



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKČNÍ NÁVRH "PICK AND PLACE" JEDNOTKY

ENGINEERING DESIGN OF THE PICK AND PLACE UNIT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

MICHAELA ŠŤASTNÁ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MILAN KLAPKA, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Michaela Šťastná

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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

Konstrukční návrh "Pick and place" jednotky

v anglickém jazyce:

Engineering design of the Pick and place unit

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je konstrukční návrh "pick and place" jednotky pro průmyslové účely s těmito parametry:

vertikální zdvih 100 mm,

horizontální posun 120 mm,

hmotnost uchopovače s dílcem 3 kg.

Cíle bakalářské práce:

Bakalářská práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Analýza problému a cíl práce
4. Návrh konstrukčních řešení
5. Výsledné konstrukční řešení
6. Diskuze
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů

Forma práce: Průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení, digitální data

Typ práce: konstrukční

Účel práce: výzkum a vývoj

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 - 20 stran textu bez obrázků).

Zásady pro vypracování práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2014.pdf

Šablona práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK_sablona_praci.zip

Seznam odborné literatury:

- 1) SCHMID, D. a kol. Řízení a regulace pro strojírenství a mechatroniku. Europa-Sobotáles cz. s.r.o. 2005. 420 s. 1. vyd. ISBN 80-86706-10-9
- 2) SHIGLEY, J. E., MISCHKE, Ch. R., BUDYNAS, R. G. Konstruování strojních součástí. Translation Hartl, M. a kol. VUTIUM 2010. ISBN 978-80-214-2629-0

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Milan Klapka, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 22.11.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

ANOTACE

Předmětem této bakalářské práce je konstrukční návrh jednoduché „Pick and Place“ jednotky pro manipulaci s dílci v automatizované výrobě. Návrh je vytvářen pro využití v průmyslu na základě požadavků zadavatele. Konstrukcí se předpokládá zjednodušení a zefektivnění výroby.

V první části práce je přehled současného stavu na trhu. V další části jsou uvedeny různé varianty konstrukčního řešení, jejich zhodnocení a v poslední části konečné konstrukční řešení doplněné výkresovou dokumentací.

KLÍČOVÁ SLOVA

Konstrukční návrh, pick and place, jednotka

ANNOTATION

The subject of this thesis is the design of simple "Pick and Place" unit for handling components in automated production. The proposal was created for industrial applications based on client requirements. From the unit is expected simplify and streamline of the production.

The first part is an overview of the current state of the market. In the next section are introduced various alternative of the design solutions and their evaluation. In the last section is introduced the final design solution supplemented with drawings documentation.

KEYWORDS

Engineering design, pick and place, unit

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠŤASTNÁ, M. *Konstrukční návrh "Pick and place" jednotky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 47 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Milan Klapka, Ph.D..

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Konstrukční návrh „Pick and place“ jednotky vypracovala samostatně pod vedením Ing. Milana Klapky, Ph.D. s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu použité literatury.

.....
Datum

.....
Podpis

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji svému vedoucímu Ing. Milanu Klapkovi, Ph.D. za trpělivost a cenné rady při vypracování této práce, dále děkuji Ing. Janu Martínkovi ze společnosti WOCO STV s.r.o. za možnost tuto práci vytvořit a za jeho rady při konzultacích. Poděkování patří mému otci Ing. Liboru Šťastnému za nemalé připomínky a rady, ale taky celé mojí rodině za podporu nejen při psaní bakalářské práce, ale i v celém studiu. V neposlední řadě bych chtěla poděkovat mému příteli Jiřímu Bílkovi, který mě inspiroval a podporoval jak během psaní této práce, tak i celého studia.

OBSAH

OBSAH	11
1 Úvod	13
2 Přehled současného stavu poznání	14
2.1 Automatizace	14
2.1.1 Automatizace v průmyslu	14
2.2 Robotika	14
2.2.1 Podavače	15
2.2.2 Synchronní manipulátory (teleoperátory)	15
2.2.3 Programovatelné mechanismy	15
2.2.4 Průmyslové roboty	15
2.3 Současný přehled	15
2.3.1 Jednoramenné manipulátory	15
2.3.2 Portálové manipulátory	16
2.3.3 Pneumatický manipulátor	17
3 Analýza problému a cíl práce	19
3.1 Základní parametry	19
3.2 Cíl práce	19
4 Návrh konstrukčních řešení	20
4.1 První varianta	20
4.2 Druhá varianta	21
4.3 Třetí varianta	21
5 Výsledné konstrukční řešení	23
5.1 Vybraná varianta	23
5.2 Návrh pohonu a vedení	23
5.2.1 Horizontální vedení	24
5.2.2 Vertikální vedení	25
5.3 Montážní prvky	25
5.3.1 Spojovací desky	25
5.3.2 Šrouby	27
5.4 Statické zatížení	27
5.4.1 Zadané parametry	28
5.4.2 Výpočet VVÚ horizontálního vedení	28
5.4.3 Výpočet VVÚ vertikálního vedení	30
5.5 Napětí, průhyb a bezpečnost	32
5.5.1 Výpočet napětí	32
5.5.2 Výpočet průhybu	34
5.5.3 Výpočet bezpečnosti	34
5.6 Rychlost, zrychlení	34
5.6.1 Rychlost a zrychlení horizontálního vedení	34
5.6.2 Rychlost a zrychlení vertikálního vedení	36
5.7 Doba cyklu	37
5.7.1 Čas horizontálního a vertikálního vedení	37
5.7.2 Doba posuvu A – B	38
5.7.3 Celková doba cyklu	38
5.8 Setrvačná síla	38
5.9 Síla na píst	38

5.10	Předpětí šroubů, utahovací moment	39
5.10.1	Předpětí šroubů	39
5.10.2	Utahovací moment	39
6	Diskuse	40
6.1	Zhodnocení konstrukčního návrhu	40
6.2	Ekonomická rozvaha	41
7	Závěr	42
8	Seznam použitých zdrojů	43
9	Seznam obrázků a tabulek	44
9.1	Seznam obrázků	44
9.2	Seznam tabulek	44
10	Seznam použitých zkratk a symbolů	45
11	Seznam příloh	47
11.1	Výkresová dokumentace	47

1 ÚVOD

Cílem této práce, je navrhnout zařízení k přenosu vyráběné součásti z jednoho místa na druhé. Zařízení má v praxi nahradit člověka, který tuto činnost vykonává. Důvodem je zrychlení výroby a ekonomická úspora. Když porovnáme všechny varianty současného stavu, měli bychom dojít k úsporným opatřením.

Zařízení je navrhováno na zdvih 100 mm a posuv 120 mm s uložením součásti s přesností na 0,1 mm z dostupných konstrukčních prvků. Jednotka je navrhována s maximální nosností 3 kg pro výrobek i s uchopovacím zařízením, které ovšem není součástí této práce. Jednotka má připravenou plochu pro připojení tohoto uchopovacího zařízení. Součástí této práce není ani řízení a připojení jednotky, jedná se pouze o návrh mechanického zařízení. Důležitým kritériem pro výběr správného řešení je i ekonomická náročnost celé jednotky.

Účelem celé soustavy je manipulace s drobnými komponenty vyráběnými ve společnosti WOCO STV, která je zadavatelem této práce. Jedná se o přepravu součásti z dopravního pásu do přípravku pro další operaci.

V první a druhé části je probrán současný stav a analýza problému, ze kterých v následující kapitole je vyvozeno několik návrhů. Výsledné konstrukční řešení se nachází ve 4. kapitole. V neposlední řadě je ekonomická stránka problému, která je zmíněna v diskusi s celkovým porovnáním řešeného problému a hodnocením v závěru.

Součástí této práce jsou výkresy sestavy a součástí v daném rozsahu vypracované v programu Auto CAD. Dále průvodní zpráva se všemi poznatky a výpočty k tomu potřebnými.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

V přehledu poznání provedu seznámení s automatizací, robotikou, manipulátory a v neposlední řadě taky se současným přehledem dostupných robotů a manipulátorů na trhu.

2.1 Automatizace

Automatizace označuje použití řídicích systémů (např. regulátorů, počítačů, snímačů) k řízení průmyslových zařízení a procesů. Z pohledu industrializace jde o krok následující po mechanizaci. Zatímco mechanizace poskytuje lidem k práci zařízení, které jim usnadňuje práci, automatizace snižuje potřebu přítomnosti člověka při vykonávání určité činnosti. [1]

2.1.1 Automatizace v průmyslu

Automatický provoz výrobních strojů, zařízení a systémů si nelze představit bez automatické manipulace, která automatickou činnost technologických prostředků ve většině případů přímo podmiňuje. Symbolem automatizace výrobních procesů se postupně stal průmyslový robot.

Rozvoj automatizace výrobních procesů není závislý jen na možnostech příslušných technických prostředků, ale bude ovlivňován i vývojem vlastních výrobních technologií. Vývoj realizace technologií je ve směru pružných systémů tvořených multifunkčními výrobními stroji a roboty. Roboty jsou uplatněny především v rámci samostatného vykonávání technologických operací anebo v rámci kooperace s výrobními stroji při realizaci technologií. Čistě manipulační úkony jsou zajišťovány jednoduššími manipulátory, ovšem s respektováním trendu minimalizovat rozsah manipulace s materiálem i s nástroji. [3]

2.2 Robotika

Robotika je moderní multidisciplinární obor, který se zabývá studiem a konstrukcí robotů a jim podobných zařízení. Zahrnuje znalost mechaniky, elektrotechniky, teorie řízení, měřicí techniky, umělé inteligence a řady dalších oborů.

Průmyslové roboty a manipulátory jsou manipulační mechanismy, které se dále mohou dělit podle funkce na jednoúčelové a univerzální. Jednoúčelové se vyznačují omezenou pohyblivostí, řízení je přizpůsobeno konkrétní činnosti. Univerzální mechanismy jsou víceúčelové, přizpůsobitelné různým činnostem. Mimo základní rozdělení můžeme jednotlivé mechanismy charakterizovat podle různých společných znaků od jednoúčelových podavačů až po kognitivní roboty schopné vnímání a racionálního myšlení. [4]

2.2.1 Podavače

2.2.1

Jsou to nejjednodušší jednoúčelové manipulátory, které tvoří většinou s ovládaným strojem jeden celek. Mají jeho pohon a jsou jím řízeny. Tyto mechanismy mají velký význam pro automatizaci technologických procesů.

2.2.2 Synchronní manipulátory (teleoperátory)

2.2.2

Synchronní manipulátory jsou řízeny operačním pracovníkem, jejich úkolem je zesilovat síly, momenty a pohybové možnosti operátora. Mohou být jednoúčelové i víceúčelové, podle toho se rozlišuje i jejich zaměření. Manipulátory nejsou závislé na obsluhovaném stroji, ale tvoří s člověkem uzavřenou smyčku.

2.2.3 Programovatelné mechanismy

2.2.3

Jsou řízeny programovatelným ústrojím. Pohonem, provedením a funkcí jsou na obsluhovaném stroji nezávislé. Dále je dělíme na mechanismy s pevným programem, s proměnlivými programy (tzv. průmyslové roboty) a kognitivní roboty.

2.2.4 Průmyslové roboty

2.2.4

Složitější mechanismus než manipulátor, většinou se jedná o zařízení ve spojení s počítačem. Je to automaticky nebo počítačem řízený integrovaný systém schopný cílové interakce podle instrukcí člověka. Interakce spočívá v rozpoznání prostředí, pohybu v něm nebo v manipulaci s předměty.

2.3 Současný přehled

2.3

Manipulačních zařízení existuje mnoho druhů, které můžeme podle určitých hledisek rozdělovat na několik skupin. Díky tomu je na dnešním trhu velké množství různých druhů manipulačních zařízení, ze kterých si může zákazník vybrat právě ten, který nejvíce vyhovuje jeho požadavkům. Současně při jeho výběru musí zohlednit mnoho hledisek jako rozměry a hmotnost manipulovaného předmětu, druh činnosti, kterou bude vykonávat a případně i prostředí ve kterém bude manipulátor pracovat.

