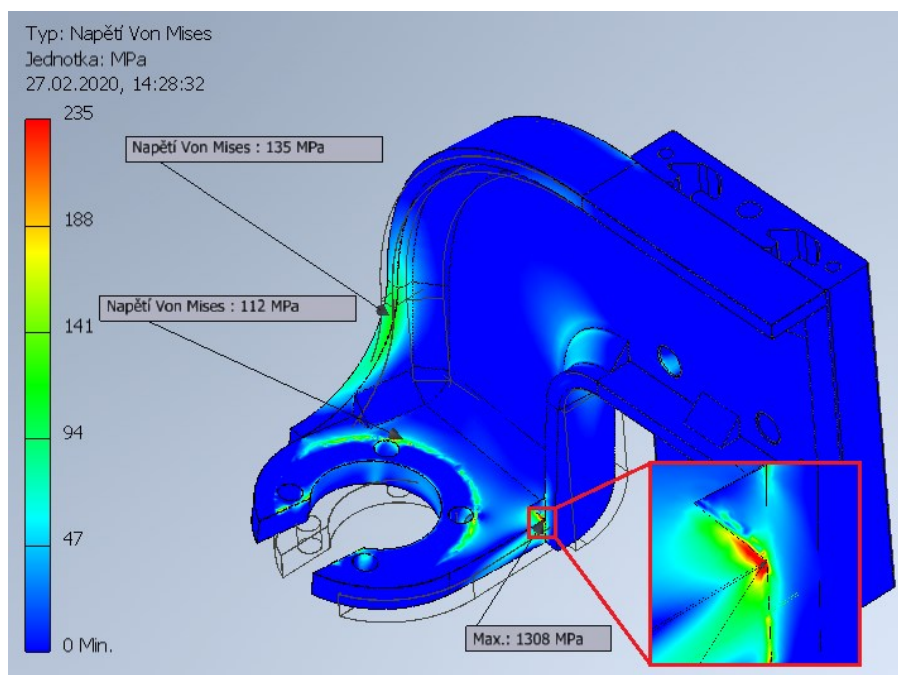


Obr. 5.21 – Fyzikální a mechanické vlastnosti oceli S235JR [10]

