



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

NÁVRH KONSTRUKCE PODAVAČE SPON

DESIGN OF BUCKLES FEEDER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Stanislav Mach

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Bc. Stanislav Mach
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.
Akademický rok:	2018/19

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 diplomové práce:

Návrh konstrukce podavače spon

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh konstrukce zařízení pro přemístění a orientaci spon pomocí vibračního způsobu, který bude splňovat předepsané parametry. Úkolem je návrh a konstrukce zařízení pracující na principu vibrací, dopravující a orientující předmět manipulace. Zadání DP je řešeno ve spolupráci se společností SYSTEMOTRONIC, s. r. o. Brno.

Cíle diplomové práce:

Rozbor současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky v oblasti vibrační techniky (skladovacích a dopravních zařízení).

Systémový rozbor řešené problematiky, návrh a zdůvodnění zvoleného způsobu řešení zadaného úkolu.

Návrh variant řešení způsobu dopravení a orientace spon do předepsaného místa.

Vyhodnocení variant řešení pomocí metody multikriteriálního hodnocení.

Podrobný návrh konstrukce vybrané varianty, případná realizace konstrukce výrobou a zkoušením.

Pevnostní kontrola kritických míst nové konstrukce vibračního zařízení.

Výkresová dokumentace zařízení: sestava, kusovník, 5 dílenských výkresů, komentář k výkresové dokumentaci.

Analýza rizik strojního zařízení.

Odhad nákladů na výrobu jednoho zařízení.

Závěr a vyhodnocení funkčnosti a provozuschopnosti konstrukce.

Doporučení pro další rozvoj.

Seznam doporučené literatury:

KOLÍBAL, Zdeněk. Roboty a robotizované výrobní technologie. První vydání. Brno: Vysoké učení technické v Brně – nakladatelství VUTIUM, 2016. ISBN 978-80-214-4828-5.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.).
Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Cílem diplomové práce je návrh konstrukce zařízení pro přemístění a orientaci speciálních spon pomocí vibrační techniky. V úvodní části je popsán rozbor současného stavu vědy a techniky v oblasti vibrační techniky. V další části je popsán návrh vlastní konstrukce zařízení, analýza rizik a ekonomické zhodnocení celého zařízení.

ABSTRACT

The aim of this thesis is to design a device for relocation and orientation of special clamps using vibration technology. The introductory part describes the analysis of the current state of science and technology in the field of vibration technology. The next part describes the design of the device itself, risk analysis and economic evaluation of the whole device.

KLÍČOVÁ SLOVA

Lineární vibrační dopravník, vibrační stůl, vibrační technika, dopravní a manipulační zařízení

KEYWORDS

Linear vibrating conveyor, vibrating table, vibration technology, transport and handling equipment

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MACH, Stanislav. *Návrh konstrukce podavače spon* [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116980>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Radek Knoflíček.

PODĚKOVÁNÍ

Chci poděkovat vedoucímu diplomové práce doc. Dr. Ing Radku Knoflíčkovi za cenné rady a připomínky při vypracování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat blízké rodině, a zvláště mým rodičům za podporu při studiu na vysoké škole.

ČESTNÉ PROHLÁŠ ENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Radek Knoflíček Dr. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne

.....

Bc. Stanislav Mach

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	MOTIVACE	17
3	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	19
3.1	Rozdělení dopravních zařízení.....	19
3.2	Vibrační dopravníky	20
3.3	Rozdělení vibračních dopravníků	21
3.3.1	Dopravníky impulsivní	21
3.3.2	Dopravníky s mikrovřhem.....	21
3.4	Hlavní části vibračních dopravníků	21
3.4.1	Pohony vibračních dopravníků	21
	• Pohon excentrickým nebo klikovým mechanismem	21
	• Pohon mechanickým budičem	21
	• Pohon elektromagnetickým vibrátorem.....	22
3.4.2	Pružiny pro vibrační dopravníky	23
3.4.3	Výpočet pružin pro kruhový podavač	26
3.5	Vibrační podavače	27
3.5.1	Vibrační žlábký a násypky	27
3.5.2	Základní výpočty pro návrh vibračního žlabu	28
3.5.3	Orientace obrobku	32
3.6	Výrobci vibrační techniky	33
3.6.1	ROX spol. s. r. o.	33
3.6.2	VIBROS s.r.o.....	34
3.6.3	Vondra a Vondra s.r.o.....	34
3.7	Použití ocelových konstrukcí a spojení	35
3.7.1	Svařování profilů	35
3.7.2	Výpočet svarového spoje.....	36
4	NÁVRH VIBRAČNÍHO PODAVAČE	39
4.1	Popis zadané součástky	39
4.2	Návrh variant řešení	40
4.2.1	Varianta č.1	40
4.2.2	Varianta č.2.....	40
4.2.3	Varianta č.3.....	42
4.3	Metoda multikriteriálního hodnocení	43
4.3.1	Bázičká bodovací metoda	44
4.3.2	Technická hodnota τ	44
4.4	Výběr konstrukční varianty	45
4.5	Podrobný návrh vybrané varianty.....	47
4.5.1	Rámová konstrukce	47
4.5.2	Vibrační stůl	48
4.5.3	Bezpečnostní prvky na vibračním stole.....	49
4.5.4	Lineární vibrační dopravník	50
4.5.5	Výpočet prvků pojezdového mechanismu.....	52
4.5.6	Vibrační motor.....	55
4.5.7	Pevnostní výpočet šroubového spoje.....	56
4.5.8	Montáž vibračního motoru	57
4.5.9	Podpurný plech	58

5	ANALÝZA RIZIK	59
6	EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ	63
7	DISKUZE	65
8	ZÁVĚR	67
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	69
10	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK	71
10.1	Seznam použitých symbolů.....	71
10.2	Seznam tabulek.....	73
10.3	Seznam obrázků.....	74
11	SEZNAM PŘÍLOH	77

1 ÚVOD

Tématem diplomové práce je návrh konstrukce zařízení pro přepravování zadaného obrobku vibrační metodou. V úvodu práce je rozebrána problematika vibrační techniky a zařízení spojené s vibrační metodou přepravování. V části vlastního návrhu je zadán pouze obrobek, který má být přepravován a orientován na dané místo. Práce ukazuje vyhodnocení analýzy rizik a snížení těchto rizik. Ekonomické zhodnocení nám udává předběžnou představu o hodnotě celého zařízení. V závěrečné části je v diskuzi rozebrán další rozvoj a návrhy na případné vylepšení konstrukčních částí zařízení. Tato diplomová práce je zpracována ve spolupráci se společností SYSTEMOTRONIC s.r.o.

2 MOTIVACE

Motivací pro zhotovení této diplomové práce a tohoto projektu byla nabídka od vedení společnosti SYSTEMOTRONIC s.r.o. Tento technický problém řeší v současné době oddělení konstrukce už zmíněné společnosti. V rámci nabídky od společnosti jsem se rozhodl, řešit tuto problematiku ve své diplomové práci.

Podkladem zadání je pouze obrobek. Zadavatel dává tímto volnou ruku v záležitosti návrhu konstrukce zařízení pro přepravu obrobku vibrační metodou, což je předmětem mé diplomové práce.

3 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

3.1 Rozdělení dopravních zařízení

Zařízení, které zajišťuje přepravu ať už jakéhokoliv materiálu, je podle ČSN 260001 zařízení určené k vodorovnému, pod úhlem a svislému přemístění nákladu. Tento náklad je na dopravní zařízení přiveden jiným mechanismem nebo ručně. Při přemístování daného nákladu se většinou nemění jeho fyzikální vlastnosti ani struktura. Velká část zařízení je v klidu bez jakéhokoliv pohybu, protože se pohybuje hlavně náklad a jen některé části zařízení – unášecí prostředek. Tento prostředek se pohybuje většinou s nákladem a přenáší zatížení, které vyvolá náklad do nosné konstrukce a předává energii potřebnou k pohybu.

Tažný prvek (prostředek) dopravníku je část, kde energie z pohonné jednotky je převedena na unášecí prostředek. V jistých případech platí, že unášecí prostředek je zároveň i tažný prostředek. Toto platí například u pásového dopravníku [5].

Základní rozdělení dopravníků:

- a) Dopravníky
 - s tažným prvkem
 - pásové
 - lanopásové
 - řetězové
 - korečkové
 - podvěsné
 - bez tažného prvku
 - šnekové
 - vibrační

Jelikož se v této závěrečné práci zabývám hlavně vibrační technologií dopravy, nebudu se podrobněji zabývat v teoretické části ostatními druhy dopravníků, které jsou uvedeny v základním rozdělení výše.

3.2 Vibrační dopravníky

Vibrační dopravník využívá k přemístování materiálu setrvačných sil, které působí na částice, které jsou tímto způsobem přepravovány. Setrvačné síly, které tento materiál přemísťují jsou vyvolány harmonickým kmitavým pohybem žlabu, při které dochází k oddělení přepravovaného materiálu od samotného dopravníku v určité fázi, kde je menší gravitační zrychlení než svislá složka zrychlení kmitavého pohybu. Částice, které jsou vrženy dopravníkem do prostoru, se pohybují většinou po parabolách a poté dopadají zpět na konstrukci dopravníku (žlab). Tento proces se opakuje pořád dokola a tím se dopravovaný materiál pohybuje ve směru dopravy. Vzdálenosti, kde je materiál vržen jsou velmi malé [4].

Použití vibračních dopravníků je vhodné pro šikmou dopravu do sklonu 15° anebo pro přímočarou vodorovnou dopravu. Toto pravidlo platí hlavně pro dopravu sypkých a práškových materiálů na krátké vzdálenosti. Proces dopravy vibračním způsobem se může propojit s technologickými postupy, mezi které patří například třídění, promývání, ochlazování apod. V této oblasti jsou nejčastěji používány jako vibrační podavače, tříděče a pračky. Výhodou vibračních dopravníků je doprava chemicky agresivních, prašných, horkých a abrazivních materiálů. Samotné vibrační dopravníky se nemohou v běžných podmínkách rovnat dopravníkům, které mají tažný element jako pás, řetěz nebo jiný typ tažného elementu [5].

Mezi nevýhody vibračních dopravníků patří:

- Omezená délka
- Dynamické účinky, které se přenášejí do základů a konstrukce budovy
- Těžké, složitější a dynamicky namáhané konstrukce
- Vyšší pořizovací náklady
- Menší dopravní rychlost pouze do $0,4\text{m s}^{-1}$

Vibrační dopravník bývá zpravidla tvořen žlabem, často o průřezu U nebo O (trubka). Tento žlab je uložen pružně na základu konstrukce, viz obr.1



Obr. 1 Žlab O a U [21]

3.3 Rozdělení vibračních dopravníků

3.3.1 Dopravníky impulsivní

Tento typ vibračních dopravníků je tvořen plechovým žlabem konajícím postupný vratný nerovnoměrný pohyb, který je vyvolán pohonem dopravníku, což bývá často vibrační motor. Převážený materiál ve žlabu je plynule urychlován vpřed než se jeho setrvačná síla, která působí na částice materiálu a jeho hmotnosti, rovná maximální tečné reakci mezi materiálem a žlabem.

Tyto dopravníky poté rozdělujeme na:

- Pohyblivé dopravní žlaby
- Třasadla

Často používané třasadlo má skloněnou dráhu, kde reakce žlabu na materiálu není konstantní. Setkat se můžeme ale i s jiným konstrukčním řešením, kde na vzpěrných ramenech bývá často uložen žlab a tyto ramena se mohou volně kývat. Případně místo vzpěrných ramen použijeme listové pružiny. U tohoto typu nesmí docházet k nadskakování materiálu, což znamená, že reakce normálové síly musí být vždy kladná [4].

3.3.2 Dopravníky s mikrovrhem

U tohoto typu vibračních dopravníků můžeme najít pouze dva typy pohonu.

- Systém s tuhou vazbou mezi pohonem a žlabem
- Systém s pružnou vazbou mezi pohonem a žlabem

Zde je dopravní žlab rozkmitáván pohonem o frekvenci mezi 5 až 100 Hz při malých amplitudách. Tyto amplitudy mají velikost 0,05 až 15 mm [4].

3.4 Hlavní části vibračních dopravníků

- Pohon
- Dopravní žlab
- Pružiny

3.4.1 Pohony vibračních dopravníků

- **Pohon excentrickým nebo klikovým mechanismem**

Pohon tohoto typu můžeme taky nazývat nucený pohon. Princip mechanismu a použití takového pohonu z konstrukčního hlediska spočívá v tom, že žlab bývá podepřen vzpěrnými nebo listovými pružinami a těmito přídatnými pružinami mezi rámem a žlabem dochází ke snížení vlastní frekvence soustavy do blízkosti budící frekvence a tím snížení příkonu. Dopravní rychlost takového pohonu bývá $0,4 \text{ m s}^{-1}$ [4].

- **Pohon mechanickým budičem**

Mechanický budič, nazývaný také vibrátor, rozkmitá žlab na frekvenci 15 až 30 Hz. V případě menších dopravníků může být frekvence až 50 Hz. Při takové frekvenci se dostává k amplitudám 0,5 až 5 mm. V případě takové konstrukce se žlab ukládá na listové, šroubové

nebo pryžové pružiny. V takovém případě můžeme dosáhnout dopravní rychlosti až $0,25 \text{ ms}^{-1}$. Budiče můžeme použít buď usměrněné nebo neusměrněné [4].

- **Pohon elektromagnetickým vibrátorem**

Konstrukce dopravníku s tímto pohonem je sestavena tak, že žlab je pevně spojen s kotvou elektromagnetu budiče. Pružným spojením s předepjatými tlačnými pružinami je ke kotvě a žlabu připojeno těleso s cívkami.

V případě, že bude budič napájet střídavým proudem, frekvence bude 50 Hz, ze sítě kmitá frekvencí 100 Hz. Tak vysoké frekvence využíváme u menším vibračních dopravníků, naproti tomu u větších dopravníků snížíme frekvenci připojením usměrňovače do obvodu.

Zde se amplitudy kmitání pohybují v rozmezí 0,05 až 1 mm jestliže použijeme předřazený regulátor napětí, můžeme dosáhnout jednoduché změny amplitudy a tím regulaci dopravní rychlosti. Dopravní rychlost v tomto případě můžeme mít až $0,12 \text{ ms}^{-1}$ [4].



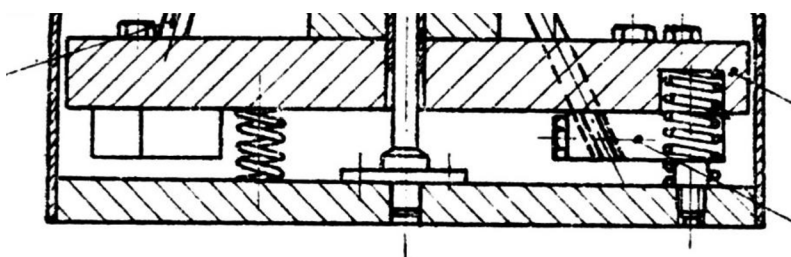
Obr. 2 Elektromagnetický vibrátor v řezu [8]

3.4.2 Pružiny pro vibrační dopravníky

Pružiny u vibračních dopravníků slouží k vyrovnání vibrací mezi žlabem, ve kterém je přepravovaný materiál případně daný obrobek, a základní konstrukcí. Vibrace vyvolané elektromagnetem nebo jiným budičem vibrací je přenášen na žlab, ale pomocí pružin se eliminují vibrace do základní konstrukce, případně do podlahy haly, na které konstrukce stojí. Mezi nejčastější druhy pružin patří:

- Vinuté pružiny
- Pryžové silentbloky
- Svazek tyčí

Vinuté pružiny jsou často používány hlavně v oblasti větších vibračních dopravníků. Na schématu kruhového podavače můžeme vidět uložení a použití vinuté pružiny, viz obr. 3.



Obr. 3 Schéma použití vinuté pružiny [1]

Demonstraci vinuté pružiny na vibračním dopravníku z praxe je vidět na Obr. 4, kde je model většího vibračního dopravníku od firmy Vibros. Takové vinuté pružiny se používají hlavně u větších vibračních dopravníků třasadel, třídičů apod. V těchto případech jde spíše o vibrační techniku ve stavebním průmyslu například pro zhutňování betonu apod.



