



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Polohovatelný pracovní stůl s točnou

Adjustable Work Table with Turntable

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2021

Michal Geyer

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ

Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Ing. Karel PETR, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Geyer Jméno: Michal Osobní číslo: 476115
Fakulta/ústav: Fakulta strojní
Zadávající katedra/ústav: Ústav konstruování a částí strojů
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Konstruování podporované počítačem

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Polohovatelný pracovní stůl s točnou

Název bakalářské práce anglicky:

Adjustable Work Table with Turntable

Pokyny pro vypracování:

Cílem bakalářské práce je návrh konstrukce polohovatelného pracovního stolu s točnou. Návrh stolu bude zrealizován pro ruční anebo elektrický pohon zvedání stolu. Student provede rešerši trhu polohovatelných stolů a dále rešerši typů pohonů zvedacích zařízení. Součástí stolu bude navržena otočná kruhová deska tzv. točna. Na základě rešerše provede zhodnocení a výběr vhodného konstrukčního řešení. Student dále v práci provede rozpor ergonomických norem, potřebné návrhové a kontrolní výpočty, výběr materiálů, vytvoří 3D CAD model a kompletní výkresovou dokumentaci. Součástí práce bude také odhad kalkulace nákladů na výrobu. Rozsah tištěné grafické části: sestavný výkres; alespoň dva výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

- [1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoj a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
- [2] Joseph E. Shigley: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] FREDERICK E. GIESECKE. Technical Drawing with Engineering Graphics. 2014. Pearson New International Edition. ISBN 13: 9781292026183.
- [4] Katalogy výrobců.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Karel Petr, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: 12.04.2021

Termín odevzdání bakalářské práce: 31.07.2021

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Karel Petr, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Polohovatelný pracovní stůl s točnou“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra, Ph.D, s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 18.7.2021

Michal Geyer

.....



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych tímto poděkoval především mé rodině za podporu při studiu a Ing. Karlu Petrovi, Ph.D. za přívětivost a poznámky pomocné k vypracování práce.

Anotační list

Jméno autora:	Michal Geyer
Název BP:	Polohovatelný pracovní stůl s točnou
Anglický název:	Adjustable Work Table with Turntable
Rok:	2021
Studijní program:	B2341 Strojírenství
Obor studia:	3901R051 Konstruování podporované počítačem
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Karel Petr, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Karel Petr, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran: 58 počet obrázků: 63 počet tabulek: 11 počet příloh: 6
Klíčová slova:	výškově stavitelný stůl, zdvihací stůl, pohybový mechanismus, typy pohonu, hydraulický obvod, lineární aktuátor, lineární vedení, modulární koncepce, točna
Keywords:	height adjustable table, lifting table, motion mechanism, drive types, hydraulic circuit, linear actuator, linear guideway, modular concepts, turntable
Anotace:	Bakalářské práce se zabývá návrhem konstrukce polohovatelného pracovního stolu s točnou. Dle rešerše jsou určeny hlavní parametry stolu. Dále je navržen koncepční návrh, dle kterého je sestavena konstrukce celého zdvižného stolu. Konstrukci doprovází návrhové a kontrolní výpočty funkčních prvků, výběr komponent a sestavení 3D modelu celého stolu. Dále je sestavena přibližná cenová kalkulace celé sestavy.
Abstract:	The bachelor's thesis deals with the design of a adjustable work table with a turntable. According to the theoretical part, the main parameters of the table are determined. Furthermore, a conceptual design is proposed, according to which the construction of the entire lifting table is assembled. The construction is accompanied by design and control calculations of functional elements, selection of components and assembly of a 3D model of the entire table. Furthermore, an approximate price calculation of the entire report is compiled.



Obsah

1.	Úvod a cíle	3
2.	Základní charakteristika	3
2.1	Parametry	3
2.1.1	Technické parametry.....	3
2.1.2	Zátěžové parametry	4
2.1.3	Instalace	4
2.1.4	Funkce pracovní oblasti	4
3.	Typy pohonů zvedacích zařízení	5
3.1	Hydraulický pohon	6
3.2	Pneumatický pohon.....	7
3.2.1	Porovnání pneumatického a hydraulického pohonu.....	8
3.3	Mechanický pohon	9
4.	Trh polohovatelných stolů	10
4.1	Hymo	10
4.2	Armani	11
4.3	Ergosource.....	12
4.4	SEDUS.....	13
4.5	ITEM.....	13
5.	Ergonomie	14
5.1	Doporučené rozměry pracovního stolu	14
5.1.1	V sedě.....	14
5.1.2	Ve stoje.....	15
6.	Zkoušky stolového nábytku.....	16
6.1	Výtažek z normy ČSN EN 1730	16
6.1.1	Zkouška vodorovným statickým zatížením	16
6.1.2	Svislé statické zatížení na hlavní desku	16
6.1.3	Doplňková zkouška svislým statickým zatížením pro hlavní desku delší než 1 600 mm.....	17
6.1.4	Vodorovná zkouška trvanlivosti	17
6.1.5	Svislá zkouška trvanlivosti	17
6.1.6	Tuhost konstrukce.....	18
6.1.7	Zkouška desek svislým rázem.....	18
6.1.8	Prohnutí desky stolu.....	18
6.1.9	Zkouška pádem.....	18
6.1.10	Stabilita do výšky 950 mm	18
6.1.11	Stabilita nad výšku 950 mm.....	18
7.	Výběr parametrů stolu	19
8.	Výběr typu pohonu výškově nastavitelného mechanismu	19
8.1	Shrnutí výhod a nevýhod	19
8.1.1	Hydraulika	19
8.1.2	Pneumatika	20
8.1.3	Mechanika	20
9.	Koncepční návrhy z hlediska pohonu zdvihu stolu.....	21
9.1	Otevřený okruh	21
9.2	Uzavřený okruh	22
10.	Zvolené řešení.....	23
11.	Výběr komponent	25
11.1	Lineární hydromotory ve zdvižných nohou.....	25
11.1.1	Výpočet průměru ze vzpěru.....	25
11.1.2	Výběr hydraulického válce	27
11.1.3	Kontrola plunžru na tlak.....	27



11.2	Přímočaré hydromotory v čerpadle.....	28
11.3	Pohybový šroub	28
11.3.1	Předběžný výpočet pro stanovení středního průměru d_2	28
11.3.2	kinematické poměry	29
11.3.3	Výběr lichoběžníkového šroubu	30
11.3.4	Výpočty úhlu šroubu	30
11.3.5	Návrh výšky matice.....	31
11.3.6	Kontrolní pevnostní výpočty pohybového šroubu	31
11.3.7	Energetické poměry	33
11.3.8	Silové poměry.....	33
11.4	Manuální točivý prvek	33
11.5	Zajištění stolu proti pohybu.....	34
11.6	Uložení pohybového šroubu.....	35
11.6.1	Kontrola ložisek	36
11.7	Nosné profily.....	37
11.8	Kontrolní výpočty použitých profilů.....	38
11.8.1	Zkouška svislým statickým zatížením	38
11.8.2	Zkouška vodorovným statickým zatížením	40
11.9	Kluzný doplňkový prvek	42
11.10	Floating Joint	42
11.11	Volba vedení média.....	43
11.12	Točna	44
12.	Výsledné parametry stolu	45
13.	Cenová kalkulace	46
14.	CAD model.....	48
15.	Závěr.....	50
16.	Seznam použitého značení.....	51
17.	Seznam použité literatury.....	54
18.	Seznam obrázků.....	57
19.	Seznam tabulek.....	58
20.	Seznam příloh	58

1. Úvod a cíle

Cílem této bakalářské práce je návrh konstrukce polohovatelného pracovního stolu s točnou. Polohovatelné stoly mají velkou výhodu, a to zejména v možnosti přizpůsobení ergonomie stolu vzhledem k výšce a preferenci uživatele. Dalším požadavkem je, aby byl stůl osazený otočnou kruhovou deskou tzv. točnou. Ta umožňuje otáčení předmětů položených na točně kolem jedné osy a práci na těchto předmětech v potřebných polohách. Návrh stolu bude zrealizován pro ruční pohon nebo elektrický pohon zvedání stolu. Ergonomie stolu je důležitý aspekt, na který je nutno brát zřetel, protože špatná ergonomie může mít za následek nadměrné zatížení člověka.

2. Základní charakteristika

Pracovní polohovatelný stůl dokáže zastávat několik základních použití mezi něž patří použití jako ergonomická pracovní stanice, spojení mezi různými pracovními úrovněmi, nakládka/vykládka zboží z nákladních vozidel, manipulace a umístění nákladu atd.

Tyto stoly se dají využít v mnoha odvětvích například papírenský průmysl, letectví, automobilový průmysl, obalový průmysl, železniční průmysl, textilní průmysl, potravinářský průmysl, chemický a farmaceutický průmysl, stavebnictví, ropný a plynárenský průmysl atd.

Pracovní polohovatelný stůl se skládá zpravidla z pracovní desky, konstrukce složené z profilů a 2 až 4 nohou, mechanického, pneumatického, hydraulického zdvihového systému nebo jejich kombinací s manuálním nebo elektrickým pohonem. Může být pojízdný, pevný nebo pojízdně-pevný například za použití výsuvných koleček. [1]

2.1 Parametry

U pracovních polohovatelných stolů je nutné znát určité parametry kvůli pracovní bezpečnosti a kvůli možnosti výkonu požadované pracovní činnosti. Rozměry uvedené v technických parametrech jsou zobrazeny viz Obrázek 1. [1]

2.1.1 Technické parametry

- Kapacita (kg)
- Rozměr plošiny (A x B)
- Zdvih (S)
- Minimální výška (H1)
- Maximální výška (H2)
- Typ ovládání (ruční ovládání, ovládací panel, dálkové ovládání, připojení PLC)
- Typ zvedání (ruční, hydraulické, pneumatické)
- Umístění zvedacího motoru
- Počet zdvihů (denně)
- Počet denních směn a odhadovaná životnost
- Přesnost zvedání
- Typologie (pevná nebo pohyblivá)

2.1.2 Zátěžové parametry

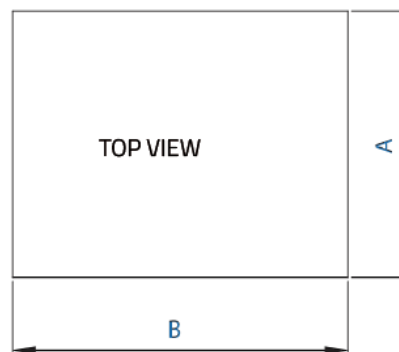
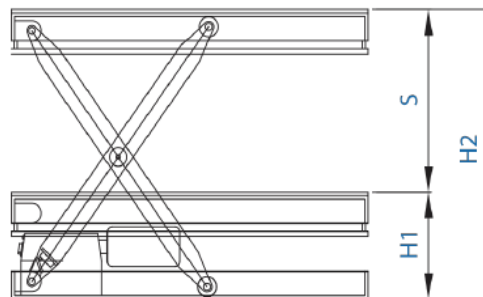
- Typologie zatížení
- Hmotnost
- Rozměr a vlastnosti
- Rozložení hmotnosti a těžiště

2.1.3 Instalace

- Krytý
- Venkovní
- Integrace zařízení

2.1.4 Funkce pracovní oblasti

- Popis pracovního prostoru
- Hlavní rizika
- Klimatické a vlhkoměrné podmínky
- Potenciální použití chemických látek



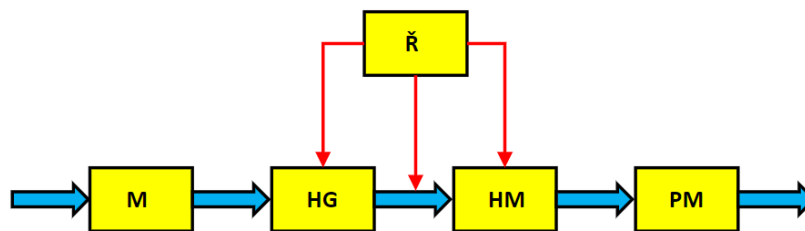
Obrázek 1 Popis rozměrů pohybového stolu [1]

3. Typy pohonů zvedacích zařízení

Typy pohonů zvedacích zařízení se rozděluje na 3 hlavní druhy, kterými se budu dále zabývat podrobněji. Jedná se o kapalinové pohony (pneumatické a hydraulické pohony) a mechanické pohony. Pneumatický a hydraulický pohon jsou obdobné principem funkce. Jejich mechanismy jsou zajištěny pohybem média pod tlakem. Hydraulický a pneumatický pohon se liší v druhu media a tím se liší i jejich vlastnosti. Pneumatický pohon využívá jako médium vzduch a hydraulický pohon využívá jako médium tekutinu. Při řešení se využívá Pascalův zákon, Rovnice spojitosti, Bernoulliho rovnice, Vztahy pro určení tlakových ztrát a Stavová rovnice. Mechanický pohon využívá především transformace jednoho typu pohybu na jiný, převážně využívá transformaci rotačního pohyb na lineární pohyb. [2]

Z blokového schématu (viz *Obrázek 2*) je vidět, jak je kapalinový pohon konstruován. Jako první vždy vstupuje motor (M) nejčastěji elektromotor, který transformuje vstupní energii na energii kinetickou, která se využívá na pohon hydrogenerátoru (HG). Hydrogenerátor vnáší medium pod tlakem do hydromotoru (HM) přes řídicí prvky (Ř), který pohání pracovní mechanismus (PM). Kapalinové pohony se skládají ze 3 skupin prvků.

1. Výkonové prvky (hydrogenerátory, kompresory, motory)
2. Řídicí prvky (prvky pro řízení tlaku, směrů průtoku, hrazení průtoku)
3. Pomocné prvky (filtry, těsnění, hadice, trubky...)

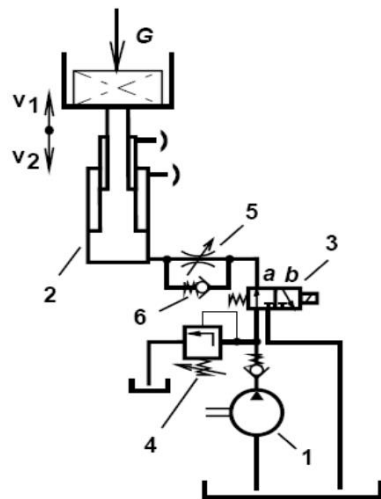


Obrázek 2 Blokové schéma hydraulického pohonu [2]

Nejčastěji využívané typy zdvihu jsou hydraulické a pneumatické pohony, díky jejich využitelnosti v těžkých podmínkách, minimální potřebě servisu a možnosti velkých zdvihů. Mechanický typ zdvihu se využívá tam, kde nelze použít pneumatický ani hydraulický například při potřebě menších a přesných zdvihů. [4]

3.1 Hydraulický pohon

Zvyšováním vnitřního tlaku média ve válci dochází k posuvu pístu. To má za následek akumulaci energie, která umožňuje konat práci využívající se ke zdvihu. Jako médium je využita tekutina pod tlakem převážně hydraulický minerální olej. Lze konstruovat systémy s otevřeným okruhem a uzavřeným okruhem. Otevřené okruhy obsahují nádrž nebo nějaký jiný zdroj tekutiny, který je napojen na hydrogenerátor, který žene tekutinu skrz obvod, a zpětnou větví zpátky do nádrže (viz Obrázek 3). Uzavřené okruhy nemají žádný externí přívod tekutiny a využívají všechnu tekutinu v obvodu ke konání práce. [2], [3]

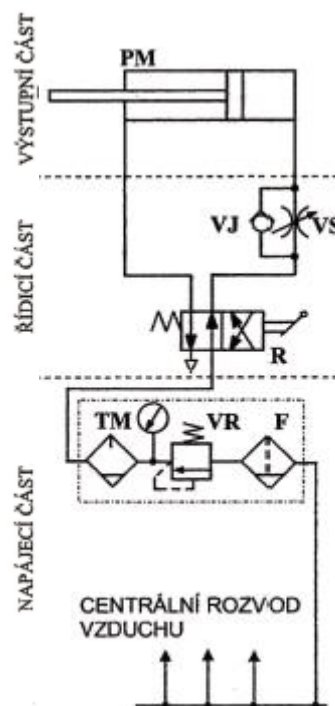


1. Čerpadlo
2. Píst
3. Rozvaděč
4. Přepouštěcí ventil
5. Škrťací ventil
6. Jednosměrný ventil

Obrázek 3 Schéma otevřeného obvodu pro zvedání a spouštění zátěže [3]

3.2 Pneumatický pohon

Princip funkce je totožný s hydraulickým pohonem. Pro zvýšení tlaku vzduchu se využívají kompresory. Pomocí pneumatiky se dají přenášet velké síly s dobrou přesností. Výhodou pneumatického pohonu je možnost vypouštění přebytečného vzduchu do okolí, tedy pokud není příliš mazaný, avšak v moderních pneumatických systémech se nepoužívá mazání vzduchu, ale trvalé tukové náplně ve válcích. Pneumatické pohony je možné aplikovat do spousty systémů a často se využívají v automatizaci. Dá se použít v těžkých podmínkách jako například v extrémních teplotách nebo v explozivním prostředí. Velkou nevýhodou pneumatických systémů je jejich potřeba neustálého přísunu vzduchu pod tlakem. Tento fakt ho činí méně účinným oproti ostatním typům zdvihu a také vede k velkým peněžním nárokům na provoz. Na *Obrázek 4* je zobrazeno jedno ze základních zapojení pneumatického obvodu. [3], [4]



Obrázek 4 Schéma zapojení otevřeného pneumatického obvodu [3]

3.2.1 Porovnání pneumatického a hydraulického pohonu

Hydraulika v porovnání s pneumatikou dokáže vyprodukovat mnohonásobně větší sílu a nepotřebuje k provozu konstantní přísun tekutiny. Hydrauliku lze provozovat ve vysokých tlacích až 45 MPa, zatímco pneumatika se provozuje maximálně v 0,63 MPa. Porovnání výkonových parametrů viz Obrázek 5. Hydraulické systémy jsou zpravidla těžší, díky váze média. [4]

výhody pneumatických systémů vůči hydraulickým

- + vyšší rychlost vykonávaných pohybů
- + přetížitelnost mechanismu bez rizika poškození, např. až do úplného zastavení
- + snazší montáž a údržba
- + nepotřebuje zpětné vedení pro pracovní médium (vzduch je vypuštěn do atmosféry)
- + čistota provozu

Nároky na čistotu provozu u hydraulických strojů lze splnit pouze s velkými obtížemi, navíc v případě náhlé poruchy utěsnění systémů dochází k závažnějším poruchám a haváriím. Z tohoto důvodu bývají pneumatické pohony preferovány tam, kde je třeba manipulovat s potravinami, dále ve farmaceutickém nebo textilním průmyslu. [4]

Nevýhody pneumatických systémů vzhledem k hydraulickým systémům

- pomalejší odezva na regulační zásah
- výrazná změna teploty pracovního média v důsledku jeho stlačování a expanze
- obtížněji dosažitelná přesnost polohování
- složitější realizace pomalých a plynule se měnících pohybů

Odezva na regulační zásah je pomalejší především kvůli stlačitelnosti vzduchu a celkově nižšímu pracovnímu tlaku, který v praxi nepřevyšuje 1 MPa. Hydraulika i pneumatika je závislá na teplotě, například u hydrauliky je viskozita závislá na teplotě, avšak tento jev je zpravidla možné zanedbat. U pneumatiky dochází ke změnám teploty, které v ovlivňují chování média výraznějším způsobem. [4]

PARAMETR	HYDRAULICKÝ MECHANISMUS	PNEUMATICKÝ MECHANISMUS
	VELIKOST	
síla [N]	10 až 10^6	1 až 10^5
moment [N.m]	1 až 10^6	0,1 až 10^2
výkon [kW]	0,1 až 10^3	0,01 až 10
rychlost [m.s ⁻¹]	0,01 až 0,5	0,01 až 5
otáčky [min ⁻¹]	5 až 10^4	10^2 až 10^5

Obrázek 5 Parametry hydraulických a pneumatických mechanismů [3]

3.3 Mechanický pohon

Pro zařízení, kde nelze použít hydrauliku nebo pneumatiku například pro zařízení vyžadující velmi přesné posuny a kde jsou kladeny velké nároky na únik media. Taková zařízení se mohou objevovat například v potravinářském nebo zdravotnickém průmyslu, kde je ze zákona zakázáno využívat hydrauliku a kde je pneumatika nedostačující. Pro mechanický zdvih se nejčastěji používají mechanismy převádějící rotační pohyb na lineární posuvný pohyb. Mezi součásti mechanických zdvihů patří kuličkové šrouby (Obrázek 6), pohybové šrouby (Obrázek 8), ozubené převody (Obrázek 7), řetězové převody, řemenové převody apod. Mohou být poháněny ručním pohonem například za pomoci kličky nebo elektromotorem.