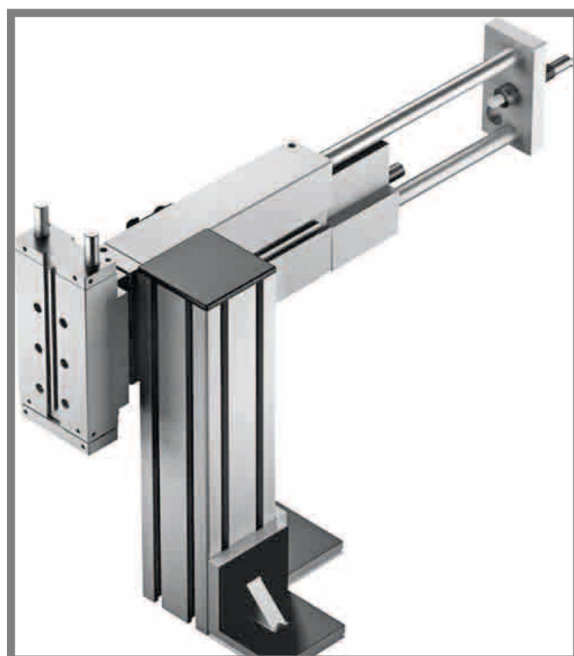
Vzhledem k technickým požadavkům od zadavatele představím pouze manipulační zařízení současného trhu, které by mohly být vhodné pro řešení tohoto problému.

2.3.1 Jednoramenné manipulátory

2.3.1

Jednoramenné manipulátory neboli taky lineární manipulátory jsou programovatelné, nejčastěji využívány pro menší předměty a menší manipulační vzdálenosti. Jejich výhodou je malá velikost a jednodušší konstrukce. Ve většině případů jsou poháněny

lineárním nebo výjimečně pneumatickým pohonem. Nevýhodou těchto manipulátorů je menší nosnost kvůli zatížení konce ramene. Nosnost manipulátoru se pohybuje 3-6 kg pro zařízení s posuvy od 100 mm do 400 mm, ale třeba i 25-80 kg v závislosti na velikosti a pevnosti samotné konstrukce. Co se týče přesnosti přesunu materiálu, pohybuje se v rámci 0,01 mm.



Obr. 1 Jednoramenný manipulátor od společnosti FESTO

Mezi nejznámější výrobce této manipulační techniky patří především společnosti FESTO, WEISS GmbH, AVM Automation, THOMSON a Tecnocenter. Jejich cena se pohybuje okolo 30 tisíc korun. Většina z nich se zabývá vývojem a prodejem jednotlivých komponent pro manipulaci jako jsou lineární pohony, pneumatické ventily, otočné stoly a taky samozřejmě manipulační zařízení, ať už dvouosé, tříosé či jednoduché roboty.

2.3.2 Portálové manipulátory

Portálové manipulátory jsou jednoúčelové programovatelné zařízení, které se vyvíjí především v trojosém provedení, ale ani ve dvouosém nejsou výjimkou. Jejich výhodou je větší stabilita a pevná konstrukce, z toho vyplývá možnost většího zatížení na malou vzdálenost nebo stejného zatížení jako u jednoramenných manipulátorů na větší dopravovanou vzdálenost. Nosnost se pohybuje od 2 kg do asi 50 kg u rozměrově malých zařízení, kde zdvih je převážně do 400 mm, ale délka může být až 8,5 m. Přesnost přepravy zůstává stejná jako u předchozích strojů v rámci 0,01 mm. Existují samozřejmě i velké portálové manipulátory, roboty a další stroje, jenže ty už nepatří k tématu této práce.



Obr. 2 Portálový manipulátor společnosti FlexLink

Významnými výrobci v této oblasti je opět společnost FESTO, dále pak společnost FlexLink nebo Tecnocenter. Tyto manipulátory se s kompletním připojením a řízením pohybují okolo 80 tis. Kč.

2.3.3 Pneumatický manipulátor

2.3.3

V oboru pneumatických manipulátorů se dostaneme opět převážně k portálovým typům nebo manipulátorům mimo obsah této práce. Portálové manipulátory jsou zmíněny výše a rozdíl mezi nimi a pneumatickými manipulátory je pouze v pohonu, kdy elektrický pohon je nahrazen pohonem pneumatickým. Tento typ se používá pro portály s větší dopravní vzdáleností a větší zátěží. Pneumatické jednotky jsou



Obr. 3 Pneumatický manipulátor společnosti FESTO

rychlejší a efektivnější.

Nejrozšířenějším producentem pneumatických manipulátorů je společnost FESTO, Weiss GmbH, AVM Automation a společnost Püschel. Cena těchto manipulátorů se pohybuje v rozmezí 40 – 50 tis. Kč.

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3

Tato práce řeší návrh jednotky pro přesnou manipulaci s materiálem ve dvou osách pro průmyslové účely společnosti WOCO STV s.r.o. Jedná se o přenos materiálu z dopravního pásu do přípravku pro dopravu k další operaci. Na trhu je samozřejmě velké množství dostupných jednotek s velkou manipulační přesností. Jejich cena je velmi vysoká, právě pro jejich přesnost. Proto kladu důraz na požadavek společnosti, kdy pro funkci této „Pick and Place“ jednotky, není potřeba tak přesného zařízení. Zároveň jsem brala ohled na to, udělat co nejjednodušší zařízení, nenákladné na výrobu a rychlost sestavení, tak aby náklady na požadovanou jednotku byly ve výsledku nižší než u kompletních běžně dostupných jednotek.

3.1 Základní parametry

3.1

Vertikální zdvih:	100 mm
Horizontální posun:	120 mm
Nosnost:	do 3 kg i s uchopovačem
Přesnost:	0,1 mm

3.2 Cíl práce

3.2

Cílem práce je řešit návrh a konstrukci jednotky schopné manipulovat s materiálem ve směru horizontálním a vertikálním, tak aby vyhovoval výše uvedeným parametrům.

- Návrh by měl být co nejjednodušší a současně pokud možno co nejlevnější, samozřejmě s ohledem na kvalitu a funkčnost.
- Konstrukce by měla být z materiálu běžně dostupného na trhu, to se týká i pohonu jednotky.
- Je třeba dbát na bezpečnost a přesnost přesunu dopravovaného materiálu.
- Návrh by měl být řešen s ohledem na elektroinstalaci a případné pneumatické nebo hydrodynamické připojení v závislosti na zvoleném způsobu pohonu.
- Součástí práce není návrh řízení a uchopovací hlavice.
- K práci bude vypracována výkresová dokumentace v programu AutoCAD.

4 NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ

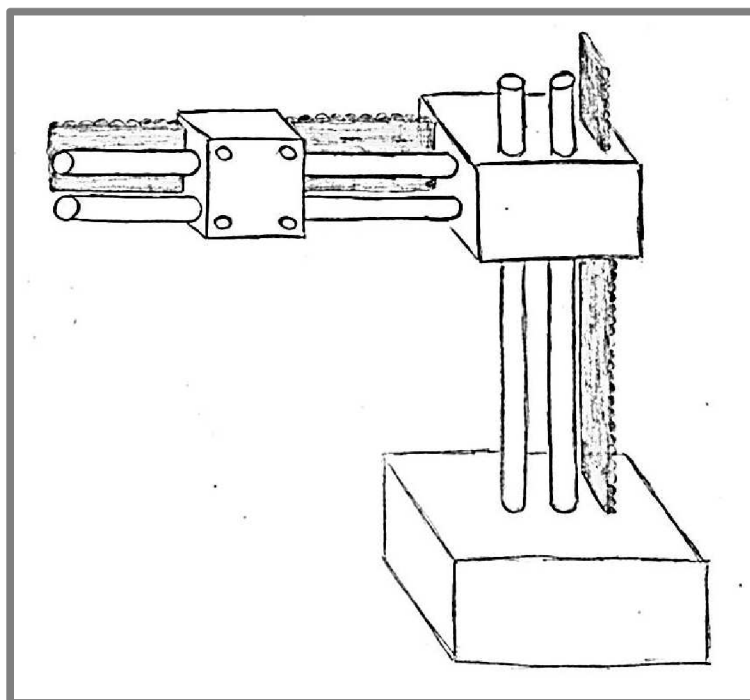
Při výběru návrhů je důležité zvolit nejvhodnější variantu ze širokého spektra možností. Výběr jsem omezila pouze na dvouosé zařízení, jelikož víceosé struktury jsou složitější, nákladnější a hlavně nad rámec našich požadavků. Dále by konstrukce měla mít k dispozici plochu pro připojení koncového uchopovače a jeho případnou výměnu podle velikosti a tvaru uchopované součásti.

Další parametry jako například výběr pohonu, materiálu a další, budu volit dle konkrétní varianty návrhu.

V následujícím textu představím tři koncepční návrhy možného řešení, ze kterých jeden vyberu pro realizaci výsledné konstrukce.

4.1 První varianta

Tuto variantu jsem navrhla jako jednoramenný manipulátor, který by byl poskládaný z jednoduchých komponent. Základem by byly pevné vodící tyče, po kterých by jezdil uchopovač poháněný krokovým motorem vedený ozubeným hřebenem. Vertikální zdvih bych řešila obdobným způsobem.



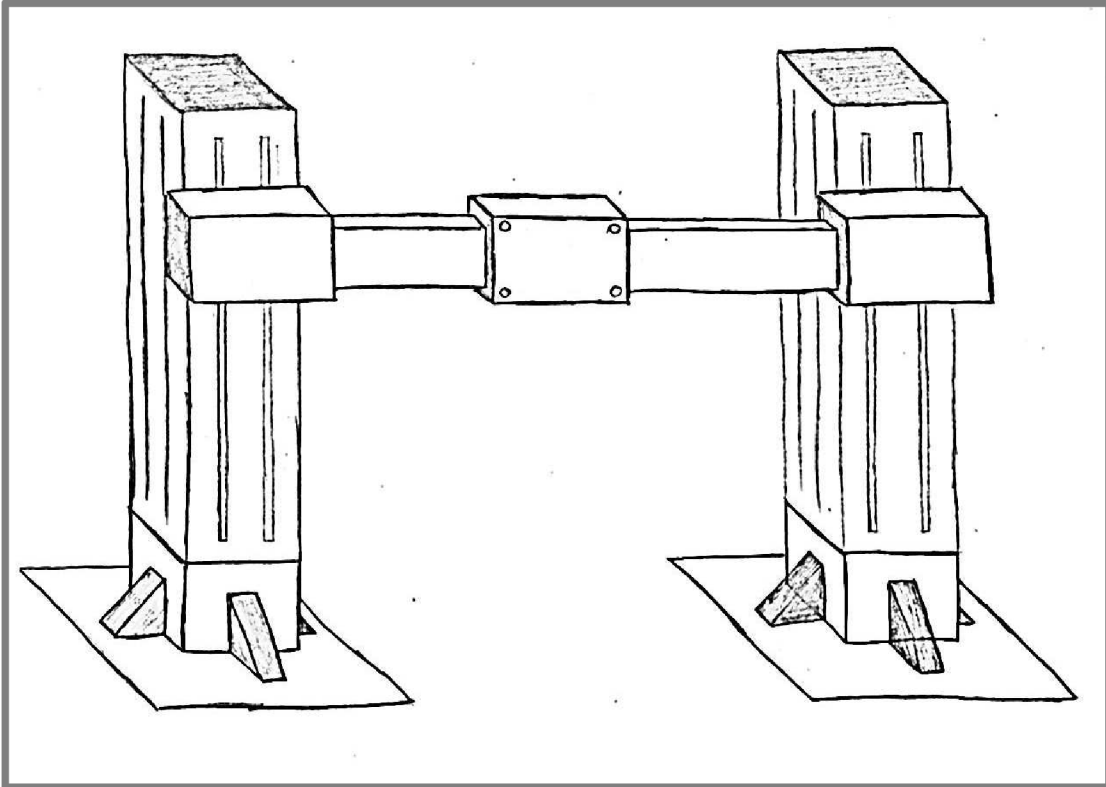
Obr. 4 První varianta

Výhodou této varianty je větší variabilita pohybů, jak v horizontálním, tak ve vertikálním směru. Naopak nevýhodou je složitější konstrukční návrh a vzhledem k většímu množství přesně vyráběných dílů, se dají očekávat vyšší výrobní náklady.