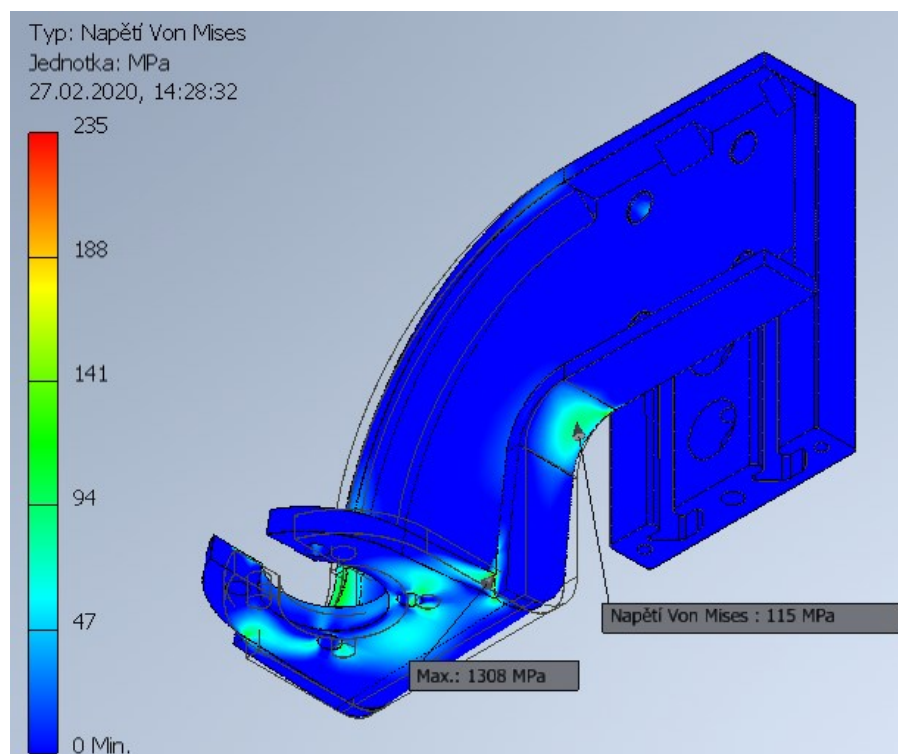
Výsledky

V nejvíce namáhaných místech dosahuje napětí von Mises hodnot okolo $112 \div 135$ MPa (podle obr. 5.22 a obr. 5.23). Ve výpočtu se také objevuje hodnota 1308 MPa, ale jedná se o již zmiňovanou singularitu, kterou lze z výpočtu vyloučit. Tudíž nejvyšší vypočítaná hodnota je 135 MPa. Mez kluzu pro materiál S235JR $R_e = 235$ MPa [10].

Z výsledků analýzy napětí lze konstatovat, že nejvyšší vypočítaná hodnota napětí se nachází pod mezí kluzu, tudíž konzolu je bezpečné použít.

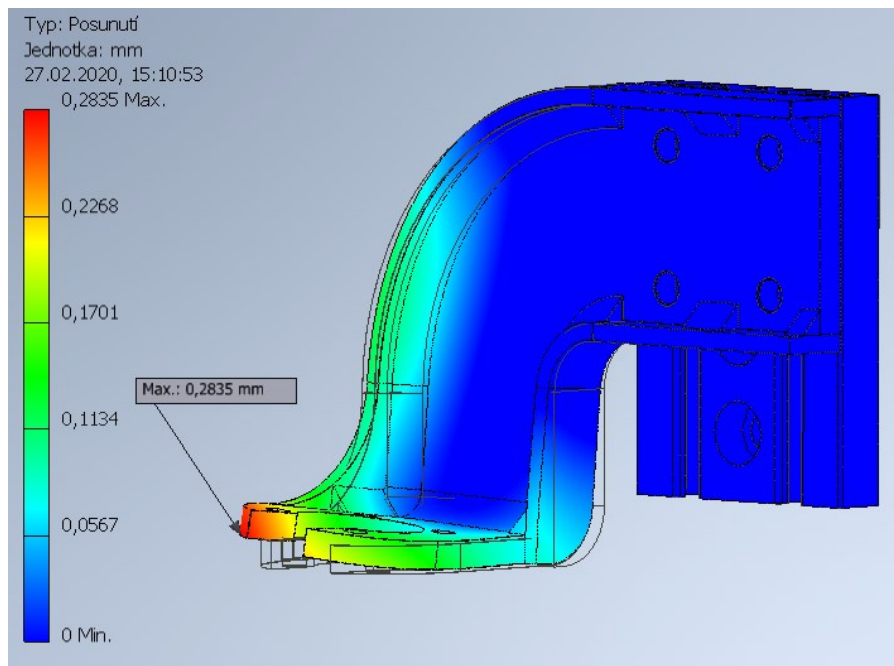


Obr. 5.22 – Napětí von Mises – pohled shora



Obr. 5.23 – Napětí von Mises – pohled zdola

Velikost maximálního posunutí činí v místě připojení válce 0,28 mm, což je vzhledem k aplikaci a charakteru součásti hodnota dostatečná.



Obr. 5.24 – Velikost deformace konzoly

5.6 Výpočet výškově stavitelného ovládacího pultu

Z ergonomických požadavků je nutné navrhnout rozmezí výšky stavitelnosti pracovní roviny. Dále pak zkontrolovat možný prokluz aretačního kloubu.