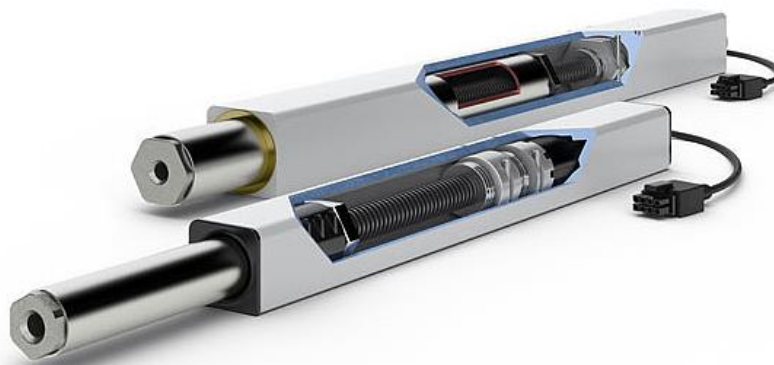
V porovnání s hydraulikou nebo pneumatikou bývají méně hlučné, přesnější a mají menší environmentální dopad. Na druhou stranu jsou složeny z více komponent a tím pádem jsou více náchylné k defektu.



Obrázek 6 Funkce kuličkového šroubu [5]



Obrázek 7 Hřebenový převod [6]



Obrázek 8 Lineární aktuátor firmy Ergoswiss [7]

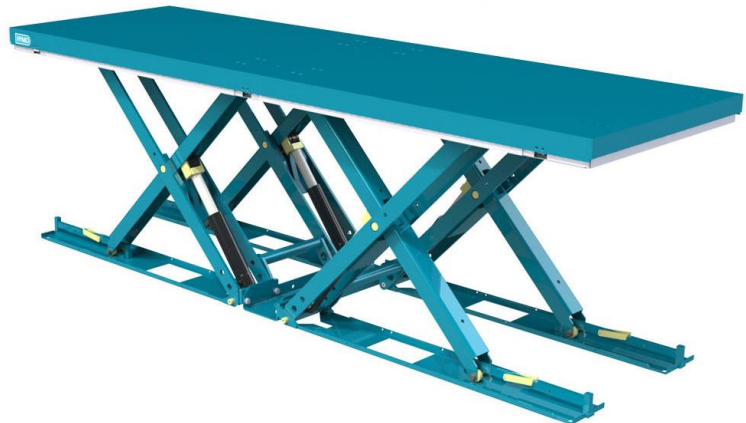
4. Trh polohovatelných stolů

Dále je uvedena rešerše jednotlivých výrobců polohovatelných stolů na základě průzkumu trhu. Výrobci jsou vybráni tak, aby reprezentovali co nejvíce druhů polohovatelných stolů.

4.1 Hymo



Obrázek 9 Stůl Hymo AX [8]



Obrázek 10 Hymo Optima zdvižný stůl model MXT [9]

Hymo je jedním z předních dodavatelů polohovatelných průmyslových pracovních stolů v Evropě. Jejich hlavní produkt v oblasti zvedacích stolů je tzv. Nůžkový stůl nebo také Pantografový stůl viz Obrázek 9. Tento zdvihací mechanismus využívá pohybu dvojice nohou po spodní desce pro pohyb nahoru na jednu stranu a pro pohyb dolů na druhou stranu. Obě dvojice nohou jsou uloženy do kříže, to umožňuje zdvih pracovní desky. Tento mechanismus vypadá jako klasické nůžky proto mechanismus nůžkový. Tyto nohy se dají uspořádat na sebe nebo vedle sebe pro zvětšení pracovní plochy a nosnosti nebo pro zvětšení zdvihu viz Obrázek 10. Pohyb nohou zajišťuje elektromotor, který pohybuje pístem pro regulaci hydraulického systému. Tyto stoly se používají v průmyslech pro zdvih a práci na velmi těžkých produktech nebo i pro zdvih zaměstnanců. Jejich nosnost začíná na 500 kg a zdvih na 800 mm.[10]

4.2 Armanni



Obrázek 11 Gamma 800 M s manuálním zdvihovým mechanismem s vertikálním pístem [1]

Italská firma zabývající se nůžkovými typy stolů a dalšími zdvižnými zařízeními na tomto principu zvedacího systému. Zajímavostí této firmy je, že nabízí další typ zvedacího mechanismu pracovního stolu, a to s vertikálním pístem. Tento způsob je využit u modelu Gamma 800 M viz Obrázek 11, kde je píst zvedán pomocí dvoucestné pumpy a jeho snižování je zařízeno pomocí gravitace a ručně kontrolovaného ventilu viz. Obrázek 4. Způsob zdvihacího mechanismu s vertikálním pístem je také použit u elektrohydraulického modelu GAMMA 800 12V, který je řízen elektromotorem a operační jednotkou s tlačítky. Nosnost těchto modelů je 800 kg a zdvih až 1475 mm. [1]

4.3 Ergosource



Obrázek 12 Čtyřnohý hydraulický polohovatelný pracovní stůl s manuálním pohonem firmy Ergosource [11]



Obrázek 13 Dvounohý hydraulický polohovatelný pracovní stůl s elektrickým pohonem firmy Ergosource [12]

Ergosource je firma vyrábějící zdvižné pracovní stoly s jednou z nejtýpčtějších konstrukcí stolů s hydraulickým pístovým systémem, který si sama vyvíjí, a jednoduchou svařovanou konstrukcí. Zajímavé na této firmě je, že vyrábí navíc ke klasickému repertoáru zdvižných stolů na zdvihových sloupcích viz (Obrázek 13) také hydraulický systém manuální s klikou (viz Obrázek 12). Toto řešení šetří na náročnosti výroby i na ceně celkového produktu. Tyto stoly zvládnou zvednout 350 kg se zdvihem až 400 mm. [12]

4.4 SEDUS



Obrázek 14 Polohovatelný stůl firmy Sedus [13]

Firma se sídlem a výrobou v Německu zabývající se konstrukcí a výrobou nejtýpčtějších polohovatelných zdvižných pracovních kancelářských stolů (viz Obrázek 14) podobných firmě Ergosource, avšak využívající jiné technologie zdvihu. Ruční nastavení zdvihu realizují pomocí vzdušné pružiny nebo západkového mechanismu s kličkou. Elektrické nastavení výšky je pomocí řídicí jednotky a senzorů snímajících polohu možné nastavit s přesností na mm. Tyto stoly jsou navrženy na zatížení 100 kg.[13]

4.5 ITEM



Obrázek 15 Foto pracovního stolu 4E firmy Item [14]

Polohovatelný pracovní stůl 4E firmy Item (Haberkorn) od výrobce Ergoswiss je vyrobený z modulárních hliníkových profilů se standardizovanými drážkami, pomocí kterých se da upevnit velké množství příslušenství, úložných prostorů, držáků apod. Je poháněn 4 zdvihovými sloupky. Tento způsob konstrukce umožňuje měnit rozměry a doplňovat prvky dle libosti. Dosahuje vysoké tuhosti a stability konstrukce a nosnosti až 400 kg. Zároveň se jedná o velmi peněžně úsporné řešení díky standardizovaným hliníkovým profilům a dalšímu příslušenství, která jsou vyráběna sériově (viz Obrázek 15). [14]

5. Ergonomie

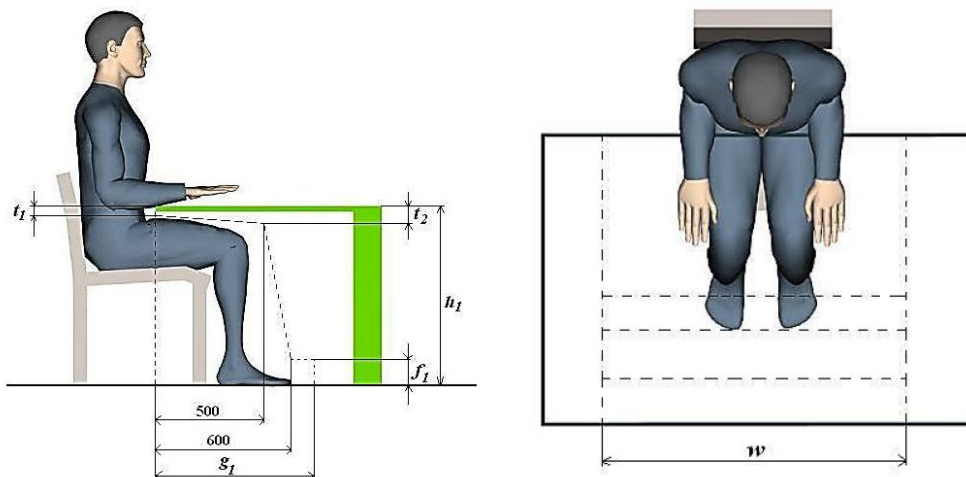
Ergonomie je věda, která se zabývá vztahem člověka a jeho prostředí. Cílem ergonomie je minimalizace zátěže na člověka a vytvoření komfortního prostředí. Tím se dosahuje větší výkonnosti, efektivity a kvality odvedené práce, a také zvýšení psychické a fyzické kondice. Každý uživatel stolu má jiné požadavky, a to je při návrhu třeba zohlednit. Parametry uživatele, které jsou důležité zohlednit jsou tělesné proporce (výška, délka rukou atd.), věk, pohlaví. Stůl by měl být přizpůsoben proporcím lidského těla. Tímto způsobem se udržuje jeho přirozené držení těla a prevence zranění.

Nejčastější polohou člověka u většiny činností u stolů je sezení. Problémem při špatně zvolených parametrech stolu a dlouhodobém statickém sezení jsou zakulacená záda. Při dlouhodobém sezení vlivem gravitace dochází k uvolnění správné sedící polohy. To má za následek zakulacená záda, která vyvíjí nepřírozenou zátěž na meziobratlové ploténky. Nepřírozená zátěž na meziobratlové ploténky způsobuje deformaci sevřením svalů a snížením průtoku krve, a také oslabuje tkáň. Hrozbou takové dlouhodobého sezení jsou vyhřezlé ploténky tlačící na nervový systém způsobující bolesti zad, nohou, hlavy a další problémy.

Tato problematika se řeší tzv. dynamickým sezením, kde se využívá vzpřímená poloha těla a časté změny pozice. Toho lze dosáhnout organizací práce, při které je střídána pozice v sedě a ve stoje s chůzí. [15]

5.1 Doporučené rozměry pracovního stolu

Dle normy ČSN EN 527-1 jsou uvedeny následující rozměry a doporučení viz Obrázek 16 a Obrázek 17. [15]



Obrázek 16 Doporučené rozměry stolu dle ČSN EN 527-1 [45]

5.1.1 V sedě

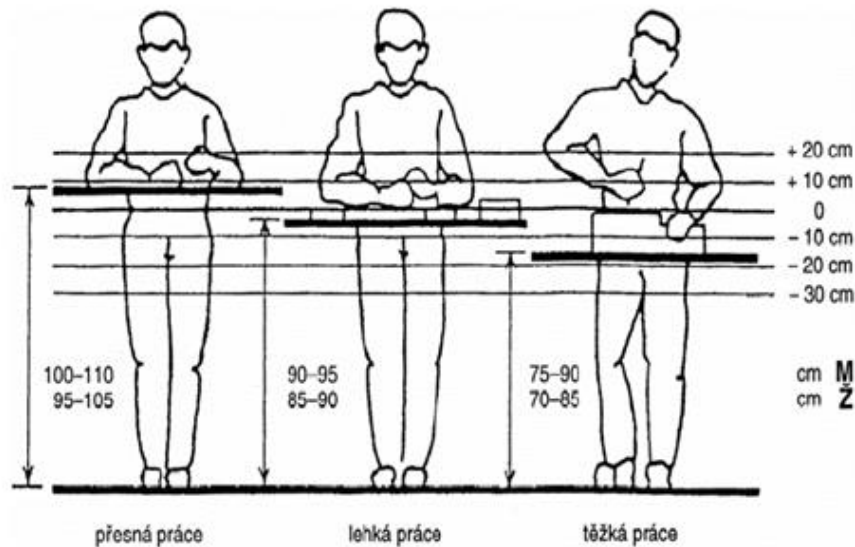
Tyto rozměry jsou určeny normou ČSN EN 527-1

- h_1 – výška pevných kancelářských stolů pro práci vsedě má být 740 ± 20 mm,
- t_1 – maximální tloušťka přední hrany pracovní desky 70 mm,
- t_2 – maximální tloušťka ve vzdálenosti 500 mm od přední hrany pracovní desky 100 mm,
- f_1 – minimální výška pro chodidlo 120 mm,
- g_1 – minimální prostor pro nohy 800 mm,
- w – světlá šířka prostoru pro nohy nemá být menší než 850 mm.
- Světlá hloubka prostoru pro nohy nemá být menší než 600 mm.

5.1.2 Ve stoje

Z hlediska charakteru vykonávané práce se doporučuje následná výška pracovní plochy

- obecně 5–10 cm pod úrovní loktů
- pro vykonávání jemných prací 5–10 cm nad úrovní loktů
- pro manuální práce 10–15 cm pod úrovní loktů
- pro vykonávání těžkých prací 15–40 cm pod úrovní loktů.
- Při práci vyžadující zvýšenou náročnost na zrak, například při manipulaci s drobnými předměty nebo součástkami, se výška pracovní roviny zvětšuje o 100 až 200 mm.
- Při práci, při níž se manipuluje s předměty o hmotnosti větší než 2 kg při práci převážně vstoje, se manipulační rovina snižuje o 100 až 200 mm. [16]



Obrázek 17 Pracovní výšky stolu ve stojící poloze [16]

Ergonomie stolu bude řešena navržením rozměrů v souladu s výše stanovenými doporučeními a dostačujícího zdvihu s takovou maximální a minimální výškou, aby u stolu dokázal pracovat daný pracovník jak ve stoje, tak v sedě. Dále vybráním vhodného tvaru a rozměrů desky s požadovanými výřezy, aby se dala vykonávat požadovaná činnost co nejefektivněji a nejpohodlněji. [16]

6. Zkoušky stolového nábytku

Ze zákona vyplývá, že české technické normy (ČSN) vztahující se na nábytek nejsou obecně závazné (Novela zákona č. 22/1997 Sb., provedená zákonem č. 71/2000 Sb.) Ale dodržování platných technických norem je jedním ze způsobů, jak předcházet škodám a újmě na zdraví uživatele [17]

Pro pracovní stoly jsou důležité 3 základní normy

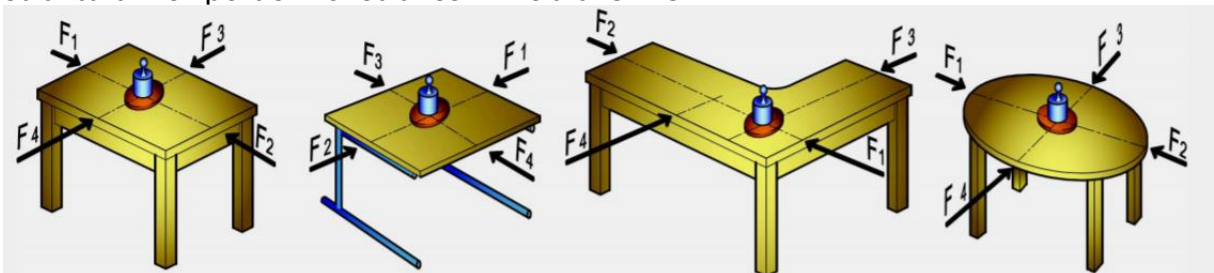
1. ČSN EN 15372 - Nábytek – Pevnost, trvanlivost a bezpečnost – Požadavky na venkovní stoly (ve znění Opravy)
2. ČSN EN 527-3 - Kancelářský nábytek – Pracovní stoly a desky – Část 3: Metody zkoušení pro stanovení stability a mechanické pevnosti konstrukce
3. ČSN EN 1730 - Nábytek – Stoly – Metody zkoušení pro stanovení stability, pevnosti a trvanlivosti. Tato norma je pro nás nejvíce důležitá [17]

6.1 Výtažek z normy ČSN EN 1730

Všechny zkoušky a jejich provedení a vyhodnocení jsou uvedeny v normě ČSN EN 1730. [46]

6.1.1 Zkouška vodorovným statickým zatížením

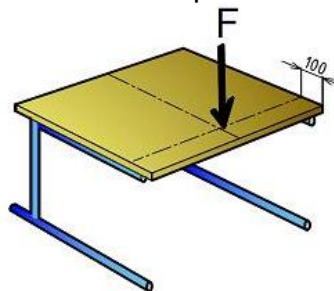
Zatěžování ve středu horní plochy hmotností 50 kg (zabraňující převržení) přes podložku 300x300 mm, nebo $\varnothing 300$ mm a působení silou F z boků ve středů stran horní desky. Pro stůl výšky 600 mm je $F = 400$ N, nižší je $F = 200$ N. Podmínky provedení: bez roztažení, výškově nastavitelné v nejvyšší poloze. Stůl musí být po zkoušce bez strukturálních poruch konstrukce. Viz Obrázek 18



Obrázek 18 Schémata zatížení různých tvarů stolů horizontální statickou silou [17]

6.1.2 Svislé statické zatížení na hlavní desku

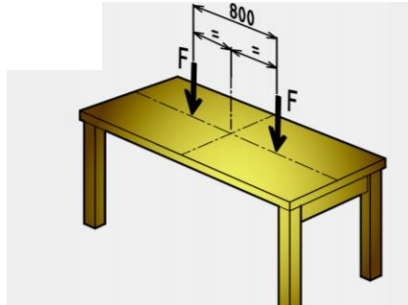
Přes zatěžovací podložku ($\varnothing 100$ mm) působí svisle 100 mm od hrany v místě nejpravděpodobnějšího poškození, pokud je takových poloh více, provádí se max. ve 4 polohách (obvykle $10 \times F$ 1250 N pro všeobecné nebytové použití.) Pokud je požadováno zjištění prohnutí, zatěžuje se 30 minut a změří se maximální prohnutí d . Stůl musí být po zkoušce bez strukturálních poruch konstrukce. Viz Obrázek 19



Obrázek 19 Schéma zatížení stolu vertikální statickou silou [17]

6.1.3 Doplnková zkouška svislým statickým zatížením pro hlavní desku delší než 1 600 mm

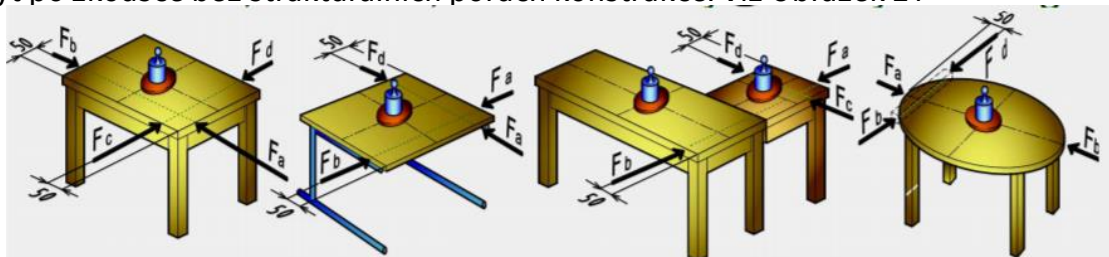
Přes zatěžovací podložku (\varnothing 100 mm) působí svislé zatížení přes dva body na podélné ose 400 mm od příčné osy (obvykle $10 \times F = 1250$ N pro všeobecné nebytové použití). Stůl musí být po zkoušce bez strukturálních poruch konstrukce. Viz Obrázek 20



Obrázek 20 Schéma zatížení stolu delšího než 1600 mm vertikálními statickými silami [17]

6.1.4 Vodorovná zkouška trvanlivosti

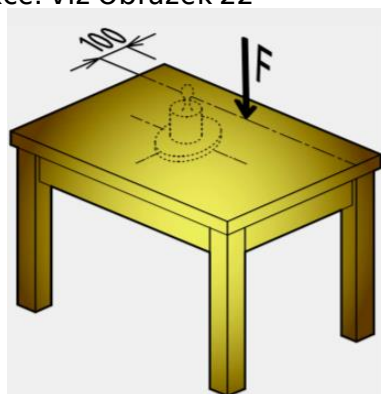
Přes zatěžovací podložku dvěma střídajícími silami 50 mm od hrany (a, druhá na opačné straně, b) a opakuje se ve zbylých polohách (c, d), a to buď postupně a, b poté c, d, nebo naráz $a \rightarrow b \rightarrow c \rightarrow d$ $F = 300$ N; 15 000 x; zatížení desky 50 kg. Stůl musí být po zkoušce bez strukturálních poruch konstrukce. Viz Obrázek 21



Obrázek 21 Schémata zatížení stolů horizontální periodicky působící silou [17]

6.1.5 Svislá zkouška trvanlivosti

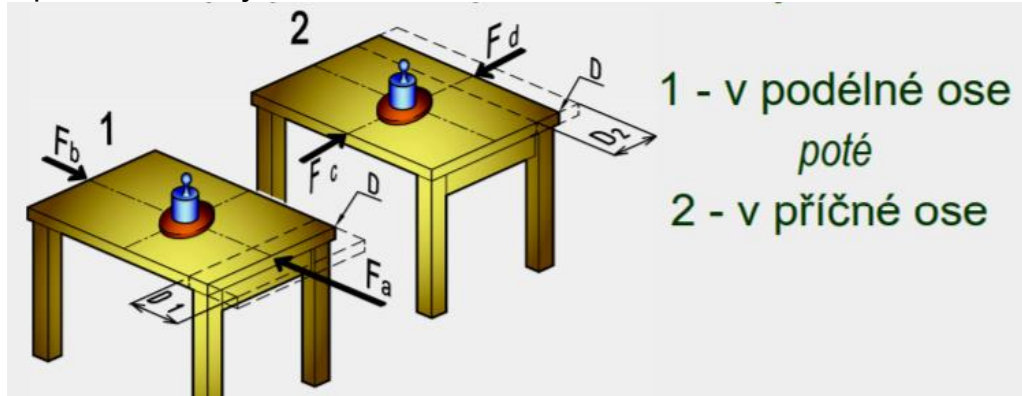
Pomocí podložky \varnothing 100 mm se působí na desku stolu v nejnepříznivějším bodě 100 mm od hrany stolu. Prodlužovací stoly s prodloužením ve střední části se zkouší v rozložené variantě. $F = 300$ N, 15 000 cyklů. Stůl musí být po zkoušce bez strukturálních poruch konstrukce. Viz Obrázek 22



Obrázek 22 Schéma zatížení stolu při zkoušce svislé trvanlivosti [17]

6.1.6 Tuhost konstrukce

Zatěžovací síla v úrovni desky, síla F (300 N) se nechá působit 10 s. Výchylka je vzdálenost bodu D při působení síly v jednom směru od místa, kde se nachází při působení protisměrné síly. Viz Obrázek 23



Obrázek 23 Schéma zatížení stolu při zkoušce tuhosti konstrukce [17]

6.1.7 Zkouška desek svislým rázem

Výška pádu: $h = 180\text{mm}$ (240 mm) Pád 10x. Mezi rázovým tělesem a povrchem použita pěna. Těleso padá volným pádem na:

- co nejbližší podpěry desky
- méně, než 100 mm od hrany 100 mm od hrany co nejdále od podpěr
- 100 mm od hrany v jednom rohu

Stůl musí být po zkoušce bez strukturálních poruch konstrukce.