4.2 Druhá varianta

4.2

Při navrhování druhé varianty jsem se inspirovala portálovým jeřábem. Tento návrh portálového manipulátoru by byl tvořen hliníkovými profily, mezi kterými by byl ozubený hřeben, po kterém by jezdil uchopovač poháněný servopohonem. Vertikální zdvih by byl zajišťován pneumatickým nebo elektrickým pohonem.



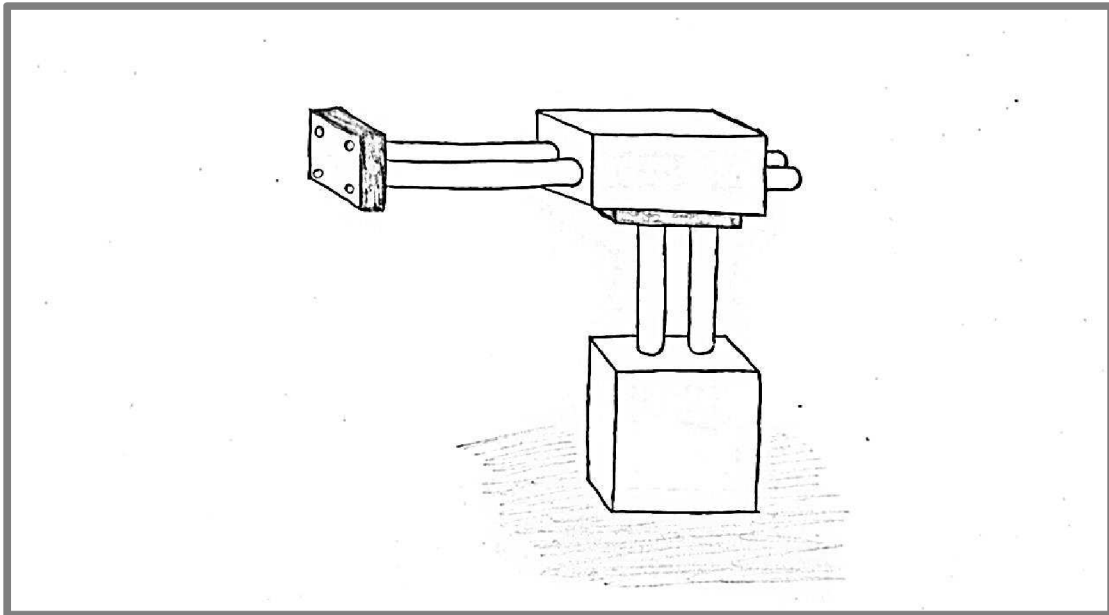
Obr. 5 Druhá varianta

Velkou výhodou portálového manipulátoru je jeho pevná konstrukce, která vydrží velké zatížení, ale naopak nevýhodou omezený prostor manipulace a velmi vysoká cena. Kvůli masivní konstrukci by totiž toto řešení vyžadovalo tři pohonné jednotky. Vertikální jednotky by bylo nutné synchronizovat, aby nedocházelo k přičení příčnicku ve vedení. V úvahu jsem vzala i jednu vertikální jednotku, ale to by bylo náročné na konstrukci kvůli zatěžujícím momentům.

4.3 Třetí varianta

4.3

V poslední variantě jsem vzala na vědomí požadavky zadávající společnosti, mezi které patřil i volný prostor v manipulační části jednotky, využitelný pro možnou další manipulaci s přepravovaným materiálem. Proto jsem se zaměřila na úpravu první varianty s tím rozdílem, že by se horizontální vedení pohybovalo v celé své délce a manipulační prostor tak nebyl nijak omezen. Pro pohon jsem se rozhodla využít pneumatické techniky na horizontální i vertikální vedení.



Obr. 6 Třetí varianta

Rychlost, se kterou pracuje pneumatický pohon, je velkou výhodou této varianty, další výhodou je volný manipulační prostor kolem jednotky. Nevýhodou může být o něco vyšší cena a o něco nižší přesnost.

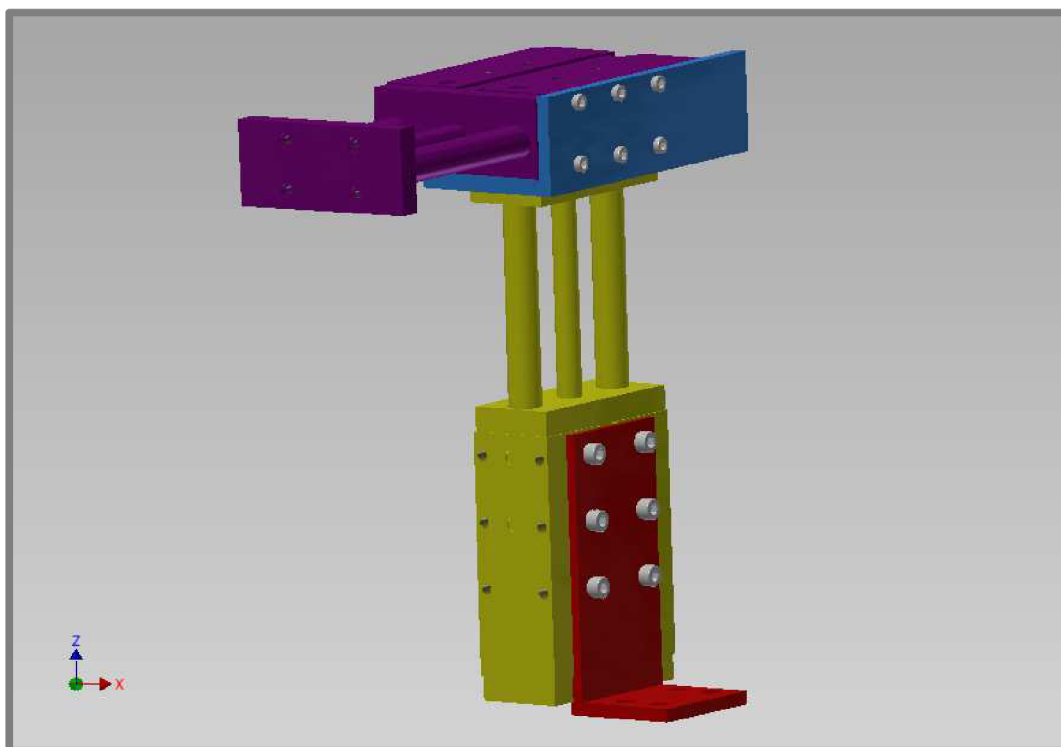
5 VÝSLEDNÉ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

5

Vybraný konstrukční návrh jsem řešila s ohledem na dostupnost jednotlivých nakupovaných součástí, jednoduchost konstrukce a malý podíl samostatně vyráběných součástí tak, aby výsledné řešení splňovalo podmínku zadání a bylo ekonomicky výhodnější.

5.1 Vybraná varianta

5.1



Obr. 7 Model výsledného konstrukčního řešení

Jako výsledné konstrukční řešení jsem si vybrala variantu číslo 3. Na obrázku 7 jsem vymodelovala konečné uspořádání jednotlivých součástí, kde horizontální vedení (fialová) je spojeno s vertikálním vedením (žlutá) pomocí spojovací desky L1 (modrá) a celá jednotka je připevněna k pracovní ploše pomocí spojovací desky L2 (červená).

5.2 Návrh pohonu a vedení

5.2

Pro řešení pohonu manipulátoru připadají v úvahu tři typy pohonů:

- První variantou byl hydraulický pohon, ten jsem zavrhla hned na začátku, jednak kvůli velmi vysoké ceně a jednak kvůli případnému připojení hydraulického vedení nebo vytvoření zásobníku s hydraulickým olejem potřebným pro tento typ pohonu.

- Další variantou byl elektrický pohon ve formě krokového motoru. Ani tato varianta nakonec neuspěla a to z důvodu náročnosti návrhu a velikosti konstrukce. Vzhledem k tomu, že se má jednat o jednoduchý návrh, jsem se rozhodla najít jednodušší variantu.
- Posledním možností byl pohon pneumatický. Po předchozích znalostech získaných z pohybu v průmyslovém prostředí, jsem se rozhodla pro použití pneumatického pohonu s přímočarým vedením, kdy mi tato varianta zjednoduší výběr vedení a následující problémy s řešením všech vybraných produktů dohromady.

5.2.1

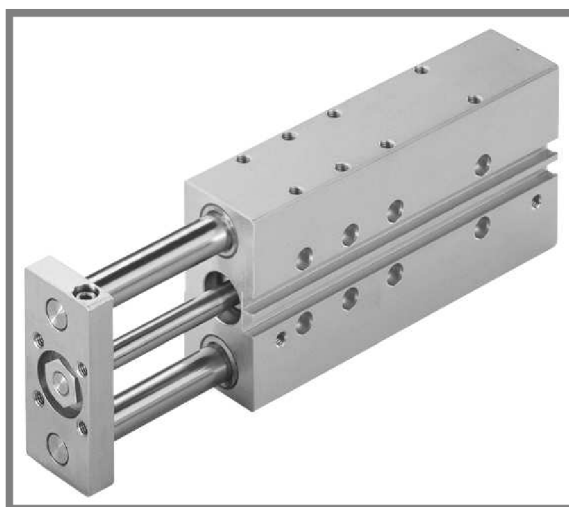
5.2.1 Horizontální vedení

Pro výběr konkrétního horizontálního vedení jsem se rozhodla vytvořit si tabulku, ve které porovnám různé typy vedení od různých výrobců. Pro porovnání jsem si vybrala společnosti spolupracující se zadavatelskou firmou a to společnosti FESTO,

Tab. 1 Horizontální vedení

PŘÍMOČARÉ VELENÍ - HORIZONTÁLNÍ						
FIRMA	TYP	PŘESNOST [mm]	ZDVIH [mm]	NOSNOST [kg]	RYCHLOST [m/s]	CENA [Kč]
podmínky:		0,1	120	3	0,6	
FESTO	DGSL-12-150	✓ 0,01	✓ 150	✓ 4	✓ 0,9	16 225 Kč
FESTO	DFM-32-125-B	✓ 0,05	✓ 125	✓ 12	✓ 0,8	7 975 Kč
SMC	MGP M 32-125	✗ 1,5	✓ 125	✓ 8	✗ 0,5	7 200 Kč
SMC	MGPL 80-125	✓ 0,05	✓ 125	✓ 12	✗ 0,4	15 100 Kč
SCHUNK	PHE 100-120	✓ 0,1	✓ 120	✓ 4	✗ 0,15	29 477 Kč
SCHUNK	SLE 25-125	✗ 1,5	✓ 125	✓ 10		38 314 Kč

SMC a SCHUNK. V tabulce 1 jsem zobrazila srovnání nabídky pohonů pro horizontální vedení a vybrala nejlepší možnou variantu.



Obr. 8 Pneumatický pohon s přímočarým vedením DFM-B Festo

Jako horizontální vedení, jsem vybrala pneumatický pohon s přímočarým vedením DFM-32-125-B-P-A-GF od společnosti FESTO.

5.2.2 Vertikální vedení

5.2.2

Při výběru vertikálního vedení jsem se řídila stejným postupem jako při výběru vedení horizontálního.