Pracovní výška

Předpokládaná výška pracovníka je v rozmezí 150 ÷ 200 cm.

$$V_{\text{PMIN}} = 150 \text{ cm}$$

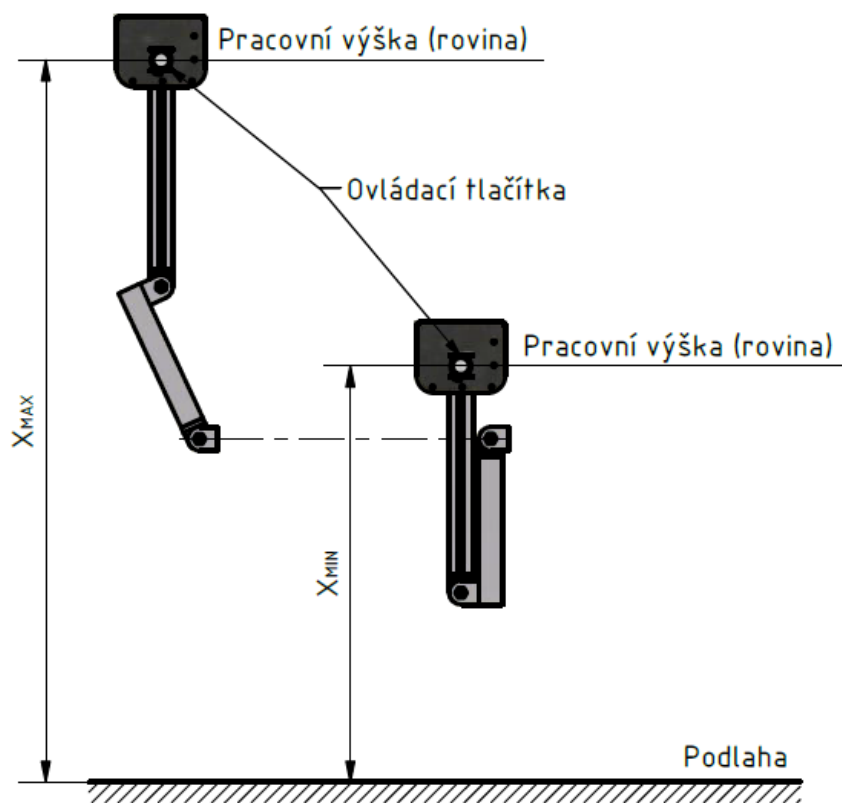
$$V_{\text{PMAX}} = 200 \text{ cm}$$

Vztah pro výpočet pracovní výšky z ergonomického hlediska [5]:

$$X'_{\text{MIN}} = 0,6 \cdot V_{\text{PMIN}} = 0,6 \cdot 150 = 90 \text{ [cm]} \quad (5.53)$$

$$X'_{\text{MAX}} = 0,6 \cdot V_{\text{PMAX}} = 0,6 \cdot 200 = 120 \text{ [cm]} \quad (5.54)$$

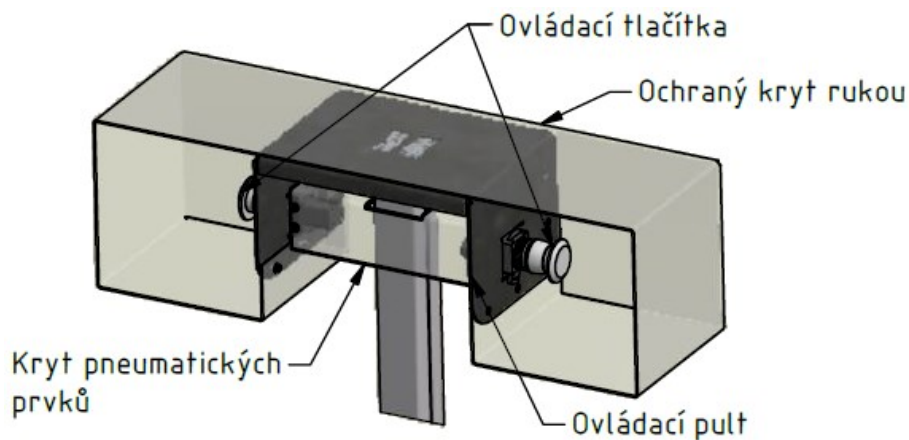
Pracovní výška ovládacího pultu se musí pohybovat v minimálním rozmezí 90 ÷ 120 cm. Ve skutečnosti navržený ovládací pult (obr. 5.25) lze výškově nastavovat v rozmezí $X_{\text{MIN}} = 70,2 \text{ cm}$, $X_{\text{MAX}} = 121,8 \text{ cm}$. Stanovené minimální rozmezí je splněno.