Obr. 4 Vinutá pružina v praxi [16]

Pryžové silentbloky jsou vyrobené ze směsi gumy, která slouží pro uchycení pohyblivých součástí, v našem případě vibračního žlabu. Výhodou pryžových silentbloků je bezúdržbový a tichý provoz. Slovo silentblok vzniklo ze spojení slov silent (tichý) a block (zajistit).

Využití silentbloků je téměř neomezené. Jejich použití můžeme najít v různých odvětví průmyslu od automobilního až po zdravotní techniku přes zemědělství apod [10].

Na obrázku můžeme vidět různé tvary silentbloků, které můžeme mít k sehnání.



Obr. 5 druhy silentbloků [10]

Použití silentbloků v oblasti vibrační techniky lze vidět na obrázku vibrační násypky.



Obr. 6 Použití silentbloku v praxi [11]

Použití vyrovnávací soustavy pružin v podobě více pásů připevněných k sobě šroubem je řešením vyrovnání vibrační hlavě u kruhových podavačů. Vypočet a silový rozbor takového typu soustavy pružin je v následující kapitole



Obr. 7 Pružiny kruhových podavačů [12]

Společnost HABERKORN nabízí zajímavé řešení tlumení vibrací. Jedná se o několik typů jednotek vibrační techniky. Tyto produkty se dají rozdělit do dvou hlavních podskupin jednotek, které jsou aktivní v podpoře nebo tlumení vibrací. Pro společnost HABERKORN je dodává společnost Rosta. Jsou to jedinečné produkty, které umí plně nahradit tlumiče.

Vibrační jednotky slouží především k uložení vibračních dopravníků. Dále se tyto jednotky dělí dle oblasti a vhodnosti použití [13].

Výhody této vibrační jednotky:

- Bezúdržbový chod
- Elastické klouby pro podepření nebo zavěšení
- Dlouhá životnost
- Odolnost proti přetížení

Použití této techniky například u dopravníků, sít, třídících strojů apod. Teplotní odolnost je od -40 do +80 °C



Obr. 8 Vibrační jednotka typ AB [13]

Anti-vibrační jednotky mají za úkol na rozdíl od vibračních vibrace tlumit buď aktivně nebo pasivně.

Aktivní ochrana napomáhá tlumit vibrace mezi strojem a podlahou. V tomto případě, kdy stroj je zdrojem vibrací a do podlahy chceme minimum vibrací nebo žádné. Tyto stroje poté působí negativně na okolí kolem stroje.

Pasivní ochranou myslíme ochranu strojů od okolních vibrací. Příklad od společnosti HABERKORN je na Obr. 9.

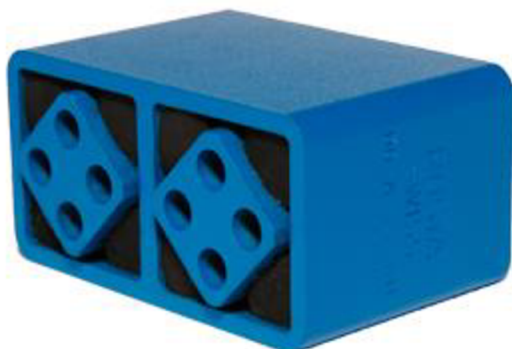
Výhody:

- Montáž v libovolné poloze
- Bezpečnost proti odtržení
- Bezúdržbový
- Odolnost vůči vodě i nečistotám



Obr. 9 Anti-vibrační jednotka typ ESL [13]

Univerzální pružné elementy je možné najít téměř ve všech průmyslových odvětvích. Velkou výhodou jsou téměř neomezené možnosti napojení, které nachází uplatnění v bezúdržbovém moderním strojírenství. Mohou vykonávat funkci pružení, uložení, tlumení a napínání. Vyráběné pro různé zatížení, v různých rozměrech a provedení [13].



Obr. 10 Univerzální pružný element v praxi [13]

3.4.3 Výpočet pružin pro kruhový podavač

Výpočet pružin, na kterých je násypka uložena, se provádí tak, aby se kmitočet soustavy blížil rezonančnímu kmitočtu [2].

$$\Omega = (0,9 \div 0,95) \cdot \omega \quad (1)$$

Poté vlastní kmitočet soustavy je dán

$$v = \frac{\Omega}{2 \cdot \pi} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{k}{M}} \quad (2)$$

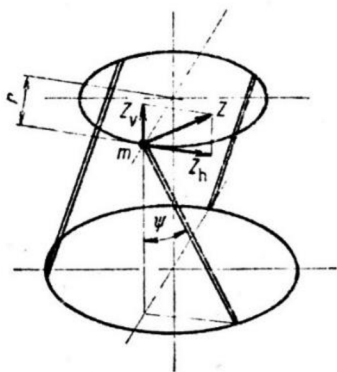
Hmota M je uložena na třech pružinách a současně koná i rotační pohyb. Z tohoto důvodu se musí provést redukce hmoty do bodů upnutí pružin na násypce. Z obr. 11 plyne pro složky zrychlení následující vztahy [2]

$$Z_v = m \cdot a_v \quad (3)$$

$$Z_h = \frac{J \cdot a_h}{r^2} \quad (4)$$

Zároveň také platí:

$$Z = \sqrt{Z_v^2 + Z_h^2} \quad (5)$$



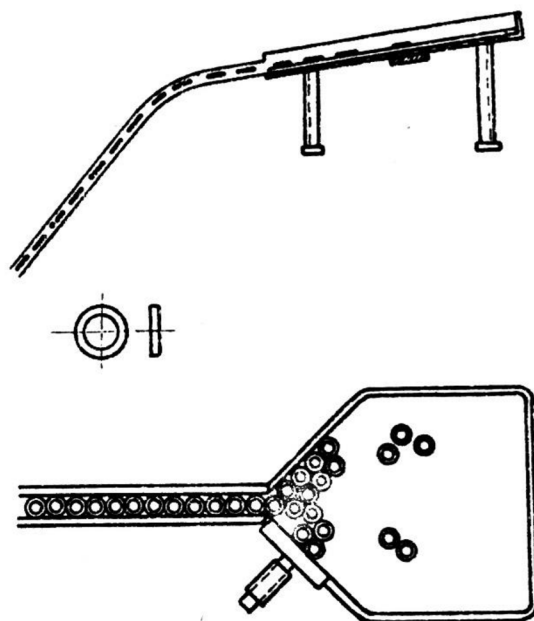
Obr. 11 Schéma rozložení sil [1]

3.5 Vibrační podavače

Zvláštní zařízení, které slouží k podávání předmětů i k jejich zachycení a případné orientaci jsou vibrační podavače.

3.5.1 Vibrační žlábký a násypky

Násypka je spojena s vibračním zařízením, které jí uděluje vibrační pohyb v horizontální rovině. Jako pohon se používá nejčastěji elektromagnet napájený střídavým napětím přímo ze sítě. Dno násypky je skloněno a předměty se vibracemi přemístí do žlábkového zásobníku. Aby byl vstup do žlábků ulehčen, vibrace se přenáší i do bočních stěn. Tento typ mechanismu je vhodný pro válcové součásti s malou výškou, tudíž nějaké ploché součástky jako podložky apod. Ve více proudech může být určen odvod pro vydávání předmětů tím, že se navrhne více žlábků k jedné násypce [1].



Obr. 12 Vibrační násypka [1]

Na obrázku je schematicky zobrazen žlab 2, který má ve vedení 1 přímočarý vratný pohyb. Při pohybu vřed a vzad má žlab různou rychlost. V jednom smyslu se pohybuje žlab rychleji, v druhém pomaleji. Tento pohyb se může dít poskokem, prokluzem nebo kombinací těchto pohybů. Nejdříve se budeme zabývat nejjednodušší variantou a tou, kdy se bude pohyb dít prokluzem. Na žlabu 2 je uložen obrobek 3 o váze G . Jestliže se jedná o pomalý pohyb žlabu, obrobek se pohybuje se žlabem. Poté při zpětném rychlém pohybu obrobek proklouzne. Z toho vyplývá, že se obrobek posune po žlabu při každém dvojdzvihu o nějakou délku S . Tato délka je rovna zdvihu žlabu nebo je větší. Dá se z toho také usoudit, že délka S odpovídá velikosti amplitudy kmitů žlabu [1].

3.5.2 Základní výpočty pro návrh vibračního žlabu

Proti pohybu obrobku po žlabu působí třecí odpor.

$$F_T = f \cdot G \quad (6)$$

Kde f je součinitel tření mezi obrobkem a žlabem.

Pohybová síla se snaží obrobek přemístit po žlabu. Tato síla je rovna

$$P = m \cdot a = \frac{G}{g} \cdot a \quad (7)$$

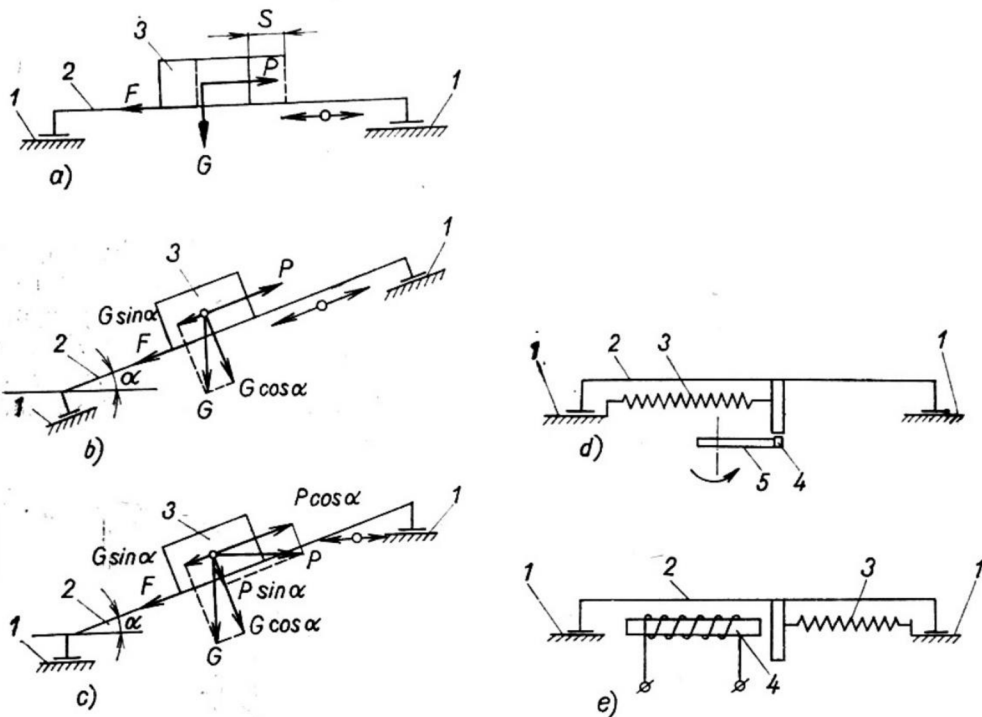
Aby mohl nastat pohyb obrobku 3 po žlabu 2, je třeba splnit podmínku, že

$$P \geq F \quad (8)$$

Po dosazení do této nerovnice získáme vztah

$$\frac{G}{g} \cdot a \geq f \cdot G \quad (9)$$

Na obrázku jsou různé způsoby pohybu a schematické konstrukce.



Obr. 13 Schéma principu vibračních dopravníků [2]

V případě, že by se měl obrobek pohybovat směrem vzhůru po žlabu ve směru vibrací, jako na obr.3 b), musí být splněna následující podmínka

$$P \geq F + G \cdot \sin \alpha \quad (10)$$

Po dosazení

$$\frac{G}{g} \cdot a \geq f \cdot G \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha \quad (11)$$

Odtud

$$a \geq f \cdot g \cdot \cos \alpha + g \cdot \sin \alpha \quad (12)$$

Úhel α je úhel mezi žlabem a vodorovnou rovinou.

V případě že by se měl obrobek pohybovat po žlabu směrem dolů, platí následující vztahy

$$P + G \cdot \sin \alpha \geq F \quad (13)$$

Po dosazení

$$a \geq f \cdot g \cdot \cos \alpha - g \cdot \sin \alpha \quad (14)$$

Jestliže se bude jednat o konstrukci, kde směr vibrací bude ve vodorovném směru jako na obr. 13 c) a obrobek se má pohybovat v šikmém žlabu nahoru, musí být splněna podmínka, že

$$P \cdot \cos \alpha \geq F + G \cdot \sin \alpha \quad (15)$$

po dosazení

$$\frac{G}{g} \cdot a \cdot \cos \alpha \geq f \cdot \left(G \cdot \cos \alpha + \frac{G}{g} \cdot a \cdot \sin \alpha \right) + G \cdot \sin \alpha \quad (16)$$

po úpravě

$$\frac{G}{g} \cdot a \cdot (\cos \alpha - f \cdot \sin \alpha) \geq G \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (17)$$

$$\frac{a}{g} \cdot (\cos \alpha - f \cdot \sin \alpha) \geq f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \quad (18)$$

odtud vyjádření

$$a \geq g \cdot \frac{f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha}{\cos \alpha - f \cdot \sin \alpha} \quad (19)$$

V případě, že se má obrobek pohybovat po šikmém žlabu směrem dolů za jinak stejných podmínek platí

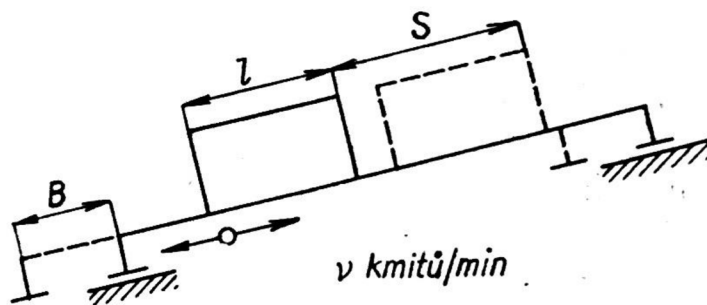
$$P \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha \geq F \quad (20)$$

Po dosazení a úpravě dostaneme vztah závislosti pro zrychlení

$$a \geq g \cdot \frac{f \cdot \cos \alpha - \sin \alpha}{\cos \alpha - f \cdot \sin \alpha} \quad (21)$$

Z předešlých vztahů můžeme říci, že jestli chceme umožnit pohyb obrobku po žlabu, je nutné, aby se žlab pohyboval v jednom směru zrychlením menším a v druhém větším, než je určená kritická veličina zrychlení. Tuto veličinu jsme nyní schopni vypočítat z výše uvedených vztahů. Z těchto rovnic můžeme dále vidět, že v tomto případě nerozhoduje váha a hmotnost obrobku, ale hlavním důležitým parametrem je velikost součinitele tření mezi obrobkem a žlabem, úhel sklonu žlabu a směr vibrací [1].

Jestliže budeme chtít vypočítat výkon žlabu pro zjednodušené řešení, tudíž pouze pro pohyb prokluzem, lze jej stanovit celkem jednoduše. Dodrží-li se určité podmínky a to, že pro jeden dvojdvih je zrychlení žlabu v jednom smyslu menší a pro druhý větší než kritická hodnota a , posouvá se obrobek po žlabu o délku S viz obr. 14 [1].



Obr. 14 Posuv obrobku [1]

Výkon násypky, taktěž počet obrobků, které projdou po žlabu za určitý čas, vypočítáme vztahem

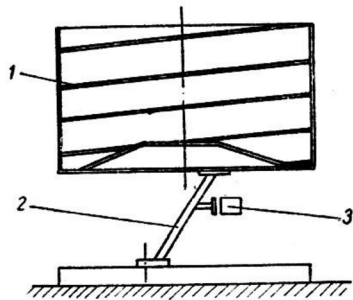
$$Q = \frac{k \cdot S \cdot v}{l} \quad (22)$$

Výkon vibračních žlabů dosahuje 200 až 300 podávaných obrobků za minutu. Na obr.3 d) a e) jsou znázorněny schematicky různé vibrátory pro podávací žlaby. Na obr.13 d) je zobrazen vibrátor mechanický, kde se pomalého pohybu žlabu 2 po vedení 1 dosahuje vačkou 5 a zrychleného zpětného pohybu pružinou 3. Tato pružina přibližuje kladku 4 k vačce 5.

Na obr. 13 e) je zobrazeno schéma elektrického vibrátoru, kde pohyb žlabu 2 v jednom smyslu je dosažen elektromagnetem 4 a v opačném smyslu pružinou 3. Toto zařízení má tu výhodu, že umožňuje jednoduchou regulaci velikosti amplitudy kmitů, jestliže je napájení elektromagnetu střídavým nebo přerušovaným stejnosměrným proudem.