Tab. 2 Vertikální vedení

PŘÍMOČARÉ VEDENÍ - VERTIKÁLNÍ						
FIRMA	TYP	PŘESNOST [mm]	ZDVIH [mm]	NOSNOST [kg]	RYCHLOST [m/s]	CENA [Kč]
podmínky:		0,1	100	7,018	0,6	
FESTO	DGSL-16-100	✓ 0,01	✓ 100	✓ 8	✓ 0,8	14 438 Kč
FESTO	DFM-40-100-B	✓ 0,095	✓ 100	✓ 8	✓ 0,8	8 016 Kč
SMC	MGP M 20-100	✗ 1,5	✓ 100	✓ 9	✗ 0,5	5 100 Kč
SCHUNK	PHE 100-120	✓ 0,1	✓ 120	✗ 4	✗ 0,15	29 477 Kč
SCHUNK	SLE 25-125	✗ 1,5	✓ 125	✓ 10		38 314 Kč

Z tabulky je patrné, že jako vertikální vedení jsem vybrala pneumatický pohon s přímočarým vedením DFM-40-100-B-P-A-GF taktéž od společnosti FESTO.

Tab. 3 Parametry vedení uvedené v katalogu FESTO

	DFM-32-125-B	DFM-40-100-B
hmotnost [kg]	4,018	4,534
max. zátěž [N]	168	150
max. rychlost [m.s ⁻¹]	0,8	0,8
max. energie dorazu [J]	0,40	0,7

5.3 Montážní prvky

5.3

5.3.1 Spojovací desky

5.3.1

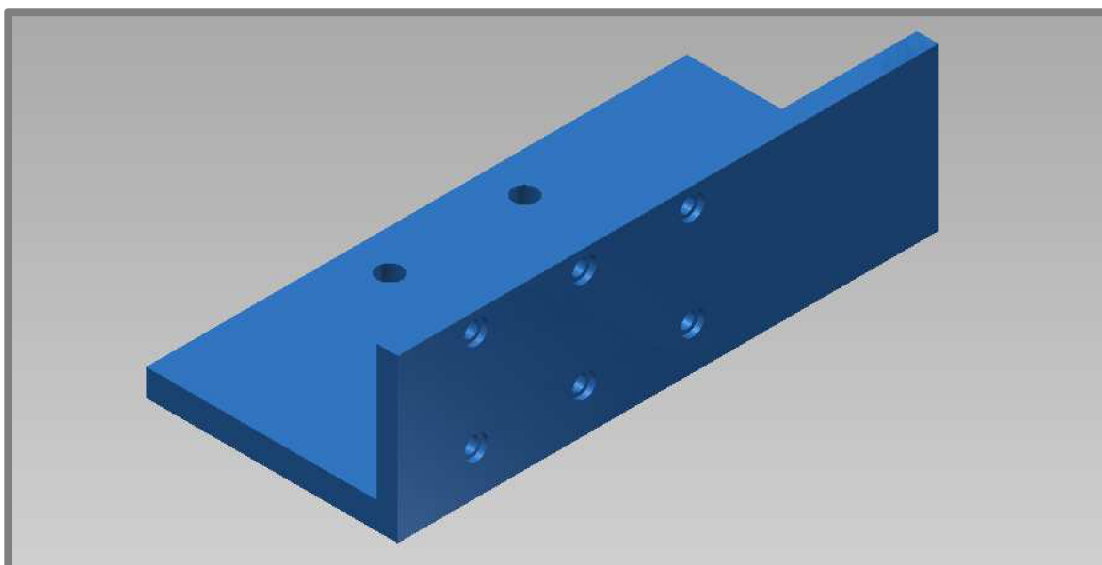
Spojovací desky jsem navrhla jak pro spojení jednotlivých pohonů, tak pro spojení navržené jednotky s pracovní plochou. Důvodem k navržení desky pro spojení jednotlivých pohonů je nenánavnost spojovacích otvorů. Deska pro spojení s pracovní plochou zohledňuje prostor potřebný pro zajíždění vodících tyčí vertikální jednotky.

Spojovací deska L1

Spojovací deska L1 slouží ke spojení jednotek vertikálního a horizontálního pohonu a navrhla jsem ji z polotovaru ocelové tyče průřezu nerovnoramenného L.

Materiál: 11 373

Polotovar: L 100x65-205 ČSN 42 5545
Hmotnost: 1,5 kg

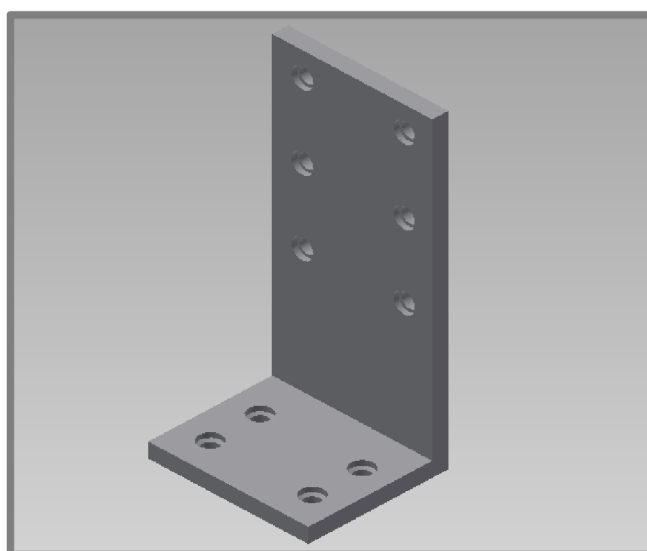


Obr. 9 Spojovací deska L1

Spojovací deska L2

Pro spojení navržené jednotky s pracovní plochou, jsem navrhla spojovací desku L2. Tuto desku jsem navrhla z polotovaru profilu L nerovnoramenného.

Materiál: 11 373
Polotovar: L 160x100-80 ČSN 42 5545
Hmotnost: 1 kg

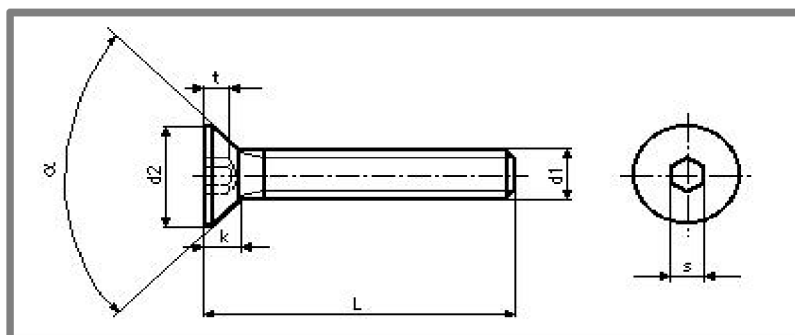


Obr. 10 Spojovací deska L2

5.3.2 Šrouby

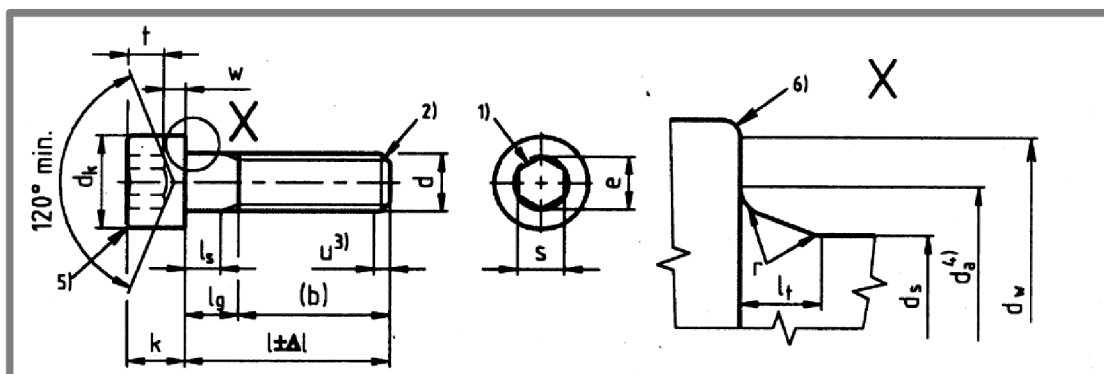
5.3.2

Pohony mezi sebou budou spojeny šrouby M6x14-12.9 a spojovací deskou L1. Šrouby jsou s e zápustnou hlavou a vnitřním šestihranem podle DIN 7991. Během montáže a utahování šroubu je potřeba použít pojistný lak proti povolení. Vzhledem k nedostatku místa nebylo možné použítí jiné metody.



Obr. 11 Šroub se zápustnou hlavou s vnitřním šestihranem dle DIN 7991

Pro spojení jednotky s pracovní plochou jsem navrhla šrouby M8x20-12.9 a spojovací desku L2. Proti povolení bude šroub zajištěn pérovou podložkou M8. Šroub je s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem výrobní třídy C podle ISO 4762.

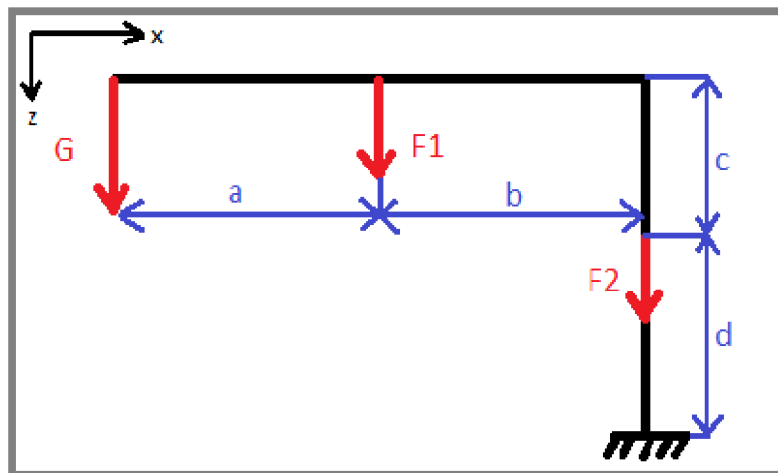


Obr. 12 Šroub s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem dle ISO 4762

5.4 Statické zatížení

5.4

Za účel ověření provozních limitů předepsaných výrobcem jsem musela analyzovat zatížení navrhované jednotky. Konstrukční návrh jsem si převedla na jednoduchou prutovou soustavu ve 2D, jelikož se jednotka pohybuje pouze ve dvou osách.



