



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh konstrukce zdvihací jednotky
příčného přejezdu pásového dopravníku**

**Transverse unit for pallet conveyors
transport system**

Diplomová práce

2019

Ondřej SVOBODA

Studijní program: STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: DOPRAVNÍ LETADLOVÁ A TRANSPORTNÍ TECHNIKA

Vedoucí práce: Ing. Eliška Cézová, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Svoboda** Jméno: **Ondřej** Osobní číslo: **439008**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Příčný přejezd pro transportní systém paletových dopravníků

Název diplomové práce anglicky:

Transverse unit for pallet conveyors transport system

Pokyny pro vypracování:

Stručná osnova zadání:

1. Rešerše příčných přejezdů a jejich základních konstrukčních uzlů
2. Návrh vhodného konceptu řešení.
3. Řešení konstrukce včetně nezbytných návrhových a kontrolních výpočtů.
4. Zpracování 3D koncepčního modelu navržené konstrukce.
5. Vypracování 2D dokumentace v rozsahu koncepčního výkresu sestavy

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.
Cvekl, Z., Dražan, F.: Teoretické základy transportních zařízení. SNTL Praha, 1976
Dražan, F., Voštová, V., Jeřábek, K., Brand, M.: Teorie a stavba dopravníků. Ediční středisko ČVUT Praha, 1983
Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení I, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2001

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Eliška Cézová, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

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

Datum zadání diplomové práce: **18.04.2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **10.06.2019**

Platnost zadání diplomové práce: **20.12.2019**

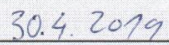

Ing. Eliška Cézová, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce



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


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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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


Datum převzetí zadání


Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci s názvem: „*Návrh konstrukce zdvihací jednotky příčného přejezdu pásového dopravníku*“ vypracoval pod vedením Ing. Elišky Cézové, Ph.D. samostatně a uvedl jsem všechny použité prameny a literaturu.

V Praze

.....

Ondřej Svoboda

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucí diplomové práce Ing. Elišce Cézové, Ph.D. z Fakulty strojní ČVUT v Praze, která mi velmi pomohla svými cennými radami a odborným vedením při konzultacích.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Ondřej Svoboda
Název DP:	Návrh konstrukce zdvihací jednotky příčného přejezdu pásového dopravníku
Anglický název:	Transverse unit for pallet conveyors transport system
Rok:	2019
Studijní program:	Strojní inženýrství
Obor studia:	Dopravní letadlová a transportní technika
Ústav:	Ú12113 - Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí DP:	Ing. Eliška Cézová, Ph.D.
Bibliografické údaje:	Počet stran 67
	Počet obrázků 98
	Počet tabulek 14
	Počet příloh 1
Klíčová slova:	Příčný přejezd, pneumatický válec
Keywords:	Transverse conveyor, pneumatic cylinder
Anotace:	Diplomová práce se zabývá návrhem konstrukce zdvihací jednotky příčného přejezdu pásového dopravníku a problematikou, která je s tím spojena. Nejprve se věnuje řešením dopravníků, poté konstrukčnímu návrhu a na závěr diplomové práce jsou provedeny kontrolní výpočty určitých částí.
Abstrakt:	The diploma thesis focuses on the design of Transverse unit for pallet conveyors transport system and the related aspects. The first part of the thesis includes a models of using transverse conveyors, followed by a conceptual design and calculations for certain parts.