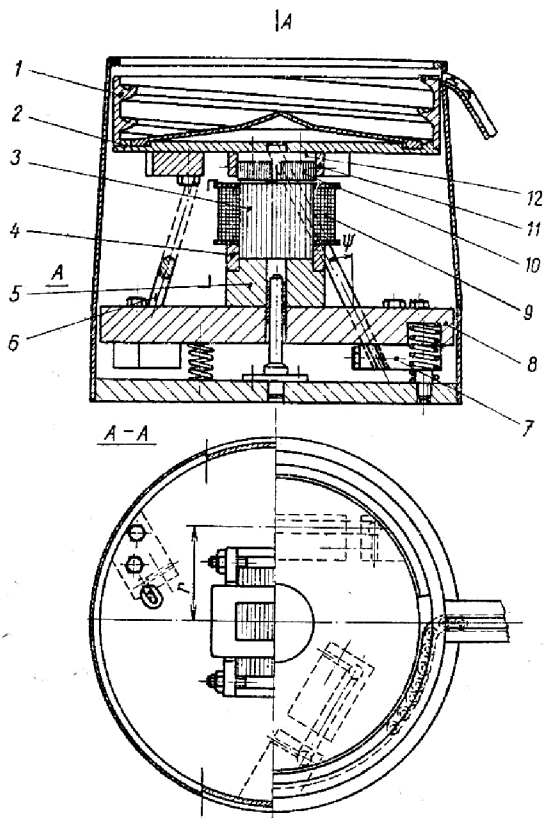
Příklad dnes již častěji používané vibrační násypky se šroubovým žlábkem je vyobrazen na obr. 15. Po dně násypky, které má tvar komolého kužele, klouzájí součásti do stran. Na stěně jsou nabrány žlábkem 1, který je vytvořený ve šroubovici na stěně násypky. Násypka je upevněna na dvou pružinách 2. Rozkmitává se buď mechanicky nevyváženou hmotou, nebo elektromagnetem 3. Způsob, kterým je upevněna násypka a uložení pružin nám dovoluje umožnit pohyb s malou amplitudou. Systém tohoto zařízení musí být nadimenzován tak, aby třecí síla mezi dopravovaným předmětem a žlábkem neumožnila sledovat pohyb žlábkem. V takovém případě dojde k pohybu předmětu v žlábkem.

Nejvýhodnější je pohyb prokluzem. Tento pohyb zajišťuje poměrně plynulý pohyb předmětu a jednodušší orientaci [1].



Obr. 15 Schéma kruhového podavače [2]

Na obr. 16 můžeme vidět konstrukční uspořádání vibrační násypky pro malé předměty. Buben (násypka) je z duralu, má šnekovitý žlab 1. Dno této násypky 2 má kuželový tvar pro lepší skluz podávaných předmětů do žlábků. Tento buben je uchycen na třech pružinách 5. Žlábek, který je veden šroubovicí po stěně bubnu, má na vnitřním průměru malou hloubku, což nám zajistí, že se ve žlábků udrží pouze jedna vrstva předmětů. Ostatní předměty, které se nevlezou do žlábků, padají opět dolů na kuželovité dno. V tomto případě je vertikální vibrátor umístěn přímo ve středu násypky. Kotva vibrátoru je umístěna ke dnu bubnu a umožňuje vibrace ve vertikálním směru. Svislé kmitání vyvolané umístěním kotvy se prostřednictvím pružin 5 mění ve spirálovité kmitání bubnu. Kotva se skládá ze dvou svazků desek 10. Díky vedení 11 je zajištěno spojení těchto desek se základem kotvy 12 a se dnem bubnu. Zde se jádro elektromagnetu skládá z transformátorových plechů 3, které jsou spojeny se základem vibrátoru 6 pomocí vedení 4. Cívka 9 je na středním výstupu svazku 3 [1].



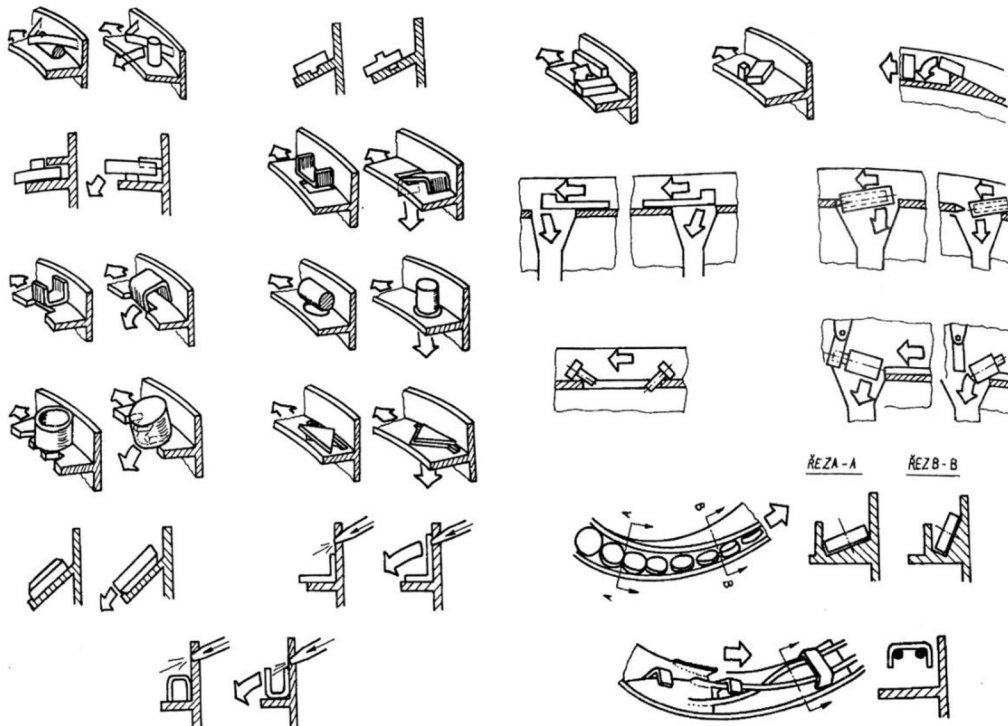
Obr. 16 Řez kruhovým podavačem [1]



Obr. 17 Kruhový podavač [14]

3.5.3 Orientace obrobku

Na konci každého kruhového zásobníku se snažíme obrobek ustavit do dané polohy, která je zadána nebo si ji přizpůsobíme dle naší potřeby a potřeby zákazníka. Princip orientace obrobku je velmi jednoduchý. Obrobek koluje zásobníkem tak dlouho, dokud není ve správné poloze a než se zásobník nevyprázdní. Příklady orientace obrobku ve vibračním zásobníku je možné vidět na Obr.18. Mezi typické orientace obrobku patří například různé drážky, ve kterých je obrobek veden, tato skutečnost ale záleží na tvaru obrobku. Jakmile obrobek není ve správné poloze spadne zpět na spodní část zásobníku [3].



Obr. 18 Příklady třídění a regulace kusů [3]

3.6 Výrobci vibrační techniky

V oblasti vibrační techniky lze u nás najít mnoho výrobců, kteří se touto metodou zabývají. V okolí města Příbram je hned několik společností na malé vzdálenosti. V následujících řádcích je uvedeno jen pár firem, které dělají různé druhy zařízení.

3.6.1 ROX spol. s. r. o.

Tato společnost je významným českým dodavatelem automatizačních prvků, vibračních kruhových zásobníků a souvisejících zařízení. Své zařízení dodává převážně pro automobilový, elektrotechnický, potravinářský a farmaceutický průmysl. Vyrobila už více jak 2700 vibračních zařízení od malých až po dlouhé až 35 m. Hlavní náplní firmy je zakázková výroba.

Mezi výrobky patří vibrační dopravníky, podavače s příložnými vibrátory, třídiče, dávkovací stanice, vertikální dopravníky, kruhové podavače apod. Ukázka takových zařízení je níže na obrázcích [15].



Obr. 19 Kruhový podavač [15]



Obr. 20 Vertikální dopravník [15]



Obr. 21 vibrační dopravník [15]

3.6.2 VIBROS s.r.o.

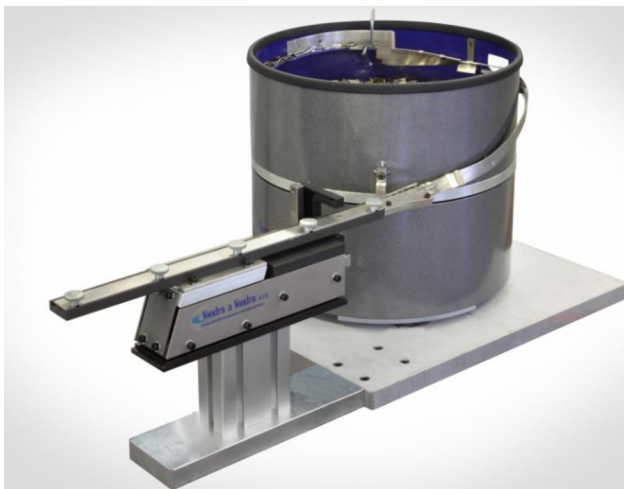
Mezi hlavní pilíře této firmy patří výroba příložných vibrátorů a výroba vibračních strojů a zařízení. Mezi zařízení, které vyrábí patří mimo dopravníky a třídíče také vibrační stoly, stroje pro slévárenský průmysl apod. Níže jsou zobrazeny příklady výrobků. Pracovní frekvence vibromotů se pohybuje od 12 do 100 Hz při až 6000 ot/min. Mezi inovace u jejich nových řad vibromotorů taky patří odstranění nutnosti domazávání ložisek. Díky této technologii použití ložisek s trvalou náplní ekonomicky umožňuje ušetřit zákazníkům za údržbu motorů [16].



Obr. 22 Prstový třídíč [16]

3.6.3 Vondra a Vondra s.r.o.

Firma Vondra a Vondra je malá společnost která zaměstnává asi 9 pracovníků. Tato společnost se zabývá mimo jiné vývojem a výrobou kruhových vibračních podavačů. Oproti předchozích výše zmíněných je, co se týče velikosti, rozsah zařízení znatelně menší. Vývoj a výroba kruhových podavačů je zaměřena na malé součásti [17].



Obr. 23 Kruhový podavač [17]

Pracovní frekvence těchto zařízení a pohonů je většinou 50 Hz a někdy až 100 Hz.

3.7 Použití ocelových konstrukcí a spojení

Ocelové konstrukce se používají v těchto jednoúčelových strojích hlavně jako nosné rámové konstrukce, stoly apod. Jejich důležitou vlastností je velká tuhost a pevnost. V dnešní době se často začínají používat hliníkové stavebnicové stroje, ale jelikož hlavním cílem diplomové práce je nízká cena a jednoduchá montáž, budu v tomto projektu volit klasické tenkostěnné čtvercové profily.

3.7.1 Svařování profilů

Ke spojení konstrukčních prvků ať už trvalému nebo rozebíratelnému lze použít mnoho druhů spojení, jako například šroubové, nýtované, lepené nebo svařované. V případě tenkých plechů, tyčí, tenkostěnných trubek nebo pásů, může mít svařování ekonomický význam. Zde je důležitá okolnost ta, že vyloučením nýtových a šroubových spojů neoslabíme profil otvorem pro tento spoj vyrobeným.

Svařování je spojování kovových ale i plastových součástí v nerozebíratelný celek působením tepla nebo tlaku a většinou s použitím přídavného materiálu, který má stejné nebo podobné složení i mechanické vlastnosti jako spojovaný materiál [18].

Výhody:

- Menší celková hmotnost svařovaných konstrukcí
- Lze svařovat i automaty
- Svařování lze použít i při montáži mimo výrobní závod
- Lze svařovat i některé oceli na odlitky, hliník a většinu jeho slitin, dále i plasty.
- Možnost zkoušení provedených svarů bez porušení materiálu
- Vzniklé vady lze dodatečně opravit.

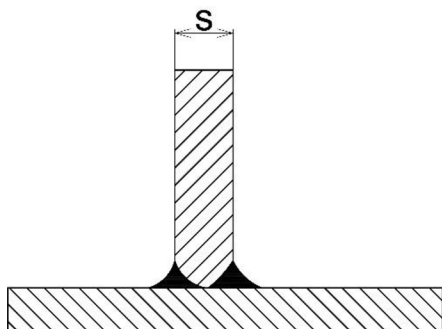
Nevýhody:

- Oceli s vysokým obsahem uhlíku nelze svařovat vůbec nebo jen po předchozích úpravách – svařitelnost klesá s vyšším obsahem uhlíku
- Často nutná úprava stykových ploch před svařováním
- Svarový spoj je tuhý a nepoddajný

Svařením dvou nebo více dílců, vzniká svarek. Pro přesnou polohu dílců při svařování je nutné tyto dílce ustavit pomocí upínací desky, případně upínací a sestavovací přípravky. V první fázi svařování dochází k tzv. stehování. Všechny potřebné údaje o svařování daných dílců musí být uvedeny ve výkresové dokumentaci. [18]

3.7.2 Výpočet svarového spoje

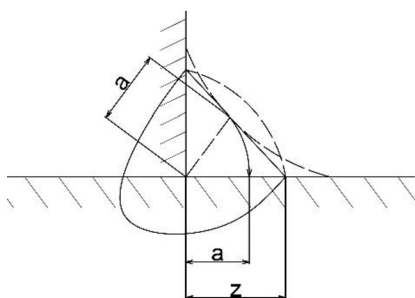
Pevnost svarového spoje provedeného tavným svarem je závislá na pevnosti svarového materiálu, na pevnosti přechodu ze svaru do základního materiálu, na uspořádání a rozměrech svaru. Předpokladem pro výpočet napětí v koutovém svaru je určení nosného průřezu. Namáhání koutových svarů porovnáváme bez ohledu na způsob zatížení s pevností ve smyku τ [18].



Obr. 24 Koutový svar [18]

U koutových svarů se pro nosný průřez počítá s výškou svaru.

$$a = 0,7 \cdot z \quad (23)$$



Obr. 25 Schéma koutového svaru [18]

Výpočtový výška svarů se často volí v závislosti na nejmenší tloušťce svařovaných částí. Potom platí:

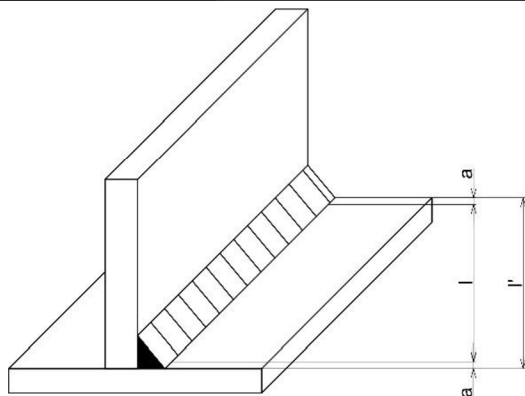
$$a = 0,7 \cdot s_{min} \quad (24)$$

Jestliže se počítají počáteční a koncové krátery, je výpočtová délka svaru l u koutového svaru

$$l = l' - 2 \cdot a \quad (25)$$

Nosný průřez koutového svaru je

$$A_{sv} = a \cdot l \quad (26)$$

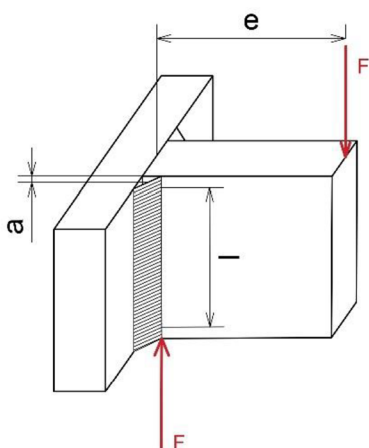


Obr. 26 Délka svaru [18]

U koutových svarů namáhaných na ohyb nebo krut se nosný průřez svaru A_{sv} sklápí do roviny připojení, a v této rovině se určuje jeho průřezový modul (W_{osv}). Základní výpočtové vzorce tavných svarových spojů jsou uvedeny níže. Dovolené napětí koutových svarů:

$$\sigma_{Dsv} = \alpha \cdot \frac{R_e}{k} = \alpha \cdot \sigma_D \quad (27)$$

$$\tau_{Dsv} = \alpha_\tau \cdot \frac{R_e}{k} = \alpha_\tau \cdot \sigma_D \quad (28)$$



Obr. 27 Schéma zatížení svaru [18]

$$\tau_{\parallel} = \frac{F}{2 \cdot a \cdot l} \quad (29)$$

$$\tau_{\perp} = \frac{M_o}{2 \cdot W_{osv}} = \frac{F \cdot e}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot a \cdot l^2} \quad (30)$$

$$\tau = \sqrt{\tau_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2} \leq \tau_{Dsv} \quad (31)$$

$$\tau_{Dsv} = 0,65 \cdot \sigma_D \quad (32)$$

4 NÁVRH VIBRAČNÍHO PODAVAČE

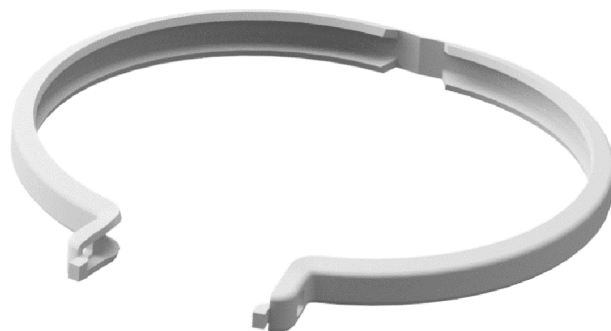
4.1 Popis zadané součástky

Ve společnosti, kde je tato diplomová práce zadaná, je zadáním jen obrobek. Celý návrh konstrukce a vývoje návrhu variant byl na společné komunikaci a převážně na vlastní myšlenky a fantazii. Zadaná součást je speciální spona před zalisováním, viz obr. 28.