Obr. 13 Prutová soustava návrhu

5.4.1 Zadané parametry

$$a = 60\text{mm}$$

$b = 60\text{mm}$...délky horizontálního vedení

$$c = 50\text{mm}$$

$d = 50\text{mm}$...délky vertikálního vedení

$m_1 = 3\text{kg}$...hmotnost maximálního zatížení

$m_2 = 4,018\text{kg}$...hmotnost horizontálního vedení

$m_3 = 3,981\text{kg}$...hmotnost vertikálního vedení

$G_1 = m_1g = 29,42\text{N}$...síla od maximálního zatížení

$F_1 = m_2g = 39,403\text{N}$...síla od zatížení vlastní hmotností horizontálního vedení

$F_2 = m_3g = 23,879\text{N}$...síla od zatížení vlastní hmotností vertikálního vedení

5.4.2 Výpočet VVÚ horizontálního vedení

Rozsah: $x_1 = 0 \dots 60\text{mm}$ $x_2 = 60 \dots 120\text{mm}$

I. Řez

$$x: \quad N_1 = 0$$

$$z: \quad T_{z1} = G_1$$

$$y: \quad M_{oy1} = G_1x_1$$

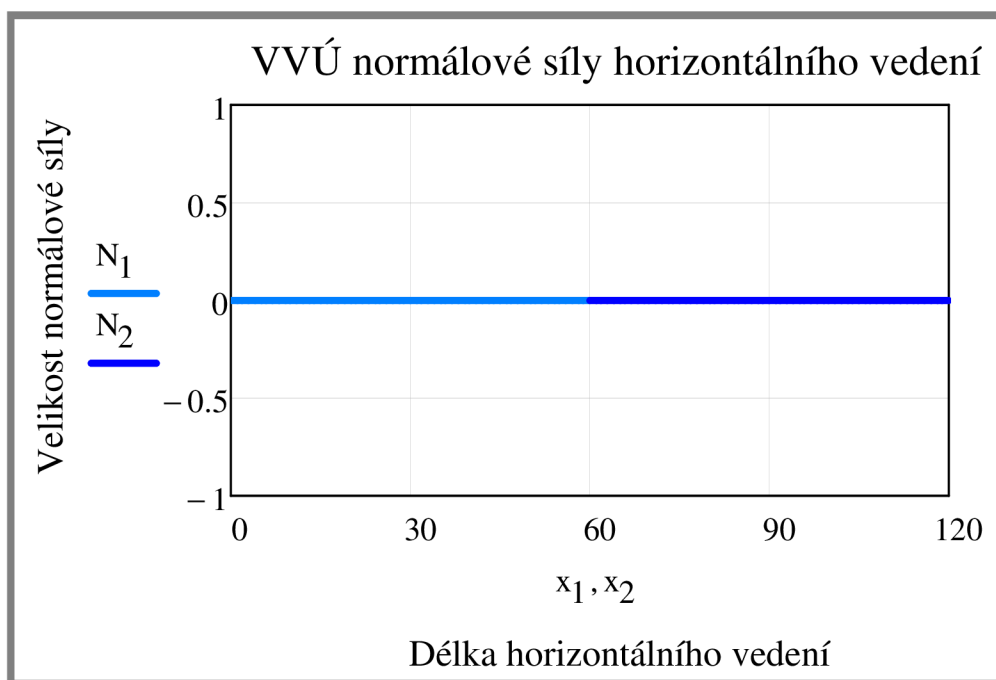
II. Řez

x: $N_2 = 0$

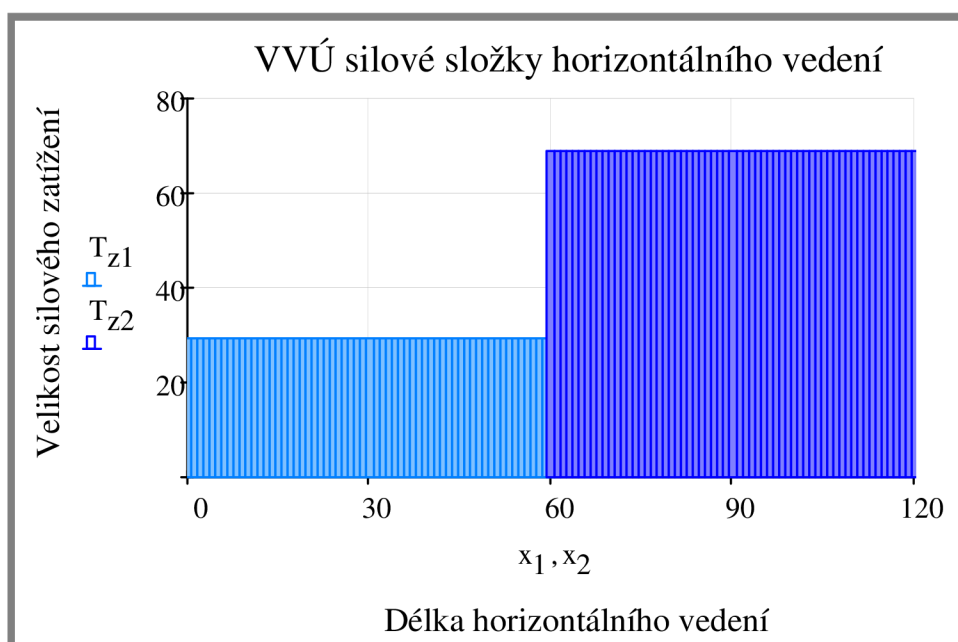
z: $T_{z2} = G_1 + F_1$

y: $M_{oy2} = G_1 \cdot (a + x_2) + F_1 x_2$

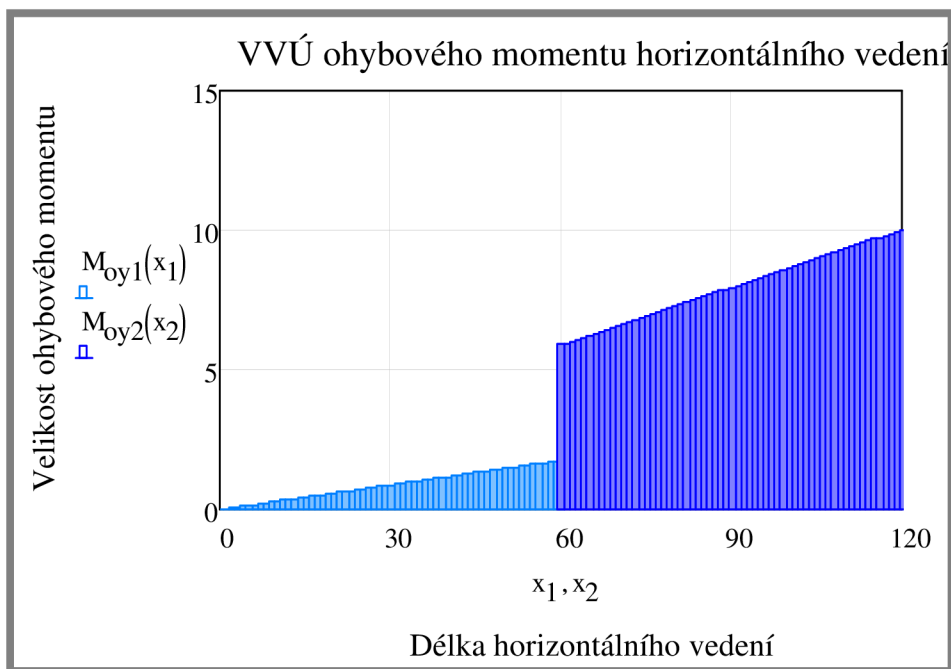
Grafické znázornění



Obr. 14 VVÚ normálové síly horizontálního vedení



Obr. 15 VVÚ silové složky horizontálního vedení



Obr. 16 VVÚ ohybového momentu horizontálního vedení

5.4.3 Výpočet VVÚ vertikálního vedení

Rozsah: $z_1 = 0 \dots 50\text{mm}$ $z_2 = 50 \dots 100\text{mm}$

III. Řez

$$x: N_3 = G_1 + F_1$$

$$z: T_{z3} = 0$$

$$y: M_{oy3} = G_1 \cdot (a + b) + F_1 b$$

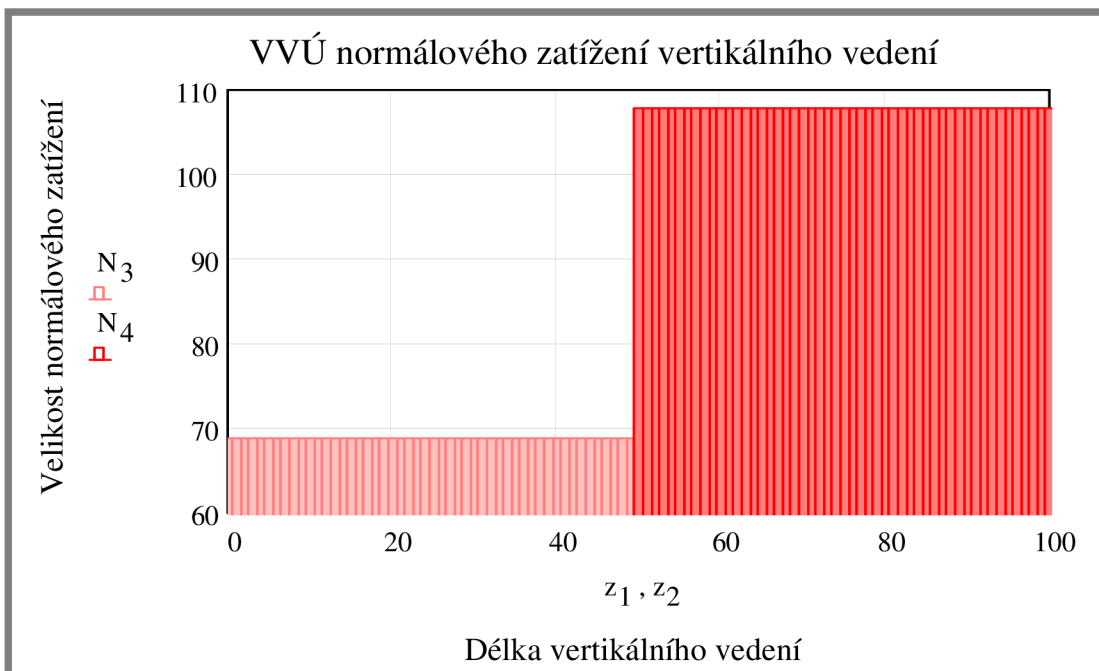
IV. Řez

$$x: N_4 = G_1 + F_1 + F_2$$

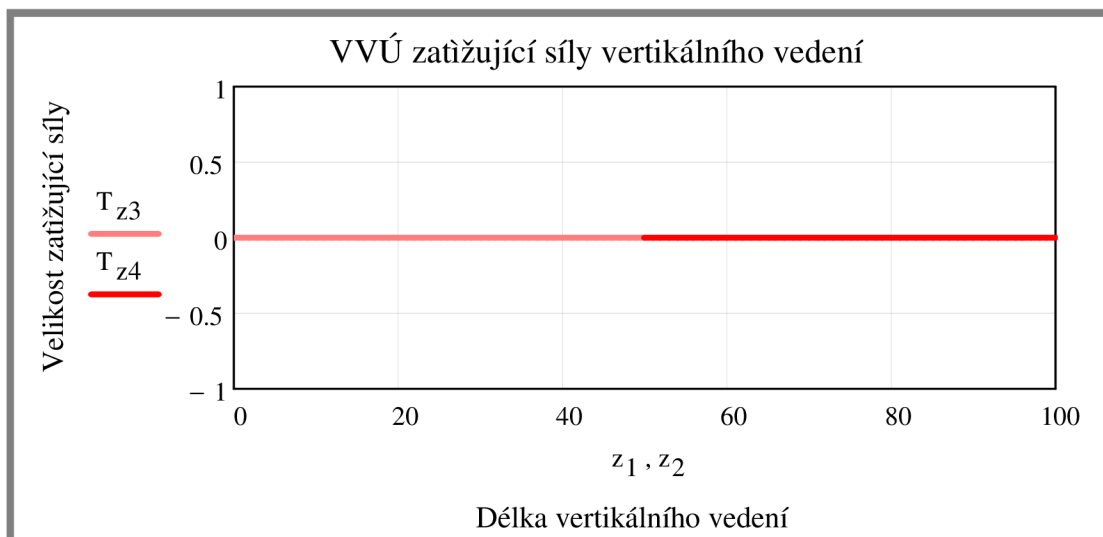
$$z: T_{z4} = 0$$

$$y: M_{oy4} = G_1 \cdot (a + b) + F_1 b$$

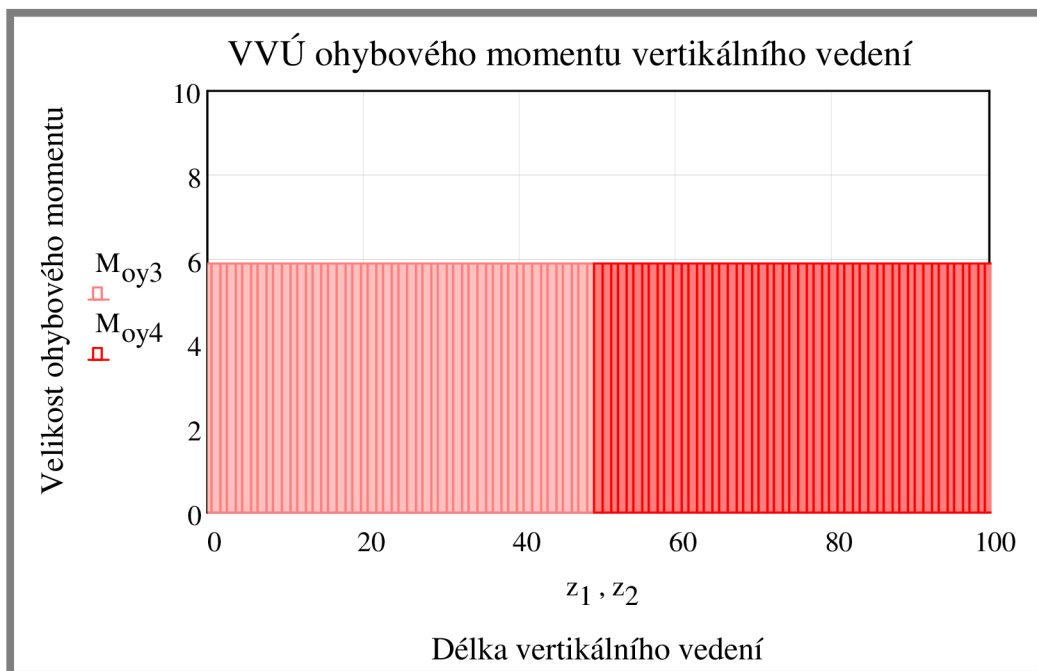
Grafické znázornění



Obr. 17 VVÚ normálového zatížení vertikálního vedení



Obr. 18 VVÚ zatěžující síly vertikálního vedení



Obr. 19 VVÚ ohybového momentu vertikálního vedení

5.5 Napětí, průhyb a bezpečnost

5.5.1 Výpočet napětí

Napětí vypočítáme ze vztahu

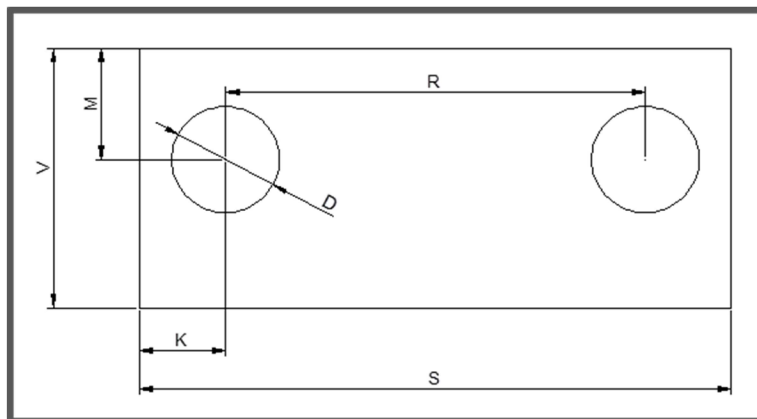
$$\sigma = \frac{M_{oy}}{W_o} \quad (1)$$

kde M_{oy} je ohybový moment a W_o je modul průřezu v ohybu, vypočtený ze vztahu

$$W_o = \frac{J_y}{h}. \quad (2)$$

J_y představuje osový kvadratický moment průřezu vedení a h největší rozměr příčného průřezu.

Osový kvadratický moment horizontálního vedení



Obr. 20 Příčný průřez vedení

$D_1 = 20\text{mm}, D_2 = 16\text{mm}, \dots$ průměry vodících tyčí
 $R_1 = 78\text{mm}, R_2 = 88\text{mm}, \dots$ rozteč vodících tyčí

Osový kvadratický moment vedení spočítám z osových kvadratických momentů vodících tyčí a Steinerovy věty

$$J_T = J + a \cdot S \quad (3)$$

vzdálenost těžiště vodící tyče od osy y

$$y_T = 0\text{m}$$

vzdálenost těžiště vodící tyče od těžiště vedení

$$a_1 = y_T + \frac{R_1}{2} = 0,039\text{m}$$

obsah vodící tyče

$$S = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = 3,142 \cdot 10^{-4}\text{m}^2$$

osový kvadratický moment vodící tyče

$$J_{y1} = \frac{\pi \cdot D_1^4}{64} = 7,854 \cdot 10^{-9}\text{m}^4$$

Steinerova věta

$$J_{yT1} = J_{y1} + a_1^2 S = 4,857 \cdot 10^{-7}\text{m}^4$$

výsledný osový kvadratický moment vedení

$$J_y = J_{yT1} + J_{yT1} = 1,571 \cdot 10^{-8}\text{m}^4$$

Maximální napětí horizontálního vedení

$$W_{o1} = \frac{J_y}{\frac{D_1}{2}} = 9,714 \cdot 10^{-5}\text{m}^3$$

$$M_{oymaxh} = G_1 \cdot (a + b) + F_1 b = 5,895\text{Nmm}$$