6.1.8 Prohnutí desky stolu

Deska stolu se zatíží rovnoměrnou zátěží jednu hodinu pro desky z kovu, skla a kamene – jeden týden pro ostatní desky. Prohnutí d se měří 50 mm od hrany v místě největšího prohnutí s přesností $\pm 0,1$ mm

6.1.9 Zkouška pádem

Nezatížený stůl, zvětšovací desky bez rozložení, nastavení výšky v nejnižší poloze. Stanoví se síla F na zdvihnutí jedné podpěry do výšky 10 mm. Jmenovitá výška pádu pro stoly: bez skla 100 mm se sklem 50 mm volným pádem 6x

6.1.10 Stabilita do výšky 950 mm

Stůl se nastaví na výšku, která je nejvíce náchylná k převrnutí, změří se nejdelší rozměr L a aplikuje se svislé zatížení V 50 mm od hrany co nejdál od podpěr v místě s největším předpokladem převržení. Stůl se nesmí převrhnout

6.1.11 Stabilita nad výšku 950 mm

Stůl se nastaví na výšku, která je nejvíce náchylná k převrnutí. Postup jak předchozí (6.1.10). Svislé zatížení $V = 50\%$ předchozího zatížení. Stůl se nesmí převrhnout

7. Výběr parametrů stolu

- Rozsah výšek 72 až 110 cm = 110 – 72 = 38 cm. Volím zdvih 40 cm.
- Rozměr pracovního prostoru 2m na délku a 1m na šířku (2x1m). Dáno ze zadání
- Maximální nosnost 400 kg
- Točna o průměru $d = 300$ mm
- Nízká cena

Konstrukcí stolu je nutné dosáhnout těchto stanovených parametrů, které jsou převážně stanoveny normami (rozsah výšek), požadavkem zákazníka – vedoucího práce (rozměr pracovního prostoru), k dosažení konkurence schopnosti na trhu (nosnost, cena). Rozsah výšek vychází z doporučených rozměrů v ergonomické normě pro práci v sedě a ve stoje. Maximální únosnost je zvolena z průzkumu trhu pracovních zdvižných stolů a plošin a jejich běžně dosažitelných únosností. Nízké ceny se pokusím dosáhnout výběrem levných a normovaných prvků, které budou jednoduše dostupné, malým počtem součástí a minimalizováním použití strojírenských výrobních technologií například třískového obrábění, tváření, odlévání apod. které jsou cenově a časově náročné.

8. Výběr typu pohonu výškově nastavitelného mechanismu

Ke zdvihu je nutné zavést sílu tlačící zvedaný objekt od země vertikálně vzhůru. Tento koncept není jediný, který se dá využít ke zdvihu. Například zvedání objektů pomocí jeřábu zavádíme sílu táhnoucí na lana v jeřábové kočce, avšak pro náš koncept tlačící síly je přednostní, protože toto řešení je více vyhovující díky kompaktnějším rozměrům oproti zdvižným táhnoucím mechanismům.

Zde jsou na výběr 3 možnosti: hydraulický, pneumatický, mechanický. Principy fungování jsou popsány v rešerši. Na základě výhod a nevýhod s přihlédnutím na požadované parametry stolu si vyberu jeden typ pohonu, na jehož principu navrhnu pohybový mechanismus.

8.1 Shrnutí výhod a nevýhod

8.1.1 Hydraulika

Tabulka 1 Výhody a nevýhody hydrauliky [3]

Výhody	Nevýhody
+ Tuhost	– Zdroj tlakové kapaliny
+ Účinnost	– Problém vysokých pohybových rychlostí
+ Plynulý chod	– Závislost viskozity na teplotě
+ Malé pohybové rychlosti	– Nutnost zpětného vedení kapaliny
+ Odvod tepla	– Úniky kapaliny

8.1.2 Pneumatika

Tabulka 2 Výhody a nevýhody pneumatiky [3]

Výhody	Nevýhody
+ Centrální rozvod vzduchu	– Drahý provoz
+ Možnost vysokých pohybových rychlostí	– Malá tuhost
+ Vzduch se nevrací	– Problém malých pohybových rychlostí
+ Použitelné ve výbušném prostředí	– Problém rovnoměrného chodu
+ Čistota provozu	

8.1.3 Mechanika

Tabulka 3 Výhody a nevýhody mechanického pohonu [3]

Výhody	Nevýhody
+ Velké množství řešení	– Nutnost mazat
+ Tuhost	– Velké množství komponent
+ Dosažitelná přesnost	– Složitější přenos energie na větší vzdálenost
+ Není potřeba žádné médium	– Náchylnost k defektu

Z uvedených výhod a nevýhod v Tabulka 1, Tabulka 2 a Tabulka 3 lze říct, že vyhovující typy pohonu pro náš účel jsou pouze hydraulický a mechanický typ pohonu, které zajišťují tuhost, polohovatelnost, přesnost a jsou hojně využívány na trhu polohovatelných stolů. Zde je vidět, že nejméně nevýhod má mechanický typ pohonu. V praxi jsou hojně využívány pohybové šrouby nebo kuličkové šrouby poháněné elektromotorem k dosažení lineárního pohybu. Na druhou stranu hydraulický typ pohonu má nejvíce výhod pro naše využití. Díky hydraulickým válcům dělaným přímo k lineárním pohybům, které dokážou jednoduše vyvozovat veliké síly a nabízí snadnou možnost zastavení v libovolné poloze a díky hydraulickým hadicím nebo trubkám se snadno dosáhne jednoduchého přenosu energie z hydrogenerátoru do hydromotoru.

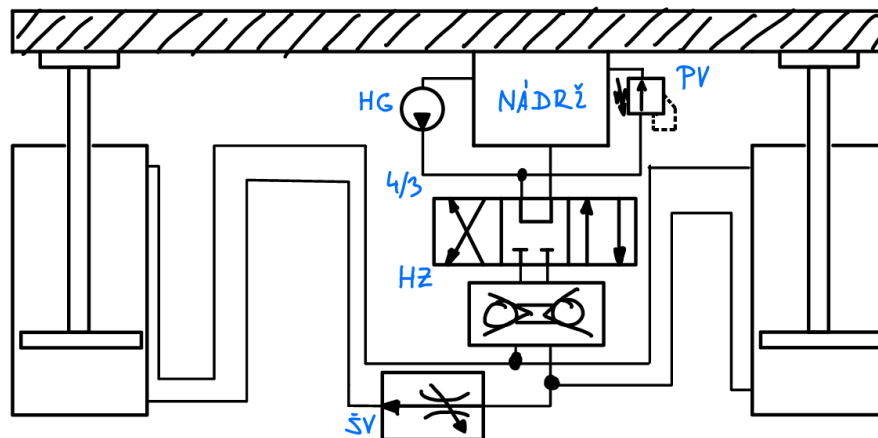
Z výše uvedených důvodů volím hydraulický typ pohonu.

9. Koncepční návrhy z hlediska pohonu zdvihu stolu

Koncepční návrhy jsou různé možné způsoby, jakými je možno konstruovat zdvižný stůl pomocí vybraného typu pohybového mechanismu, tedy pomocí hydrauliky. Jedná se především o možnost konstrukce s otevřeným hydraulickým okruhem a uzavřeným hydraulickým okruhem. Různých řešení je hodně, proto uvedu jen 2 základní rozdělení, kterými se budu dále řídit.

9.1 Otevřený okruh

Skládá se z hnacího pohonu spojeného s hydrogenerátorem, které nabírají hydraulickou kapalinu z nádrže a tlačí ji do hydromotorů přes řídicí prvky obvodu. Médium se poté zpětnou větví vrací do nádrže. V našem případě by obvod mohl vypadat následovně viz Obrázek 24



Obrázek 24 Schéma možného zapojení otevřeného okruhu

Hydrogenerátor nabírá kapalinu z nádrže, kterou žene obvodem skrze rozvaděč (4/3), hydraulický zámek (HZ), škrťací ventil se stabilizací (ŠV) do hydraulických válců a vede zpětnou větví zpět do nádrže. K pojištění proti přetížení a k nastavení pracovního tlaku se používají přepouštěcí ventily (PV). Pokud by byl systém přetížen a v kapalině by vznikl tlak vyšší než maximální dovolený, ventil se otevře a vypustí přebytečnou kapalinu zpět do nádrže. 4cestný 3polohový rozvaděč má za úkol udávat směr toku kapaliny a tím i měnit směr pohybu hydraulických válců. Hydraulický zámek slouží k spolehlivému uzavření hydraulického obvodu i pod vysokými tlaky a tím zajišťuje stabilní polohu válce. Škrťací ventil se stabilizací slouží ke změně průtoku zmenšením průtočné plochy a tím ovládá rychlost zdvihu válce a dokáže udržet konstantní rychlost bez ohledu na zátěž. Výhody a nevýhody jsou uvedeny v Tabulka 4.

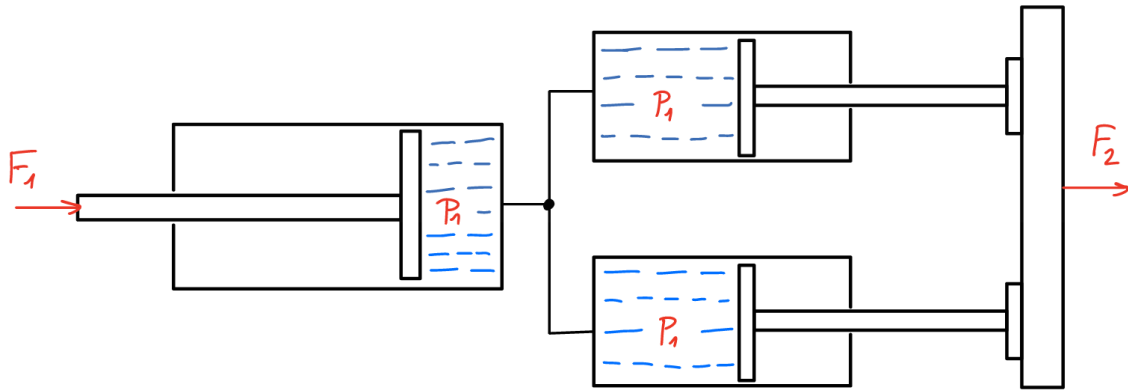
Tabulka 4 Výhody a nevýhody otevřeného obvodu

Výhody	Nevýhody
+ Ověřené řešení	– Velké množství komponent
+ Jednoduché řízení směru pohybu	– Drahé řešení
+ Jednoduché zabezpečení v případě přetížení nebo úniku kapaliny	– Hlučné hnací a hnané elementy

9.2 Uzavřený okruh

Uzavřený okruh nemá žádný externí přívod kapaliny (nádrž, nádoba atd). Veškerá kapalina uvnitř obvodu koná práci a její celkový objem v okruhu je v ideálním případě neměnný tzn. pokud v jedné části zmenšíme pracovní objem (například externím stlačením pístu), kapalina bude tlačena do další části.

V našem případě může obvod vypadat následovně viz Obrázek 25.



Obrázek 25 Schéma možného zapojení uzavřeného okruhu

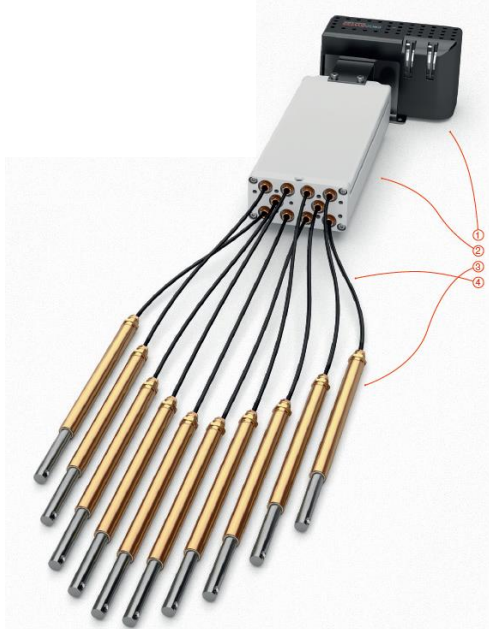
Skládá se z hydraulických válců, které jsou spojeny podle obrázku. Vyvozením pohybu a síly F_1 (například pohybovým šroubem) vytlačuje píst 1 kapalinu a vtlačuje ji do hydraulických tlačných válců 2 a 3, které vyvozují sílu F_2 a pohybují břemenem. Rozdílnými průměry hydraulických válců můžeme sestavit tzv. hydraulický převodník a poměrově si upravit síly F_1 a F_2 . Výhody a nevýhody jsou uvedeny v Tabulka 5.

Tabulka 5 Výhody a nevýhody uzavřeného okruhu

Výhody	Nevýhody
+ Málo hydraulických prvků	- Horší pojištění proti úniku kapaliny
+ Jednoduchost	- Problém negativního zatížení
+ Cena	

10. Zvolené řešení

Na základě jednoduchosti, funkčnosti, jednoduchého řízení a zastavení v poloze a ceně volím řešení s uzavřeným okruhem. Pro konstrukci jsem se nechal inspirovat firmou Ergoswiss (viz Obrázek 26), Suspa (Obrázek 27) a Ergosource, které zdvižné systémy na principu uzavřeného hydraulického okruhu vyrábí. [18], [19]



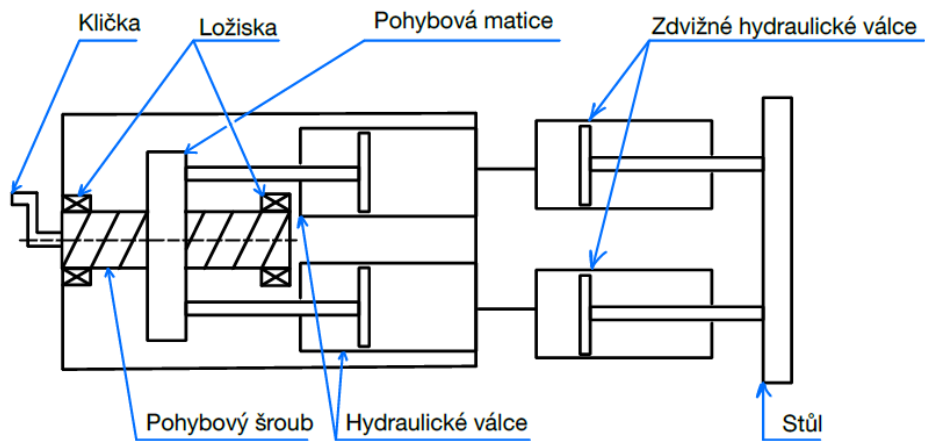
Obrázek 26 Zdvižný systém firmy Ergoswiss [18]



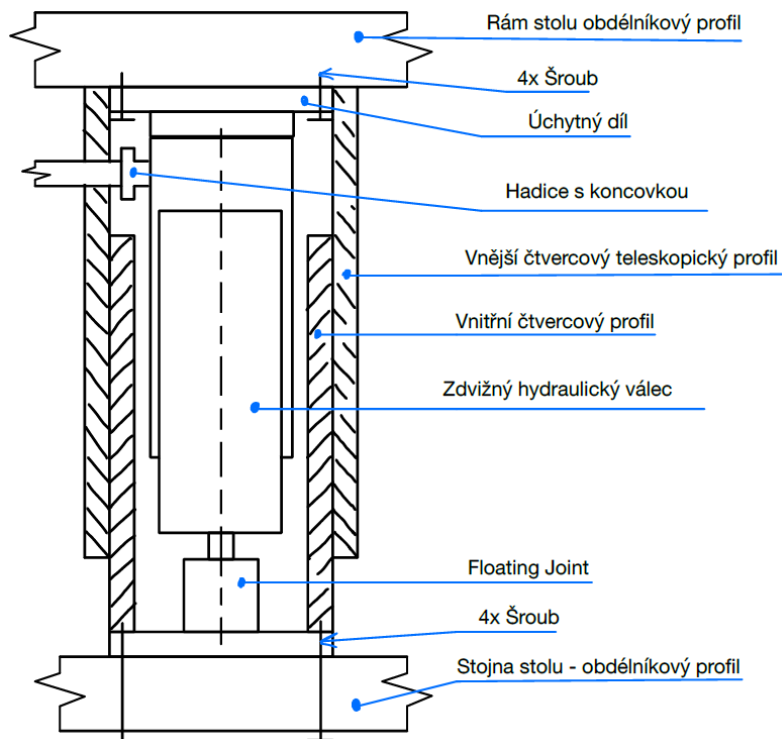
Obrázek 27 Zdvižný systém firmy Suspa [19]

Navrhuji konstrukci postavenou na podobném principu, avšak ze standardizovaných prvků, které jsou jednoduše dostupné na trhu a dá se k nim zjistit cena, z které posléze sestavím cenovou kalkulaci. Výhoda ve výběru standardizovaných prvků je dostupnost a nízká cena, která je vykoupená pouze omezeným výběrem rozměrů prvků, které dodavatelé poskytují. V případě vlastní výroby, kterou využívají firmy Ergoswiss, Suspa i Ergosource jim je poskytnuta flexibilita a možnost navrhnutí vlastních pracovních parametrů (rozměry, zdvihy atd.). Výše uvedené firmy využívají vlastních konstrukcí hydraulických válců i nohou, v kterých je hydraulický válec uložen. Toto řešení se vyplatí pouze v případě, že jsou vyráběny série a je zajištěn výnos převyšující náklady spojené s vlastní výrobou.

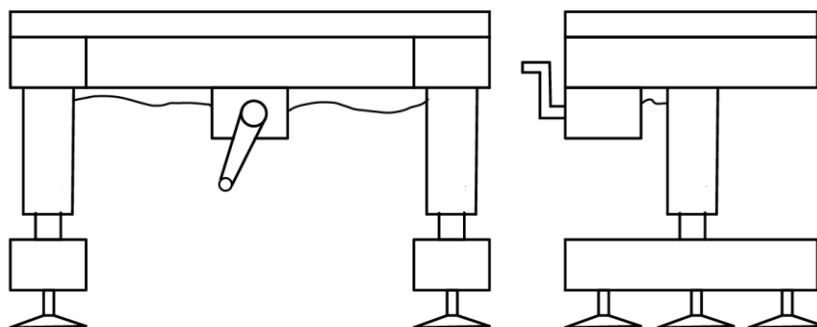
Vybrané řešení se skládá z hydraulických válců, pohybového šroubu a pomocných prvků jako například klička, ložiska atd. Hnací element je v tomto případě manuální klička, která je spojena s pohybovým lichoběžníkovým šroubem, pomocí kterého převádíme rotační pohyb na lineární pohyb. Pohybový šroub je připojen k hydraulickým válcům pohybovou maticí a udává pohyb hydraulickým válcům spojenými se zátěžovým hydraulickým válci uloženými ve zdvižných nohou, které tlačí na rám stolu a zvedají ho. Ilustrační skici konstrukce jsou uvedeny na Obrázek 28, Obrázek 29 a Obrázek 30



Obrázek 28 Skica sestavy konstrukce zdvižného systému



Obrázek 29 Skica sestavy zdvižné nohy



Obrázek 30 Skica celkové konstrukce stolu

11. Výběr komponent

11.1 Lineární hydromotory ve zdvižných nohou

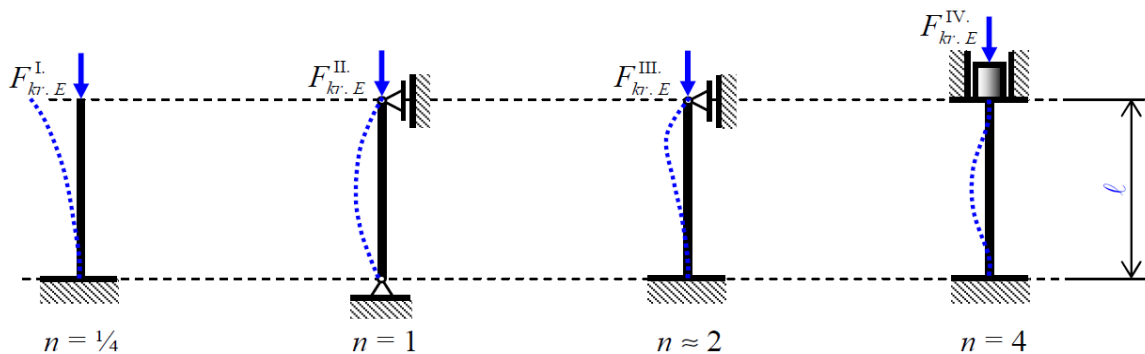
Výpočet velikosti lineárních hydromotorů je proveden z výpočtu namáhání na vzpěr, tlaku k unesení daného zatížení, zvolené rychlosti posuvu, délky zdvihu a ceny. Hydromotor volím s orientovanou pístní tyčí vertikálně dolů. Tím se přívodem tlakové kapaliny do pracovního prostoru docílí odtlačování pístu od země a zdvihu stolu.