Obr. 28 Fotografie zadané spony

Po vymodelování spony ze zadané výkresové dokumentace bylo zjištěno, že tyto spony nejsou všechny stejné a mají hodně velké odchylky rozměrů. Největší problém je v oblasti rozevření spony, kde i podle výkresu je tolerance 10° . Tento fakt byl zaveden do následujících řešení a návrhů variant pro podávací zařízení. Funkce zadané spony je spojení dvou kruhových dílů, zřejmě trubek s přírubou. Spona je ve tvaru rozevřeném před zalisováním na daném místě. V otvorech na konci spony bude šroubový spoj. Model zadané spony je na obr. 29.



Obr. 29 Model zadané spony

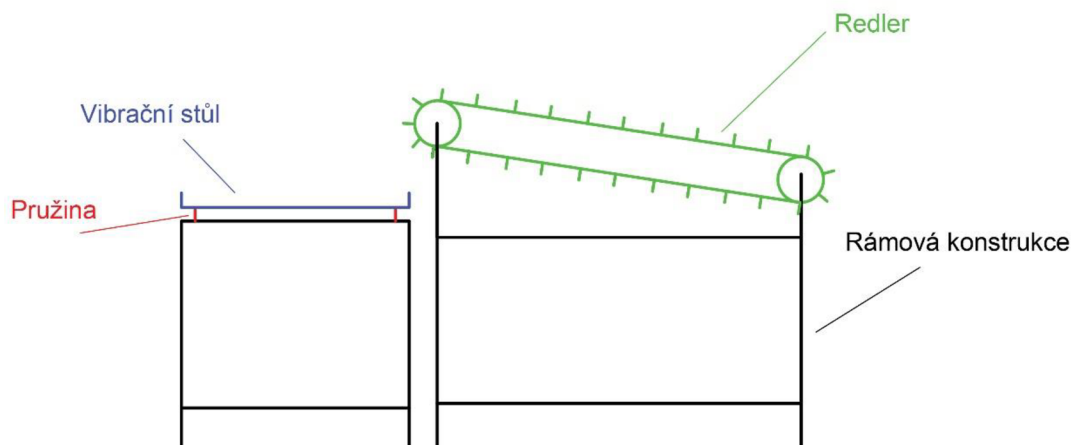
4.2 Návrh variant řešení

V této kapitole budu řešit a srovnávat různé varianty řešení, které byly konzultovány ve společnosti s vedením konstrukce, navržené jejich varianty apod. Celkem jsme společně navrhli tři varianty řešení, které postupně srovnám, a poté pomocí multikriteriálního hodnocení vyhodnotím nejlepší, a tudíž konečný návrh.

4.2.1 Varianta č.1

Varianta č. 1 se skládá z vibračního stolu, na kterém budou přepravované spony uspořádány do samostatné polohy pomocí velkých vibrací. Poté co bude některá spona samostatně ležet na vibračním stole, bude pomocí robota se snímací kamerou převzata na následující operaci.

Na tento vibrační stůl budou spony přepravovány pomocí dopravníku typu redler. Tato varianta bohužel ale neodpovídá zadání diplomové práce, protože se jedná o dopravník s tažným prvkem. Tato varianta nemůže být konečnou a výslednou variantou. Tato varianta byla navržena firmou a vedením konstrukce. Její zhotovení je pouze schematicky na obrázku.



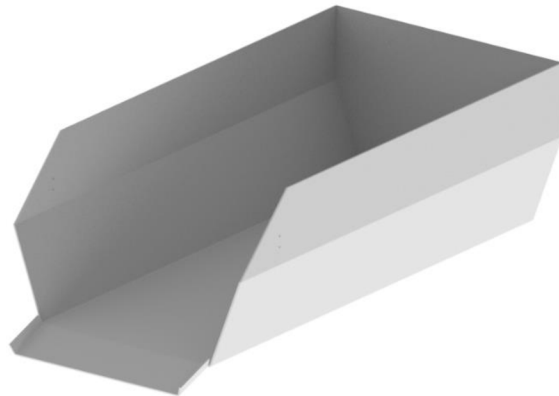
Obr. 30 Varianta č.1

4.2.2 Varianta č.2

Varianta č. 2 se skládá hned z několika částí. Inspirací pro tuto variantu byl předchozí projekt ve firmě, kde se celá stanice skládala z komponentů podobným této variantě.

V první části se jedná o lineární předzásobník, který dopravuje materiál pomocí lineárního vibračního pohonu. Tyto předzásobníky se používají hlavně pro malé součástky jako jsou např. podložky a jiné součástky, které jsou plochého tvaru. Lineární pohon je připevněn ke korytu, do kterého je dopravován pravděpodobně ručně materiál. Jestliže by nebyl materiál dopravován pomocí lidského elementu, může být dopravován pomocí dopravníku.

Nevýhodou předzásobníku je malá kapacita pro přepravované spony. Pro zvýšení kapacity by bylo nutné zvětšit žlab předzásobníku. Lineární pohon pro tak rozměrově velké koryto na tyto obrobky už by nebyl efektivní.



Obr. 31 Předzásobník

Materiál z předzásobníku padá volně do středu kruhového podavače. Tento kruhový podavač jej pomocí vibrační přesouvá ke šroubovitě části vedené po okraji kruhového podavače. Před koncem dopravení po kruhovém podavači je regulace spon, kde více spon na sobě položených je shrnuto zpět na začátek procesu kruhového podavače. Vibrační pohony pro tento typ dopravníku, v tomto případě podavače, jsou nabízeny v mnoha velikostech. Pro tak velkou součást by musel být speciálně navržený a vyrobený kus pohonu, což by se hodně prodražilo na celém projektu.



Obr. 32 Kruhový podavač s pohonem

Po přepravě spon po kruhovém podavači by měla následovat část, kde tyto spony dostaneme do požadované polohy. Tento problém by byl velice těžko řešitelný, protože přepravované spony mají veliké rozměrové odchylky.

Výhody:

- Použití konečného odebrání bez robota

Nevýhody:

- Velké rozměry a náročná výroba kruhového podavače
- Složitá orientace obrobku

4.2.3 Varianta č.3

Poslední navržená varianta se skládá z lineárního vibračního dopravníku a vibračního stolu. Lineární vibrační dopravník se skládá ze dvou násypek, dvou vibromotorů a gumové planžety sloužící k regulaci množství dopravovaných spon na vibrační stůl.

Dále má lineární dopravník možnost přesunu celé konstrukce pomocí pojezdových kol.

Na vibračním stole budou obrobky vibracemi tříděny tak, aby se dostávaly do samostatné polohy na stole a nebyly zaklíněné do ostatních obrobků. U vibračního stolu by podle budoucích plánů měl být umístěn robot se snímací kamerou, která bude snímat polohy těchto jednotlivých obrobků. Poté co zachytí kamera obrobek, který bude samostatně ležet, odebere jej na další operaci.



Obr. 33 Výsledná varianta

Výběr nejlepší či nejvhodnější varianty je možné vyhodnotit více způsoby. Nejlepší variantu si můžeme zvolit dle vlastního rozhodnutí nebo použijeme některou metodu, která nám dle daných kritérií a dalších argumentů pomůže vybrat nejvhodnější variantu. Metoda, kterou jsem použil v této diplomové práci pro výběr varianty je Metoda multikriteriálního hodnocení. Tato metoda je rozebrána v následující kapitole.

4.3 Metoda multikriteriálního hodnocení

Při výběru nového zařízení, výrobku či obecně technického objektu, stojíme často před otázkou, který zvolit ze široké nabídky trhu a následně zda jsme zvolili správně. K tomuto problému můžeme přistupovat buď subjektivně (nadřazená restrikce naznačí, „kdo by měl vyhrát“ po vyhlášení hospodářské soutěže a ukončení výběru dodavatele) nebo si necháme zpracovat expertní posudky od nezávislých odborníků. Ovšem jako seriózní se jeví skutečnost, že uijeme systematických a racionálních metod práce využívající objektivizující matematický aparát. V našem případě využijeme poslední možnost, kdy za využití metod systémového přístupu můžeme paralelně srovnávat například několik nabídkových projektů na dodávku výrobku (stroje, zařízení apod.), nebo provádět výběr z množství několika variantních řešení (například projekty).

Cílem hodnocení například nabídkových projektů je souhrnně vyjádřit technicko-ekonomickou (dále je TE) úroveň jednotlivých návrhů a určit pořadí jejich výhodnosti. Porovnání TE úrovně technických objektů (nejen výrobků ale i technologických procesů, racionalizačních návrhů hodnotové analýzy ap.) je obtížné proto, že TE úroveň je popisována soustavou TE parametrů o různých jednotkách. Problém přímé nesčitelnosti hodnot parametrů se musí řešit různými způsoby agregace těchto hodnot tak, aby bylo možné vyjádřit TE úroveň jedinou hodnotou. K tomuto účelu bylo vypracováno několik postupů, souhrnně označovaných jako metody multikriteriálního hodnocení.

Každý předkládaný projekt má obvykle dvě stránky:

- Technickou, která vyjadřuje funkční vlastnosti projektu a její úroveň je definována stupněm plnění všech funkcí projektu $S^{\circ}F_j$.
- Ekonomickou, která vyjadřuje náklady na zabezpečení těchto funkcí.

Zatímco náklady A lze poměrně snadno zjistit, neboť jednotlivé nákladové položky mají stejné jednotky a jsou tedy sčitatelné, stupeň plnění funkcí je třeba určit právě pomocí některé metody multikriteriálního hodnocení. Pak teprve lze určit poměrnou efektivní hodnotu (PEH) každého projektu a podle klesající hodnoty PEH projekty seřadit [23].

$$PEH = S^{\circ}F_j/A$$

Nejužívanější metody multikriteriálního hodnocení jsou:

- bazická bodovací metoda
- metoda pořadí
- metoda PATTERN

4.3.1 Bázická bodovací metoda

Protože se obvykle předkládané varianty posuzují na základě většího počtu různých kritérií, patří tato metoda mezi metody multikriteriálního hodnocení. Hodnocená hlediska jsou vyčísitelná a to významně zjednodušuje proces hodnocení. Použitím bazické bodovací metody se porovnává hodnocená varianta se vzorovým řešením – vzorovým etalonem – bází.

Hodnocení konkrétní varianty probíhá jak po stránce technické (označení τ), tak i po ekonomické (označení ξ). Technická i ekonomická hodnota varianty se posléze umísťuje do roviny hodnotícího diagramu ($\xi = f(\tau)$), kde je její výhodnost patrná ze vztahu k jiným, rovněž zaneseným variantám [23].

Stručnou podstatu metody a postup při aplikaci lze uvést v následujících bodech:

- nejprve je třeba provést reprezentativní výběr parametrů (vlastností). Je třeba vyloučit vzájemně závislé parametry. Jejich počet by měl být omezen na podstatné a spolehlivě zjistitelné
- stanoví se bodovací stupnice, která hodnotí buď kvalitativní, nebo kvantitativní hodnoty parametrů
- určí se významnost (váha) parametrů
- provede se hodnocení

4.3.2 Technická hodnota τ

- A) Při identifikaci varianty se hodí celá řada faktorů, parametrů a vlastností, které označíme jako T_1, T_2, \dots, T_n , tj. $T(1, \dots, n)$
kde: n = maximální počet faktorů, parametrů, vlastností
 n = obvykle (1-100)
- B) Hodnotu každého faktoru, parametru a technické vlastnosti vyjádříme pomocí třídíku t_1, t_2, \dots, t_j se stanovenou (zvolenou) stupnicí, tj. : $t(1, \dots, j)$
kde: t_1 = maximální hodnota faktoru, parametru, vlastnosti
 t_j = maximální hodnota s kvantifikací a se slovním hodnocením:

Tab. 1 Hodnocení

t_1	0	nevyhovující (min)
t_2	1	velmi slabé
t_3	2	vyhovující
t_4	3	dobré
t_5	4	velmi dobré
t_6	5	výborné (tj. vzorové, ideální, 100%), (max.)

Doporučený rozsah stupnice třídíků: t (1, 6) nebo t (1, 10) atd. I když je hodnocení faktorů subjektivní, je však podloženo objektivně zjistitelnými parametry a vlastnostmi.

C) Hodnocení faktor, parametr, vlastnost lze vyjádřit i procentuálně:

$$p_{\tau} = \frac{100}{t_j} [\%] \quad (33)$$

D) Relativní technická hodnota n-tého faktoru, parametru, vlastnosti je pak:

$$T_n \cdot t_j \quad (34)$$

E) Význam (váhu) jednotlivých faktorů, parametrů, vlastností pak dle důležitosti rozlišíme koeficienty $g_n (\leq 1)$, tedy:

$$0 \leq g_n \leq 1 \quad (35)$$

F) Technický stav hodnocené varianty dle různých hledisek je pak:

$$(\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_j, \dots, \tau_n) = (g_1 \cdot t_1, g_2 \cdot t_2, \dots, g_j \cdot t_j, \dots, g_n \cdot t_n) \quad (36)$$

G) Konečná technická hodnota varianty je pak vyjádřena:

$$\tau = \frac{\sum_{j=1}^n (g_j \cdot t_j)}{\sum_{j=1}^n g_j \cdot t_{max}} = \frac{g_1 \cdot t_1 + g_2 \cdot t_2 + \dots + g_n \cdot t_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) \cdot t_j} \leq 1 \quad (37)$$

kde: g_j = koeficient rozlišující významnost hodnocených faktorů, parametrů, vlastností

t_j = hodnota i-tého faktoru, parametru, vlastnosti

n = počet hodnocených faktorů, parametrů, vlastností

V procentuálním vyjádření: $\tau \leq 100 \%$

Konečná technická hodnota (např. zcela nového, továrně vyrobeného produktu) činí: $\tau = 100 \%$ [23].

4.4 Výběr konstrukční varianty

Do metody multikriteriálního hodnocení jsem nezařadil variantu č. 1. Tato varianta neodpovídá zadání diplomové práce a byl to jen návrh společnosti. Výsledný návrh budu vybírat pouze z varianty č. 2 a č. 3.

Posuzované vlastnosti:

T1) Výrobní cena

T2) Náročnost na výrobu

T3) Trvanlivost komponent

T4) Možnost výměny náhradních dílů

T5) Splnění bezpečnostních požadavků

T6) Přestavitelnost

T7) Hlučnost

T8) Technická jednoduchost konstrukce

Tab. 2 Výsledky hodnocení

n	VLASTNOST	Varianta 2				Varianta 3			
		OZN.	t_j	g_n	p_τ	τ_n	t_j	g_n	p_τ
1	T1	2	1	50	2	4	1	25	4
2	T2	1	0,2	33,333	0,6	5	0,4	20	2
3	T3	3	0,4	25	1,6	4	0,5	25	2
4	T4	3	0,3	33,333	0,9	3	0,7	33,333	2,1
5	T5	4	0,8	25	3,2	3	0,5	33,333	1,5
6	T6	1	0,5	50	1	4	0,8	25	3,2
7	T7	3	0,7	25	2,8	1	0,3	100	0,4
8	T8	1	0,2	100	0,2	5	0,7	20	3,5
		τ_1	0,394634146			τ_2	0,5276		

Z výsledků plyne, že nejvhodnější variantou bude lineární vibrační dopravník s vibračním stolem. I když má kruhový podavač tišší chod, jednoduchost konstrukce dopravníku a stolu je výhodnější.