$$\sigma_{maxh} = \frac{M_{oymaxh}}{W_{o1}} = 61\text{MPa}$$

Osový kvadratický moment vertikálního vedení

$$a_2 = y_T - \frac{R_2}{2} = -0,044\text{m}$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} = 2,011 \cdot 10^{-4}\text{m}^2$$

$$J_{y2} = \frac{\pi D_2^4}{64} = 3,217 \cdot 10^{-9}\text{m}^4$$

$$J_{yT2} = J_{y2} + a_2^2 \cdot S_2 = 3,925 \cdot 10^{-7}\text{m}^4$$

$$J_{y2} = J_{yT2} + J_{yT2} = 7,849 \cdot 10^{-7}\text{m}^4$$

Maximální napětí vertikálního vedení

$$W_{o2} = \frac{J_{y2}}{\frac{D_2}{2}} = 9,812 \cdot 10^{-5} m^3$$

$$M_{oymaxv} = G_1 \cdot (a + b) + F_1 \cdot b = 5,895 Nmm$$

$$\sigma_{maxv} = \frac{M_{oymaxv}}{W_{o2}} = 60 MPa$$

5.5.2 Výpočet průhybu

Výpočet průhybu konce vedení od ohybového momentu jsem provedla pomocí rovnice průhybu:

$$w_G = \frac{\partial W}{\partial G} = \int_0^L \frac{M_{oy}}{EJ_y} \cdot \frac{\partial M_{oy}}{\partial G} dx [m] \quad (4)$$

$R_e := 210 MPa$...mez kluzu oceli

$E := 2.1 \cdot 10^5 MPa$...Youngův modul pružnosti oceli

$$w_G = \int_0^a \frac{M_{oy1}}{E \cdot J_{y1}} \cdot \frac{\partial M_{oy1}}{\partial G_1} dx + \int_0^b \frac{M_{oy2}}{E \cdot J_{y1}} \cdot \frac{\partial M_{oy2}}{\partial G_1} dx + \int_0^{c+d} \frac{M_{oy3}}{E \cdot J_{y2}} \cdot \frac{\partial M_{oy3}}{\partial G_1} dx$$

$$w_G = 4.81 \times 10^{-4} mm$$

Výpočet průhybu je vzhledem k výsledkům celkem zanedbatelný.

5.5.3 Výpočet bezpečnosti

Bezpečnost vedení jsem počítala ze vztahu pro bezpečnost k meznímu stavu pružnosti

$$k_k = \frac{\sigma_k}{|\sigma_{max}|}, \quad (5)$$

kde σ_k je rovno mezi kluzu a σ_{max} maximálnímu napětí ve vedení.

$$\sigma_{max} = \sigma_{maxv}$$

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{max}} = 3,496$$

Podmínka bezpečnosti $k > 1$ je splněna a bezpečnost vedení vyhovuje.

5.6 Rychlost, zrychlení

5.6.1 Rychlost a zrychlení horizontálního vedení

V katalogových parametrech máme uvedenou maximální rychlost, které vedení dosahuje. Jelikož maximální rychlost nemůže být stejná po celé délce a zároveň závisí na velikosti zatížení, rozhodla jsem se vypočítat rychlost v místě dorazu z maximální energie při dorazu uvedené v katalogovém listu.

Maximální rychlost nárazu vypočítáme ze vztahu

$$v = \sqrt{\frac{2E}{m}}, \quad (6)$$

kde $E = 0,40J$ $m_z = 3kg$ $m_h = 4,018kg$ $L = 0,12m$.
 $m = m_z + m_h = 7,018kg$

m_z ...hmotnost závaží

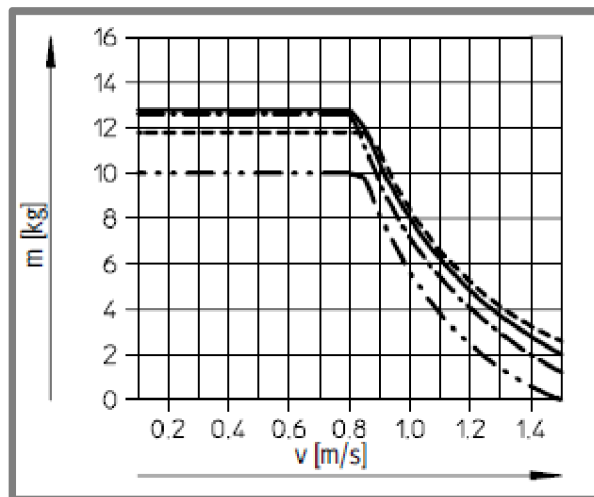
m_h ...hmotnost horizontálního vedení

E ...maximální energie nárazu

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,40}{7,018}} = 0,338m \cdot s^{-1}$$

Vypočítaná rychlost, je rychlost posuvu se zátěží, proto musím zvlášť vypočítat rychlost posuvu bez zátěže

$$v_z = \sqrt{\frac{2E}{m - m_z}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,40}{7,018 - 3}} = 0,446m \cdot s^{-1}.$$



Obr. 21 Graf závislosti rychlosti na hmotnosti z katalogu výrobce pro DFM 32

Vypočítané rychlosti v porovnání s katalogovými údaji jsou vyhovující a nepřesahují maximální hodnotu $v_{max} = 0,8m \cdot s^{-1}$.

Z vypočítané rychlosti jsem si vypočítala průměrné zrychlení horizontálního vedení.

$$a = v \cdot \frac{dv}{ds} \rightarrow \int_0^L a \cdot ds = \int_0^v v \cdot dv \quad (7)$$

$$a[s]_{0,12}^{0,338} = \left[\frac{v^2}{2} \right]_0^{0,338} \rightarrow a = \frac{v^2}{2L} = 0,476m \cdot s^{-2}$$