OBSAH

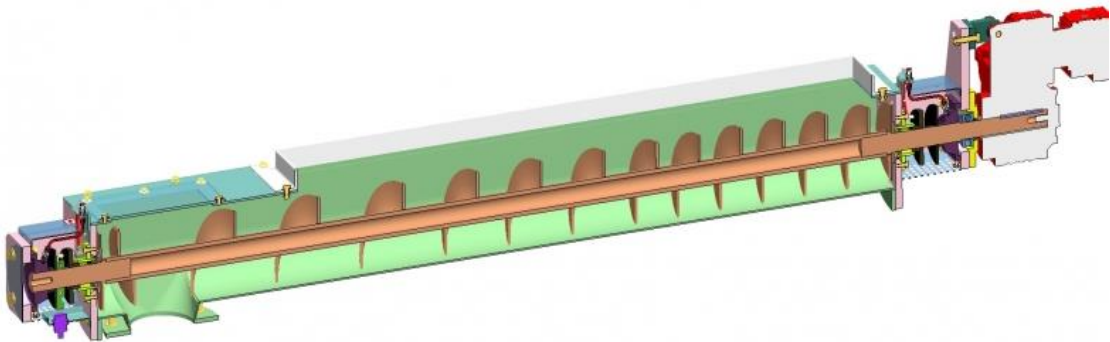
1. ÚVOD	1
1.1. Termín dopravník	1
1.2. Paletový dopravník	2
2. PŘÍČNÝ PŘEJEZD	4
2.1. Typy příčného přejezdu	4
2.1.1. L uspořádání	4
2.1.1.1. Nájezd	5
2.1.1.2. Sjezd	6
2.1.2. T uspořádání	6
2.1.2.1. Nájezd	7
2.1.2.2. Sjezd	8
2.2. Konstrukce příčného přejezdu	9
2.2.1. Kompletní systém	9
2.2.2. Samostatné zdvihací jednotky	10
2.2.3. Válečková sekce	15
2.3. Doporučené nakupované komponenty pro výrobu	15
3. KONCEPČNÍ NÁVRH ZDVIHACÍ JEDNOTKY PŘÍČNÉHO PŘEJEZDU	21
3.1. Koncepční návrh pro L uspořádání	23
3.1.1. Kontrolní výpočty vybraných částí	36
3.1.1.1. Výpočet předepnutí pásu a kontrola ložisek	36
3.1.1.2. Výpočet spodní desky zdvihací jednotky L uspořádání	39
3.2. Koncepční návrh pro T uspořádání	45
3.2.1. Kontrolní výpočty vybraných částí	52
3.2.1.1. Spodní deska zdvihací jednotky	52
3.2.1.2. Vodicí tyč pružinového systému	57
4. ZÁVĚR	60
SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ	61
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	63
SEZNAM OBRÁZKŮ	64
SEZNAM TABULEK	67

1. ÚVOD

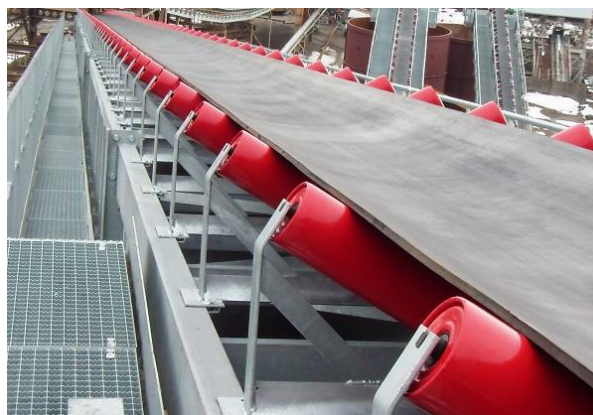
Tato diplomová práce se zabývá návrhem konstrukce příčného přejezdu pásového dopravníku. Práce je rozvržena do několika kapitol. Nejprve je zaměřena na termín pásový dopravník a zároveň uvádí několik příkladů konstrukčních řešení. Další část textu práce je věnována příčnému přejezdu, o němž je pojednáno v rešerši diplomové práce. Následující kapitola obsahuje informace o výběru nakupovaných komponent pro připravovaný model a o důvodech, proč byly dané komponenty zvoleny. Třetí kapitola diplomové práce se zabývá návrhem koncepčního řešení příčného přejezdu pro různé uspořádání. Tento návrh je doplněn výpočtem zatížení vybraných namáhaných částí. Cílem návrhu tohoto přejezdu je kompatibilitnost se současnými dopravníky.