4.5 Podrobný návrh vybrané varianty

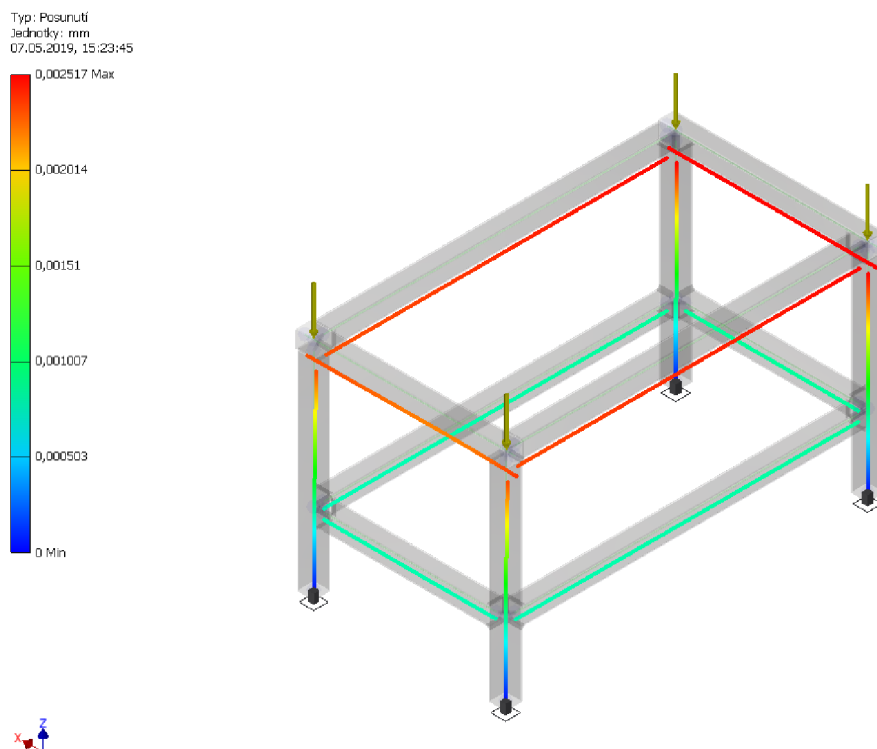
4.5.1 Rámová konstrukce

U výsledné varianty máme dvě rámové konstrukce. Jedna pod vibračním stolem, druhá pod žlabem lineárního dopravníku. Rámová konstrukce je spojena pevným spojením, a to metodou svařování. Tato konstrukce bude tuhá a pevná.

V úvahu, jaký systém použít na rámovou konstrukci, byla i varianta stavebnicového systému rámové konstrukce. U stavebnicové konstrukce je výhoda jednodušší montáže oproti svařované a jednoduché manipulaci s ní. U stavebnicové konstrukce jsou ke spojování použity tzv. kameny. Tyto kameny jsou spojeny silovým stykem a mohou se pohnout, tudíž změnit polohu nebo přerušit spoj.

Rámová konstrukce pod vibračním stolem je svařena ze čtvercových trubek. Tyto trubky mají v průřezu rozměry 40x40x3 mm. Materiál trubek je legovaná ocel, volba pro pevnější vlastnosti a jednoduchá možnost svařování. Přesné označení materiálu je S235JRH (1.0039) dle normy EN 10219-1. Tento materiál je obdobný materiálu staršího značení 11 375. Vlastnosti profilu jsou zobrazeny v příloze 2 přímo od dodavatele Feron.

Rámová konstrukce lineárního dopravníku je zvolena z většího profilu než konstrukce pro vibrační stůl. Rozměry profilu jsou 50x50x3 mm. Na obr. 34 je zobrazena statická analýza rámové konstrukce. Z výsledků v legendě je možné vidět, že posunutí v kritických místech je přibližně 0,0025 mm. Vlastnosti profilu jsou zobrazeny v příloze 1.



Obr. 34 Statická analýza rámové konstrukce

Celá konstrukce poté stojí na nastavitelných nožkách. Tyto nožky se běžně používají pro tento typ konstrukcí. Nosnost jedné nohy je maximálně 350 kg. Jelikož je to kloubová noha, tím je rozsah vyrovnání nerovností $\pm 20^\circ$. Dále je možnost touto nožkou nastavit i výšku zařízení. Materiál nohy je pozinkovaná ocel, nylon a termoplastový elastomer. Spojení nožky a konstrukce je provedeno pomocí plechového členu. Ten je přivařen na konec rámové konstrukce a uprostřed je vyvrtána závitová díra pro zašroubování a nastavení výšky nohy.



Obr. 35 Nastavitelná stojka

Ostatní konce profilu, které budou mít otevřený profil, mohou být zakrytovány např. čtvercovou záslepkou (viz obr. 36) a z hlediska bezpečnosti obsluhy se takové řešení doporučuje. Ostré hrany konce profilu mohou zranit obsluhu. Dále tyto kryty zabrání proniknutí nečistot do nitra konstrukce. Zvýší se tím životnost stroje a oddálí případnou korozi, která může ve špatných podmínkách stroje vzniknout. Z estetického hlediska tato krytka vypadá na otevřené rámové konstrukci lépe než otevřený profil.



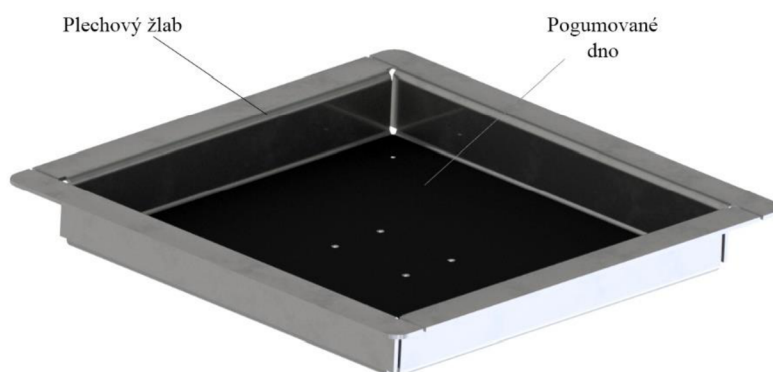
Obr. 36 Čtvercová záslepka [19]

4.5.2 Vibrační stůl

Žlab vibračního stolu je vyroben z plechu o tloušťce 5 mm a vyztužen žebry pro větší tuhost. Ohýbaná konstrukce je v rozích uzavřena svarem, aby se jednalo o uzavřenou plochu a spojení bylo pevné a tuhé. Jelikož se jedná o jednocelový stroj, je ekonomicky výhodnější použít ohýbanou konstrukci. Jestliže by byl tento prvek zaveden do sériové výroby, už by bylo vhodné zvážit ekonomickou možnost použití výroby lisování

namísto ohýbání. Metoda lisování ke své funkci potřebuje formu, kde výlisek bude poté odpovídat rozměrům potřebného obrobku. Taková forma je ekonomicky drahá na výrobu. Dále je potřeba zajistit pracovní stroj (lis), který bude splňovat technické požadavky na náročnost výroby.

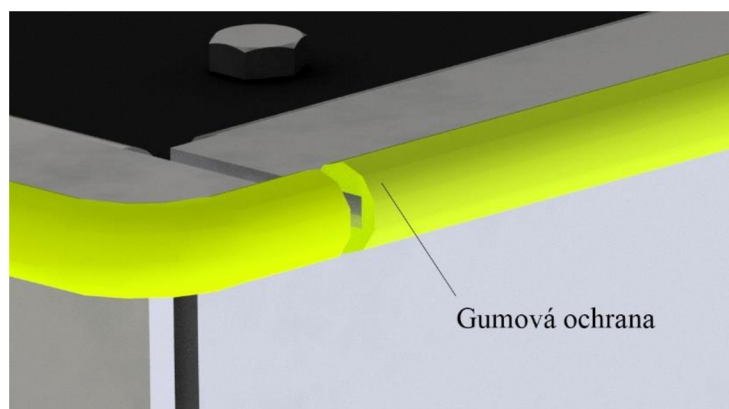
Na dně tohoto žlabu je připevněná gumová folie, které zabraňuje prokluzu spon, které pomocí vibrací budou orientovány na tomto stole. Jestli by byly nějaké spony do sebe zaháknuty, budou na vibračním stole tak dlouho dokud se od sebe neoddělí. Konstrukce žlabu je na obrázku dole.



Obr. 37 Žlab vibračního stolu

4.5.3 Bezpečnostní prvky na vibračním stole

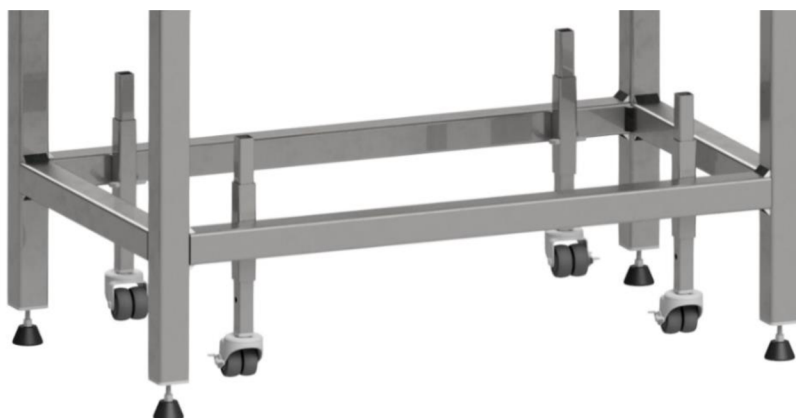
Vibrační stůl je tvořen z koryta, které je z ohýbaného plechu. Tento plech má ostré a nebezpečné hrany, které mohou zranit obsluhu stroje. Řešení problematiky ostrých hran koryta může být odjehlení a zaoblení všech stran. Řešením ochrany obsluhy stroje jsem provedl pomocí natažení gumového profilu po všech hranách stroje. Výsledkem je pogumovaná hrana, která by už neměla obsluhu stroje ublížit. V případě poškození této ochrany je možná jednoduchá výměna. Barvu gumového profilu, která je na hraně jsem zvolil výraznou a zářivou, aby okolí stroje upozornila na nebezpečné místo. Příklad ochrany je zobrazen na modelu na obr. 38.



Obr. 38 Ochrana obsluhy vibračního stolu pomocí gumového profilu

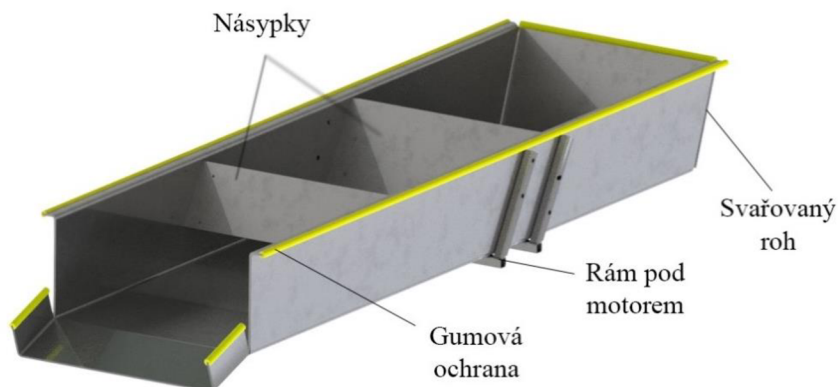
4.5.4 Lineární vibrační dopravník

Na rámové konstrukci tohoto dopravníků je pojezdový mechanismus. Tento mechanismus má velice jednoduchý princip a použití. Jelikož celá konstrukce lineárního dopravníku má velkou hmotnost, případná manipulace s ním bude velice náročná. V případě že chceme dopravník přesunout, stačí jej dostat to dané výšky, odebrat kolík zajišťující polohu mechanismu a zajistit jej tak, aby bylo možné manipulovat s dopravníkem. Mechanismus má tři výškové polohy. K rámové konstrukci je připevněn pevným spojem pomocí svaru. Pevnostní kontrola svarového spoje je zobrazena a vypočtena v kap. 4.5.5. Tyto kolíky jsou také namáhány na stříh a otláčení. Návrh materiálu kolíku zajišťujícího polohu je také v následující kapitole.



Obr. 39 Pojezdový mechanismus

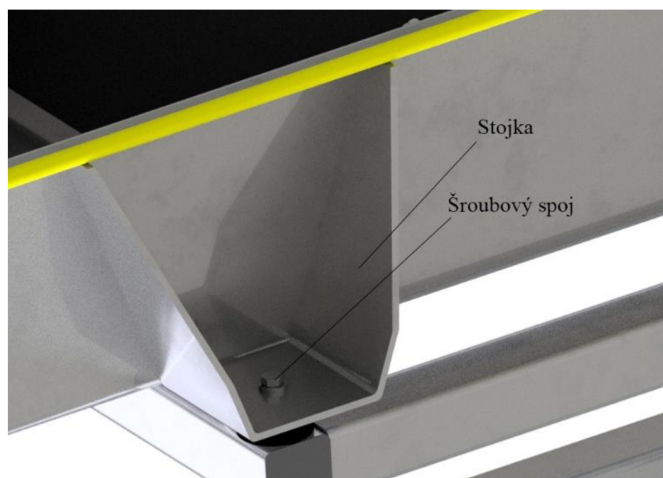
Hlavní částí lineárního dopravníku je žlab neboli koryto, ve kterém dochází k přepravě daného materiálu, v našem případě zadané spony. Toto koryto je vyrobeno stejnou metodou jako žlab vibračního stolu. Tloušťka ohýbaného plechu je 5 mm. Na začátku dopravníku, kde se dodává materiál, bude v rozích plechová konstrukce svařena. Tento svar nám zlepší tuhost konstrukce a zabrání rozpadu konstrukce při dodání materiálu do dopravníku. Materiál bude při dodání pravděpodobně narážet do právě této části. Pro vyztužení konstrukce jsou do koryta přidány dvě příčky, které oddělují jednotlivé násypky. Tyto příčky jsou ke konstrukci připevněny svarovým spojem. Plechové příčky mají stejnou tloušťku a stejný materiál jako samotná konstrukce. Dále ke vyztužení slouží konstrukce pro uchycení motoru, která je vyrobena z ocelových čtvercových profilů o rozměrech 20 x 20 x 2 mm. Tato výztuž vede po obvodu konstrukce. Pro zabezpečení proti pořezání o hrany konstrukce je jako u vibračního stolu rozvedena gumová ochrana.



Obr. 40 Lineární dopravník

Na konci jedné násypky je pryžová planžeta, která by měla alespoň trochu regulovat množství dopravovaných kusů na vibrační stůl. Jelikož se jedná o součástky, které se mohou do sebe zaháknout, tato planžeta je pravděpodobně nebude moci dostatečně regulovat. Materiál pryže pro tuto regulaci je zvolen i proto, aby nedošlo v dopravníku k zamezení průchodnosti obrobků, materiál se tedy při větší zátěži od obrobku umí ohnout a tím posune obrobky dál. Materiály pryžových prvků mají různé vlastnosti podle složení a obsahu pryže v něm. Firma Gumex z Břeclavi nabízí různé druhy pryžových profilů, které najdou použití v různých odvětvích. Pro tento typ použití jsem zvolil pryž 7749. Materiál je kvalitní SBR guma dodávána v rolích a je vhodná pro výrobu plochých gumových těsnění a další aplikace s vyšším mechanickým namáháním. Pracovní teplota, ve které tento materiál může být je od -25 do $+80$ °C. Tento typ pryže je vysoce odolný proti oděru, mírně odolný proti kyselinám a zásadám. Tvrdost materiálu je $70 \pm 5^\circ$ ShA. Tloušťka pryže je navržena 10 mm [22].