Stejně jako u rychlosti, tak i u zrychlení jsem musela vypočítat zrychlení bez zátěže

$$a_z = \frac{v_z^2}{2L} = \frac{0,446}{2 \cdot 0,12} = 0,829m \cdot s^{-2}$$

5.6.2 Rychlost a zrychlení vertikálního vedení

$$E = 0,7J, \quad m_v = 4,534kg, \quad m_d = 2,2kg, \quad L = 0,1m$$

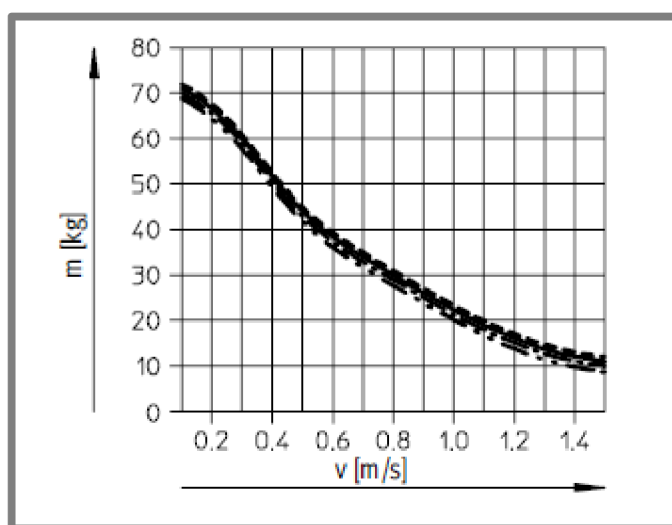
$$m = m_z + m_h + m_v + m_d = 13,752kg$$

m_v ...hmotnost vertikálního vedení

m_d ...hmotnost spojovací desky

$$v = \sqrt{\frac{2E}{m}} = \underline{0,319m \cdot s^{-1}}$$

$$v_z = \sqrt{\frac{2E}{m - m_z}} = \underline{0,361m \cdot s^{-1}}$$



Obr. 22 Graf závislosti rychlosti na hmotnosti z katalogu výrobce pro DFM 40

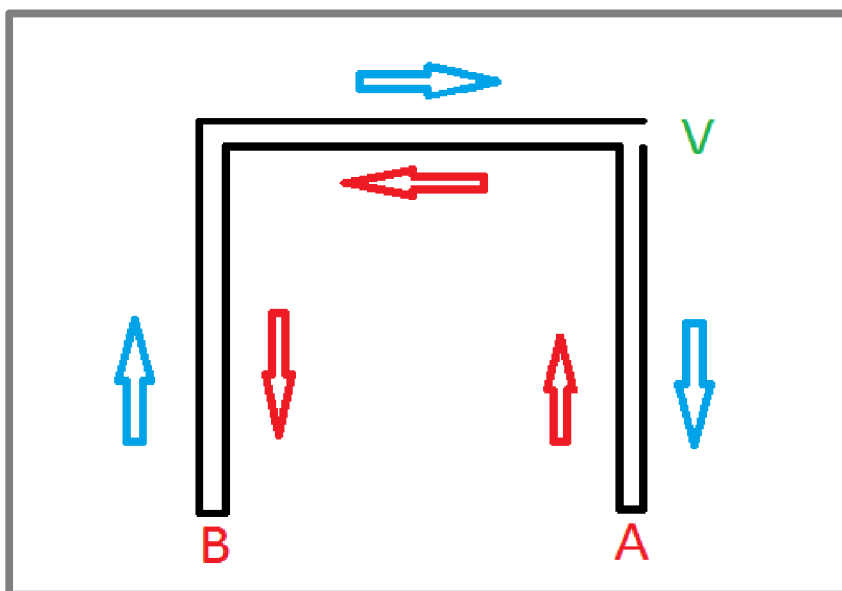
I v tomto případě vypočítané hodnoty nepřesahují maximální hodnotu $v_{max} = 0,8m \cdot s^{-1}$ uvedené výrobcem, proto je výběr pohonu vyhovující.

$$a = \frac{v^2}{2s} = 0,509m \cdot s^{-2}$$

$$a_z = \frac{v_z^2}{2L} = \underline{0,652m \cdot s^{-2}}$$

5.7 Doba cyklu

Důležitým technickým údajem je doba posuvu z bodu A do bodu B. Po dohodě se zadavatelskou firmou, byla doba stanovena na 2 sekundy. Z toho vyplívá výsledný čas cyklu 4 sekundy.



Obr. 23 Názorné schéma posuvu jednotky

5.7.1 Čas horizontálního a vertikálního vedení

Výpočet času jsem se rozhodla provést ze základního vzorce pro výpočet zrychlení

$$a = \frac{dv}{dt} \rightarrow \int_0^t a \cdot dt = \int_0^v dv \quad (8)$$

$$a[t]_0^t = [v]_0^v \rightarrow t = \frac{v}{a}. \quad (9)$$

Rychlost horizontálního vedení

$$0,457 \cdot [t]_0^t = [v]_0^{0,338} \rightarrow t_h = \frac{0,338}{0,476} = \underline{0,71s}$$

Rychlost vertikálního vedení

$$0,509 \cdot [t]_0^t = [v]_0^{0,319} \rightarrow t_v = \frac{0,319}{0,509} = \underline{0,63s}$$

Stejně jako pro rychlost a zrychlení, jsem vypočítala také čas posuvu bez zátěže horizontálního i vertikálního vedení.

$$t_{hz} = \frac{v_z}{a_z} = \frac{0,446}{0,829} = \underline{0,54s}$$

$$t_{vz} = \frac{0,361}{0,652} = \underline{0,55s}$$

5.7.2 Doba posuvu A – B

Dobu posuvu z bodu A, tedy místa kde je umístěna přesouvaná součást, do bodu B, kam má být daná součást umístěna, můžeme vypočítat jednoduchým součtem

$$t_{AB} = 2t_v + t_h = 2 \cdot 0,63 + 0,71 = \underline{1,97s}.$$

5.7.3 Celková doba cyklu

Celková doba cyklu závisí na několika parametrech – rychlosti posuvu v zátěži, rychlosti posuvu bez zátěže a času, který je potřebný pro uchopení a odložení součástí.

$$T = 2 \cdot (t_v + t_{vz}) + (t_h + t_{hz}) + 2 \cdot t_u \quad (10)$$

$$T = 2 \cdot (0,63 + 0,55) + (0,71 + 0,54) + 2 \cdot 0,2 = \underline{4,01s}$$

Vzhledem k tomu, že jsou nám všechny časy známe až na čas úchopu t_u , zvolila jsem pro prozkoumání několika katalogů průměrnou hodnotu $t_u = 0,2s$.

5.8 Setrvačná síla

Setrvačná síla je síla, která nutí těleso, na které působí, setrvat v daném pohybu. Projevuje se vždy při rozjíždění a zastavování, kdy na těleso působí určité zrychlení v opačném směru

$$D = -a \cdot m[N]. \quad (11)$$

Vzhledem k tomuto případu, zohledňuji setrvačné síly pouze ve vodorovném směru, kde mohou ovlivnit konečné umístění přemísťované součásti.

$$D = -a \cdot m = -(0,476 \cdot 3) = \underline{-1,428N}$$

Ve směru svislém vychází setrvačná síla

$$D = -(0,509 \cdot 7,018) = \underline{-3,572N}$$

Jednotka splňuje podmínku, síly nepřekračují hodnoty výrobce.

5.9 Síla na píst

Z katalogu jsem zjistila, že pneumatický pohon je poháněn tlakem vzduchu v hodnotě 6 barů, tedy přibližně 0,6 MPa. Při využití tohoto tlaku, by nemusela pohonná jednotka splňovat všechny parametry, proto jsem se rozhodla vypočítat sílu pístu potřebnou k překonání hmotnosti soustavy a porovnat ji se silou uvedenou výrobcem.

$$F = ma - D[N], \quad (12)$$

Kde m ...hmotnost zátěže a samotné konstrukce

a ...zrychlení vypočítané v kap. 5.5

Síla potřebná pro pohyb horizontálního vedení

$$F = 7,018 \cdot 0,476 - (-1,428) = \underline{4,768N}$$

Síla potřebná pro pohyb vertikálního vedení

$$F = 13,752 \cdot 0,509 - (-3,572) = \underline{10,572N}$$

V porovnání s hodnotami od výrobce, můžeme říct, že zvolená jednotka splňuje podmínku a nepřekračuje maximální hodnoty.

5.10 Předpětí šroubů, utahovací moment5.10**5.10.1 Předpětí šroubů**5.10.1

Předpětí šroubů spojovaných součástí, vypočítáme ze vztahu

$$\boxed{F_i = 0,75 \cdot F_p} \quad (13)$$

kde F_p je zkušební zatížení a vypočítá se jako $F_p = 0,75 \cdot A_s S_p$.

Podle literatury[5] jsou parametry zvoleného šroubu:

$A_s = 20,1 \text{ mm}^2$... průřez šroubu M6 volen z tabulky 8-1

$A_s = 36,6 \text{ mm}^2$... průřez šroubu M8 volen z tabulky 8-1

$S_p = 970 \text{ MPa}$... zkušební napětí voleno z tabulky 8-8

Předpětí šroubů

pro M6: $F_i = 0,75 \cdot A_s S_p = 0,75 \cdot 20,1 \cdot 970 = \underline{14622,75 \text{ N}}$

pro M8: $F_i = 0,75 \cdot 36,6 \cdot 970 = \underline{26626,5 \text{ N}}$.

5.10.2 Utahovací moment5.10.2

Vztah pro utahovací moment šroubu

$$M = K F_i d, \quad (14)$$

Kde $K = 0,20$... součinitel utahovacího momentu

d [mm] ... průměr šroubu

F_i [N] ... síla předpětí.

Utahovací moment šroubu

M6: $M = 0,20 \cdot 14622,75 \cdot 6 \doteq \underline{18 \text{ Nm}}$

M8: $M = 0,20 \cdot 26626,5 \cdot 8 \doteq \underline{43 \text{ Nm}}$

6 DISKUSE

6.1 Zhodnocení konstrukčního návrhu

Konstrukční návrh „Pick and Place“ jednotky jsem vytvořila na základě požadavků zadávající společnosti s ohledem na využití a praktičnost v průmyslové výrobě. Vycházela jsem ze třech návrhů, kde základem byla jednoduchost řešení a pokud možno nízká cena, ale ne na úkor přesnosti a spolehlivosti.

Mnou zvolený návrh je složen ze dvou pneumatických pohonů s vlastním vedením, což mi usnadnilo řešení posuvu, snížilo náklady. Tento systém také zároveň podpořil velké využití pneumatického systému v této společnosti. Tyto pohony jsem zkontrolovala na maximální zatížení od hmotnosti přepravovaných součástí, zatížení vlastní hmotností pohonných jednotek a na ohybový moment. Dále jsem vypočítala maximální napětí celého systému a průhyb na konci vedení v maximálním vysunutí, které k velikosti navržené jednotky je zanedbatelné. Také je samozřejmě ověřena bezpečnost této jednotky.

Po statickém výpočtu jsem se zaměřila na výpočet rychlosti, zrychlení, setrvačné síly a síly na píst. Tyto výpočty měly ověřit správný výběr jednotlivých částí navržené jednotky. V tabulce jsem porovnávala hodnoty vypočítané s maximálními hodnotami, které uvádí výrobce.

Tab. 4 Porovnání Vypočítaných a katalogových hodnot

<i>Parametry</i>	<i>Vypočítané hodnoty</i>	<i>Hodnoty výrobce</i>
Rychlost horizontální	0,338 m.s ⁻¹	0,8 m.s ⁻¹
Rychlost vertikální	0,319 m.s ⁻¹	0,8 m.s ⁻¹
Síla horizontální	3,34 N	482 N
Síla vertikální	7,00 N	754 N
Zátěž horizontální	69 N	168 N
Zátěž vertikální	135 N	300 N

Zátěž na jednotlivé pohony jsem vypočítala jako celkovou hmotnost vynásobenou gravitačním zrychlením. Při porovnání katalogové a vypočítané síly je vidět celkem velký rozdíl. Katalogová síla působící na píst, je síla vznikající působením konstantního tlaku o 6 barech. Z toho vyplývá, že jednotka by mohla být poháněna menším tlakem.

Z vypočítaných rychlostí, jsem zjistila čas, který je potřebný k přesunu součástky z bodu A do bodu B a čas, který potřebuje celá jednotka pro vykonání jednoho cyklu (viz Obr. 14).

Jako poslední jsem vypočítala potřebné předpětí šroubů a jejich utahovací moment, které jsou potřebné pro spojení jednotlivých pohonů k sobě a jejich následné připevnění k pracovnímu prostoru. Pro spojení jsem navrhla šrouby o velikosti M6 a M8.

6.2 Ekonomická rozvaha

Na závěr bych chtěla porovnat ekonomické náklady navrhované „Pick and Place“ jednotky s náklady na pořízení jednotky dostupné na trhu. Konstrukci jednotky jsem navrhla tak, aby byla co nejjednodušší a pokud možno s co nejmenšími náklady na její pořízení. Ceny nakupovaných součástí jsou přímo od výrobce. Ceny materiálu z internetového ceníku společnosti Feron a.s.