1.1. Termín dopravník

Dopravník je zařízení pro přesun sypkého nebo kusového materiálu. Pro přesun sypkého materiálu je možné využít šnekový dopravník, v němž dochází k posunu materiálu pomocí šroubovice, nebo pásový dopravník s širokým pásem uloženým v korytu. [1] [2]



Obr. 1.: Šnekový dopravník [17]



Obr. 2.: Pásový dopravník [18]

Pro kusovou dopravu je nejčastěji využíván paletový dopravník, kdy se zboží nacházející na paletě pohybuje po určené dráze. Pro tento účel dopravy se doporučuje nejen válečkový, s možností pohánění válečku, ale i gravitační válečkový dopravník. [1][2]

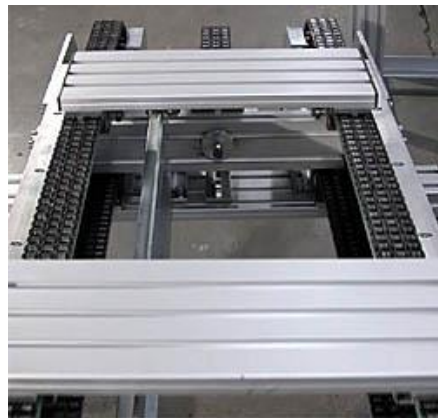


Obr. 3.: Válečkový dopravník [19]

Na obr. 4. lze vidět pásový dopravník tvořený jedním širokým pásem, nebo dvěma menšími pásy, obr. 5.



Obr. 4.: Paletový dopravník se širokým pásem [20]

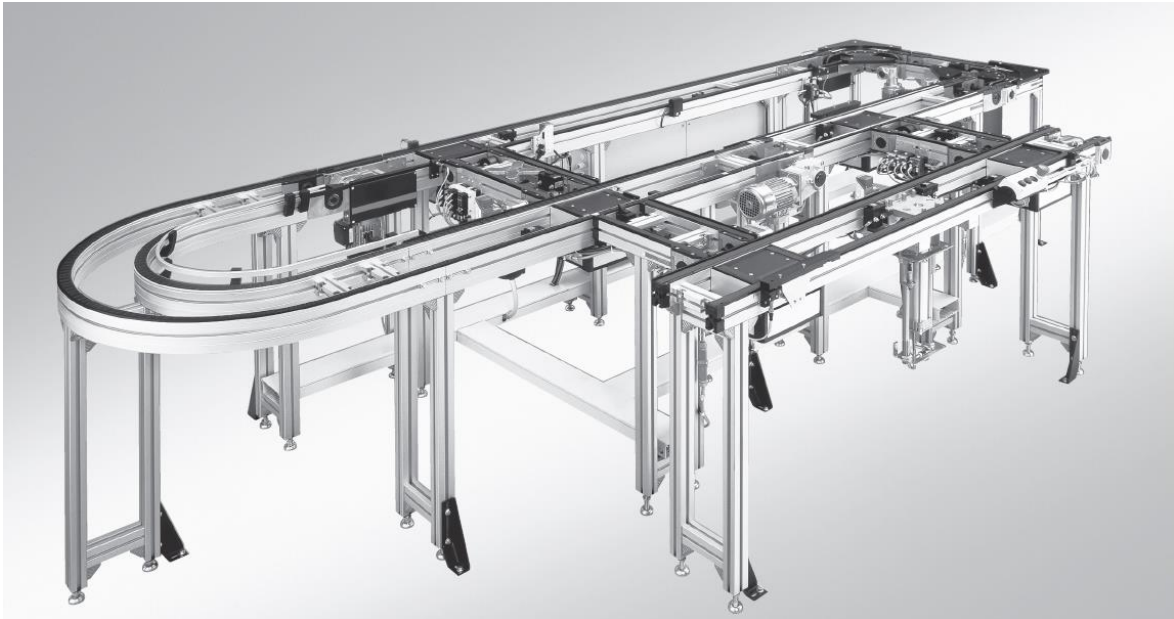


Obr. 5.: Pásová dráha paletového dopravníku [21]

1.2. Paletový dopravník

Paletový dopravník je dopravní systém, který dopravuje materiál pomocí palet. Tyto palety jsou vyráběny v několika rozměrech a různých možnostech zatížení. Je to systém dopravy kusů (součástí), např. ve výrobě. Výhodou zmíněného dopravníku je možnost přepravy palet na velké vzdálenosti. Standardní dopravník se skládá z několika základních prvků. Nejprve se jedná o podélnou část určenou pro dopravu na dlouhé vzdálenosti. V případě potřeby se zde nachází oblouky, které jsou konstruovány pomocí speciálně

uložených pásů nebo válečků. Dalším nutným a často požadovaným základním prvkem je příčný přejezd. [3]