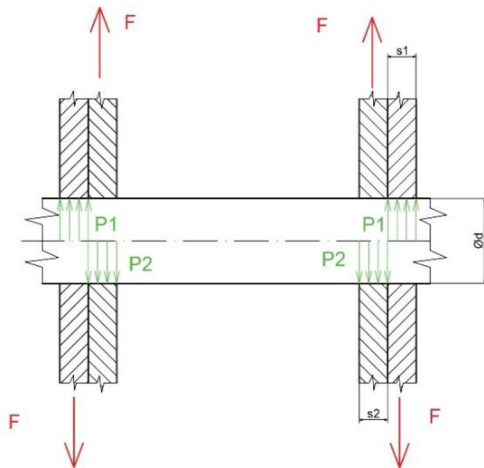
Plechová konstrukce uvedena výše stojí na rámové konstrukci na stojkách. Tyto stojky mají stejné vlastnosti materiálu a tloušťku plechu, jako právě konstrukce koryta. Spojení je opět provedeno svarem mezi korytem a samotnou stojkou. K pružnému elementu je připevněna stojka šroubovým spojem, kde je použita i pružná podložka, aby nedošlo k povolení šroubového spoje.



Obr. 41 Stojka

Element tlumící vibrace mezi vibračním dopravníkem a rámovou konstrukcí je navržen v konzultaci přímo s dodavateli těchto komponentů. Jedná se o pryžový silentblok typ T69792, který tlumí vibrace jako šroubovitě pružiny. Maximální zatížení na tento silentblok je 800 N. Jeho výhodou je jednoduchá montáž a v případě kolize nebo poruchy snadná výměna. V doporučení dalšího rozvoje zařízení je rozebrána další varianta.

4.5.5 Výpočet prvků pojezdového mechanismu



Obr. 42 Schéma sil pojistného kolíku

Na obr. 42 je vidět, jak účinkují síly, když bude stát lineární dopravník na pojezdových kolech.

Kontrola kolíku na stříh.

Zadané hodnoty: $F = 250 \text{ N}$

$d = 8 \text{ mm}$

$$\tau_s = \frac{F}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_D \quad (38)$$

$$\tau_s = 4,9 \text{ MPa} \quad (39)$$

Z vypočítaného smykového namáhání nyní zvolíme materiál tak, aby platila zadaná podmínka.

Materiál E295 jsem navrhnul jako materiál pro kolík. Jedná se o konstrukční ocel dříve značenou jako 11 500. Tato ocel se často používá na strojní součásti namáhané dynamicky i staticky jako hřídele, kolíky, ozubená kola apod. Mechanické vlastnosti jsou vyjádřeny v tabulce tab. 3.

Tab. 3 Mechanické vlastnosti materiálu

Mez pevnosti v tahu	$R_m = 470 \div 610 \text{ MPa}$
Mez kluzu	$R_e = 245 \text{ MPa}$
Tvrdość HB	$HB = 268$
Dovolené napětí ve stříhu	$\tau_D = 85 \div 125 \text{ MPa}$
Dovolený tlak	$p_d = 140 \div 210 \text{ MPa}$

Po vyhledání mechanických vlastností materiálu můžeme potvrdit, že podmínku na namáhání ve stříhu splňujeme.

$$\tau_s \leq \tau_D \quad (40)$$

Dále v profilech působí tlak, který musí splňovat stejnou podmínku jako napětí ve stříhu.

$$p_1 = \frac{F}{d \cdot s_1} \leq p_{D1} \quad (41)$$

Jelikož tlaky v profilech jsou stejné, stačí když vypočítám pouze jeden tlak a porovnám s tlakem dovoleným.

$$p = 15,6 \text{ MPa} \quad (42)$$

$$p \leq p_D \quad (43)$$

Materiál, který jsem doporučil pro kolík, splňuje všechny důležité podmínky, tudíž je vhodně zvoleným materiálem.

Celý pojezdový mechanismus je svařen k rámové konstrukci. Tento svar bude velmi namáhán, je třeba vypočítat, zda vydrží tak velké statické zatížení.

Kontrola namáhání svaru:

Zadané hodnoty: $F = 250 \text{ N}$

$$a = 3 \text{ mm}$$

$$l = 40 \text{ mm}$$

$$\tau_{\parallel} = \frac{F}{2 \cdot a \cdot l} \quad (44)$$

$$\tau_{\parallel} = 1,04 \text{ Mpa} \quad (45)$$

$$\tau_{\perp} = \frac{M_o}{2 \cdot W_{osv}} = \frac{F \cdot e}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot a \cdot l^2} \quad (46)$$

$$\tau_{\perp} = 1,87 \text{ MPa} \quad (47)$$

$$\tau = \sqrt{\tau_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2} \leq \tau_{Dsv} \quad (48)$$

$$\tau = 2,1 \text{ MPa} \quad (49)$$

O vypočítání namáhá ve svaru zvolím materiál pro rámovou konstrukci a pojezdový mechanismus. Nejvhodnější materiál a také často používaný je S195T. Dříve označovaný jako ocel 11 343. Jedná se o konstrukční ocel, která je tavná, a tudíž je zaručená svařitelnost. Je vhodná také pro pokovování a k cementování.

Tab. 4 Mechanické vlastnosti materiálu

Mez pevnosti v tahu	$R_m = 320 \div 410 \text{ MPa}$
Mez kluzu	$R_e = 180 \text{ MPa}$
Tvrдость HB	$HB = 217$
Dovolené napět ve střihu	$\tau_D = 65 \div 90 \text{ MPa}$
Statické dovolené namáhání na ohyb	$\sigma_D = 110 \div 155 \text{ MPa}$

Porovnáme mechanické vlastnosti s vypočtenými a zjistím, zda mohu použít materiál pro rámovou konstrukci.

$$\tau_{Dsv} = 0,65 \cdot \sigma_D \quad (50)$$

$$\tau_{Dsv} = 84,5 \text{ MPa} \quad (51)$$

$$\tau \leq \tau_{Dsv} \quad (52)$$

Podmínka mechanického namáhání svaru je splněna, tudíž materiál je zvolen správně. Bezpečnost svaru je přibližně $k=40$.

4.5.6 Vibrační motor

Návrh vibračního motoru jsem prováděl z katalogů různých výrobců a dodavatelů tohoto typu motoru. Po konzultaci jsem navrhl motor od firmy VIBROS typ AO 14.

Přesné specifikace motoru jsou popsány níže.

Typ motoru	AO14
Pracovní frekvence	24 Hz
Otáčky	1365 1/min
Maximální moment nevyvážku	50 kg.mm
Odstředivá síla	1230 N
Hmotnost	8,2 kg
Příkon	0,12 kW
Dovolená amplituda (výchylka)*	4,1 mm
Dovolená amplituda (zrychlení)**	100 m.s ²
Předpokládaná trvanlivost ložisek	11 000 hod.

* Při harmonickém průběhu kmitání v libovolném směru v rovinách kolmých na osu hřídele

** V libovolném směru v rovinách kolmých na osu hřídele a v axiálním směru max. 20 m.s⁻²

Nastavení velikosti odstředivé síly (momentu nevyvážků) se provádí za klidu při vypnutí vibrátoru a po jeho zabezpečení odpovědnou osobou proti spuštění. Po sejmutí krytů nevyvážků a povolení šroubů stavitelných (vnitřních) nevyvážků je lze pootočit oproti vnějším nevyvážkům. Následně je nutno šrouby svěrných spojení řádně dotáhnout potřebným kroutícím momentem. Na stavitelných nevyvážkách jsou barevně označeny odměrné hrany. Oproti pevným nevyvážkům, které mají na sobě vyznačenou stupnici, kde je procentuálně vyjádřena velikost odstředivé síly nebo pracovní moment. Je nutností, aby na každém konci vibrátoru bylo nastavení nevyvážků stejné. Dále je potřeba dbát na správné umístění těsnících kroužků, při zpětné montáži krytu. [20]

Při údržbě motoru je nutné dodržovat dané zásady:

- Zkontrolovat dotažení a jištění přípojovacích šroubových spojů po 1, 8, 100 provozních hodinách, dále po každých 300 provozních hodinách
- Ložiska ve vibromotoru jsou namazána při montáži a tuková vrstva náplně by měla být aktivní stejně dlouho, jako životnost ložisek
- Odstranění nečistost z důvodu dobré čitelnosti výstražných a důležitých štítků a chlazení elektromotoru a ložisek z povrchu vibrátoru
- Kontrola přívodních kabelů, zda nejsou poškozené a dotažení matic na svorkovnici u připojených kabelů
- Kontrola izolačního stavu při delším skladování

Doporučené přívodní kabely pro vibrátor jsou přímo od výrobce typ CGTG 4Bx1.5 (HO5RN-F1.5G).

Pro tento typ motoru je doporučeno použít k regulaci frekvenční měnič typ E2000-0004S2. Jeho frekvenční rozsah je od 0,5 do 200 Hz.

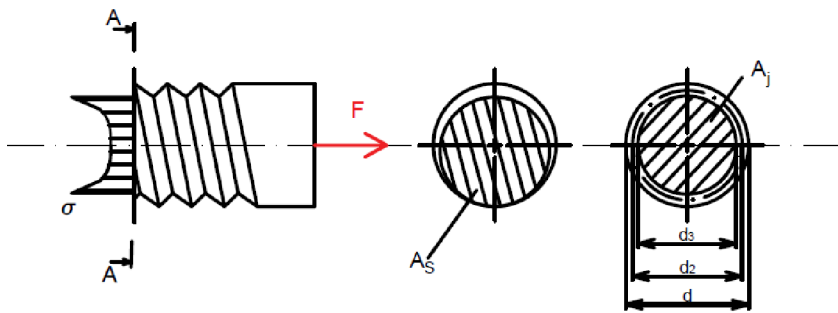
4.5.7 Pevnostní výpočet šroubového spoje

Namáhání šroubového spoje posuzujeme podle způsobu zatížení a podle podmínek montáže a provozu šroubového spoje.

Jelikož se v našem případě jedná o dynamické namáhání, budu řešit spoje s předpětím.

Je-li šroub zatížen silou v ose šroubu, je namáhán silou na tah. Ve šroubovém spoji se tedy bude kontrolovat tlak mezi závity matice a šroubu, popřípadě se z dovoleného tlaku vypočítá výška matice.

Jako nebezpečný průřez se do pevnostního výpočtu dosadí výpočtový průřez A_s .



Obr. 43 Rozdělení napětí v jádru šroubu

Poté platí pevnostní podmínka v tahu

$$\sigma = \frac{F}{A_s} \leq \sigma_{dov,t} \quad (53)$$

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad (54)$$

$$A_s = 36,6 \text{ mm}^2 \quad (55)$$

Dynamicky zatížené šrouby se poruší většinou v prvním zatíženém závitu. Je proto lepší rozdělit namáhání na více závitů. Dalšímu porušení šroubu, jak v místě výběhu závitu nebo v přechodu dříku do hlavy šroubu, lze zabránit větším zaoblením.

Nejprve vypočítáme počet závitů matice:

$$i = \frac{m}{P}$$

$$i = 5,2$$

Následně tlak v závitu:

$$p = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot i \cdot (d^2 - D_1^2)} \leq p_D$$

$$p = 3,8 \text{ Mpa}$$

$$p_D = 90 \text{ Mpa}$$

$$p \leq p_D$$

4.5.8 Montáž vibračního motoru

Obecně se montáž šroubového spoje provádí buď ručně pomocí maticových klíčů, elektricky nebo pneumaticky s použitím utahováků. U moderních strojů a zařízení se využívá materiálu šroubu až na $\pm 80\%$ pevnosti na mezi kluzu, a proto se předepisuje dodržení utahovacího momentu v toleranci $\pm 10\%$.

Šrouby nebo matice se dotahují v určitém přesném pořadí, a to šrouby v kruhu utahujeme do kříže, šrouby na podélných víkách utahujeme od středu střídavě ke krajům. Tak zabráníme deformacím spojovaných součástí. Podobné pořadí platí i u utahování těchto spojů. V našem případě, kde máme čtyři šrouby ve tvaru čtverce, budeme utahovat střídavě uhlopříčně.

Vibrační motor má funkci vyvolávat velké vibrace, které se od něj požadují. Montáž takového motoru nesmí být podceněna, aby nedošlo v případě špatné montáže k přerušení spoje a tím odpadnutí motoru. Tento motor váží několik kilogramů a v případě kolemjdoucí obsluhy by ji mohl vážně poranit. Ke korytu lineárního vibračního dopravníku je svarovým spojem přidělena konstrukce, která slouží jak k vyztužení samotného koryta, tak k lepší pevnostní konstrukci pod vibračním motorem. Tato konstrukce je svařena ze čtvercových profilů o průřezu 20 x 20 mm.

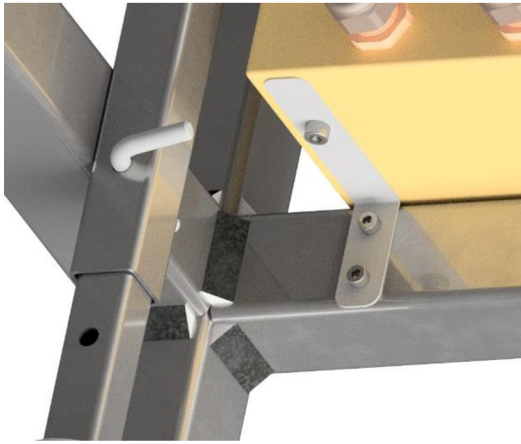
Konstrukce má význam i jako pevnější podklad pod vibrační motor. Určitě bude mít větší pevnost než jen plech o tloušťce 5 mm. Ke spojení motoru a koryta jsou použity šrouby o rozměru závitu M8. Tyto šrouby mají na konci vyvrtaný dřík. Do tohoto dříku se vsune závlačka a nepustí tak korunovou maticí, aby uvolnila šroubový spoj. K tomu ještě napomáhá pružná podložka pod touto korunovou maticí, která vytváří tlak v závitu a zvyšuje tření mezi maticí a šroubem, tudíž matice se poté nepovoluje.



Obr. 44 Šroubový spoj

4.5.9 Podpůrný plech

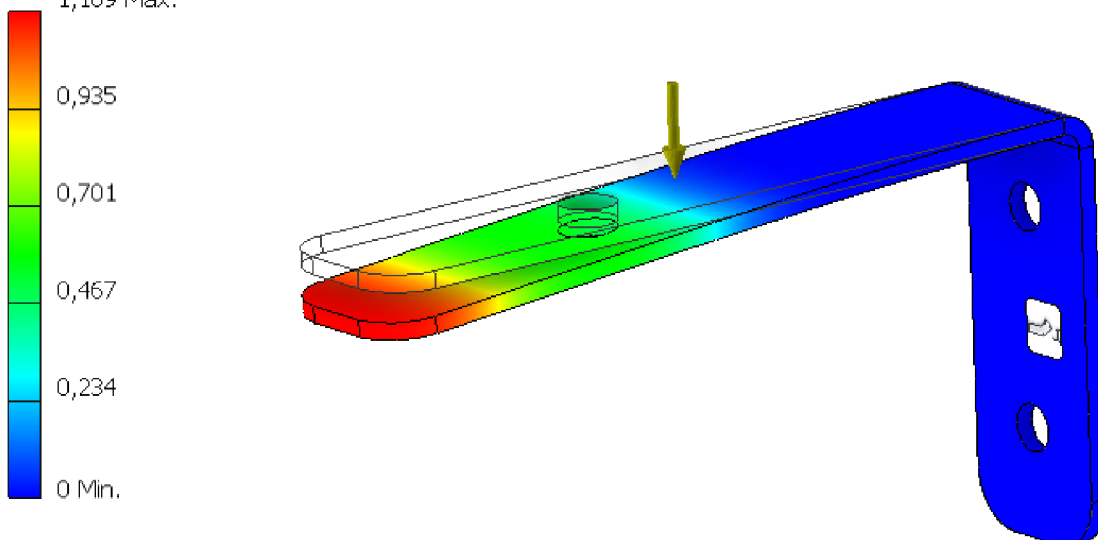
Pod ovládací elektrickou skříňí je k rámové konstrukci lineárního dopravníku přišroubován ohnutý plech. Tento podpůrný plech je z materiálu X14CrMoS17, což je nerezová ocel. Funkce tohoto dílu je podepírat skříň, aby nedošlo k jejímu upadnutí od rámové konstrukce. Model a funkce plechu je na obr. 45. Tloušťka plechu je 2 mm.