Obr. 5.25 – Pracovní výška

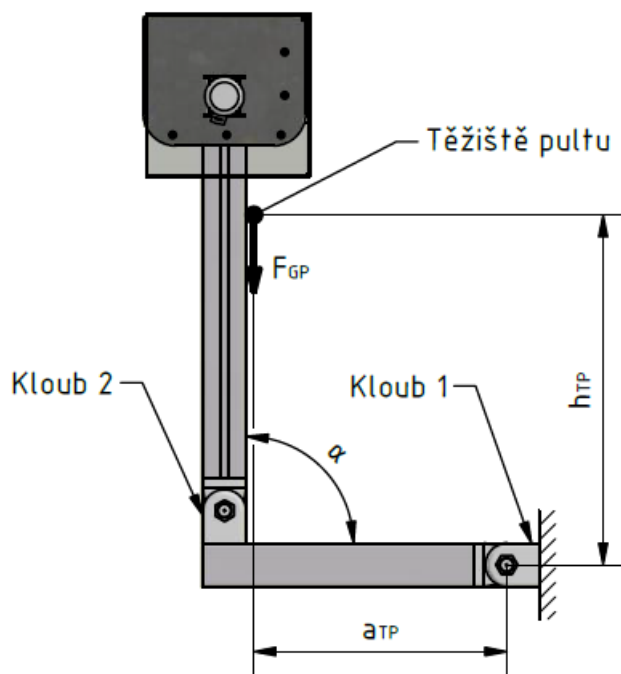
Kontrola aretačního kloubu proti prokluzu

Katalog společnosti Haberkorn [11] stanovuje pro daný kloub maximální přenášený moment $M_{MAX} = 20000 \text{ N} \cdot \text{mm}$. Je třeba zkontrolovat, zda použité klouby přenesou potřebnou zátěž, která je vyvíjena na ovládací pult. Aby bylo zamezeno nepředvídatelnému zatížení od rukou pracovníka, jsou ovládací tlačítka umístěna na bocích ovládacího pultu (obr. 5.26). Ve výpočtu lze tedy uvažovat pouze zatížení, vyvolané vlastní vahou ovládacího pultu.



Obr. 5.26 – Ovládací pult

Na první pohled z obr. 5.27 je zřejmé, že ve všech možných polohách ovládacího pultu, bude pokaždé více namáhaný kloub 1. Největší možné namáhání kloubu 1 vznikne, když $\alpha = 90^\circ$, protože v této poloze je vzdálenost těžiště od osy kloubu 1 a_{TP} [mm] největší. Z tohoto důvodu je kloub kontrolován v této poloze.



Obr. 5.27 – Těžiště ovládacího pultu

Rozměry h_{TP} , a_{TP} [mm] udávají polohu těžiště pultu a jejich hodnoty dle obr. 5.27 jsou:

$$h_{TP} = 323,0 \text{ mm},$$

$$a_{TP} = 233,0 \text{ mm}.$$

Hmotnost celku byla zjištěna pomocí aplikace Autodesk Inventor, kde $m_P = 3,6 \text{ kg}$. Bezpečnost proti prokluzu kloubu volím $k_P = 1,5$.

Gravitační síla vyvíjená tíhou pultu:

$$F_{GP} = m_P \cdot g = 3,6 \cdot 9,81 = 35,3 \text{ [N]} \quad (5.55)$$

Přenášený moment kloubem 1:

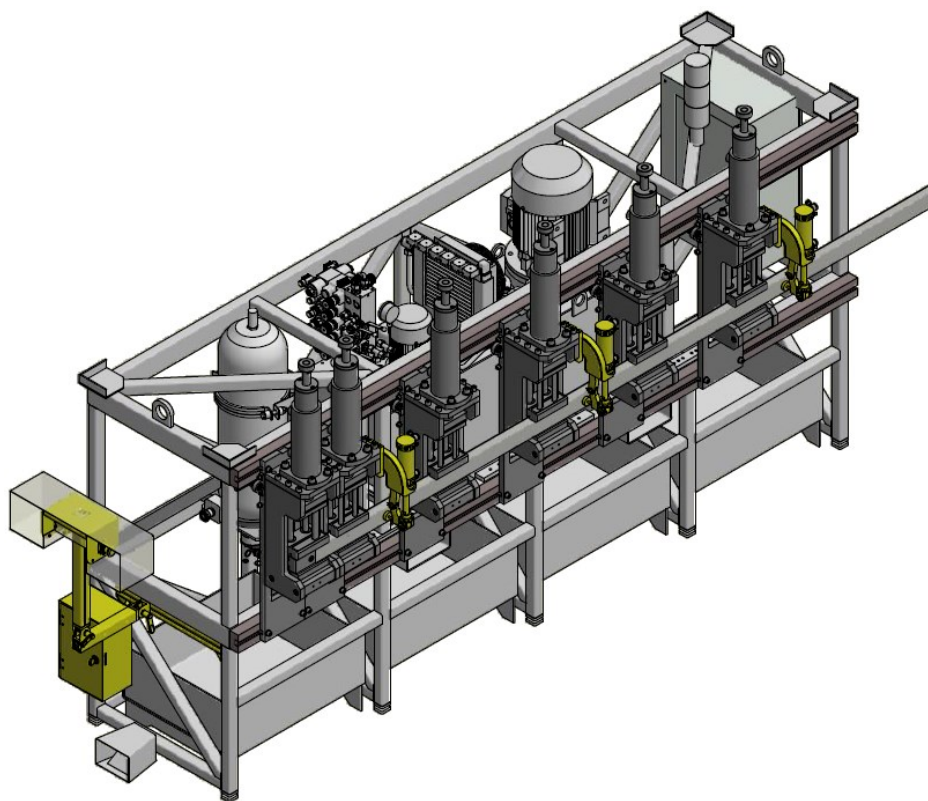
$$M_{KL1} = F_{GP} \cdot a_{TP} \cdot k_P = 35,3 \cdot 233 \cdot 1,5 = 12337,4 \text{ [N. mm]} \quad (5.56)$$

$M_{MAX} < M_{KL1} \rightarrow$ kloub přenesse danou zátěž.

6 Závěr

Všechny vytyčené cíle této práce byly splněny. Už od počátku se jako nejlepší možný způsob upínání jevílo upínání prostřednictvím tlakového média, konkrétně pneumatické upínání. Mezi klíčové vlastnosti a důvody, proč byl zvolen právě tento typ upínání, patří především jednoduché ovládání, jeho relativně vysoká rychlost, velké rozmezí upínací síly a také fakt, že zdroj stlačeného vzduchu je k dispozici na daném pracovišti. Proto byl zvolen pneumatický válec, který splňuje dané požadavky, především na zadanou upínací sílu. Bezpečnost upínání zajišťuje tzv. blok dvouručního ovládání. Celkově jsou umístěny tři upínací body rovnoměrně po délce profilu, aby byla zajištěna dostatečná stabilita. Samotný pneumatický válec je uchycen pomocí čtyř šroubu M6 ke konzole, kterou tvoří ohnutý plech s navařenými výztuhami. Tloušťka ocelového plechu konzoly byla zpočátku navržena na 5 mm, což ovšem nevyhovovalo v pevnostní analýze MKP, proto tloušťka plechu byla upravena na 8 mm. Konzola je připevněna šrouby k hliníkovému profilu, který je připevněn na lisovací nástroj. Prvotní návrh byl takový, že konzolu budou držet dva šrouby o velikosti M8. Pevnostní kontrola šroubů však nevyšla, proto byl celkový počet šroubů držící konzolu navýšen na čtyři. U výškově stavitelného ovládacího pultu hrozilo, že aretační klouby by v určitém případě nemusely přenést sílu vyvozenou rukami operátora, proto byly ovládací tlačítka umístěny po bocích ovládacího pultu, aby této skutečnosti bylo zamezeno.