11.1.1 Výpočet průměru ze vzpěru

K výpočtu je potřeba znát způsob uložení, charakteristický rozměr zdvihu pístu od uložení l a maximální zatížení m_{max} . Zatížení se skládá z maximální tíhy zatěžujícího tělesa a tíhy konstrukce podělenou počtem nohou p_n . Tíhu konstrukce $m_{konstrukce}$ skládající se z hmotnosti desky, pohonu, hydromotorů, kapaliny a ostatních prvků předběžně volím 80 kg. Dimenzujeme na okrajovou podmínku, kterou si stanovuji jako veškeré zatížení m_{max} působící na jednu nohu stolu, ke které je přičtena odhadnutá váha konstrukce podělená počtem nohou. Dimenzovat veškeré zatížení na jednu nohu je důležité pro případ, kdyby celá zátěž byla položena na straně jen jedné nohy.

Obecně na lineární hydromotory nejsou přípustná jakákoliv radiální zatížení, která můžou nastat, pokud bude vyvoláno zatížení ze strany stolu. K zachycení radiálních sil je potřeba použít nějaký prvek, který radiální síly zachytí. K tomuto účelu lze použít tzv. Floating Joint, který dovoluje radiální posuv a naklopení. Prezence Floating Jointu a jeho funkce, která zajišťuje pohyblivý konec odpovídá 1. případu vzpěru viz

Obrázek 31. Výpočty jsou provedeny dle [20]



Obrázek 31 Případy vzpěrů a jejich koeficienty n [20]

Parametry pro výpočet vzpěru

$$l = 1\,000\text{ mm}$$

$$m_{max} = 400\text{ kg}$$

$$p_n = 2$$

$$n = 0,25$$

$$E_{ocel} = 2,1 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Pro nízkou přesnost výpočtu dle Eulera se volí koeficient bezpečnosti

$$k_{min} \text{ větší než } 3. \text{ Volím } k_{min} = 4$$

$$m_{konstrukce} \cong 80\text{ kg}$$

$$F_{max} = \left(\frac{m_{konstrukce}}{p_n} + m_{max} \right) \cdot g = \left(\frac{80}{2} + 400 \right) \cdot 9,81 = \mathbf{4\ 316\ N} \quad (1)$$

Průměr lze vypočítat z Eulerova vztahu pro výpočet kritické síly

$$F_{kr}^I = \frac{n \cdot \pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l^2} \quad (2)$$

Kritická nosná síla musí být vyšší než zatěžující síla vynásobená bezpečností

$$F_{kr}^I \geq F \cdot k_{min} = \frac{n \cdot \pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l^2} \quad (3)$$

Vyjádříme kvadratický moment J_{min}

$$J_{min} = \frac{F \cdot k_{min} \cdot l^2}{n \cdot \pi^2 \cdot E} = \frac{4\ 316 \cdot 4 \cdot 1\ 000^2}{0,25 \cdot \pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5} = \mathbf{33\ 3318\ mm^4} \quad (4)$$

Z výpočtu J_{min} dokážeme vyjádřit minimální průměr d_{min}

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot d_{min}^4}{64} \rightarrow d_{min} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot J_{min}}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 33\ 3318}{\pi}} = \mathbf{28,7\ mm} \quad (5)$$

Z běžně vyráběné průměrové řady volím přímočarý hydromotor s průměrem pístití tyče $d_{min} = 30\ mm$

Dále je potřeba zkontrolovat platnost Eulerova vztahu. Kontrola se provádí pomocí štíhlostního poměru λ . Eulerův vztah platí, pokud se nacházíme v oblasti elastického vzpěru, kde vypočtený štíhlostní poměr je větší než mezní štíhlostní poměr daného materiálu. $\lambda_m = 90$ pro ocele vyšší pevnosti $\sigma_{Pt} > 500\ MPa$

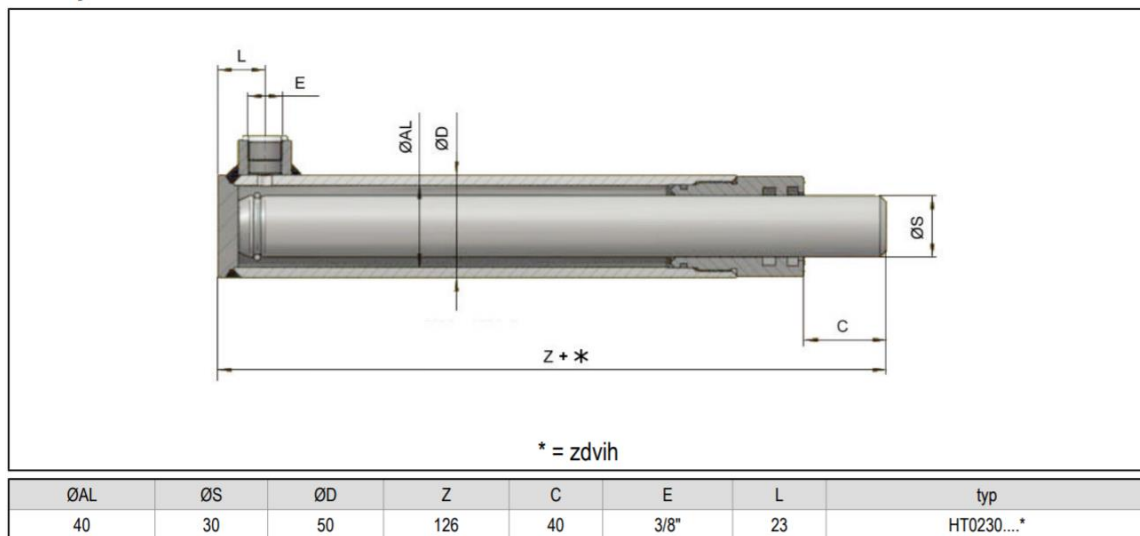
$$\lambda = \frac{l}{i_x} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{min}}{S}}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{\pi \cdot d^4}{64} \cdot \frac{4}{\pi \cdot d^2}}} = \frac{4 \cdot l}{d} = \frac{4 \cdot 1\ 000}{30} = \mathbf{133,3} \quad (6)$$

Protože $133,3 > 90$. Podmínka použití Eulerova vztahu pro výpočet vzpěru v elastické oblasti je splněna.

11.1.2 Výběr hydraulického válce

Z dostupných lineárních hydromotorů na trhu volím nejmenší jednočinný lineární hydromotor tzv. plunžr firmy Stasto model Plunge-válec série HTO (viz Obrázek 32) s průměrem pístní tyče 30 mm a vnitřním průměrem válce 40 mm a zdvihem 400 mm. Jedná se zároveň o nejmenší jednočinný hydraulický válec, který dosahuje zdvihu 400 mm na trhu. Hydraulický válec je svařované ocelové konstrukce se šroubovaným vedením pístnice. Pístnice je z oceli C45 s chromovanou vrstvou $25 \pm 5 \mu\text{m}$ vhodnou pro svařování. Maximální pracovní tlak $p_{max} = 200 \text{ bar}$ a maximální rychlost pístu $v_D = 500 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$. [21]

rozměry



Obrázek 32 Skica v řezu hydraulického válce s rozměry [20]

11.1.3 Kontrola plunžru na tlak

Z konstrukce uzavřeného hydraulického obvodu lze vyzorovat, že veškerá zatěžující síla se přenáší do hydraulických válců. Generovaná síla od tlaku je vždy snížena kluznými odpory těsnění ve válci, tlakovými ztrátami v hydraulickém obvodu a třecími odpory ve strojních částech. Z tohoto důvodu se v praxi volí tzv. Faktor zatížení. Faktor zatížení je poměr teoretického zatížení ku reálnému zatížení při pohybu pístu. Volím 70% $\rightarrow \vartheta = 0,7$ [22].

Potřebná výstupní síla z hydraulického válce

$$F_{out} = \frac{F_{max}}{\vartheta} = \frac{4\ 316}{0,7} = \mathbf{6\ 166\ N} \quad (7)$$

K docílení zdvihu je potřeba tuto sílu překonat silou F_p od tlaku kapaliny tzn. musí platit $F_p > F_{out}$. F_p je síla vyvolaná tlakem kapaliny, která se vypočítá jako součin teoretické síly z tlaku F_{teor} a hydromechanické účinnosti hydromotoru μ .

$$\mu \cdot F_{teor} > F_{out} \quad (8)$$

F_{teor} je teoretická síla vyvolaná tlakem kapaliny, která se vypočítá jako součin tlaku p [MPa] a činné plochy S [mm²]

$$\mu \cdot p \cdot S > F_{out} \quad (9)$$

Vyjádříme tlak p , který je potřebný k pohybu.

$$p \geq \frac{F_{out}}{\mu \cdot S} = \frac{6\,166}{0,9 \cdot \frac{\pi \cdot 30^2}{4}} = \mathbf{9,69\,MPa} \quad (10)$$

Výrobce zvoleného hydraulického válce udává maximální pracovní tlak $p_{max} = 20\,MPa$. Tlak $p < p_{max} \rightarrow$ *vyhovuje*

11.2 Lineární hydromotory v čerpadle

V čerpadle dle konstrukce jsou uloženy 2 přímočaré hydromotory, které jsou spojeny s hydraulickými válci ve zdvižných nohou. Tyto hydromotory při výběru hydraulických válců s rozdílnými činnými průřezy, než ve zdvižných nohou spolu tvoří silový převodník, avšak pro jednoduchost výpočtů a výběru použijí stejné hydraulické válce jako ve zdvižných nohou. Díky použití stejných válců dochází k přenosu sil 1:1 a lze s jistotou říct, že pro toto využití hydraulické válce také vyhovují. Využitím stejných válců odpadne výpočet poměrů sil, rychlostí, nových výpočtů vzpěrů apod. Jediná podmínka je, aby nebyl válec v roztažené poloze i s konstrukcí delší než 1 metr a nepřesahoval délku stolu. Délka hydraulického válce v zatažené poloze l_{min} se vypočte dle katalogu jako součet rozměru „Z“ a zdvihu „*“ (viz. *Obrázek 32 Skica v řezu hydraulického válce s rozměr.*)

$$l_{min} = Z + * = 126 + 400 = 526\,mm \quad (11)$$

Pro výpočet délky v roztažené poloze se přičte znovu zdvih

$$l_{max} = l_{min} + * = 526 + 400 = \mathbf{926\,mm} < 1\,000\,mm \rightarrow \textit{vyhovuje} \quad (12)$$

11.3 Pohybový šroub

Pohybový šroub je použit v čerpadle a jeho pohyb je spojen s hydraulickým válcem přes přírubovou matici. Volím lichoběžníkový šroub rovnoramenný Tr. Veškeré výpočty jsou provedeny dle [23]

11.3.1 Předběžný výpočet pro stanovení středního průměru d_2

Parametry pro výpočet

$$p_d = 8 \div 10\,MPa \rightarrow \textit{volím } 9\,MPa$$

$$\psi_H = 0,5$$

$$\psi_h = 1,5 \div 2,5 \rightarrow \textit{volím } 2$$

Q je síla potřebná pro vyvinutí pohybu hydraulického válce

$$Q = p \cdot S = 9,69 \cdot \frac{\pi \cdot 30^2}{4} = 6\,850\,N \quad (13)$$

$$d'_2 = \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot p_D}} = \sqrt{\frac{6850}{\pi \cdot 0,5 \cdot 2 \cdot 9}} = \mathbf{15,56\,mm} \quad (14)$$

Vybereme z normalizované řady lichoběžníkový šroub s větším $\emptyset d_2$. Volím trapézový pohybový šroub Tr 24x5 pravotočivý dle ČSN 01 4050

11.3.2 Kinematické poměry

Chceme co nejjednodušeji dosáhnout rychlosti, kterou volím $v_{pot} = 30 \frac{mm}{s}$ což je rychlost, kterou zdvižné stoly běžně dosahují. Využijí předpoklad, že člověk při točení klíčkou bude otáčet úhlovou rychlostí $\omega_{př} = 1 \frac{ot}{s} = 2 \cdot \pi \frac{rad}{s}$. Z toho vychází požadovaná rychlost otáčení šroubu.

$$v_{pot} = \frac{P \cdot \omega_{pot}}{2 \cdot \pi} \rightarrow \omega_{pot} = \frac{v_{pot} \cdot 2 \cdot \pi}{P} = \frac{30 \cdot 2 \cdot \pi}{5} = 37,7 \frac{rad}{s} = 12 \cdot \pi \frac{rad}{s} \quad (15)$$

Výpočet otáček při předpokládané úhlové rychlosti $\omega_{př}$

$$n_{př} = \frac{30 \cdot \omega_{př}}{\pi} = \frac{30 \cdot 2 \cdot \pi}{\pi} = 60 \frac{1}{min} \quad (16)$$

Z tohoto výpočtu lze vyzorovat, že tato rychlost otáčení není dosažitelná manuálním otáčením klíčkou přímo spojenou s pohybovým šroubem. Pro představivost $12 \cdot \pi \frac{rad}{s} = 6 \frac{otáček\ klíčkou}{s}$. Rychlost pohybu vybraného šroubu při otáčení klíčkou předpokládanou úhlovou rychlostí vychází

$$v_{př} = \frac{P \cdot \omega_{př}}{2 \cdot \pi} = \frac{5 \cdot 2 \cdot \pi}{2 \cdot \pi} = 5 \frac{mm}{s} \quad (17)$$

K dosažení celého pohybu zdvihu by bylo potřeba.

$$n_{ot} = \frac{zdvih}{P} = \frac{400}{5} = 80 \text{ ot} \quad (18)$$

Ke snížení potřebných otáček k celkovému zdvihu a zvýšení rychlosti pohybu měním na Tr 24x10(P5) dvouchodý pravotočivý dle ČSN 01 4050. Po změně vychází rychlost při otáčení manuální klíčkou

$$v_{přp} = \frac{P \cdot i \cdot \omega}{2 \cdot \pi} = \frac{5 \cdot 2 \cdot 2 \cdot \pi}{2 \cdot \pi} = 10 \frac{mm}{s} \quad (19)$$

K dosažení celého pohybu zdvihu je potřeba

$$n_{otp} = \frac{zdvih}{P \cdot i} = \frac{400}{5 \cdot 2} = 40 \text{ ot} \quad (20)$$

$10 \frac{mm}{s}$ není tak daleko od požadované rychlosti a 40 otáček je přijatelná hodnota.

Pokud bychom chtěli dosáhnout požadované rychlosti $30 \frac{mm}{s}$ potřebujeme otáčet šroubem úhlovou rychlostí

$$\omega_{mot} = \frac{v \cdot 2 \cdot \pi}{P \cdot i} = \frac{30 \cdot 2 \cdot \pi}{5 \cdot 2} = 18,8 \frac{rad}{s} \quad (21)$$

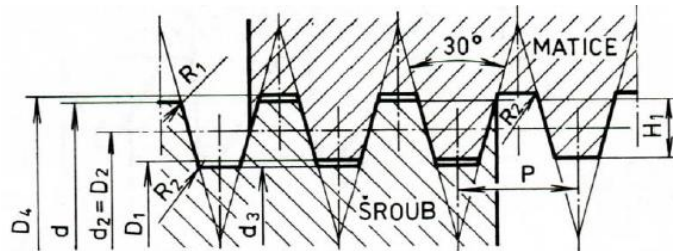
Potřebné otáčky

$$n_{mot} = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 18,8}{\pi} = 180 \frac{1}{min} \quad (22)$$

Potřebné otáčky jsou již vysoké a k jejich dosažení by byl potřeba pohon elektromotorem. Avšak pro náš případ pohon manuální klíčkou je dostačující.

11.3.3 Výběr lichoběžníkového šroubu

Do konstrukce využiji Tr 24x10(P5) dvouchodý pravotočivý dle ČSN 01 4050 koupené na portálu Accu.co.uk s bronzovou maticí (EN 1982 CuSn5Zn5Pb5-C – CC491K) koupenou od stejného výrobce. Šroub je z materiálu C45 s přesností stoupání $100\mu\text{m}/300\text{mm}$. Tolerance přímosti $0,3\text{mm}/300\text{mm}$. Tolerance závitu 7e. [24], [25]



Obrázek 33 Skica s rozměry Tr závitu [23]

Tabulka 6 Rozměry pohybového šroubu Tr24x10

Rozměry vybraného šroubu	
Rozměr	[mm]
d	24
P	5
i	2
D_4	24,5
$d_2 = D_2$	21,5
d_3	18,5
D_1	19
H_1	2,5
β	15°

11.3.4 Výpočty úhlu šroubu

Dále budou provedeny výpočty stoupání γ , úhlu boku β_n profilu a třecího úhlu δ' , které jsou důležité pro další výpočty dle následujících vztahů.

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{10}{\pi \cdot 21,5} = 0,148 \quad (23)$$

$$\gamma = \arctan 0,148 = 8,42^\circ \quad (24)$$

$$\tan \beta_n = \tan \beta \cdot \cos \gamma = \tan 15 \cdot \cos 8,42 = 0,265 \quad (25)$$

$$\beta_n = \arctan 0,265 = 14,85^\circ \quad (26)$$

$$\tan \delta' = f' = \frac{f}{\cos \beta_n} = \frac{0,08}{\cos 14,85} = 0,083 \quad (27)$$

$$\delta' = \arctan 0,083 = 4,73^\circ \quad (28)$$

11.3.5 Návrh výšky matice

Výpočtovou výšku matice je nutné znát ke kontrolním výpočtům pohybového šroubu.

$$h = \psi_h \cdot d_2 = 2 \cdot 21,5 = \mathbf{43 \text{ mm}} \quad (29)$$

$$z = \frac{h}{P} = \frac{43}{10} = 4,3 \rightarrow z_{\zeta} = 5 \quad (30)$$

11.3.6 Kontrolní pevnostní výpočty pohybového šroubu

Kontrolní výpočty jsou důležitou součástí návrhu, z kterých zjišťujeme bezpečnosti od všech druhů namáhání.