Obr. 6.: Dopravní linka [4]

2. PŘÍČNÝ PŘEJEZD

Druhá kapitola se zabývá přímo částí příčný přejezd, jenž je nedílnou součástí pásového paletového dopravníku. Příčný přejezd pásového dopravníku je používán ke změně směru dopravy palety s obrobkem. Standardně se jedná o změnu směru o 90° či 180°, ať už z důvodu omezení prostorem (nelze použít zatáčky), nebo jako vedlejší větev k jednotlivým technologickým stanicím. Mění se směr pohybu palety a nedochází k otáčení. [4]



Obr. 7.: Ukázka linky bez použití zatáček [4]

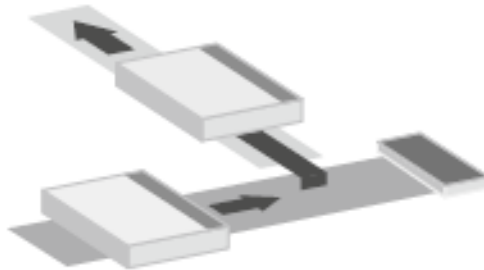
2.1. Typy příčného přejezdu

Příčný přejezd se používá v několika uspořádáních. Jedná se o tzv. L uspořádání a T uspořádání.

2.1.1. L uspořádání

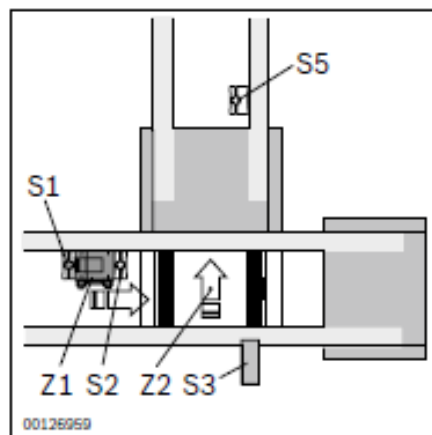
L uspořádání je definováno jako změna směru pohybu palety o 90°. Tento případ se nejčastěji používá jako náhrada klasické zatáčky, například když prostory neumožňují její použití. [4][5]

2.1.1.1. Nájezd



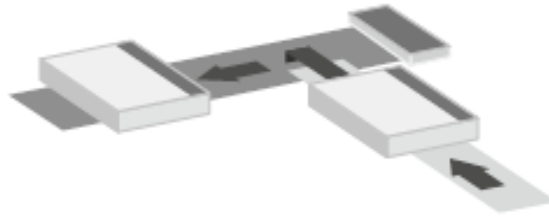
Obr. 8.: Schéma nájezdu palety příčného přejezdu L uspořádání [4]

Paleta přijíždí po dopravníku k přejezdu Obr. 8. Před samotným nájezdem je signalizační zařízení pro kontrolu polohy palety, za kterým se nachází první stopgate (separátor). Pokud je na zdvihači přítomna paleta, tato brána sem další paletu nepustí. Pokud je oblast před paletou prázdná, stopgate vpustí paletu na příslušné zdvihací centrum, na kterém je zastavena pomocí dalšího stoperu. Zdvihací centrum následně zajistí zdvih (ten bývá podle výrobce různý, např. u firmy Bosch je to 10 mm). Na zdvihacím centru se následně spustí pásy, které přemístí paletu na příčný dopravník, na kterém je další signalizační zařízení. Dokud paleta neprojde okolo tohoto zařízení, stopgate nepustí další paletu. Obr. 9. [4]