V příloze se nachází pneumatické schéma zapojení pneumatického obvodu upínání a příslušná výkresová dokumentace.



Obr. 6.1 – Inovovaná lisovací stanice DTL 15 1/3

7 Seznam použité literatury

Tištěné zdroje:

- [1] EBEL, F., IDLER, I., PREDE, G., SCHOLZ, D. *Pneumatika, Elektropneumatika: Základy*. Germany: Festo Didactic, 2010.
- [2] KALÁB K.: *Části a mechanismy strojů: Části spojovací* 1. vyd. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2007, 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [3] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [4] NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. 3. vydání. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2016. ISBN 978-80-248-3879-3.
- [5] KRÁL, M. *Ergonomie a její využití v technické praxi II: Normativy lidského těla. Biomechanika a bioenergetika*. Ostrava: Alexandr Vávra-Vava, 1998. ISBN 80-861-6804-2.
- [6] MONKA, P., PAULIKOVÁ, A. *Top trendy v obrábění*. IV./VI. část, Upínanie, prípravky a meradlá. Žilina: Media/ST, 2007. Stroje, materiály, technológie. ISBN 80-968954-2-7.
- [7] DUŠÁK, K. *Obráběcí přípravky*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2007. ISBN 978-80-7372-260-9.

Internetové zdroje:

- [8] *Festo* [online]. [cit. 2020-02-23]. Dostupné z: <https://www.festo.com/cat/cs_cz/products_DW>
- [9] *E-konstruktor* [online]. [cit. 2020-02-25]. Dostupné z: <<https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>>
- [10] *B2B Metal* [online]. [cit. 2020-02-27]. Dostupné z: <<http://www.b2bmetal.eu/en/pages/index/index/id/141/>>
- [11] *Haberkorn* [online]. [cit. 2020-03-01]. Dostupné z: <https://www.haberkorn.cz/data/uploads/Download/Katalog/ss-item-mb_9/ss-item-mb_9_cz.pdf>
- [12] *JAP Future* [online]. [cit. 2020-03-09]. Dostupné z: <<https://www.jap-pouzdro.cz/pouzdro-profi-kit-standard-sdk/skladaci-stavebni-pouzdro-jap-706-standard-profikit-sdk-900-mm-4/#>>
- [13] *AMP HYDRAULIKA* [online]. [cit. 2020-03-12]. Dostupné z: <<https://www.amp-hydraulika.cz/index.php/katalog/hydraulicke-valce/primocary-hydromotor-ph-1-amp>>
- [14] VOLNÝ, Pavel. Vývojové trendy magnetických upínačů pro upínání feromagnetických předmětů. *ČEZ* [online]. České vysoké učení technické v Praze [cit. 2020-03-12]. Dostupné z: <<https://www.cez.cz/edee/content/file/vzdelavani/14-volny.pdf>>

- [15] *NAKOL* [online]. [cit. 2020-03-12]. Dostupné z: <<https://www.nakol.cz/upinka-kloubova-atl4432220k-horizontalni-217-kg-cromwell>>
- [16] *FABORY* [online]. [cit. 2020-03-16]. Dostupné z: <<https://www.fabory.com/cs>>
- [17] *TERCO PLAST* [online]. [cit. 2020-03-17]. Dostupné z: <<https://www.lexan.cz/polykarbonatova-deska-lexan-plna-1-5-mm-cira-bez-uv/>>

Seznam příloh

Výkres	Název výkresu	Označení	Formát
Sestava	Lisovací stanice	BP_JUR0362_00_00	A1
Podsestava	Nástavba lisovací stanice	BP_JUR0362_01_00	A2
Podsestava	Upínací mechanismus	BP_JUR0362_02_00	A2
Podsestava	Pult	BP_JUR0362_03_00	A3
Výkres svařence	Konzola	BP_JUR0362_02_03	A3
Pneumatické schéma	Zapojení pneu. obvodu up.	BP_JUR0362_PS01	A3

Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Lukáši Jančarovi za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval Ing. Jiřímu Pokusovi z JAP Future s.r.o. za odborné rady a také své rodině za trpělivost a podporu při studiu.