Kontrola otláčení činných závitů

$$p = \frac{Q}{z_{\zeta} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \leq p_d \quad (31)$$

$$p = \frac{6\,850}{5 \cdot \pi \cdot 21,5 \cdot 2,5} = \mathbf{8,11 \text{ MPa}} < 9 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (32)$$

Kontrola napětí v tlaku dřívku

$$\sigma_d = \frac{Q}{S_3} = \frac{Q}{\pi \cdot \frac{d_3^2}{4}} = \frac{6\,850}{\pi \cdot \frac{18,5^2}{4}} = \mathbf{25,5 \frac{N}{\text{mm}^2}} \quad (33)$$

$$\sigma_k = 345 \frac{N}{\text{mm}^2} \text{ pro materiál C45 (12 050), } k_{d_{\min}} = 2, k_d > k_{d_{\min}}$$

$$k_{d_{\min}} = \frac{\sigma_{kd}}{\sigma_d} = \frac{345}{25,5} = \mathbf{13,5} > 2 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (34)$$

Kontrola napětí v krutu

$$M_k = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') = 6\,850 \cdot \frac{21,5}{2} \cdot \tan(8,42 + 4,73) = \mathbf{17\,204 \text{ Nmm}} \quad (35)$$

$$W_{k3} = \pi \cdot \frac{d_3^3}{16} = \pi \cdot \frac{18,5^3}{16} = \mathbf{1\,243 \text{ mm}^3} \quad (36)$$

$$\tau = \frac{M_{k\check{s}}}{W_{k3}} = \frac{17\,204}{1\,243} = \mathbf{13,84 \frac{N}{\text{mm}^2}} \quad (37)$$

$$k_{\tau} = 0,5 \cdot \frac{\sigma_k}{\tau} = 0,5 \cdot \frac{345}{13,84} = \mathbf{12,5} \quad (38)$$

Minimální dovolená bezpečnost v krutu $k_{\tau_{\min}} = 2$

$$k_{\tau} > k_{\tau_{min}} \rightarrow 12,5 > 2 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (39)$$

Kontrola redukovaného napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_d^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} \quad (40)$$

Kde $\alpha = 2$ dle hypotézy τ_{max} a $\alpha = \sqrt{3}$ dle hypotézy HMH. Volím hypotézu τ_{max} z důvodu větší bezpečnosti. Musí platit $k_{red} > k_{red_{min}}$, kde $k_{red_{min}} = 1,75$

$$\sigma_{red} = \sqrt{25,5^2 + 2^2 \cdot 13,8^2} = 37,6 \frac{N}{mm^2} \quad (41)$$

$$k_{red} = \frac{\sigma_{kd}}{\sigma_{red}} = \frac{345}{37,6} = 9,17 > 1,75 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (42)$$

Kontrola na vzpěr

Charakteristická délka l daná uložením mezi ložisky tak, aby byl zajištěn pohyb celého zdvihu hydraulického válce 400 mm s přídavkem pro konstrukci ložisek a dalších konstrukčních prvků. Předběžně volím $l_p = 425 \text{ mm}$. K výpočtu je třeba přepočítat délku l na výpočtovou délku l_v pomocí koeficientu n vycházejícího ze způsobu uložení (Obrázek 31). Pohybový šroub uložen v ložiskách odpovídá $n = 1$. Ze získané délky l_v je potřeba zjistit štíhlostní poměr λ , který poté určí, v jaké se šroub nachází oblasti, z které se posléze určí druh výpočtu. Pro výpočet dle Eulera musí platit $\lambda > \lambda_m$, kde $\lambda_m = 90$ pro ocele vyšší pevnosti ($\sigma_{Pt} > 500 \text{ MPa}$). Pro ocel C45 platí $\sigma_{Pt} = 590 \div 740$.

$$l_v = l_p \cdot \frac{1}{\sqrt{n}} = 425 \cdot \frac{1}{\sqrt{1}} = 425 \text{ mm} \quad (43)$$

$$\lambda = \frac{l_v}{i_x} = \frac{l_v}{\sqrt{\frac{J_{min}}{S_3}}} = \frac{l_v}{\sqrt{\frac{\pi \cdot d_3^4}{64} \cdot \frac{4}{\pi \cdot d_3^2}}} = \frac{4 \cdot l_v}{d_3} = \frac{4 \cdot 425}{18,5} = 91,2 > 90 \quad (44)$$

Štíhlostní poměr se nachází v oblasti elastického vzpěru podle Eulera. Musí platit $k_v > k_{min}$, volím $k_{min} = 4$.

Výpočet kritického napětí.

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{91,2^2} = 249,1 \frac{N}{mm^2} \quad (45)$$

$$k_v = \frac{\sigma_E}{\sigma_d} = \frac{249,1}{25,5} = 9,774 > 4 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (46)$$

11.3.7 Energetické poměry

Výpočet účinnosti závitové dvojce je zároveň celková účinnost celého mechanismu, protože účinnost jednotlivých prvků je již zahrnuta v osové síle Q z faktoru zatížení.

Účinnost závitové dvojce šroubu

$$\eta_z = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \delta')} = \frac{\tan 8,42}{\tan(8,42 + 4,73)} = \mathbf{0,63} \quad (47)$$

11.3.8 Silové poměry

Moment potřebný k pohonu šroubu

$$M_k = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \delta') = 6\,850 \cdot \frac{21,5}{2} \cdot \tan(8,42 + 4,73) = \mathbf{17\,204\,Nmm} \quad (48)$$

$$\cong 17,2\,Nm$$

Výkon potřebný k pohonu šroubu předpokládanou rychlostí $\omega = 1 \frac{ot}{s} = 2 \cdot \pi \frac{rad}{s}$

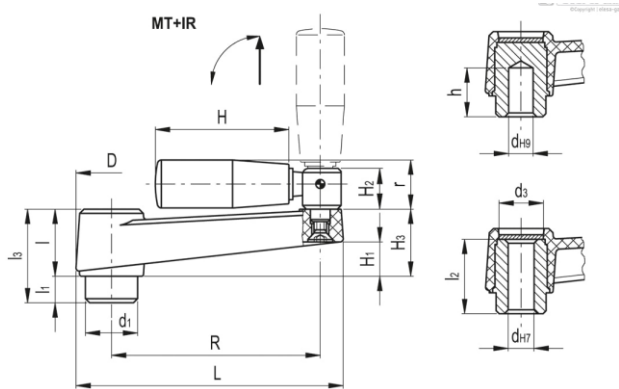
$$P_{\xi} = M_k \cdot \omega = 17,2 \cdot 2 \cdot \pi = \mathbf{108,1\,W} \quad (49)$$

11.4 Manuální točivý prvek

Rotaci pohybovému šroubu udává uživatel stolu otáčením ruční klikou spojenou s pohybovým šroubem. Volím ruční kliku se sklopnou rukojetí MT.130+IR A-14 firmy Eles+Ganter s délkou ramena $R = 130\,mm$ a průměr náboje $\varnothing d = 14\,h7$ viz *Obrázek 34* a *Obrázek 35*. [31]



Obrázek 34 Ilustrační obrázek vybrané kliky [31]



Obrázek 35 Skica s rozměry vybrané kliky [31]

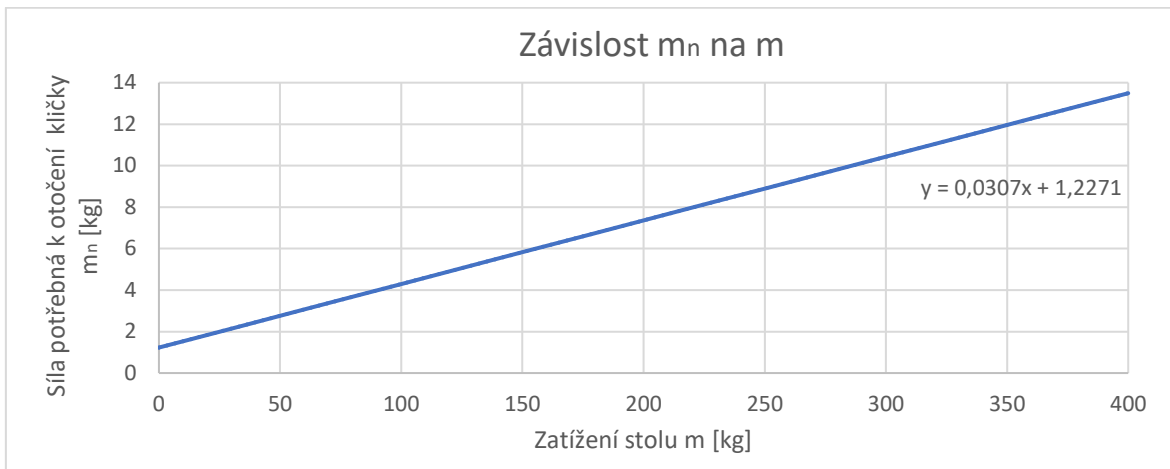
Spojením kliky přímo na pohybový šroub je k pohybu potřeba na rukojeť vyvodit sílu F_h

$$F_h = \frac{M_k}{R} = \frac{17\,204}{130} = 132,3\,N \quad (50)$$

Pro představivost síla potřebná k otočení kliky při maximálním zatížení odpovídá

$$m_n = \frac{F_h}{g} = \frac{132,3}{9,81} = 13,5\,kg \quad (51)$$

Tato potřebná síla je již vcelku vysoká. Pro lepší představu je v grafu v *Obrázek 36* zobrazena závislost potřebné síly k pohonu šroubu na velikosti zatížení stolu.



Obrázek 36 Graf závislosti m_n na m

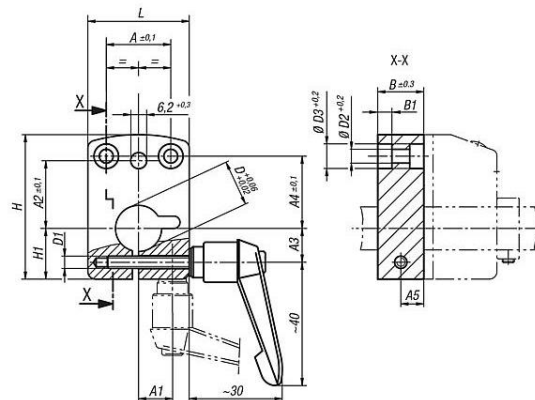
Volím nejjednodušší možné řešení, a to je předepsání upozornění do manuálu na potřebnou sílu k pohybu maximálního zatížení.

11.5 Zajištění stolu proti pohybu

Pohybový šroub není samosvorný, protože úhel $\gamma > \delta'$. K zajištění stolu proti snížení použiji svěrné pojištění pohybového šroubu montážní deskou se svěrací pákou K0414 firmy Kipp viz *Obrázek 37* a *Obrázek 38*. Dírou s rozměrem $D = 14\text{ mm}$ (viz *Obrázek 38*) prochází část hřídele pohybového šroubu a otočením páčky na montážní desce dojde k jeho sevření a tím i udržení v poloze. [32]



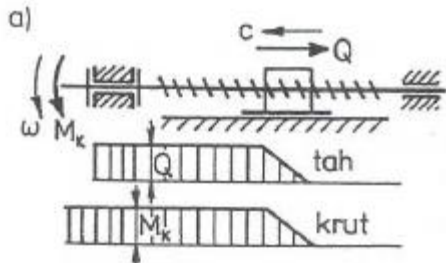
Obrázek 37 Ilustrační foto montážní desky [32]



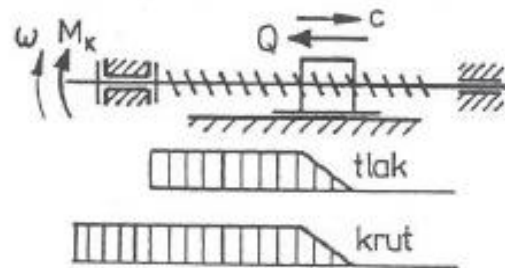
Obrázek 38 Skica montážní desky [32]

11.6 Uložení pohybového šroubu

Pohybový šroub lze uložit několika způsoby. Na základě průřezu trhu a možnosti použití ložiskových domků volím uložení dle schématu viz Obrázek 39 a Obrázek 40. [23]

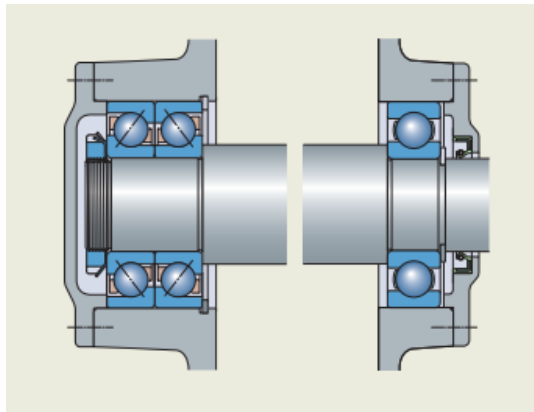


Obrázek 39 Schémata pohybů a rotace jedním směrem a působené zatížení [23]



Obrázek 40 Schémata pohybů a rotace druhým směrem a působené zatížení [23]

Na základě výše zvoleného uložení volím konfiguraci ložisek dle Obrázek 41 firmy SKF [26]

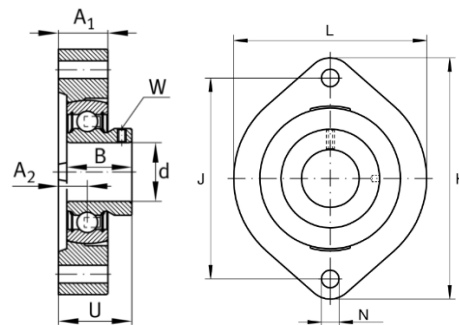


Obrázek 41 Axiálně vodící kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, axiálně volné kuličkové ložisko [26]

K uložení axiálně volného kuličkového ložiska volím ložiskovou jednotku FLCTEY15-XL INA s litinovým oválným tělesem s ložiskem zajištěným na červíka viz Obrázek 42 a Obrázek 43. Toto ložisko je převážně vodící, protože hlavní axiální zatížení zachytává dvojice ložisek s kosoúhlým stykem a radiální síly jsou minimální. Proto není toto ložisko potřeba počítat. Výhodou tohoto ložiskového domku je jeho schopnost vyrovnávat nesouosost hřídele a zajišťuje jednoduchou montáž dvěma šrouby. [27]

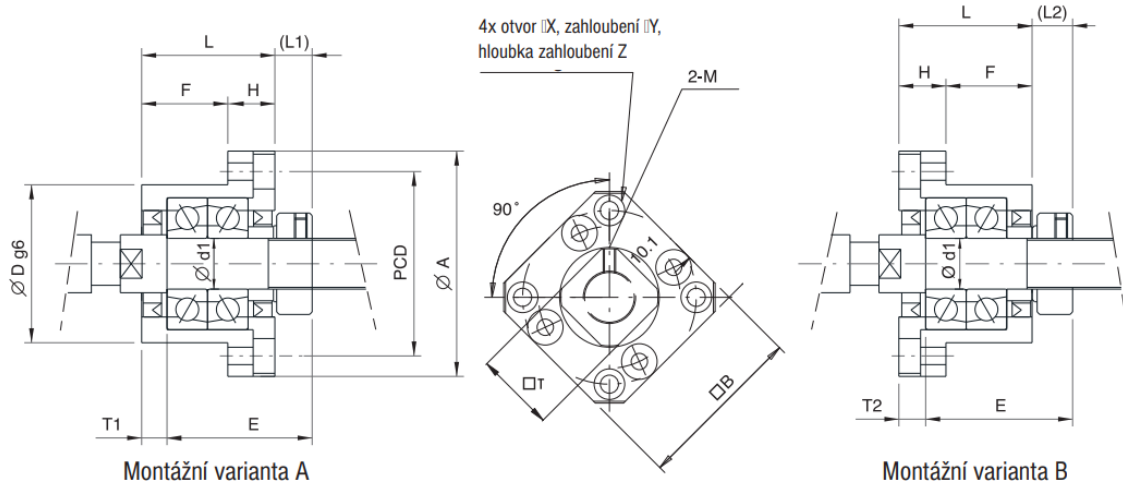


Obrázek 42 Ilustrační obrázek ložiskové jednotky FLCTEY15-XL INA s rozměry [27]



Obrázek 43 Skica s rozměry ložiskové jednotky FLCTEY-XL INA [47]

Na straně druhé volím uložení hřídele v ložiskové jednotce FK17 viz Obrázek 44. Ta se skládá ze dvou kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem typ 7203 A uloženy do konfigurace „O“. Jedná se o standartní ložiskový domek k uložení kuličkových a lichoběžníkových šroubů s předpětím ložisek. [28], [29]



Obrázek 44 Skica ložiskové jednotky FK17 [28]

11.6.1 Kontrola ložisek

Ložiska jsou zatěžována především stálou axiální silou od tlaku kapaliny, občasnými axiálními zátěžovými špičkami a hmotností prvků (pohybového šroubu, pohybové matice, kličky a spojovacích prvků). Ložiska operují vždy pod zatížením s velmi nízkými otáčkami. V takovém případě se ložiska kontrolují na statické zatížení. K tomuto výpočtu se počítá Ekvivalentní statické zatížení P_0 , z kterého se poté určí koeficient statické bezpečnosti $S_0 \geq k_{l_{min}}$. [30]

Parametry ložiska 7203 A dle SKF:

Základní statická únosnost

$$C_0 = 5,5 \text{ kN}$$

Výpočetní faktor Y_0 pro ložiska párovaná do „O“

$$Y_0 = 0,52$$

Minimální dovolená bezpečnost

$$k_{l_{min}} = 1$$

Zatížení ložisek

Axiální síla $F_a = Q = 6\,850 \text{ N}$

Radiální síla F_r je rozložena mezi všechny 3 ložiska.

$$F_r = \frac{(m_{\text{šroub}} + m_{\text{matice}} + m_{\text{klička}}) \cdot g}{3} = \frac{(1,8 + 0,35 + 0,34) \cdot 9,81}{3} = 8,3 \text{ N} \quad (52)$$

Z tohoto výpočtu je vidět, že radiální síla je zanedbatelná a tudíž s ní nebudu dále počítat.

$$P_0 = Y_0 \cdot F_a = 0,52 \cdot 6\,850 = 3562 \text{ N} \quad (53)$$

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{5500}{3562} = 1,54 > 1 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (54)$$

Z výpočtu vychází, že ložiska 7203 A v ložiskovém domku udrží celé axiální zatížení.

11.7 Nosné profily

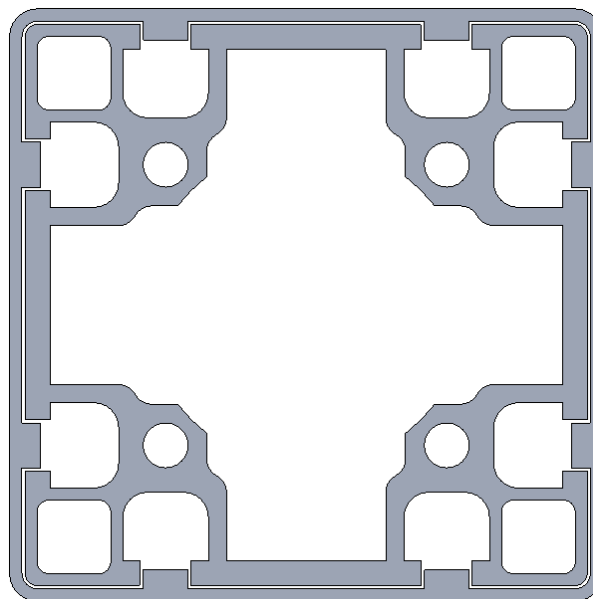
K tomuto účelu lze použít běžné ocelové nebo hliníkové profily tzv. Jekly, avšak k jejich spojení je potřeba přidaná práce k obrábění děr, výřezům, svařování, srážení hran a podobně, které přidávají náročnosti na výrobu a prodlužují výrobní proces. Alternativou k jeklům jsou hliníkové konstrukční systémy (stavebnicové systémy). Jsou to lisované hliníkové profily, které obsahují systém T drážek, do kterých zapadají speciální matice a lze takto spojit jakékoliv součásti. Jedná se o velmi flexibilní, jednoduché a rychle smontovatelné řešení s vysokou adaptabilitou. Vysokou možností použití a rychlostí smontování si vysloužil název „Dospělácké Lego“. Tyto konstrukční systémy jsou na trhu již řadu let a vyrábí je velká škála firem například Item, Bosch Rexroth AG nebo také Aluteckk.

Jako nosné profily volím stavebnicový systém od české firmy Aluteckk, kterou jsem vybral výhradně díky jejich nabídce teleskopických profilů, které jiné konkurenční firmy nenabízí. Hliníkové profily jsou vyrobeny z materiálu DIN AlMgSi0,5 F25 nebo v evropském standardu EN-AW-6063 T66 s mezí pevnosti $R_M = 240 \text{ MPa}$, smluvní mezí kluzu $R_{p02} = 215 \text{ MPa}$ a prodloužení při přetržení $A = 8\%$. Profily jsou přírodně eloxované o tloušťce $15 \mu\text{m}$. Všechny nosné vybrané profily jsou varianty řady profilů Modul 45 – drážka 8.

Hlavním důvodem výběru právě firmy Aluteckk je teleskopický profil 90x90, který zapadá do vnitřního čtvercového profilu 90x90 viz Obrázek 45. Důvod výběru profilu 90x90 je rozměr vnitřní dutiny $\varnothing 52 \text{ mm}$, který je ideální pro zvolený hydraulický válec, který má vnější rozměr $\varnothing 50 \text{ mm}$. Profily použité na rám stolu a na stojnu volím obdélníkový profil 45x90. Profily se dají spojovat mnoha způsoby, ale tím nejpevnějším je spojení fixačními úhelníky, proto použiji ke spojení profilů fixační úhelníky 25x40.

Hliníkové profily firmy Aluteckk použiji také ke konstrukci čerpadla. K tomu využiji Profil 30x30 úhlový lehký z řady profilů Modul 30 – drážka 6.