Obr. 45 Podpůrný plech

Na obr. 45, je možné vidět i funkci pojistného kolíku, pro který byla počítána pevnost v kapitole 4.5.5. Pevnostní analýza plechu na obr. 46 nám ukázala, že posunutí na konci bude nejvíce 0,94 mm. Zatížení plechu je 25 N.

Typ: Posunutí
Jednotka: mm
18.05.2019, 16:00:53
1,169 Max.



Obr. 46 Analýza podpůrného plechu

5 ANALÝZA RIZIK

Systémová analýza rizik má za cíl najít všechna možná rizika, kterým může být vystavena obsluha stroje i kolemjdoucí pracovníci po celou dobu životnosti. Tato rizika by měly být úplně odstraněna nebo aspoň jejich úroveň snížena na přijatelnou hodnotu. V následujících tabulkách budou zobrazena rizika a jejich rozbor a snížení. Formulář pro odhad rizika jsem uvedl jen jeden jako znázornění, jak řešit snížení rizika dle normy.

Tab. 5 Zdroje relativních nebezpečí

Název komponenty systému	Poloha komponenty v systému	Typ nebezpečí podle normy ČSN EN ISO 12 100:2011
Elektrický přípojovací kabel	Prostor pro obsluhu	Nebezpečí poranění proudem
Hlavní vypínač	Prostor pro obsluhu	Nebezpečí poranění proudem
Vibromotor	Pracovní prostor	Tepelná nebezpečí, nebezpečí hluku
Koryto lineárního dopravníku	Prostor pro obsluhu	Mechanické poranění
Vibrační stůl	Prostor pro obsluhu	Mechanické poranění
Lineární dopravník	Prostor pro obsluhu	Mechanické poranění

Tab. 6 Seznam vybraných nebezpečí

Seznam vybraných nebezpečí z normy k zařízení	
1	Mechanická nebezpečí
1.1	Nebezpečí pořezání/odřetí
1.1-1	Nebezpečí pořezání při sestavení stroje
1.1-2	Nebezpečí pořezání při ustavení stroje
1.1.-3	Nebezpečí pořezání při seřízení stroje
1.1-4	Nebezpečí odřetí při dodání obrobků do stroje
1.2.	Nebezpečí pohmoždění
1.2-1	Nebezpečí způsobené převrnutím stroje
1.2-2	Nebezpečí pohmoždění při dodávání obrobku
1.2-3	Nebezpečí při údržbě stroje
2	Elektrické nebezpečí
2.1	Nebezpečí zasažení proudem
2.1-1	Zasažení elektrickým proudem při zapojení do sítě
3	Nebezpečí popálení
3.1	Nebezpečí popálení kůže
3.1-1	Nebezpečí popálení kůže o vibromotor
4	Nebezpečí hluku
4.1	Nebezpečí poranění sluchu
4.1-1	Nebezpečí poranění sluchu hlukem od motorů

Tab. 7 Analýza významných nebezpečí

ANALÝZA VÝZNAMNÝCH NEBEZPEČÍ				Typ stroje:
Během přepravy, montáže a instalace				Vibrační dopravník
Poř. Číslo	Fáze životního cyklu stroje	Typ nebezpečí (dle ČSN EN ISO 12 100:2011)		Popis nebezpečné události:
		Stručný popis	Id. číslo	
1	Doprava			
1.1	Nakládání, přeprava, vykládání	Ztráta stability, chyba člověka, špatná manipulace	1.2-1	Při nakládání/vykládání může dojít k převržení stroje a následnému poranění člověka, popřípadě jeho končetin. Poškození části stroje, následné zranění obsluhy
1.2	Balení rozbalování	pořezání	1.1-1	Manipulace s ostrými předměty při ochraně důležitých komponentů obalovým materiálem.
2	Montáž a instalace/Uvedení do provozu			
2.1	Sestavení jednotlivých komponent	Pořezání, odření, přimáčknutí	1.1-1	Při montáži jednotlivých komponent bude manipulace s různými nástroji, které mají ostré hrany, větší hmotnost, složitou instalaci.
2.2	Zapojení do elektrické sítě	Zasažení elektrickým proudem	2.1-1	Při zapojení kabelu do elektrické sítě hrozí poranění elektrickým proudem
3	Seřizování			
3.1	Nastavení polohy stroje	Odření, pohmoždění	1.1-2, 1.1-3	Při ustavení a seřizování výšky stroje může dojít k pohmoždění obsluhy
4	Provoz			
4.1	Dodávání materiálu	Pohmoždění, odřeniny, popáleniny	1.2-2, 3.1-1	Při dodání materiálu do lineárního dopravníku může dojít k pohmoždění o obrobky, pořezání o koryto dopravníku, popálení o motor
4.2	Spuštění stroje	Poškození sluchu	4.1-1	Nebezpečí zvýšené hladiny hluku v okolí stroje z vibromotorů a dopravování obrobků.

Tab. 8 Formulář pro odhad rizika

VUT v Brně, FSI ÚVSSR		FORMULÁŘ PRO ODHAD RIZIKA Zpracoval: Mach Stanislav		Stroj: Vibrační dopravník Datum: 14.5.2019
Číslo nebezpečí	Identifikační číslo	Označení nebezpečí: 1. Mechanická nebezpečí		
1.1	4	Nebezpečí pořezání		
Životní etapa stroje:	Montáž – sestavení stroje	Nebezpečný prostor: pracovní prostor		
Ohrožené osoby:	Obsluha stroje	Provozní stav stroje: mimo provoz		
Popis situace	Nebezpečí pořezání o části stroje při sestavení			
Počáteční riziko	Závažnost škody na zdraví	S2 - těžké zranění (trvalé následky)		Velikost 10
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A2 – často až trvale		
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E2 – možné za určitých okolností		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události:	W2 – střední		
KROK 1: Opatření zabudovaná v konstrukci (dle ČSN EN ISO 12100-1:2004)				
Popis opatření:	Konstrukce stroje bez nezbytných ostrých hran.			
Snížené riziko po opatření	Závažnost škody na zdraví	S2 - těžké zranění (trvalé následky)		Velikost 9
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A2 – často až trvale		
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E2 – možné za určitých okolností		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události:	W1 – malá		
KROK 2: Bezpečnostní ochranná opatření (dle ČSN EN ISO 12100-1:2004)				
Popis opatření	Při manipulaci se strojem musí obsluha používat vhodné ochranné pracovní prostředky (pevná obuv, ochranný štít/ochranné brýle a rukavice).			
Snížené riziko po opatření	Závažnost škody na zdraví	S1 - lehké zranění		Velikost 3
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A2 – často až trvale		
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E2 – možné za určitých okolností		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události:	W1 – malá		
KROK 3: Informace pro používání (dle ČSN EN ISO 12100-1:2004)				
Popis opatření:	Dodržení bezpečnosti práce a dodržení používání ochranných pracovních prostředků (pevná obuv, ochranný štít/ochranné brýle a rukavice).			
Zbytkové riziko	Závažnost škody na zdraví	S1 - lehké zranění		Velikost 2
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A2 – často až trvale		
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E1 – možné		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události:	W1 – malá		
VALIDACE: Opatření jsou dostatečné				
			Mach Stanislav	dne 14.5.2019

6 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

Jedním z cílů této diplomové práce a celého projektu je navrhnout celé zařízení za co nejnižší výrobní a nákupní náklady. Ceny uvedené v tabulce jsou orientační a bez DPH.

Tab. 9 Ekonomické zhodnocení

Součást	Cena za jednotku	Množství	Cena (Kč)
Vibrační motor	10 475 Kč/ks	3 ks	37 425
Frekvenční měnič	3 200 Kč/ks	2 ks	6 400
Elektrický panel		1 ks	2 843
Materiál k rámové konstrukci			
Profil 50 x 50 x 3	114 Kč/m	13 m	1 482
Profil 40 x 40 x 3	88,55 Kč/m	4,5 m	399
Profil 30 x 30 x 2	63,32 Kč/m	0,7 m	45
Profil 25 x 25 x 2	36,52 Kč/m	1,3 m	48
Profil 20 x 20 x 2	28,12 Kč/m	2,2 m	62
Ohýbané součástky			
Výroba ohýbaných dílů			65 941
Doplňující prvky			
Pojezdová kola	262 Kč/ks	4 ks	1 048
Pryžový silentblok	241 Kč/ks	8 ks	1 928
Záslepky na profily	2 Kč/ks	16 ks	32
Pryžový plech		1	86
Spojovací materiál			943
Ostatní			1200
Celková cena			119 882

Celková cena zařízení je pouze orientační. V ekonomickém zhodnocení v tabulce není uvedena práce za výrobu a úpravu dodaného materiálu na montážní dílně. Největší položkou je výroba ohýbaných součástí. Tyto součásti jsou náročné na výrobu a cena se odvíjí od dodavatele.

7 DISKUZE

V následujícím doporučení o rozvoji takového zařízení do budoucna, bych chtěl navrhnout několik drobných změn. Určitě bych zvážil použití místo svařované rámové konstrukce stavebnicový systém hliníkových profilů. Výhodou bude jednodušší montáž a ušetření práce za svařování ocelových konstrukcí. Tuhost a pevnost stavebnicové konstrukce nebude taková jako u svařované konstrukce z ocelových profilů. Po několika testovacích hodinách, pokud by správně nepracoval návrh vyrovnání vibrací pomocí pryžových silentbloků, navrhnoutí klasických vinutých pružin, případně vyrovnávacího systému od společnosti HABERKORN, který je uvedený v rozboru současného stavu poznání. Všechny doporučené úpravy se projeví taky na ceně zařízení.

8 ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo udělat rozbor současného stavu vědy a techniky v oblasti skladovacích a dopravních zařízení vibrační technikou. Dále bylo cílem navrhnout několik variant konstrukčního řešení přemístění spon a následnou orientaci. V úvodu jsem rozebral problematiku dopravních zařízení, které přepravují materiál vibrační metodou. Zjistil jsem, že použití této techniky je velmi různorodé a použití prakticky v jakémkoli oboru nejen ve strojírenství.

Ve zpracování vlastního návrhu konstrukce takového zařízení jsem navrhl několik variant, jak by mohla být vyřešena problematika mého zadání. Po vybrání výsledné varianty metodou multikriteriálního hodnocení jsem podrobně popsal navrženou variantu. Jedná se o vibrační zařízení skládající se z lineárního vibračního dopravníku a vibračního stolu. U této varianty jsem v několika místech provedl pevnostní výpočet, analýzu rámové konstrukce a návrh vibračního motoru. Výpočty těchto míst vyšly kladně.

Dále mým cílem bylo vytvořit analýzu rizik. U této analýzy jsem vypsál rizika, která mohou způsobit poranění obsluhy. Z výsledků analýzy jsem zjistil, že zranění spojená s manipulací nebo obsluhou stroje, mohou být mírné až trvalé.

Posledním cílem práce bylo ekonomické zhodnocení stroje. Jedním z úkolů při návrhu stroje, byla nízká výrobní cena. V tabulce v této kapitole jsou uvedeny ceny za jednotlivé položky a služby. Ceny jsou jen orientační pro technologickou část společnosti. Výsledná cena je 119 882 Kč. Největší položkou v ekonomickém zhodnocení je výroba ohýbaných součástí koryta lineárního dopravníku a žlabu pro vibrační stůl.

Veškeré modely a výkresy celého zařízení byly zpracovány v modelovacím programu Autodesk Inventor 2018. Schémata, která jsou použita v diplomové práci jsou kreslena v programu AutoCAD a úpravy fotografií jsou zpracovány v programu Adobe Photoshop.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] CHVÁLA, Břetislav, Gejza DUNAY a Josef NEDBAL. *Automatizace*. 3. vydání. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-03-00090-4.
- [2] CHVÁLA, Břetislav. *Mechanizace a automatizace obráběcích strojů: vysokoškolská učebnice pro strojní fakulty*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1970.
- [3] KOLÍBAL, Zdeněk. *Průmyslové roboty II: Konstrukce výstupních hlavic a periferií : <>*. Brno: PC-DIR, 1993. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0533-3.
- [4] *DOPRAVNÍ A MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ*. Vydání. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2013. ISBN 978-80-248-3012-4
- [5] POLÁK, Jaromír. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003. ISBN 80-248-0493-X
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [7] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. Brno: Vitium, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [8] Chicago vibrator products. *Chicago vibrator products* [online]. Chicago: Division of CVP Group, 2019 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://www.chicagovibrator.com/Manufacturers/Oli>
- [9] KOLÍBAL, Zdeněk. *Roboty a robotizované výrobní technologie*. První vydání. Brno: Vysoké učení technické v Brně – nakladatelství VUTIAM, 2016. ISBN 978-80-214-4828-5.
- [10] VK Ložiska. *VK Ložiska* [online]. Police nad Metují: eBRÁNA, 2019 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <http://www.vkloziska.cz/silentbloky#lightbox>
- [11] *FARM UNION EUROPE* [online]. Olomouc: Studio R3D, 2010 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <http://www.farmunion.eu/napoje/prehled-stroju-a-zarizeni>
- [12] *DESKOVÉ A VIBRAČNÍ DOPRAVNÍKY. DESKOVÉ A VIBRAČNÍ DOPRAVNÍKY* [online]. Březnice, 2016 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <http://www.deskovedopravniky.cz/galerie-vibracni-kruhove-zasobniky.html>
- [13] *VIBRAČNÍ TECHNIKA. HABERKORN* [online]. Mokrý Lazec: oXy Online, 2018 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/pohonne-elementy/vibracni-technika/>
- [14] *Vibrační kruhový zásobník*. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-, 2018 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Vibra%C4%8Dn%C3%AD_kruhov%C3%BD_z%C3%A1sobn%C3%ADk

- [15] *ROX Vibrační technika* [online]. Příbram: T. Lojík, 2015 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <http://www.rox.cz/kontakt.php>
- [16] *VIBROS* [online]. Příbram, 2017 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://www.vibros.cz/vibracni-stroje>
- [17] *VONDRA A VONDRA* [online]. Damníkovi: milan schembera, 2011 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <http://www.vondra-vondra.cz/cz/>
- [18] DVOŘÁČEK, Josef. *STAVBA A PROVOZ STROJŮ I*. Upravené vydání. Uherské Hradiště: SŠPHZ-UH, 2011. ISBN 80-214-0534-3.
- [19] BRIOL: Spojovací materiály. *BRIOL: Spojovací materiály* [online]. Čistá u Litomyšle: Foreveryone.cz, 2018 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/zaslepka-plastova-ctvercova-serie-e>
- [20] ŠÁLA, Miroslav. Příložné vibrátory řady „NO“ a „NA“. In: *Vibros* [online]. Příbram: Vibros, 2008 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://www.vibros.cz/file.php?nid=16887&oid=6027857>
- [21] IFE Material Handling. In: *IFE Material Handling* [online]. Waidhofen: IFE Aufbereitungstechnik, 2017 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://www.ife-bulk.com/en/conveyor-technology/vibrating-feeder-with-electromagnetic-drive.html>
- [22] *GUMEX: Pružné partnerství* [online]. Břeclav: GUMEX, 2018 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/>
- [23] Zdroj pan doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr
- [24] Feron. *FERONA* [online]. Praha: FERONA, 2017 [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/vyhledavani/316>

10 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

10.1 Seznam použitých symbolů

Ω	[s ⁻¹]	Vlastní frekvence soustavy
ω	[s ⁻¹]	Budící frekvence
ν	[Hz]	Vlastní kmitočet soustavy
k	-	Tuhost pružiny
M, m	[kg]	Hmotnost
Z_v, Z_h	[N]	Složky zrychlující síly
Z	[N]	Zrychlující síla
a_v, a_h	[s ⁻²]	Složky zrychlení
J	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti násypky vztažený k její ose otáčení
r	[m]	Poloměr
f	[-]	Součinitel tření
F_t	[N]	Třecí síla
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
P	[N]	Pohybová síla
Q	[m ³ ·s ⁻¹]	Výkon násypky
σ_{Dsv}	[MPa]	Normálové dovolené napětí ve svaru
τ_{Dsv}	[MPa]	Tečné dovolené napětí ve svaru
a	[mm]	Výška svaru
z	[mm]	Odvěsna rovnoramenného trojúhelníku svaru
s_{min}	[mm]	Tloušťka svařované části
l	[mm]	Délka svaru
A_{sv}	[mm ²]	Nosný průřez svaru
R_e	[MPa]	Mez pevnosti kluzu
k	[-]	Bezpečnost
σ_D	[MPa]	Dovolené napětí materiálu
τ_D	[MPa]	Dovolené napětí materiálu
d	[mm]	Průměr
τ_S	[MPa]	Napětí ve smyku
p	[MPa]	Tlak
s_1	[mm]	Tloušťka materiálu
p_D	[MPa]	Dovolený tlak materiálu
A_S	[mm ²]	Výpočtový průřez šroubu
d_3	[mm]	Malý průměr závitu šroubu

d_2	[mm]	střední průměr závitu šroubu
i	[-]	Počet závitů
m	[mm]	Výška matice
P	[mm]	Stoupání závitu
D_1	[mm]	Malý průměr závitu matice
d	[mm]	Velký průměr závitu šroubu