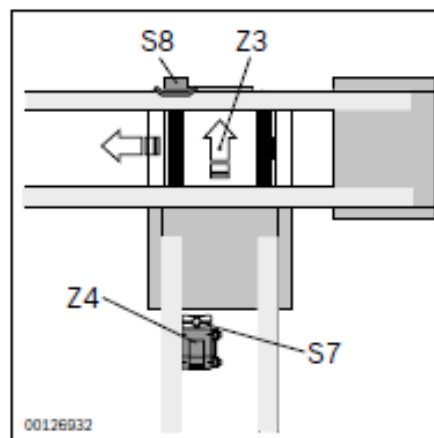
Obr. 9.: Popis principu pohybu palety při nájezdu [4]

2.1.1.2. Sjezd



Obr. 10.: Schéma sjezdu palety příčného přejezdu L uspořádání [4]

Paleta po příčném přejezdu přijíždí k druhému konci dopravníku, kde je umístěna druhá zdvihací jednotka, která se připravuje na převzetí přijíždějící palety. Opět se zde vyskytuje stopgate, která paletu zastaví v případě, že není zdvihací jednotka připravena na příjem. Jakmile je prostor pro paletu připraven, stopgate paletu pouští, následně projíždí senzorem polohy, aktivuje doraz, aby paleta nepřepadla. Jakmile je paleta zastavena, jednotka může klesnout na úroveň dopravníku a paleta pokračovat v podélném směru. [4]



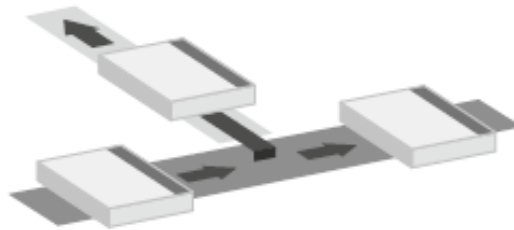
Obr. 11.: Popis principu pohybu palety při sjezdu [4]

2.1.2. T uspořádání

T uspořádání se od L uspořádání liší tím, že paleta musí mít možnost nejen zastavit na příslušném místě nad zdvihací jednotkou, ale musí být i umožněno, aby paleta pokračovala dál. Znamená to, že zdvihací jednotka musí zvládat 3 polohy. Spodní polohu ve které paleta pokračuje dál v podélném směru. Střední polohu, kdy je jednotka připravena těsně pod paletou a zároveň ve střední poloze plní funkci stoperu (zastavení palety),

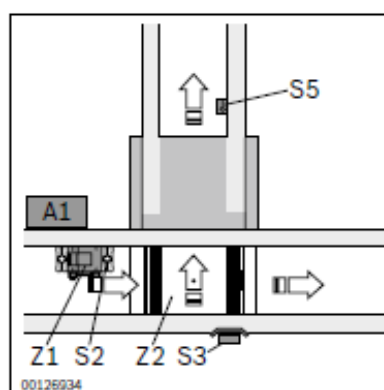
připravena na zdvih. Horní polohu, která zajišťuje předávání palety na příčný přejezd dopravníku. [4][5]

2.1.2.1. Nájezd



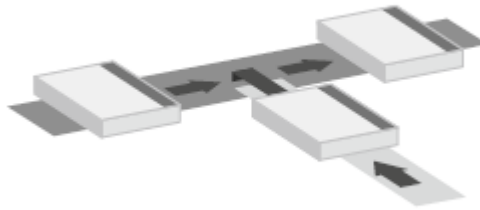
Obr. 12.: Schéma nájezdu palety příčného přejezdu T uspořádání [4]

Paleta přijíždí po dopravníku k přejezdu. Před samotným nájezdem je umístěno signalizační zařízení pro kontrolu polohy palety, za kterým se nachází první stopgate. Pokud se na zdvihači nalézá paleta, tato brána sem další paletu nepustí. Pokud je oblast před paletou prázdná, stopgate pustí paletu na příslušné zdvihací centrum, na němž je zastavena pomocí dalšího stoperu. Zde se nachází další senzor, který dává signál, že paleta je na místě a připravena na zdvih. Zdvihací centrum následně zajistí zdvih. Na zdvihacím centru se následně spustí pásy, které přemístí paletu na příčný dopravník, na němž se nachází další signalizační zařízení. Dokud paleta neprojde okolo tohoto zařízení, stopgate nevpustí další paletu. Pokud je třeba, pás podélného dopravníku se nezastavuje, ale běží dál. Díky tomu dochází k prokluzu mezi paletou a pásy dopravníku. [4]