Profily budou osazeny profilovými krytkami, které mají za účel ochránit uživatele před ostrými hranami. Krytky jsou plastové součástky, jejichž modely jsou dostupné na stránkách výrobce a díky tomu využiji 3D tisk k jejich výrobě. [33]



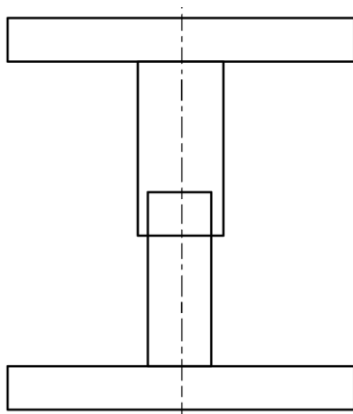
Obrázek 45 Vnitřní profil 90x90 vložený do teleskopického profilu 90x90

11.8 Kontrolní výpočty použitých profilů

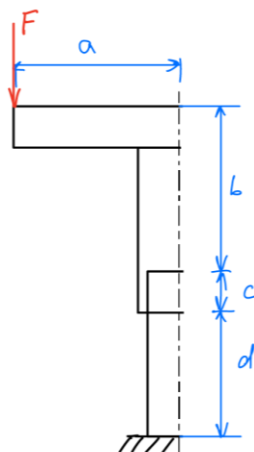
Je nutné zkontrolovat použité profily, zda mají dostatečnou pevnost pro naše použití. Kontrolu provedu statickým zatížením odvíjející se od vybraných parametrů stolu, tzn. aby stůl unesl zátěž 400 kg. Tento výpočet pokryje zkoušku svislým statickým zatížením dle ČSN EN 1730 (6.1.2), protože v normě jsou stanoveny stejné podmínky, avšak na nižší zatížení. Ze stejné normy bude provedena zkouška vodorovným statickým zatížením (6.1.1). Ostatní zkoušky jsou více komplexní a vyžadují náročnější výpočty nebo experimentální testy, proto se omezím na tyto 2 zkoušky, které jsou statického charakteru.

11.8.1 Zkouška svislým statickým zatížením

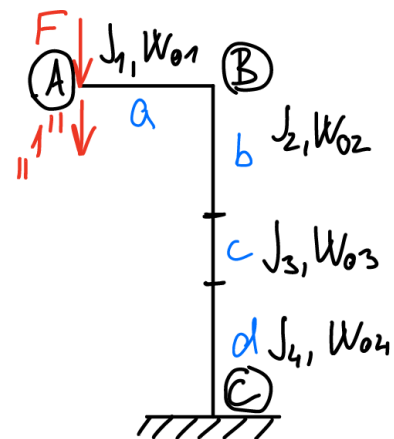
K výpočtu použiji zjednodušený model viz Obrázek 46 a nejméně příznivou situaci, a to je veškeré zatížení na rohu desky stolu, kde veškerá síla působí na jednu nohu v největší vzdálenosti, a stůl ve zdvižené poloze viz Obrázek 47 a Obrázek 48. Konstrukce je dominantně zatížena ohybem, proto budou výpočty provedeny pouze na ohyb. Pro výpočet maximálního průhybu a natočení v rohu stolu použiji Mohrův integrál. K výpočtu mohrova integrálu využiji skici průběhů ohybových momentů Obrázek 49 a Obrázek 50. [34]



Obrázek 46 Skica konstrukce



Obrázek 47
Zjednodušená skica



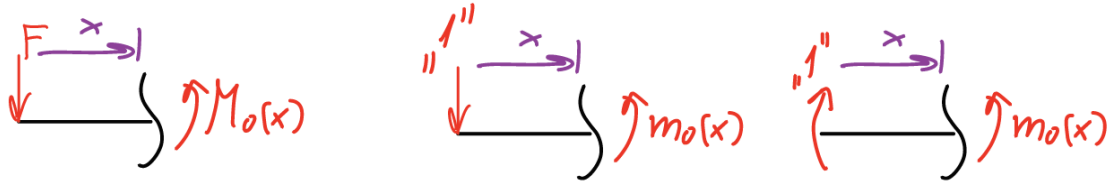
Obrázek 48 Výpočetní skica

Tabulka 7 Parametry pro kontrolní výpočty použitých profilů

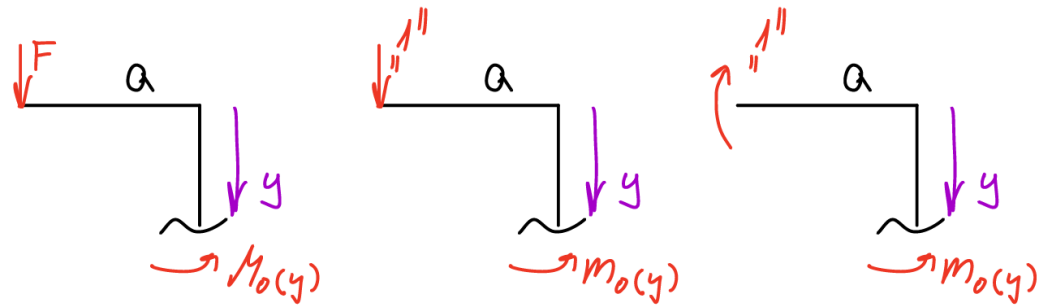
Parametry pro výpočet

m_{max} [kg]	400 kg	J_2	1257700 mm ⁴
a	500 mm	$J_3 = J_2 + J_4$	3129400 mm ⁴
b	530 mm	J_4	1871700 mm ⁴
c	125 mm	W_{o1}	14520 mm ³
d	415 mm	W_{o2}	27950 mm ³
e	45 mm	$W_{o3} = \frac{J_3}{e}$	69542 mm ³
E_{al}	$69000 \frac{N}{mm^2}$	W_{o4}	41820 mm ³
J_1	326700 mm ⁴	$k_{o_{min}}$	1,5

$$F_z = m_{max} \cdot g = 400 \cdot 9,81 = 3924 \text{ N} \quad (55)$$



Obrázek 49 Skici řezu oblasti A-B



Obrázek 50 Skici řezu oblasti B-C

Tabulka 8 Výpočty průběhů ohybových momentů

	$M_o(x), (y)$	$m_o(x), (y)$	$m_o^\varphi(x), (y)$
$x \in \langle 0; a \rangle$	$F_z \cdot x$	x	1
$y \in \langle 0; b \rangle$	$F_z \cdot a$	a	1

Z vypočítaných rovnic z Tabulka 8 lze vypočítat, že

$$M_{o_{max}}^{ver} = F_z \cdot a = 3924 \cdot 500 = 1962000 \text{ Nmm} \quad (56)$$

Z parametrů je vidět, že

$$W_{o1} < W_{o2} < W_{o4} < W_{o3} \rightarrow W_{o_{min}}^{ver} = W_{o1} \quad (57)$$

Výpočet kritického ohybového napětí. Musí platit $k_o^{ver} > k_{o_{min}}$

$$\sigma_o^{ver} = \frac{M_{o_{max}}^{ver}}{W_{o_{min}}^{ver}} = \frac{1962000}{14520} = 135,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (58)$$

$$k_o^{ver} = \frac{RP_{02}}{\sigma_o^{ver}} = \frac{215}{135,1} = 1,59 > 1,5 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (59)$$

Výpočet posunutí přes mohrův integrál

$$u = \frac{1}{E_{al} \cdot J_1} \cdot \int_0^a M_o(x) \cdot m_o(x) dx + \frac{1}{E_{al} \cdot J_2} \cdot \int_0^b M_o(y) \cdot m_o(y) dy + \frac{1}{E_{al} \cdot J_3} \cdot \int_0^c M_o(y) \cdot m_o(y) dx + \frac{1}{E_{al} \cdot J_4} \cdot \int_0^d M_o(y) \cdot m_o(y) dy = \frac{1}{E_{al} \cdot J_1} \cdot \left(F_z \cdot \frac{a^3}{3} \right) + \frac{F_z \cdot a^2 \cdot b}{E_{al} \cdot J_2} + \frac{F_z \cdot a^2 \cdot c}{E_{al} \cdot J_3} + \frac{F_z \cdot a^2 \cdot d}{E_{al} \cdot J_4} = \quad (60)$$

$$\frac{3924 \cdot 500^3}{69000 \cdot 326700 \cdot 3} + \frac{3924 \cdot 500^2 \cdot 530}{69000 \cdot 1257700} + \frac{3924 \cdot 500^2 \cdot 125}{69000 \cdot 3129400} + \frac{3924 \cdot 500^2 \cdot 415}{69000 \cdot 1871700} = \mathbf{16,37 \text{ mm}}$$

Výpočet naklopení přes mohrův integrál

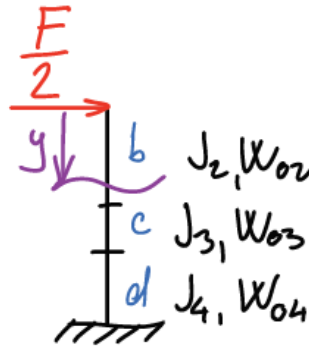
$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{1}{E_{al} \cdot J_1} \cdot \int_0^a M_o(x) \cdot m_o^\varphi(x) dx + \frac{1}{E_{al} \cdot J_2} \cdot \int_0^b M_o(y) \cdot m_o^\varphi(y) dy + \\ & \frac{1}{E_{al} \cdot J_1} \cdot \int_0^c M_o(y) \cdot m_o^\varphi(y) dx + \frac{1}{E \cdot J_4} \cdot \int_0^d M_o(y) \cdot m_o^\varphi(y) dy = \\ & \frac{F_z \cdot a^2}{E_{al} \cdot J_1 \cdot 2} + \frac{F_z \cdot a \cdot b}{E_{al} \cdot J_2} + \frac{F_z \cdot a \cdot c}{E_{al} \cdot J_3} + \frac{F_z \cdot a \cdot d}{E_{al} \cdot J_4} = \end{aligned} \quad (61)$$

$$\frac{69000 \cdot 326700 \cdot 2}{3924 \cdot 500^2} + \frac{69000 \cdot 1257700}{3924 \cdot 500 \cdot 530} + \frac{69000 \cdot 3129400}{3924 \cdot 500 \cdot 125} + \frac{69000 \cdot 1871700}{3924 \cdot 500 \cdot 415} = \mathbf{0,04 \text{ rad}} \rightarrow \varphi = \mathbf{2,29^\circ}$$

Výsledné deformace jsou podle očekávání celkem vysoké, avšak jsou to výsledky pro krajní případ, který předpokládám, že bude nastávat velmi zřídka, proto je hodnotím jako přijatelné.

11.8.2 Zkouška vodorovným statickým zatížením

Dle normy ČSN EN 1730. Pro náš případ se zkouška provádí vodorovným zatížením na střed pracovní desky silou $F_{zk} = 400 \text{ N}$ ve zdvižené poloze viz Obrázek 18. Parametry pro výpočet jsou stejné jako při výpočtu zkoušky vertikální statickou silou. Pro výpočet nehraje roli, z jaké strany je stůl zatížen, zatížení se vždy rozdělí do obou nohou. Výpočet je proveden pomocí skici Obrázek 51 [34]



Obrázek 51 Výpočtová skica zkoušky vodorovným zatížením

$$y \in \langle 0; b + c + d \rangle$$

$$M_o^{hor} = \frac{F_{zk}}{2} \cdot y \quad (62)$$

$$M_o^{hor_{max}} = \frac{F_{zk}}{2} \cdot (b + c + d) = 200 \cdot (530 + 125 + 415) = 214\,000 \text{ Nmm} \quad (63)$$

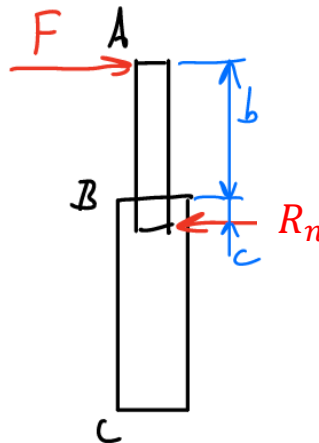
$$W_{o_{min}}^{hor} = W_{02} = 27\,950 \text{ mm}^3$$

Kritické napětí v ohybu při zatížení horizontální silou.

$$\sigma_o^{hor} = \frac{M_{o_{max}}^{hor}}{W_{o_{min}}^{hor}} = \frac{\left(\frac{F_{zk}}{2} \cdot (b + c + d)\right)}{W_{o2}} = \frac{214000}{27950} = 7,7 \frac{N}{mm^2} \quad (64)$$

Napětí v ohybu je výrazně menší než mez kluzu a dovolené napětí, proto není potřeba počítat deformace přes časově náročné výpočty mohrova integrálu. Deformace vyjdou maximálně v řádu milimetrů, a to jsou přijatelné deformace.

Díky vůlím nutným k umožnění pohybu mezi vnitřním profilem a vnějším teleskopickým profilem může nastat problém v bodě B viz Obrázek 52, který funguje jako otočný kloub a vnitřní profil se hranou opírá o vnější teleskopický profil.



Obrázek 52 Skica uložení teleskopických profilů

$$M_B: \frac{F_{zk}}{2} \cdot b = c \cdot (-R_n) \quad (65)$$

$$R_n = -\frac{F_{zk}}{2} \cdot \frac{b}{c} = -\frac{400}{2} \cdot \frac{530}{125} = -848 N \quad (66)$$

Díky síle vznikající na hranu profilu, která má jen minimální plochu mohou vznikat velká napětí, která mohou mít za následek promáčknutí hrany do vnějšího teleskopického profilu z vnitřní a vnější strany. Toto jsem se pokusil vyřešit vyplněním vůle mezi profily kluznou páskou, tak aby nedocházelo k dotyku kov na kov. Funkčnost tohoto řešení nelze posoudit bez experimentálního testu, protože výrobce nestanovuje přesnosti rozměrů, které určují vůli mezi posuvnými prvky. Známe akorát nominální rozměr vůle, který vychází 0,5mm.

11.9 Kluzný doplňkový prvek

K zajištění hladšího prokluzu a k zamezení dotyku mezi teleskopickým profilem a vnitřním profilem 90x90 a hydraulickým válcem volím nalepení kluzné pásky Tesa® 51206 na vnitřní stranu teleskopické nohy ke spodnímu kraji a na vnější stranu profilu 90x90 k hornímu kraji, také na horní i spodní strany hydraulických válců v nohou. Páska Tesa® 51206 je speciální kluzná páska z PE-UHMW na eliminaci nežádoucích zvuků a ochraně povrchu proti opotřebení a abrazi. Páska disponuje vysokou hustotou materiálu nosiče, vysokou adhezí, tloušťkou $114 \mu\text{m}$. Je velmi odolná proti stárnutí a abrazi. Pásku lze koupit u prodejce Hanaktrade. [35], [36]

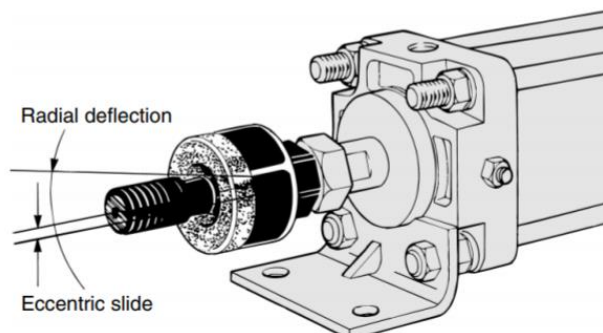
11.10 Floating Joint

Floating joint firmy SMC je prvek, který dokáže vyrovnávat radiální posuny $U = 1 \text{ mm}$ a natočení $\pm 5^\circ$ viz Obrázek 53 a Obrázek 54. Je vhodný pro vysoké tahové a tlakové zatížení. Tento prvek je vhodný do této konstrukce, protože odstraňuje nutnost použití přesných tolerancí, které jsou nežádoucí z důvodu zvýšení nákladů a času na výrobu. Nejvhodnější místo pro uložení Floating jointu je mezi pístnicí hydraulického válce a zdvižné nohy hliníkovým nosným profilem stojny.

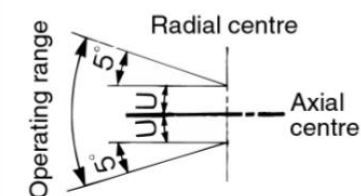
Volím Floating joint s přírubou model JAF63-18-150 s dovoleným zatížením dle katalogu $F_D = 11\,000 \text{ N}$, které musí být větší než zatížení konstrukce.

$$F_D \geq F_{max} \rightarrow 11000 \text{ N} \geq 4317 \text{ N} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (67)$$

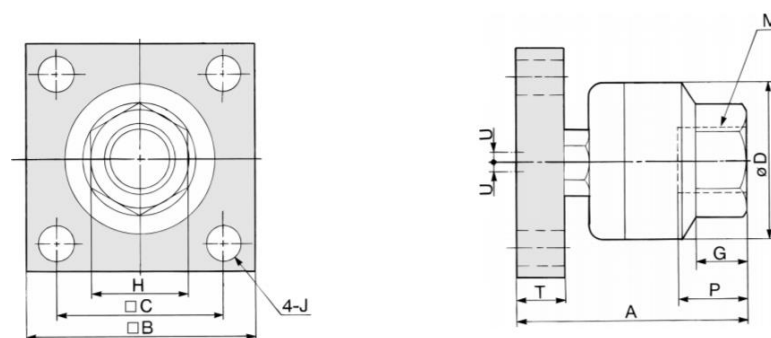
Výhodou zvoleného floating jointu je rozteč děr (rozměr C z Obrázek 55) příruby shodující se roztečí děr ve vnitřním profilu 90x90 a vyhovující díře pro šroub M8, tudíž této skutečnosti lze využít ke spojení prvků. [37]



Obrázek 53 Funkce Floating Jointu [37]



Obrázek 54 Rozsah pohybu [37]



Obrázek 55 Skica vybraného floating jointu [37]

11.11 Volba vedení média

Pro vedení kapaliny využijí hydraulické hadice, které jsou levné a dostupné řešení, hojně využívané v praxi. Pro přenos kapaliny hydraulickými hadicemi musí platit, že maximální rychlost proudění v hadicích nesmí přesáhnout $v_{max} = 5 \frac{m}{s}$, kdy může nastat turbulentní proudění a zvýšení teploty, což může způsobovat problémy spojené s rázovým klesáním tlaku a podobně. [22]

Rychlost proudění ve válci je totožná s rychlostí pohybového šroubu $v_{přp} = 10 \frac{mm}{s}$. Zákon kontinuity nám říká, že průtok potrubím je ve všech místech stejný a platí $Q_{válec} = Q_{hadička}$.


Průtok válce se vypočítá:

$$Q_{válec} = S \cdot v_{přp} \cdot \frac{6}{1\,000} = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} \cdot 10^{-2} \cdot 10 \cdot \frac{6}{1\,000} = 0,42 \frac{l}{min} \quad (68)$$

Z toho si vyjádřím rychlost proudění kapaliny v hadičce $v_{hadička}$ s předběžně zvolenou hadičkou s vnitřním průměrem $d_{in} = 6\,mm$

$$v_{hadička} = \frac{Q_{válec}}{S_{hadička}} = \frac{0,42}{\frac{\pi \cdot 6^2}{4} \cdot 60 \cdot 10^{-3}} = 0,24 \frac{m}{s} \rightarrow 5 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (69)$$

K vedení kapaliny volím hydraulickou hadici firmy GATES řady CR s vnitřním průměrem 6 mm a jedním vnějším opletem ocelovým drátem. Značení hadice CR1-06 od prodejce VSK Profi s.r.o viz Obrázek 56 [38]



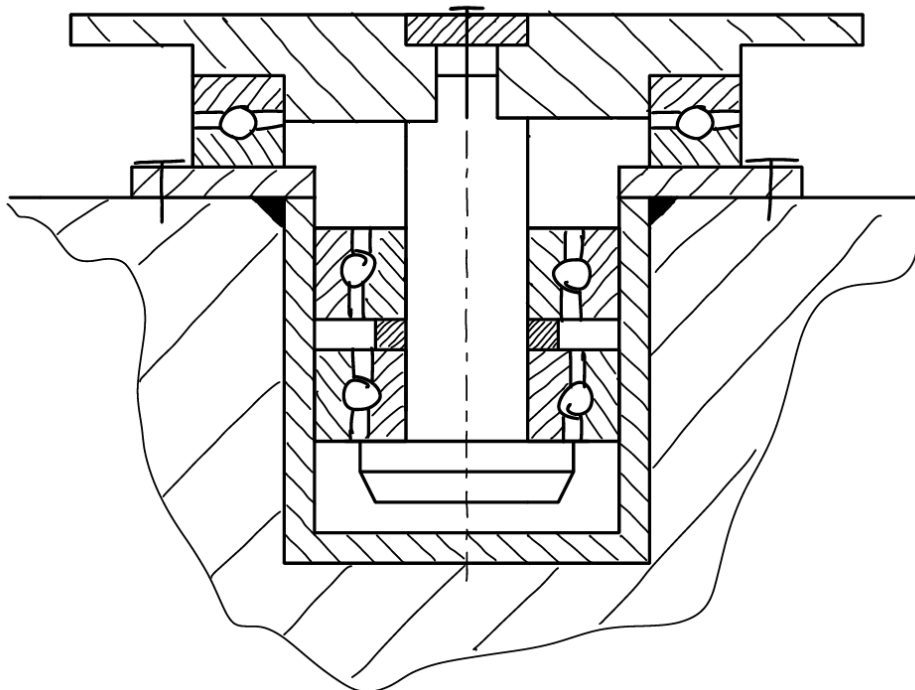
Hydraulické hadice CR1							
Obj. č.	Počet opletů	Průměr (mm)		Tlak (bar)		Poloměr ohybu (mm)	Hmotnost (g/m)
		vnitřní	vnější	pracovní	poruchový		
CR1-06	1	6	13,2	225	900	100	210
CR1-08	1	8	15,1	215	860	115	260
CR1-10	1	10	16,8	180	720	130	340
CR1-12	1	12	19,8	160	640	180	390
CR1-16	1	16	23,1	130	520	200	430
CR1-19	1	19	27,2	105	420	240	550
CR1-25	1	25	35,1	87	348	300	820