10.2 Seznam tabulek

Tab. 1 Hodnocení	44
Tab. 2 Výsledky hodnocení.....	46
Tab. 3 Mechanické vlastnosti materiálu.....	53
Tab. 4 Mechanické vlastnosti materiálu.....	54
Tab. 5 Zdroje relativních nebezpečí.....	59
Tab. 6 Seznam vybraných nebezpečí	59
Tab. 7 Analýza významných nebezpečí	60
Tab. 8 Formulář pro odhad rizika	61
Tab. 9 Ekonomické zhodnocení	63

10.3 Seznam obrázků

Obr. 1 Žlab O a U [21].....	20
Obr. 2 Elektromagnetický vibrátor v řezu [8].....	22
Obr. 3 Schéma použití vinuté pružiny [1].....	23
Obr. 4 Vinutá pružina v praxi [16]	23
Obr. 5 druhy silentbloků [10]	24
Obr. 6 Použití silentbloku v praxi [11]	24
Obr. 7 Pružiny kruhových podavačů [12].....	24
Obr. 8 Vibrační jednotka typ AB [13]	25
Obr. 9 Anti-vibrační jednotka typ ESL [13].....	25
Obr. 10 Univerzální pružný element v praxi [13].....	26
Obr. 11 Schéma rozložení sil [1]	26
Obr. 12 Vibrační násypka [1]	27
Obr. 13 Schéma principu vibračních dopravníků [2]	28
Obr. 14 Posuv obrobku [1]	30
Obr. 15 Schéma kruhového podavače [2].....	31
Obr. 16 Řez kruhovým podavačem [1].....	31
Obr. 17 Kruhový podavač [14].....	32
Obr. 18 Příklady třídění a regulace kusů [3].....	32
Obr. 19 Kruhový podavač [15].....	33
Obr. 20 Vertikální dopravník [15]	33
Obr. 21 vibrační dopravník [15]	33
Obr. 22 Prstový třídič [16].....	34
Obr. 23 Kruhový podavač [17].....	34
Obr. 24 Koutový svar [18].....	36
Obr. 25 Schéma koutového svaru [18]	36
Obr. 26 Délka svaru [18]	37
Obr. 27 Schéma zatížení svaru [18].....	37
Obr. 28 Fotografie zadané spony	39
Obr. 29 Model zadané spony	39
Obr. 30 Varianta č.1	40
Obr. 31 Předzásobník.....	41
Obr. 32 Kruhový podavač s pohonem	41
Obr. 33 Výsledná varianta	42
Obr. 34 Statická analýza rámové konstrukce.....	47
Obr. 35 Nastavitelná stojka.....	48
Obr. 36 Čtvercová záslepka [19]	48
Obr. 37 Žlab vibračního stolu	49
Obr. 38 Ochrana obsluhy vibračního stolu pomocí gumového profilu	49
Obr. 39 Pojezdový mechanismus.....	50
Obr. 40 Lineární dopravník	51
Obr. 41 Stojka.....	51
Obr. 42 Schéma sil pojistného kolíku.....	52
Obr. 43 Rozdělení napětí v jádru šroubu	56
Obr. 44 Šroubový spoj	57

Obr. 45 Podpůrný plech	58
Obr. 46 Analýza podpůrného plechu	58

11 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1) Vlastnosti profilu 50x50x3 [24]	79
Příloha 2) Vlastnosti profilu 40x40x3 [24]	80
Příloha 3) Průřez profilu stavebnicové konstrukce	81
Příloha 4) Schéma zapojení jednoho vibrátoru [20]	81
Příloha 5) Schéma zapojení dvou vibrátorů [20]	82
Příloha 6) Nastavení nevyvážku na maximum [20].....	83
Příloha 7) Nastavení nevyvážku na minimum [20].....	83
Příloha 8) Výkresová dokumentace	

PŘÍLOHY

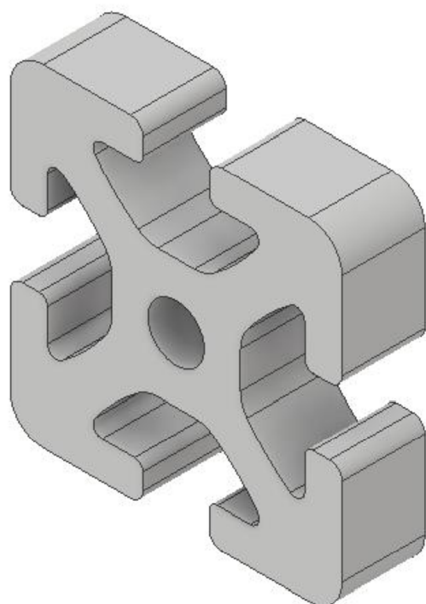
Příloha 1) Vlastnosti profilu 50x50x3 [24]

Norma:	ČSN EN 10219-2	
Délka strany	B	50 mm
Tloušťka stěny	T	3,0 mm
Hmotnost	M	4,383 kg/m
Plocha průřezu	A	5,41 cm ²
Kvadratický moment průřezu	I	19,47 cm ⁴
Poloměr kvadratického momentu průřezu	i	1,90 cm
Pružný modul průřezu	W _{el}	7,79 cm ³
Plastický modul průřezu	W _{pl}	9,39 cm ³
Polární moment průřezu	I _t	32,13 cm ⁴
Polární modul průřezu	C _t	11,76 cm ³
Plocha povrchu na 1 m délky	A _s	0,190 m ² /m
Jmenovitá délka na 1 t		236,00 m
Mezní úchylka B		±1 %, nejméně ±0,5 mm
Mezní úchylka T		±10 %
Vydatost strany	x ₁	nejvýše 0,8 %, nejméně 0,5 mm
Vypuklost strany	x ₂	nejvýše 0,8 %, nejméně 0,5 mm
Kolmost stran		90° ±1°
Tvar vnějšího zaoblení	C ₁ , C ₂	1,6T až 2,4T
Zkroucení	V	2 mm plus 0,5 mm/m délky
Mezní úchylka přímosti na 1 m délky		max. 3 mm/m
Provenience		Ferona

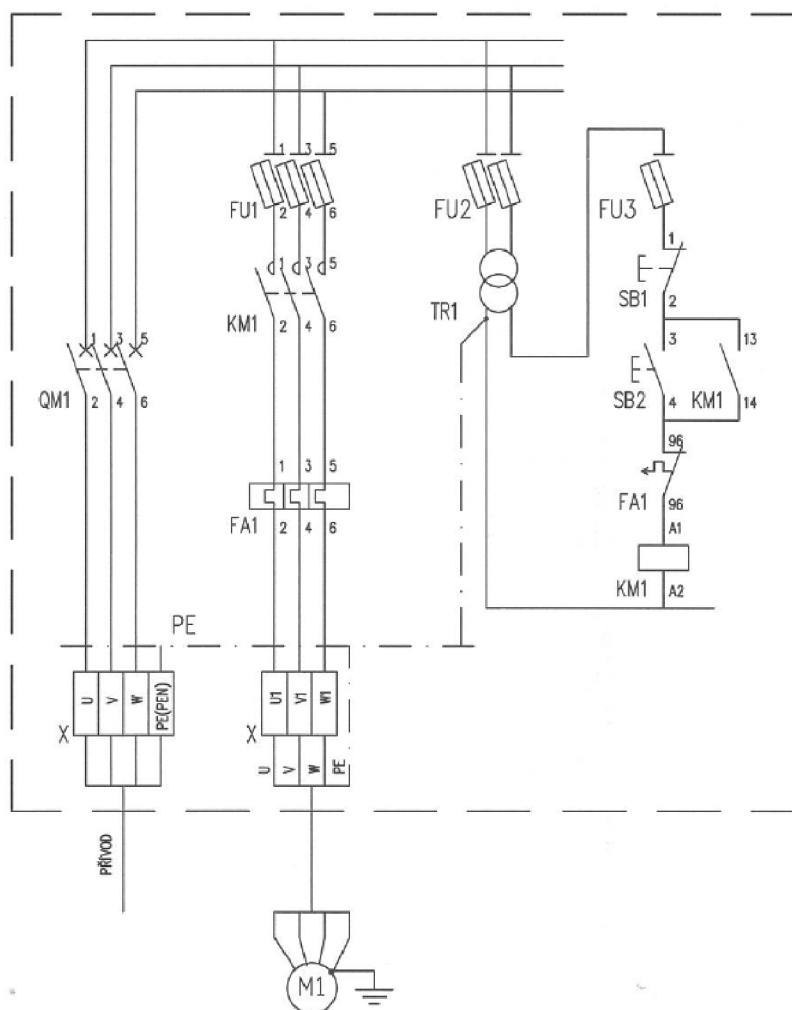
Příloha 2) Vlastnosti profilu 40x40x3 [24]

Norma:	ČSN EN 10219-2	
Délka strany	B	40 mm
Tloušťka stěny	T	3,0 mm
Hmotnost	M	3,404 kg/m
Plocha průřezu	A	4,21 cm ²
Kvadratický moment průřezu	I	9,32 cm ⁴
Poloměr kvadratického momentu průřezu	i	1,49 cm
Pružný modul průřezu	W _{el}	4,66 cm ³
Plastický modul průřezu	W _{pl}	5,72 cm ³
Polární moment průřezu	I _t	15,75 cm ⁴
Polární modul průřezu	C _t	7,07 cm ³
Plocha povrchu na 1 m délky	A _s	0,150 m ² /m
Jmenovitá délka na 1 t		303,00 m
Mezní úchylka B		±1 %, nejméně ±0,5 mm
Mezní úchylka T		±10 %
Vydutost strany	x ₁	nejvýše 0,8 %, nejméně 0,5 mm
Vypuklost strany	x ₂	nejvýše 0,8 %, nejméně 0,5 mm
Kolmost stran		90° ±1°
Tvar vnějšího zaoblení	C ₁ , C ₂	1,6T až 2,4T
Zkroucení	V	2 mm plus 0,5 mm/m délky
Mezní úchylka přímosti na 1 m délky		max. 3 mm/m
Provenience		Ferona

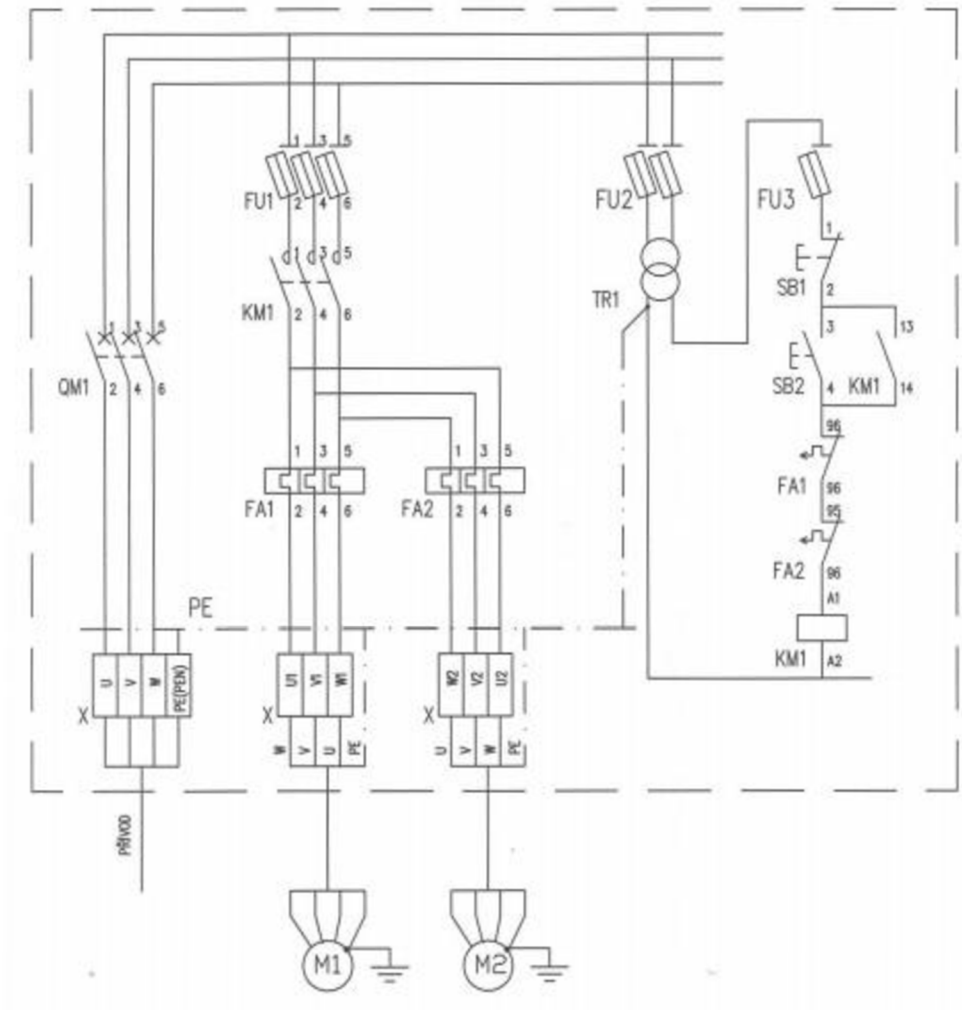
Příloha 3) Průřez profilu stavebnicové konstrukce



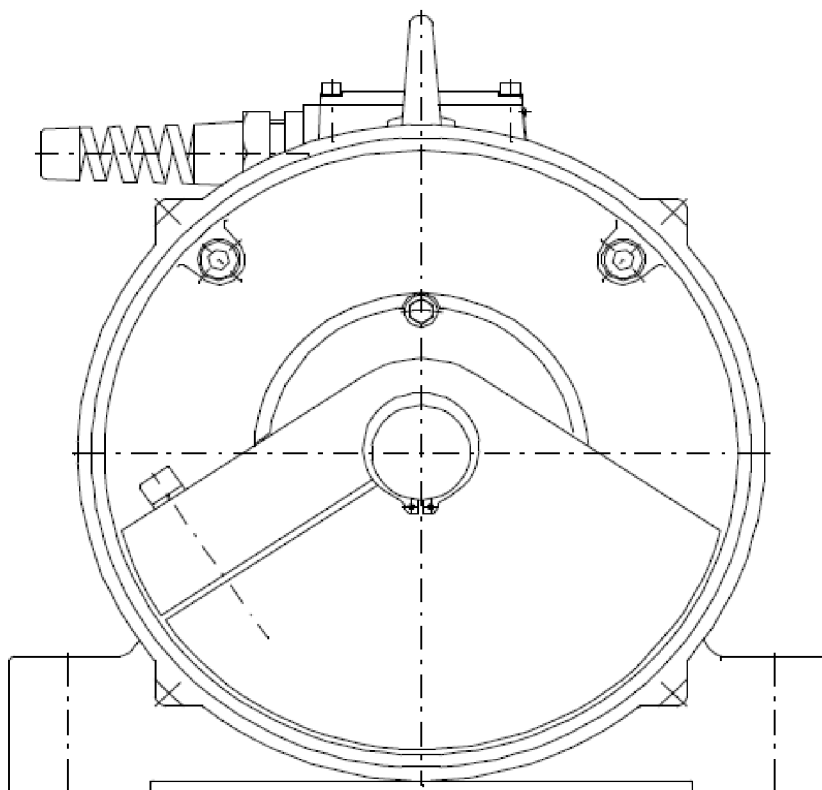
Příloha 4) Schéma zapojení jednoho vibrátoru [20]



Příloha 5) Schéma zapojení dvou vibrátorů [20]



Příloha 6) Nastavení nevyvážku na maximum [20]



Příloha 7) Nastavení nevyvážku na minimum [20]