Tab. 5 Nakupované součásti

Název	Kusy	Cena v Kč
Pneumatický pohon horizontální	1	7975
Pneumatický pohon vertikální	1	8016
Šrouby	20	do 30
Celkem		16 021,-

Tab. 6 Vyráběné součásti

Název	Cena v Kč
Nakupovaný materiál	cca 700
Cena strojní výrobu dílů:	
- Cena za hodinu práce = 300,- Kč	600
- Počet hodin = 2 hodiny	
Celkem	1300

Počet hodin účtovaných pro obrobění daných součástí je zaokrouhlený na celé hodiny. Odhadovaný čas je přibližně 50 min pro spojovací desku L1 a 30 minut pro spojovací desku L2. Cena práce závisí na společnosti, která ji bude provádět a proto je jen orientační.

Tab. 7 Celková cena

Název	Cena v Kč
Celková cena za vyráběné součásti	1 300
Celková cena za kupované součásti	16 021
Celková cena Pick and Place jednotky	17 321

Z této rozvahy vyplývá, že předběžná cena návrhu „Pick and Place“ jednotky se pohybuje okolo 17 500,- Kč. Tato cena je pouze za mechanickou část bez jakýchkoliv doplňků a řízení. V porovnání s manipulátory dostupnými na trhu, kde ty nejlevnější se pohybují kolem 30 000,- Kč, myslím, že cena mého návrhu je prozatím nízká. Záleží ovšem na tom, o kolik by se navýšila při dokončení jednotky a zapojení do provozu.

7 ZÁVĚR

Cílem mé bakalářské práce byl jednoduchý konstrukční návrh „Pick and Place“ jednotky s vertikálním zdvihem 100 mm a horizontálním posuvem 120 mm, která je schopná zátěže 3 kg včetně uchopovacího zařízení. Uchopovací zařízení není součástí této práce.

Pro splnění zadaných parametrů jsem vybrala pro horizontální i vertikální posuv pneumatický pohon s přímočarým vedením. Jedná se o pohony s průměrem pístnice 32 mm pro pohon horizontální a 40 mm pro pohon vertikální. Tyto pohony jsem se rozhodla spojit spojovací deskou ve tvaru L a deseti šrouby velikosti M6. Na závěr jsem navrhla připevnění této jednotky k pracovní ploše pomocí druhé spojovací desky tvaru L a opět 10 šrouby tentokrát M8.

Celou tuto jednotku jsem překontrolovala na statické zatížení, ohybový moment a průhyb v místě maximálního vysunutí. Taky jsem překontrolovala napětí po celé délce jednotky a spočítala její bezpečnost. Všechny tyto parametry vyšly v porovnání s parametry od výrobce, jako vyhovující.

Z ekonomického hlediska, bylo mým úkolem navrhnout jednotku odpovídající zadaným parametrům a zároveň zajistit co nejmenší náklady. Z mého návrhu je patrné, že konečná částka pro zatím je 17 500,- Kč. Tato suma je, ale jen za mechanickou část konstrukce, ke které musíme přidat ještě řízení a všechny spojovací součásti jako ventily, hadice, čidla apod. Tyto prvky nejsou součástí této práce. Přes to všechno, si myslím, že částka za můj výsledný návrh splňuje předpoklady této práce a návrh by mohl být dále realizován.

Při pohledu do budoucna je třeba vyřešit připojení jednotky k pneumatickému a elektrickému vedení. Dále je třeba vyřešit řízení a naprogramování jednotlivých pohonů, aby nedošlo k případné kolizi. V neposlední řadě je potřeba navrhnout uchopovací zařízení, které bude vyhovovat dané operaci.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

8

- [1] ACUSO automation [online], dostupné z:
<http://aukuso.cz/automatizace-11/>
- [2] BRANISLAV LACKO, LADISLAV MAIXNER, PAVEL BENEŠ,
LADISLAV ŠMEJKAL. *Automatizace a automatizační technika: systémové
pojetí automatizace 1.*, vyd. Praha: Computer Press, 2000. 1. vyd. 97 s. ISBN
80-7226-246-7
- [3] Odbornecasopisy.cz [online], dostupné z:
http://www.odbornecasopisy.cz/index.php?id_document=28491
- [4] RUMÍČEK, Pavel. *Automatizace: Roboty a manipulátory* [online]. Brno, 2003.
Dostupné z:
[http://ust.fme.vutbr.cz/tvareni/opory_soubory/mechanizace_a_automatizace_rob
oty_rumisek.pdf](http://ust.fme.vutbr.cz/tvareni/opory_soubory/mechanizace_a_automatizace_roboty_rumisek.pdf)
- [5] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS.
Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno:
VUTIAM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

9 SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

9.1 Seznam obrázků

Obr. 1 Jednoramenný manipulátor od společnosti FESTO	16
Obr. 2 Portálový manipulátor společnosti FlexLink	17
Obr. 3 Pneumatický manipulátor společnosti FESTO	17
Obr. 4 První varianta	20
Obr. 5 Druhá varianta	21
Obr. 6 Třetí varianta	22
Obr. 7 Model výsledného konstrukčního řešení	23
Obr. 8 Pneumatický pohon s přímočarým vedením DFM-B Festo	24
Obr. 9 Spojovací deska L1	26
Obr. 10 Spojovací deska L2	26
Obr. 11 Šroub se zápusťnou hlavou s vnitřním šestihranem dle DIN 7991	27
Obr. 12 Šroub s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem dle ISO 4762	27
Obr. 13 Prutová soustava návrhu	28
Obr. 14 VVÚ normálové síly horizontálního vedení	29
Obr. 15 VVÚ silové složky horizontálního vedení	29
Obr. 16 VVÚ ohybového momentu horizontálního vedení	30
Obr. 17 VVÚ normálového zatížení vertikálního vedení	31
Obr. 18 VVÚ zatěžující síly vertikálního vedení	31
Obr. 19 VVÚ ohybového momentu vertikálního vedení	32
Obr. 20 Příčný průřez vedení	32
Obr. 21 Graf závislosti rychlosti na hmotnosti z katalogu výrobce pro DFM 32	35
Obr. 22 Graf závislosti rychlosti na hmotnosti z katalogu výrobce pro DFM 40	36
Obr. 23 Názorné schéma posuvu jednotky	37

9.2 Seznam tabulek

Tab. 1 Horizontální vedení	24
Tab. 2 Vertikální vedení	25
Tab. 3 Parametry vedení uvedené v katalogu FESTO	25
Tab. 4 Porovnání Vypočítaných a katalogových hodnot	40
Tab. 5 Nakupované součásti	41
Tab. 6 Vyráběné součásti	41
Tab. 7 Celková cena	41

10 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	délka horizontálního vedení
a	[ms ⁻²]	zrychlení
a_1	[mm]	vzdálenost těžiště horizont. vodící tyče od těžiště vedení
a_2	[mm]	vzdálenost těžiště vert. vodící tyče od těžiště vedení
A_s	[mm ²]	průřez šroubu
a_z	[ms ⁻²]	zrychlení bez zátěže
b	[mm]	délka horizontálního vedení
c	[mm]	délka vertikálního vedení
d	[mm]	délka vertikálního vedení
D	[N]	setrvačná síla
d	[mm]	průměr šroubu
D_1	[mm]	průměr horizontální vodící tyče
D_2	[mm]	průměr vertikální vodící tyče
E	[J]	maximální energie nárazu
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti oceli
F	[N]	síla na píst
F_1	[N]	síla od zatížení vlastní hmotností horizontálního vedení
F_2	[N]	síla od zatížení vlastní hmotností vertikálního vedení
F_i	[N]	síla předpětí šroubu
F_p	[N]	zkušební zatížení
G_l	[N]	síla od maximálního zatížení
h	[mm]	největší rozměr příčného průřezu
J_T	[m ⁴]	osový kvadratický moment v těžišti
J_y	[m ⁴]	výsledný osový kvadratický moment vedení
J_{y1}	[m ⁴]	osový kvadratický moment horizontálního vedení
J_{y2}	[m ⁴]	osový kvadratický moment vertikálního vedení
J_{yT1}	[m ⁴]	osový kvadratický moment v těžišti horizontálního vedení
J_{yT2}	[m ⁴]	osový kvadratický moment v těžišti vertikálního vedení
K	[-]	součinitel utahovacího momentu
k_k	[-]	bezpečnost
L	[m]	délka vedení
m	[kg]	hmotnost zátěže a samotné konstrukce
M	[Nm]	utahovací moment
m_1	[kg]	hmotnost maximálního zatížení
m_2	[kg]	hmotnost horizontálního vedení
m_3	[kg]	hmotnost vertikálního vedení
m_d	[kg]	hmotnost desky L1
m_h	[kg]	hmotnost horizontálního vedení
M_{oy}	[Nm]	ohybový moment
M_{oy1}	[Nmm]	ohybový moment v řezu 1 horizontálního vedení
M_{oy2}	[Nmm]	ohybový moment v řezu 2 horizontálního vedení
M_{oy3}	[Nmm]	ohybový moment v řezu 3 vertikálního vedení
M_{oy4}	[Nmm]	ohybový moment v řezu 4 vertikálního vedení
M_{oymax}	[Nm]	maximální ohybový moment
M_{oymaxh}	[Nm]	maximální ohybový moment horizontálního vedení
M_{oymaxv}	[Nm]	maximální ohybový moment vertikálního vedení

m_v	[kg]	hmotnost vertikálního vedení
m_z	[kg]	hmotnost závaží
N_1	[N]	normálová síla v řezu 1 horizontálního vedení
N_2	[N]	normálová síla v řezu 2 horizontálního vedení
N_3	[N]	normálová síla v řezu 3 vertikálního vedení
N_4	[N]	normálová síla v řezu 4 vertikálního vedení
R_1	[mm]	rozteč vodících tyčí horizontálního vedení
R_2	[mm]	rozteč vodících tyčí vertikálního vedení
Re	[MPa]	mez kluzu oceli
S_1	[mm ²]	obsah vodící tyče horizontálního vedení
S_2	[mm ²]	obsah vodící tyče vertikálního vedení
S_p	[MPa]	zkušební napětí
T	[s]	celková doba času
t_{AB}	[s]	dobu posuvu z bodu A do bodu B
t_h	[s]	dobu posuvu horizontálního vedení
t_{hz}	[s]	dobu posuvu horizontálního vedení bez zátěže
t_u	[s]	dobu potřebná k uchopení/puštění součásti
t_v	[s]	dobu posuvu vertikálního vedení
t_{vz}	[s]	dobu posuvu vertikálního vedení bez zátěže
T_{z1}	[N]	tlaková síla v řezu 1 horizontálního vedení
T_{z2}	[N]	tlaková síla v řezu 2 horizontálního vedení
T_{z3}	[N]	tlaková síla v řezu 3 vertikálního vedení
T_{z4}	[N]	tlaková síla v řezu 4 vertikálního vedení
v	[ms ⁻¹]	rychlost
v_{max}	[ms ⁻¹]	maximální rychlost vedení
v_z	[ms ⁻¹]	rychlost bez zátěže
w_G	[mm]	průhyb
W_o	[m ³]	modul průřezu v ohybu
W_{o1}	[m ³]	modul průřezu v ohybu horizontálního vedení
W_{o2}	[m ³]	modul průřezu v ohybu vertikálního vedení
x_1	[mm]	rozsah na horizontálním vedení
x_2	[mm]	rozsah na horizontálním vedení
y_T	[mm]	vzdálenost těžiště vodící tyče od osy y
z_1	[mm]	rozsah na vertikálním vedení
z_2	[mm]	rozsah na vertikálním vedení
σ	[MPa]	napětí
σ_k	[MPa]	dovolené napětí
σ_{max}	[MPa]	maximální napětí vedení
σ_{maxh}	[MPa]	maximální napětí horizontálního vedení
σ_{maxv}	[MPa]	maximální napětí vertikálního vedení

11 SEZNAM PŘÍLOH

11

11.1 Výkresová dokumentace

11.1

Výkres sestavy	BP-01-00
Spojovací deska 1	BP-03-01
Spojovací deska 2	BP-03-02
Kusovník	BP-04-03

CD s digitální verzí bakalářské práce včetně příloh