Obrázek 56 Parametry zvolené hydraulické hadice [38]

Hadice nutno nařezat na požadované délky dle výkresu sestavy s kusovníkem. Dále je potřeba je osadit koncovkami se závitem G 3/8". Dle katalogového listu volím lisovací koncovky Megacrimp MG-M-386 od stejného prodejce. K připojení je použita koncovka s vnějším G-závitem, s kuželem 60° firmy Megacrimp. [39]

11.12 Točna

Točna je otočná kruhová deska uložena v ložiskách v pracovní desce stolu. Vzhledem k materiálu desky (dřevo) nelze uložit ložiska přímo do desky stolu. Nelze do tohoto materiálu vyvrtat dostatečně přesné díry na uložení ložisek a nelze dosáhnout požadované čistoty. Proto je potřeba celý mechanismus uložit do pouzdra, které bude následně přišroubováno ke stolu jako celek. Vnější průměr desky volím $D = 300 \text{ mm}$. Deska přenáší převážně axiální zatížení od těles na ní položených, proto volím uložení v axiálním ložisku, avšak ložiska takto velkých průměrů jsou velmi drahá, a proto je nelze využít. Proto vyberu ložisko, které bude mít nejlepší poměr $\frac{\text{cena}}{\text{vnější průměr}}$. Volím axiální kuličkové ložisko 51126 NF ZKL s vnějším průměrem $D = 170 \text{ mm}$. Tento průměr je menší než zvolených 300 mm. V případě, kdyby byla deska zatížena dále od středu, než je vnější průměr ložiska, začal by vznikat moment, který by mohl desku z ložiska převrhnout s horním kroužkem axiálního ložiska. Také je potřeba zajistit přenos jakýchkoliv sil působících paralelně na axiální ložisko, která jsou pro něj nepřípustná. Proto volím doplnění axiálního ložiska dvěma radiálními kuličkovými ložisky. Radiální kuličková ložiska volím 6009-2RS ZKL. Konstrukci volím dle Obrázek 57. Konstrukce bude doplněna stahovacím prstenem vyrobeným metodou 3D tisku okolo axiálního ložiska, který má stažením sevřít axiální ložisko a zamezit jeho rotaci, také funguje jako kryt pro axiální ložisko před nečistotami. Stahování prstenu bude zajištěno třmenovým rychloupínačem GN 851-160-T2 od firmy Eles+Gante. Výpočty ložisek nejsou potřeba, protože deska nebude reálně zatížena více než 50 kg, a to je velmi nízké zatížení pro axiální kuličkové ložisko 51126 NF ZKL, které má základní únosnost $C = 127,3 \text{ kN}$. [40], [41], [42], [43], [44]



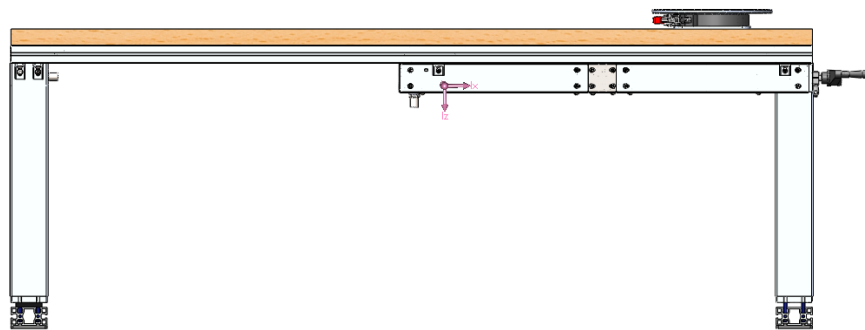
Obrázek 57 Skica konstrukce otočného stolu

12. Výsledné parametry stolu

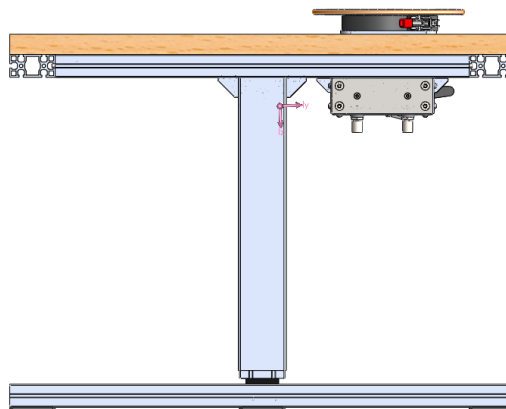
Dosažené parametry, které jsou popsány v rešerši (Parametry)

Tabulka 9 Dosažené parametry

Kapacita (kg)	400 kg
Rozměr plošiny (A x B)	2 x 1 m
Zdvih (S)	400 mm
Minimální výška (H1)	745 mm
Maximální výška (H2)	1145 mm
Typ ovládání	Ruční ovládání
Typ zvedání	Hydraulické
Umístění zvedacího motoru	-
Počet zdvihů (denně)	Není stanovena
Počet denních směn a odhadovaná životnost	Není stanovena
Přesnost zvedání	Vysoká
Typologie (pevná nebo pohyblivá)	Pevná
Typologie zatížení	Vertikální zatížení
Hmotnost	132 kg (bez tekutiny)
Instalace	Vnitřní
Těžiště	Pousnuté od středu viz Obrázek 58 a Obrázek 59 X = 82.07 mm Y = 35.05 mm Z = 141.95 mm



Obrázek 58 Zobrazení těžiště z předu



Obrázek 59 Zobrazení těžiště z boku

13. Cenová kalkulace

Cenová kalkulace se skládá z nakupovaných dílů a jejich úprav, vyráběných dílů a nákladů na práci, které se skládají ze svařování a montáže. Náklady na práci odhaduji 3 000 Kč. Ceny vyráběných dílů a náklady na práci jsou pouze odhadnuty. Pro odhad ceny vyráběných dílů je použita cena polotovaru, váha dílu a počet obráběných ploch. Hledání cen pro jednotlivé spojovací prvky (šrouby, matice...) by bylo velmi časově náročné, protože jich je v sestavě mnoho různých druhů. Proto odhaduji cenu veškerého spojovacího materiálu najednou 3 000 Kč. Pístní tyče hydraulických válců je potřeba navrtat na čele v ose. Pístní tyč je chromovaná vrstvou o síle $25\mu\text{m}$. Vzhledem k této skutečnosti je operace vrtání více náročná na řezné nástroje a obráběcí podmínky. Proto bude přičtena mírně vyšší cena úpravy na hydraulických válcích. Pro části, na kterých je potřeba přesnějších tolerancí například kvůli ložiskům je přičtena vyšší cena na výrobu.

Tabulka 11 a Tabulka 10 lze již vypočítat celkovou cenu stolu.

$$\begin{aligned} \text{Výsledná cena} &= \text{nákup}_{\text{díly}} + \text{nákup}_{\text{spojovák}} + \text{výroba} + \text{práce} \\ &= 46\,381 + 14\,320 + 3\,000 + 3\,000 = \mathbf{66\,701\,Kč} \end{aligned} \quad (70)$$

Tabulka 10 Cenová kalkulace vyráběných dílů

Název dílu	počet ks	Materiál	hmotnost (g)	cena polotovaru	cena (Kč)/ks	Celková cena (Kč)
Příruba - navařovací	2	S235JR	324,66	55 Kč/kg	1000	2000
Příchytný válec - navařovací	2	S235JR	148,93	55 Kč/kg	500	1000
Úchytný plech - zadní	1	AISI 304	534,81	150 Kč/kg	700	700
Úchytný plech - střední	1	6063-T6	491,81	170 Kč/kg	450	450
Úchytný plech - přední	1	6063-T6	405,08	170 Kč/kg	400	400
Spojovací příruba	1	6063-T6	95,35	170 Kč/kg	400	400
oboustranný šroub M8-M4	4	S235JR	13,52	55 Kč/kg	150	600
Spojovací plech_1	4	AISI 304	26,89	100 Kč/kg	150	600
Spojovací plech_2	2	AISI 304	71,75	100 Kč/kg	200	400
Zakrytování_1	2	EN-AW 5005	174,84	62,25 Kč/kg	270	540
Zakrytování_2	2	EN-AW 5005	539,24	62,25 Kč/kg	450	900
Zakrytování_3	1	EN-AW 5005	517,09	62,25 Kč/kg	440	440
Zakrytování_4	2	EN-AW 5005	170,83	62,25 Kč/kg	260	520
Zakrytování_5	1	EN-AW 5005	527,48	62,25 Kč/kg	440	440
Distanční podložka	4	PLA	1,46		10	40
Ložiskové uložení	1	6063-T6	84,8	170 Kč/kg	350	350
Rotační hřídel točny	1	6063-T6	261,58	170 Kč/kg	550	550
Příchytná příruba	1	6063-T6	526,84	170 Kč/kg	700	700
Točna	1	6063-T6	3015,19	170 Kč/kg	1500	1500
Ucpávka	1	6063-T6	67,69	170 Kč/kg	250	250
Krytka_1	1	PLA	54,84		20	20
Krytka_2	1	PLA	55,05		20	20
podstava	6	POM	150	388,41 Kč/m ²	200	1200
Krytky na profily	x	PETG				300
					Výsledná cena	14 320



Tabulka 11 Cenová kalkulace nakupovaných dílů

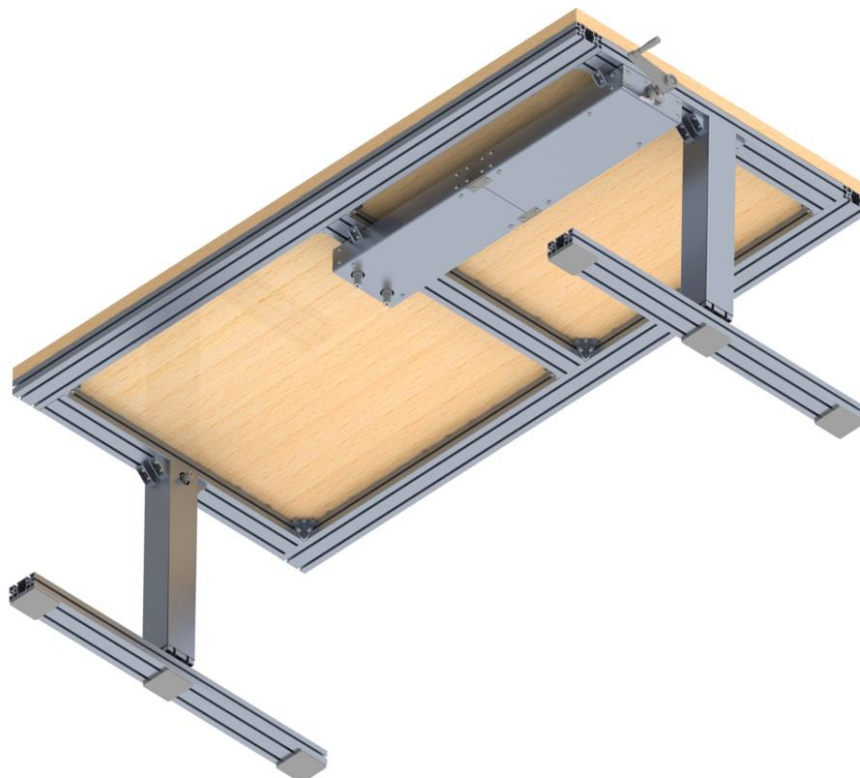
Název dílu	počet ks	cena/ks (Kč)	úprava	cena po úpravě (Kč)/ks	cena celkem (Kč)
Ložisková jednotka flctey15-xl	1	718,16			718,16
Pracovní deska	1	5 477,28			5 477,28
JAF50_16_150_0_	2	1 546			3 092
Hydraulický válec d30-L400_1	2	2 867,12	navrtání děr se závitem	3 200	6 400
Hydraulický válec d30-L400_2	2	2 867,12	navrtání děr se závitem	3 200	6 400
Trapézový šroub 24x10	1	961,57	Soustružení	2 000	2 000
Přírubová matice TR24x10	1	1 050,31			1 050,31
FK17	1	1 383,4			1 383,4
Montážní deska K0414.04141	1	725,58			725,58
Crank with fold-away handle MT.130+IR A-14(O)	1	1 073,38			1073,38
C-Washer GN 184-25	2	26,4			52,8
Ložisko_51126	1	801,2			801,2
Ložisko_6009_2RS1	2	76,09			152,18
Latch type toggle clamp GN 851 160 T2	1	610,74			610,74
Koncovka MG-M-386	4	126,93			507,72
Fixační úhelník 28x28	1	243,94			243,94
Profil 90x90 - 1080 mm	1	1 600,8	vrtání děr se závitem	2 000	2000
Profil 90x90 Teleskop - 1160 mm	1	1 148,18	vrtání děr	1 300	1300
Profil 45x90 - 820	1	1 741,89			1 741,89
Profil 45x90 - 2000	1	4 248,60			4 248,6
Profil 45x90 - 1000	1	2 124,30	vrtání	2 300	2 300
Profil 30x30 úhlový lehký - 1968mm	1	611,98	vrtání děr se závitem	1 000	1 000
Profil 30x30 úhlový lehký - 2009,6 mm	1	624,97	vrtání děr se závitem	1 000	1 000
Fixační spoj - 3 strany	1	441,41			441,41
Fixační úhelník 25x40	1	659,21			659,21
Hadice CR1-06	2	72,53			145,06
Kluzná páska Tesa	1	856			856
				Výsledná cena	46 380,86

14. CAD model

CAD model je vytvořen v programu SolidWorks 2019-2020 se školní licenci poskytnutou fakultou. V modelu nejsou modelovány krytky profilů, které budou potřebné pro ochranu uživatele před ostrými hranami konců profilů.



Obrázek 60 Obecný pohled na stůl ze shora



Obrázek 61 Obecný pohled na stůl ze spodu



Obrázek 62 Obecný pohled na vnitřní součásti čerpadla



Obrázek 63 Obecný pohled na točnu

15. Závěr

V práci jsem provedl rešerši na obecná témata týkající se polohovatelných stolů a stolového nábytku. Témata se týkají především udávání parametrů pohybových stolů, typů pohonů pohybových mechanismů, trhu s polohovatelnými stoly, ergonomie práce u stolu, zkoušek stolového nábytku a materiálů využívaných při výrobě stolového nábytku.

Dále byl proveden výběr parametrů stolu, kterých jsem se v práci pokusil dosáhnout. Jedná se především o nosnost stolu 400 kg, zdvih 400 mm, konstrukci točny a pokusu o co nejnižší celkovou cenu. Práci jsem pokračoval výběrem typu pohonu stolu, na které navazovaly koncepční návrhy pohonu použitelné pro konstrukci. Zvolil jsem hydraulický typ pohonu s uzavřeným okruhem. Princip zvoleného řešení spočívá ve spojení dvou dvojic hydraulických válců pohybovým šroubem. Jedna dvojice se skládá z hydraulického válce v čerpadle spojeného hydraulickou hadicí s hydraulickým válcem v noze. Rotačním pohybem trapézového šroubu je vyvozena síla na hydraulické válce v čerpadle, které tlačí kapalinu do hydraulických válců v nohou. Zvolil jsem jednočinné hydraulické válce s průměrem pístnice 30 mm o zdvihu 400 mm firmy Stasto, které byly vybrány na základě rozměrů, výpočtu na vzpěr a dále zkontrolovány na maximální tlak. Hydraulické válce v čerpadle jsem vybral stejné jako v nohou. Dále byl proveden výpočet pohybového šroubu na základě navržených skic a parametrů. Zvolil jsem pohybový trapézový rovnoramenný šroub s dvojitým stoupáním 24x10 z oceli C45 spárovaný s bronzovou přírubovou maticí. Posléze byl proveden výběr uložení a výběr potřebných ložisek s náležitými výpočty. Pro rotaci pohybového šroubu jsem zvolil manuální kličku od firmy Eles+Ganter. Pro zajištění pohybového šroubu v poloze jsem zvolil svěrnou montážní desku od firmy Kipp. Při operaci se stolem je nutné použít obě ruce. Jednou rukou se uvolní svěrná deska otočením páčky a druhou rukou se začne otáček ke zdvihu nebo snížení stolu. Po dosažení požadovaného zdvihu se zamkne svěrná deska a tím se udrží stůl v dané poloze. Při konstrukci čerpadla se mi nepodařilo dosáhnout jeho celkové délky menší než 1 metr, proto by klička překážela při práci na stole. Z toho důvodu je nutné čerpadlo otočit o 90° a klička je uložena z boku stolu.

Následuje výběr konstrukce stolu. Konstrukci jsem zvolil na dvou nohou, v kterých jsou uloženy hydraulické písty. Na hydraulické písty není dovolené jakékoliv radiální zatížení, proto volím uložení hydraulických válců v teleskopických nohou na „Floating jointech“, které vyrovnávají radiální posunutí a osově naklopení. Vzhledem k nutnému zajištění teleskopického uložení nohou jsem zvolil modulární stavebnicový systém firmy Aluteckk, který nabízí teleskopické profily velikosti 90x90 pasující na standardní profily 90x90 modul 45 s drážkou 8 mm. Pro lepší kluznou funkci a pojištění proti dotyku kov na kov jsem zvolil speciální kluznou pásku firmy Tesa. Pro vybrané profily jsem provedl kontrolní výpočty tak, aby splňovali zvolené parametry a ostatní statické zkoušky stolového nábytku podle normy ČSN EN 1730.

Pro konstrukci točny jsem zvolil kruhovou desku uloženou na axiálním ložisku a dvou radiálních ložiscích, konstruovanou jako jeden celek, který je možné navrtat do pracovní desky dle přání zákazníka.

V poslední části je provedena cenová kalkulace stolu, z které vyšla výsledná cena stolu 66 701 Kč. Stůl jsem se snažil konstruovat tak, aby cenou a parametry konkuroval stolu 4E firmy Item, který po komunikaci s výrobcem stojí 70 000 Kč, což se mi po teoretické stránce povedlo. Avšak pro zjištění funkčnosti a maximálního zatížení je nutné stůl zkonstruovat a vyzkoušet. Paralelně s návrhy jsem tvořil 3D model, jehož obrázky jsou v kapitole s názvem CAD model.