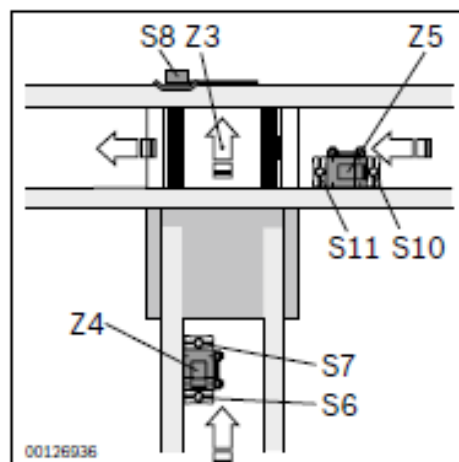
Obr. 13.: Popis principu pohybu palety nájezdu T uspořádání [4]

2.1.2.2. Sjezd



Obr.14: Schéma sjezdu palety příčného přejezdu T uspořádání [4]

Paleta po příčném přejezdu přijíždí k druhému konci dopravníku, kde se vyskytuje druhá zdvihací jednotka, která se připravuje na převzetí přijíždějící palety. Opět se zde nalézá stopgate, která paletu zastaví v případě, že není zdvihací jednotka připravena na příjem, popř. když není přijíždějící paleta na řadě. Jakmile je prostor pro paletu připraven, stopgate paletu pouští a ta projíždí senzorem polohy, aktivuje doraz, aby paleta nepřepadla a jednotka mohla klesnout na úroveň dopravníku. Paleta následně pokračuje v podélném směru. Oproti L uspořádání je zde potřeba ještě senzor a stopgate na straně příjezdu palety podélného dopravníku, aby se zabránilo kolizi. [4]



Obr. 15.: Popis principu pohybu palety při sjezdu T uspořádání [4]

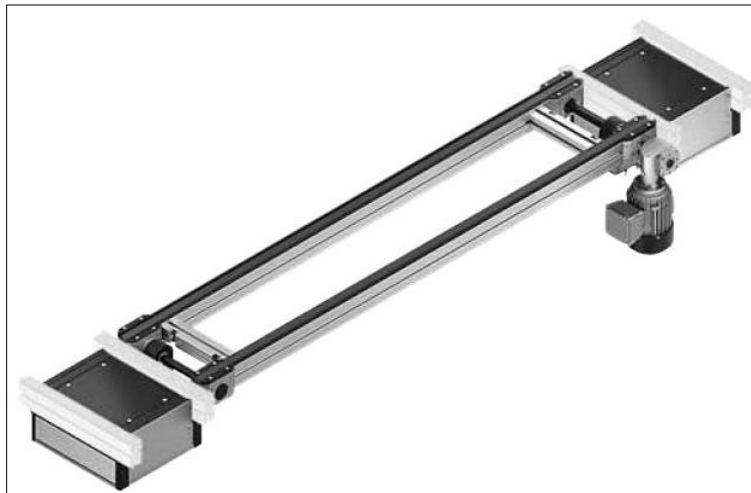
2.2. Konstrukce příčného přejezdu

Příčný přejezd může být konstruován dvěma způsoby. První způsob je, že v celém dopravním systému jsou dvě zdvihací jednotky na okrajích a spojovací dopravník poháněny jedním motorem. Druhým způsobem je konstruování přejezdu tvořeného dvěma samostatnými zdvihacími jednotkami s vlastním pohonem a přejezdový dopravník.

Obvyklá pozice příčného přejezdu bývá o 10 mm výš než pozice podélného dopravníku. Je tedy zapotřebí, aby byl zdvih obou jednotek dostačující. [4][5]

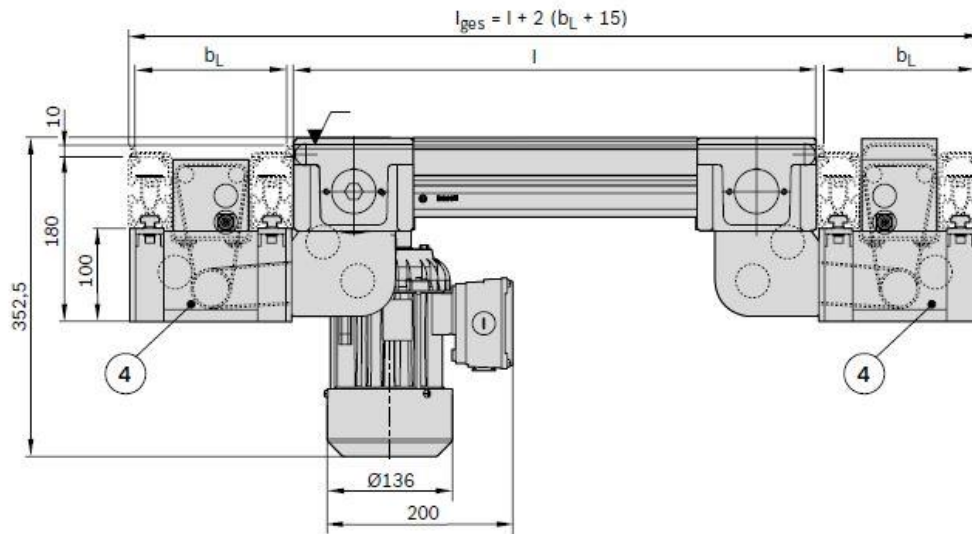
2.2.1. Kompletní systém

Mezi výhody této jednotky patří použití jednoho pohonu. Zároveň je důležité předepínání ozubených řemenů, kterých se v tomto případě využívá nejčastěji. Nevýhoda



Obr. 16.: Kompletní systém jednotky příčného přejezdu [4]

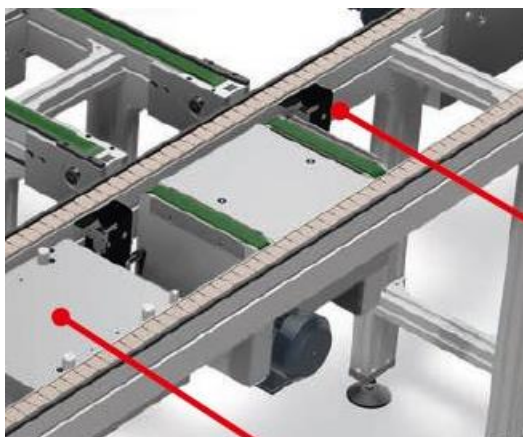
těchto přejezdů bývá v nosnosti. Tyto dopravníky mají v součtu maximální zatížitelnost 600 N. Co se týče rozměrů palet tento dopravník zvládá od 160x160 až do 800x400 mm a délka tohoto přejezdu může být od 320 do 6000 mm. Pozice motoru je možná na několika místech – na koncích přejezdu nebo uprostřed. Řešení napínání pásu a příklad uložení pohonu je vidět na obr. 17. [4]



Obr. 17.: Schéma vedení pohonu a napínání [4]

2.2.2. Samostatné zdvihací jednotky

Účel těchto zdvihacích jednotek je stejný jako u předchozího přejezdu, tedy zdvihnout paletu nad podélný pás a dopravit paletu na příčný přejezd. Těchto zdvihacích jednotek existuje celá řada v různých provedeních a zvládají zátěž až 240 kg. Všechny jednotky pracují na horizontálním pneumatickém principu (pohyb nahoru a dolů). Standardní připravená pozice zdvihací plošiny je 4 mm pod pásem podélného dopravníku a potřebný zdvih bývá okolo 10 mm nad podélným dopravníkem. Máme zde několik možností konstrukce. Záleží na zatížení, které je třeba přenést a na velikosti přepravované palety. Příkladem je dopravník Versa move standard (nájezd obr. 18 a sjezd obr. 19) [5]



Obr. 18.: Nájezd [5]