16. Seznam použitého značení

Značka	Název	Jednotka
l	Charakteristický rozměr uložení pístu	[mm]
m_{max}	Maximální zatížení	[kg]
$m_{konstrukce}$	Hmotnost konstrukce	[kg]
p_n	Počet nohou	[-]
n	Koeficient případu uložení při vzpěru	[-]
k_{min}	Minimální koeficient bezpečnosti	[-]
F_{max}	Maximální síla od zatížení	[N]
F_{kr}^I	Kritická síla pro 1. případ vzpěru	[N]
J_{min}	Minimální kvadratický moment setrvačnosti pístnice	[mm ⁴]
d_{min}	Minimální průměr pístnice	[mm]
λ	Štíhlostní poměr	[-]
λ_m	Mezní štíhlostní poměr	[-]
σ_{Pt}	Mez pevnosti	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
i_x	Poloměr setrvačnosti	[mm]
p_{max}	Maximální pracovní tlak hydraulického válce	[bar]
v_D	Maximální rychlost pístu	$\left[\frac{mm}{s} \right]$
ϑ	Faktor zatížení	[-]
F_{out}	Potřebná výstupní síla z hydraulického válce	[N]
F_p	Síla od tlaku kapaliny	[N]
μ	Hydromechanická účinnost	[-]
p	Tlak kapaliny	[MPa]
Z	Rozměr přesahu pístnice z válce	[mm]
*	Zdvih	[mm]
l_{min}	Délka hydraulického válce v zatažené poloze	[mm]
l_{max}	Délka hydraulického válce v roztažené poloze	[mm]
Q	Osová síla vyvozená na šroub	[N]
p_D	Dovolený tlak v závitech	[MPa]
ψ_H	Výpočtový součinitel druhu závitu	[-]
ψ_h	Výpočtový součinitel rozměru závitu	[-]
d'_2	Předběžný střední průměr závitu	[mm]
d_2	Střední průměr závitu	[mm]
v_{pot}	Rychlost pohybu k dosažení	$\left[\frac{mm}{s} \right]$
$\omega_{př}$	Předpokládaná úhlová rychlost	$\left[\frac{rad}{s} \right]$
$n_{př}$	otáčky při předpokládané úhlové rychlosti	$\left[\frac{1}{min} \right]$
$v_{př}$	Rychlost pohybu šroubu při otáčení $\omega_{př}$	$\left[\frac{mm}{s} \right]$
n_{ot}	Počet otáček pro celý zdvih	[-]
ω_{pot}	Potřebná úhlová rychlost pro dosažení v_{pot}	$\left[\frac{rad}{s} \right]$
$v_{přp}$	Rychlost pohybu šroubu při otáčení $\omega_{př}$ po přepočtu	$\left[\frac{mm}{s} \right]$
n_{otp}	Počet otáček pro celý zdvih po přepočtu	[-]



ω_{mot}	Potřebná úhlová rychlost pro dosažení v_{pot} po přepočtu	$\left[\frac{rad}{s} \right]$
n_{mot}	Potřebné otáčky pro dosažení v_{pot}	$\left[\frac{1}{min} \right]$
d	Vnější rozměr šroubu	$[mm]$
P	Stoupání	$[mm]$
i	Počet chodů závitu	$[-]$
D_4	Malý průměr matice	$[mm]$
D_2	Střední průměr matice	$[mm]$
d_3	Průměr dříku	$[mm]$
D_1	Velký průměr matice	$[mm]$
γ	Úhel stoupání	$[^\circ]$
β_n	Úhel boku	$[^\circ]$
δ'	Třecí úhel	$[^\circ]$
h	Výška matice	$[mm]$
z	Počet závitů	$[-]$
z_ζ	Počet činných závitů	$[-]$
σ_d	Napětí v tlaku	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
S_3	Plocha průřezu dříku	$[mm^2]$
σ_k	Mez kluzu	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
$k_{d_{min}}$	Minimální koeficient bezpečnosti v tlaku	$[-]$
k_d	Koeficient bezpečnosti v tlaku	$[-]$
M_k	Kroutící moment	$[Nmm]$
W_{k3}	Ohybový průřezový modul	$[mm^3]$
τ	Napětí v krutu	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
k_τ	Koeficient bezpečnosti v krutu	$[-]$
$k_{\tau_{min}}$	Minimální koeficient bezpečnosti v krutu	$[-]$
σ_{red}	Redukované napětí	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
α	Koeficient kombinovaného napětí s krutem	$[-]$
$k_{red_{min}}$	Minimální redukovaný koeficient bezpečnosti	$[-]$
k_{red}	Redukovaný koeficient bezpečnosti	$[-]$
l_p	Předběžná délka šroubu	$[mm]$
l_v	Výpočtová délka šroubu	$[mm]$
k_v	Koeficient bezpečnosti ve vzpěru	$[-]$
σ_E	Kritické napětí ve vzpěru dle Eulera	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
η_z	Účinnost závitové dvojice	$[-]$
P_ξ	Výkon potřebný k pohonu šroubu	$[W]$
P_0	Ekvivalentní statické zatížení	$[N]$
S_0	Koeficient statické bezpečnosti	$[-]$
$k_{l_{min}}$	Minimální koeficient statické bezpečnosti	$[-]$
C_0	Základní statická únosnost	$[kN]$
Y_0	Výpočetní faktor pro osové zatížení	$[-]$
F_r	Radiální zatížení ložiska	$[N]$
F_a	Osové zatížení ložiska	$[N]$



R	Délka ramene	$[mm]$
F_h	Síla na rukojeť	$[N]$
R_m	Mez pevnosti pro EN-AW-6063 T66	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
R_{P02}	Smluvní mez kluzu	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
A	Prodloužení při přetržení	$[\%]$
$J_1 - J_4$	kvadratický moment setrvačnosti části 1 až 4	$[mm^4]$
$W_{o1} - W_{o4}$	Ohybový modul průřezu částí 1 až 4	$[mm^3]$
e	Vzdálenost boku profilu od neutrální osy	$[mm]$
E_{al}	Youngův modul pružnosti hliníku	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
E_{ocel}	Youngův modul pružnosti oceli	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
F_Z	Síla od tíhy maximálního zatížení	$[N]$
$M_{o_{max}}^{ver}$	Maximální ohybový moment pro vertikální zkoušku	$[Nmm]$
σ_o^{ver}	Kritické ohybové napětí ve vertikální zkoušce	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
k_o^{ver}	Koeficient bezpečnosti v ohybu	$[-]$
u	Posuv v místě působení jednotkové síly	$[mm]$
φ	Naklonění v místě působení jednotkového momentu	$[^\circ]$
$M_o(x), (y)$	Funkce ohybového moment závislá na x nebo na y	$[Nmm]$
$m_o(x), (y)$	Funkce malého ohyb. moment závislá na x nebo na y pro posuv	$[Nmm]$
$m_o^\varphi(x), (y)$	Funkce malého ohyb. moment závislá na x nebo na y pro naklonění	$[Nmm]$
F_{zk}	Síla při zkoušce horizontálním zatížením	$[N]$
M_o^{hor}	Moment při zkoušce horizontálním zatížením	$[N]$
$M_{o_{max}}^{hor}$	Max. moment při zkoušce horizontálním zatížením	$[Nmm]$
$W_{o_{min}}^{hor}$	Minimální ohybový modul pro horizontální zk.	$[mm^3]$
$W_{o_{min}}^{ver}$	Minimální ohybový modul pro vertikální zk.	$[mm^3]$
σ_o^{hor}	Kritické ohybové napětí v horizontální zkoušce	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
M_B	Moment okolo bodu B	$[Nmm]$
R_n	Reakce od momentu M_B	$[N]$
F_D	Dovolená síla na Floating Joint	$[N]$
$Q_{hadička}$	Průtok kapaliny hadičkou	$\left[\frac{l}{min}\right]$
$Q_{válec}$	Průtok kapaliny válcem	$\left[\frac{l}{min}\right]$
S	Činná plocha hydraulického válce	$[mm^2]$
$S_{hadička}$	Průřez hadičky	$[mm^2]$
$v_{hadička}$	Rychlost proudění v hadičce	$\left[\frac{m}{s}\right]$

17. Seznam použité literatury

- [1] ARMANNI CARRELLI ELEVATORI SRL [online katalogový list]. Lift Tables Catalogue. 2020 [cit. 2021.7.18]. Dostupné z: <https://online.flippingbook.com/view/949647/44/>
- [2] Výuka na téma Pohony transportních strojů
- [3] ANDRLÍK, Vladimír: Tekutinové mechanismy a pohony, ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení, 2014
- [4] *Understanding Pneumatic and Hydraulic Lifts* [online článek]. 2017 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: <https://www.thomasnet.com/articles/materials-handling/understanding-pneumatic-and-hydraulic-lifts/>
- [5] THÜRING, Josef. Řez kuličkovým šroubem SKF s ukázkou oběhu kuliček [online]: MM Spektrum, 2008 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: <https://mmspektrum.s3.amazonaws.com/mmspektrum/production/files/2021/03/03/21/32/59/4a31d5c7-f4e1-44b8-874e-3c30fc506b3a/5595.webp>
- [6] Mechanické převody. *ISŠTE* [online]: ISŠTE, 2014 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: <https://digit.isste.cz/op-hs/assets/150909290493.%20Prevody.pdf>
- [7] Linear units SLA and SLG. *Ergoswiss lift tables* [online]: Ergoswiss, 2020 [cit. 2021.7.18]. Dostupné z: https://www.ergoswiss.com/typo3temp/_processed_/7/b/csm_Ergoswiss_Lineareinheiten-SLA-_-SLG_2020_s_4f495851bc.jpg
- [8] AX10-8/8-1000T P. *Hymo* [online]: Hymo, 2019 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: https://cdn-bfked.nitrocdn.com/FPsIXvYnKiYfKheUXDklIsgNijQhuxF/assets/static/optimized/rev-8511470/wp-content/uploads/2019/01/1_AX-12-5.jpg
- [9] Optima Lift Table MX & MXT. *Hymo* [online]: Hymo, 2019 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: https://hymo.com/wpcontent/uploads/2019/01/6_MX_MXT.jpg/
- [10] Hymo Lift Tables. *Hymo* [online]: Hymo, 2019 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: <https://hymo.com/lift-tables/>
- [11] 4 Leg Hand Crank Adjustable Height Work Table. *Ergosource* [online]: Ergosource, 2013 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: <https://ergosource.com/product/4-leg-hand-crank-adjustable-height-work-table/>
- [12] 2 Leg Electric Adjustable Height Work Table. *Ergosource* [online]: Ergosource, 2013 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: <https://ergosource.com/product/2-leg-electric-adjustable-work-tables/>
- [13] Single user desk. *Sedus* [online]: Sedus, 2016 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: <https://www.sedus.com/en/products/tables/temptation-c#c30559>
- [14] Item Work Bench System. *Item* [online]: Item24, 2017 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: <https://us.item24.com/en/productworld/work-bench-system/>
- [15] HOLAS, Martin. *Návrh pracovního stolu* [online]. Zemědělská 1665/1, 613 00 Brno, 2020 [cit. 2021-7-18]. Dostupné z: https://theses.cz/id/bvrydu/zaverecna_prace.pdf. Bakalářská práce. Mendelova univerzita v Brně.
- [16] Ergonomie pracovního místa. *Znalostní systém prevence rizik v BOZP* [online]. Web: Výzkumný ústav bezpečnosti práce, 2016 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z:

- <https://zsbozp.vubp.cz/pracovni-prostredi/ergonomie/337-ergonomie-pracovniho-mista>
- [17] HOLOUŠ, Zdeněk. Zkoušky nábytku. *Mendelu* [online]: Zemědělská 1665/1, 613 00 Brno, 2019 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: http://user.mendelu.cz/holous/zkousky_nabytku_ulozny_stolovy.pdf
- [18] Catalogue Hydraulics Ergoswiss. *Ergoswiss lift tables* [online]. Web: Ergoswiss, 2020 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: <https://www.ergoswiss.com/en/services/downloads/#collapse71>
- [19] Movotec mls. *Suspa* [online]: Suspa, 2021 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: <https://www.suspa.com/cz/produkty/polohovaci-systemy/movotec-mls>
- [20] Přednášky Pružnost a Pevnost 2
- [21] https://www.stasto.eu/crmablage/dokumenteweb/Plunge-vaelec%20serie%20HT0_32502_4_1243_CS_V1.pdf
- [22] Stasto Plunge válec série HT0. *Stasto* [online]: Stasto, 2016 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: https://www.stasto.eu/crmablage/dokumenteweb/Plunge-vaelec%20serie%20HT0_32502_4_1243_CS_V1.pdf
- [23] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [24] Flanged trapezoidal lead screw nut Tr24x10. *Accu* [online]: Accu, 2021 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: <https://www.accu.co.uk/en/flanged-trapezoidal-lead-screw-nuts/385970-N-Tr24x10-2R-F-BR>
- [25] TR24x10 Trapezoidal Lead Screw. *Accu* [online]: Accu, 2021 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: <https://www.accu.co.uk/en/carbon-steel-c45-trapezoidal-lead-screws/83562-L-Tr24x10-2R-1000-C45>
- [26] Rolling bearings 17000. *SKF* [online]: SKF, 2019 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486
- [27] FLCTEY15-XL INA. *Arkov* [online]. Web: Arkov, 2021 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: <https://www.arkov.cz/p/flctey15-xl-litinove-ovalne-teleso-s-loziskem-zajistenym-na-cervika-ina-1489>
- [28] Pevné uložení radioaxiálním ložiskem, typ FK. *Matis* [online]: Matis, 2021 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: https://www.matis.cz/data/pdf/kulickove_srouby/PRISLUSENSTVI_KS_FK.pdf
- [29] Ball Screw Support Unit FK 17. *Vallder* [online]: Vallder, 2021 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: <https://vallder.com/en/c/ball-screw-support-unit/fk-17-detail>
- [30] Size selection based on static load. *SKF* [online]: SKF, 2021 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-static-load>
- [31] Ruční kliky MT. *Elesa+Ganter* [online]: Elesa+Ganter, 2021 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: <https://www.elesa-ganter.cz/cs/cze/produkty/ovladaci-prvky--1002/Ovladaci-prvky--Rucni-kliky--MT-IR#sortby=0&facetvalue=12533,-700000000000000025454950,-70000000000000002544525048>
- [32] K0414 Montážní desky. *Kipp* [online]: Kipp, 2021 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: <https://www.kipp.cz/cz/cs/Produkty/Ovládací-prvky-normované-díly/Kola-pro-ruční-ovládání-kliky-pro-ruční-ovládání-ukazatele-polohy/Montážní-desky.html>



- [33] Katalog Alutec K&K. *Aluteckk* [online]: Aluteckk, 2015 [cit. 2021.07.18].
Dostupné z: <http://katalogaluteckk.aspone.cz>
- [34] ŘEZNÍČEK, Jan a Jitka ŘEZNÍČKOVÁ. *Pružnost a pevnost v technické praxi: příklady II*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006. ISBN 80-01-03584-0.
- [35] Kluzná páska tesa® 51206. *Tesa* [online]: Tesa, 2021 [cit. 2021.07.18].
Dostupné z: <https://www.tesa.com/cs-cz/prumysl/tesa-51206.html>
- [36] Tesa® 51206 PE kluzná páska s vysokou adhezí. *Hanak-trade* [online]: hanak-trade, 2021 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: <http://www.hanak-trade.cz/produkt/tesa-r-51206-pe-kluzna-paska-s-vysokou-adhezi>
- [37] Floating Joint Series JA/JAH/JB. *SMC* [online]: SMC, 2021 [cit. 2021.07.18].
Dostupné z: https://static.smc.eu/pdf/JA-A_EU.pdf
- [38] Hydraulické hadice CR. *Vskprofi* [online]: vskprofi, 2021 [cit. 2021.07.18].
Dostupné z: <https://www.vskprofi.cz/vsk-file/23923>
- [39] Koncovky Megacrimp se závity BSP. *Vskprofi* [online]: vskprofi, 2021 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: <https://www.vskprofi.cz/vsk-file/23938>
- [40] 51126 NF ZKL kuličkové ložisko. *Arkov* [online]: Arkov, 2021 [cit. 2021.07.18].
Dostupné z: <https://www.arkov.cz/p/51126-nf-kulickove-lozisko-zkl-13757>
- [41] Axiální kuličková ložiska 51126. *Zkl* [online]: zkl, 2012 [cit. 2021.07.18].
Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/sdtbb/51126>
- [42] 6009 - 2RS ZKL kuličkové ložisko. *Arkov* [online]: Arkov, 2021 [cit. 2021.07.18].
Dostupné z: <https://www.arkov.cz/p/6009-2rs-kulickove-lozisko-zkl-207992>
- [43] Radiální kuličková ložiska 6009rs. *Zkl* [online]: zkl, 2012 [cit. 2021.07.18].
Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/srbss/6009rs>
- [44] Třmenové rychloupínače. *Elesa+Ganter* [online]: Elesa+Ganter, 2021 [cit. 2021.07.18]. Dostupné z: <https://www.elesa-ganter.cz/cs/cze/produkty/rychloupinače-a-uzavěry--1002/Rychloupinace-a-uzavěry--Třmenove-rychloupinace-vodorovne--GN851#sortby=0&facetvalue=>
- [45] 911105. ČSN EN 527-1: Kancelářský nábytek – Pracovní stoly. Část 1: Rozměry. 2011.
- [46] ČSN EN 1730: Nábytek – Stoly – Metody zkoušení pro stanovení stability, pevnosti a trvanlivosti. 1. Avenue Marnix 17, B-1000 Brusel: Evropský výbor pro normalizaci, 2013.
- [47] FLCTEY15-XL. *Schaeffler* [online]: schaeffler, 2021 [cit. 2021.07.28]. Dostupné z: <https://medias.schaeffler.us/en/product/housings/flanged-housing-units/flctey15-xl/p/403814>

18. Seznam obrázků

Obrázek 1 Popis rozměrů pohybového stolu [1].....	4
Obrázek 2 Blokové schéma hydraulického pohonu [2]	5
Obrázek 3 Schéma otevřeného obvodu pro zvedání a spouštění zátěže [3]	6
Obrázek 4 Schéma zapojení otevřeného pneumatického obvodu [3]	7
Obrázek 5 Parametry hydraulických a pneumatických mechanismů [3].....	8
Obrázek 6 Funkce kuličkového šroubu [5]	9
Obrázek 7 Hřebenový převod [6]	9
Obrázek 8 Lineární aktuátor firmy Ergoswiss [7].....	9
Obrázek 9 Stůl Hymo AX [8]	10
Obrázek 10 Hymo Optima zdvižný stůl model MXT [9]	10
Obrázek 11 Gamma 800 M s manuálním zdvihovým mechanismem s vertikálním pístem [1].....	11
Obrázek 12 Čtyřnohý hydraulický polohovatelný pracovní stůl s manuálním pohonem firmy Ergosource [11].....	12
Obrázek 13 Dvounohý hydraulický polohovatelný pracovní stůl s elektrickým pohonem firmy Ergosource [12].....	12
Obrázek 14 Polohovatelný stůl firmy Sedus [13]	13
Obrázek 15 Foto pracovního stolu 4E firmy Item [14].....	13
Obrázek 16 Doporučené rozměry stolu dle ČSN EN 527-1 [45].....	14
Obrázek 17 Pracovní výšky stolu ve stojící poloze [16]	15
Obrázek 18 Schémata zatížení různých tvarů stolů horizontální statickou silou [17]	16
Obrázek 19 Schéma zatížení stolu vertikální statickou silou [17]	16
Obrázek 20 Schéma zatížení stolu delšího než 1600 mm vertikálními statickými silami [17]	17
Obrázek 21 Schémata zatížení stolů horizontální periodicky působící silou [17].....	17
Obrázek 22 Schéma zatížení stolu při zkoušce svíslé trvanlivosti [17].....	17
Obrázek 23 Schéma zatížení stolu při zkoušce tuhosti konstrukce [17].....	18
Obrázek 24 Schéma možného zapojení otevřeného okruhu	21
Obrázek 25 Schéma možného zapojení uzavřeného okruhu	22
Obrázek 26 Zdvižný systém firmy Ergoswiss [18].....	23
Obrázek 27 Zdvižný systém firmy Suspa [19]	23
Obrázek 28 Skica sestavy konstrukce zdvižného systému	24
Obrázek 29 Skica sestavy zdvižné nohy	24
Obrázek 30 Skica celkové konstrukce stolu	24
Obrázek 31 Případy vzpěrů a jejich koeficienty n [20]	25
Obrázek 32 Skica v řezu hydraulického válce s rozměry [20]	27
Obrázek 33 Skica s rozměry T_r závitů [23].....	30
Obrázek 34 Ilustrační obrázek vybrané kliky [31].....	33
Obrázek 35 Skica s rozměry vybrané kliky [31]	33
Obrázek 36 Graf závislosti m_n na m	34
Obrázek 37 Ilustrační foto montážní desky [32]	34
Obrázek 38 Skica montážní desky [32]	34
Obrázek 39 Schémata pohybů a rotace jedním směrem a působené zatížení [23]....	35
Obrázek 40 Schémata pohybů a rotace druhým směrem a působené zatížení [23] ..	35
Obrázek 41 Axiálně vodící kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, axiálně volné kuličkové ložisko [26].....	35
Obrázek 42 Ilustrační obrázek ložiskové jednotky FLCTEY15-XL INA s rozměry [27]..	35
Obrázek 43 Skica s rozměry ložiskové jednotky FLCTEY-XL INA [47].....	35
Obrázek 44 Skica ložiskové jednotky FK17 [28]	36
Obrázek 45 Vnitřní profil 90x90 vložený do teleskopického profilu 90x90	37

Obrázek 46 Skica konstrukce	38
Obrázek 47 Zjednodušená skica	38
Obrázek 48 Výpočetní skica	38
Obrázek 49 Skici řezu oblasti A-B	39
Obrázek 50 Skici řezu oblasti B-C	39
Obrázek 51 Výpočtová skica zkoušky vodorovným zatížením	40
Obrázek 52 Skica uložení teleskopických profilů	41
Obrázek 53 Funkce Floating Jointu [37].....	42
Obrázek 54 Rozsah pohybu [37].....	42
Obrázek 55 Skica vybraného floating jointu [37].....	42
Obrázek 56 Parametry zvolené hydraulické hadice [38].....	43
Obrázek 57 Skica konstrukce otočného stolu	44
Obrázek 58 Zobrazení těžiště z předu	45
Obrázek 59 Zobrazení těžiště z boku	45
Obrázek 60 Obecný pohled na stůl ze shora.....	48
Obrázek 61 Obecný pohled na stůl ze spodu	48
Obrázek 62 Obecný pohled na vnitřní součásti čerpadla	49
Obrázek 63 Obecný pohled na točnu	49

19. Seznam tabulek

Tabulka 1 Výhody a nevýhody hydrauliky [3].....	19
Tabulka 2 Výhody a nevýhody pneumatiky [3].....	20
Tabulka 3 Výhody a nevýhody mechanického pohonu [3]	20
Tabulka 4 Výhody a nevýhody otevřeného obvodu	21
Tabulka 5 Výhody a nevýhody uzavřeného okruhu	22
Tabulka 6 Rozměry pohybového šroubu Tr24x10	30
Tabulka 7 Parametry pro kontrolní výpočty použitých profilů.....	38
Tabulka 8 Výpočty průběhů ohybových momentů.....	39
Tabulka 9 Dosažené parametry.....	45
Tabulka 10 Cenová kalkulace vyráběných dílů.....	46
Tabulka 11 Cenová kalkulace nakupovaných dílů.....	47

20. Seznam příloh

Příloha 1	Výrobní výkres trapézového šroubu
Příloha 2	Výrobní výkres přední přichytné desky
Příloha 3	Výkres sestavy polohovatelného pracovního stolu s točnou
Příloha 4	Výkres podsestavy čerpadla
Příloha 5	STEP model sestavy stolu
Příloha 6	3D PDF modelu sestavy stolu