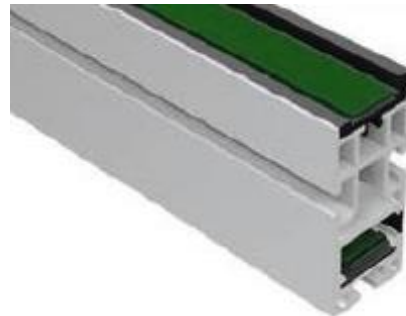
Obr. 19.: Sjezd [5]

Tento dopravník se převážně používá s paletami 240x240 mm až 400x400 mm a zvládá zatížení 40 kg. Jak už bylo řečeno tato zdvihací jednotka pracuje na pneumatickém principu, u něhož je zde možnost nastavení různých rychlostí (od 6 do 18 m/min) a zdvih je 20 mm. Mezi výhody tohoto zdvihacího mechanismu patří nízká celková výška, vedení pomocí lineárních ložisek a vodících tyčí. [5]

Řemen se napíná ručně. Je tedy zapotřebí dodržet přesné napnutí, jinak dojde k jeho porušení. Použitý řemen nese označení ZFR-P 2045. Jeho délka se standardně pohybuje



Obr. 20.: Zdvihací jednotka [5]



Obr. 21.: Vedení pásu [5]

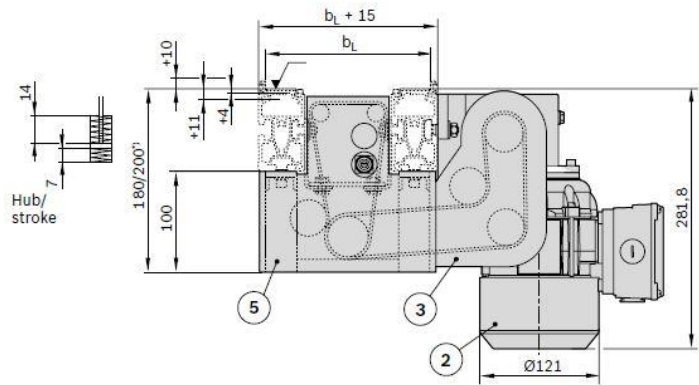
od 500 do 6000 mm a maximální nosnost dosahuje až 200 kg. Řemen je vhodný pro akumulární operace (prokluz pásu pod paletou, když paleta stojí a pás běží dál). Výhodou je vysoké zrychlení a možný zpětný chod. Řemen je obvykle bezúdržbový a pokud je to nezbytně nutné, může být antistatický. [5]

Dalšího zástupce lze vidět např. od firmy Bosch. Výhodou těchto zdvihacích jednotek je, že zvládají ještě menší rozměry palet – už od rozměru 160 x 160 mm. Označení této zvedací jednotky je HQ 2/S (obr. 22). Jedná se o jednotku s motorem na boku. Je tedy vhodná pro provoz dvoudílných dopravních sekcí. Vybavena je jedním nebo dvěma zdvihacími válci. Dopravním médiem je ozubený řemen. Zatížení této jednotky může být 30–50 kg. [5]

Z hlediska rychlostí je zde také velké rozmezí – od 0 do 18 m/min. Na obr. 23 si lze povšimnout prostorového uspořádání jednotky a řešení pohonu z boku pomocí ozubené spojky. [4]



Obr. 22.: Zdvihací jednotka HQ 2/S [4]

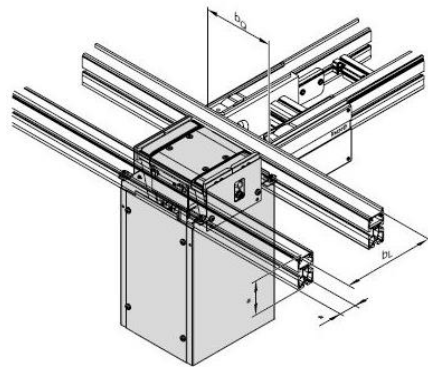


Obr. 23.: Prostorové uspořádání HQ 2/S [4]

Následujícím zástupcem s vlastním, trochu jinak umístěným, pohonem je HQ 2/U (obr. 24). Toto řešení se používá hlavně v těsných prostorech, ve kterých není možnost řešení pohonu z boku (obr. 25). [4]

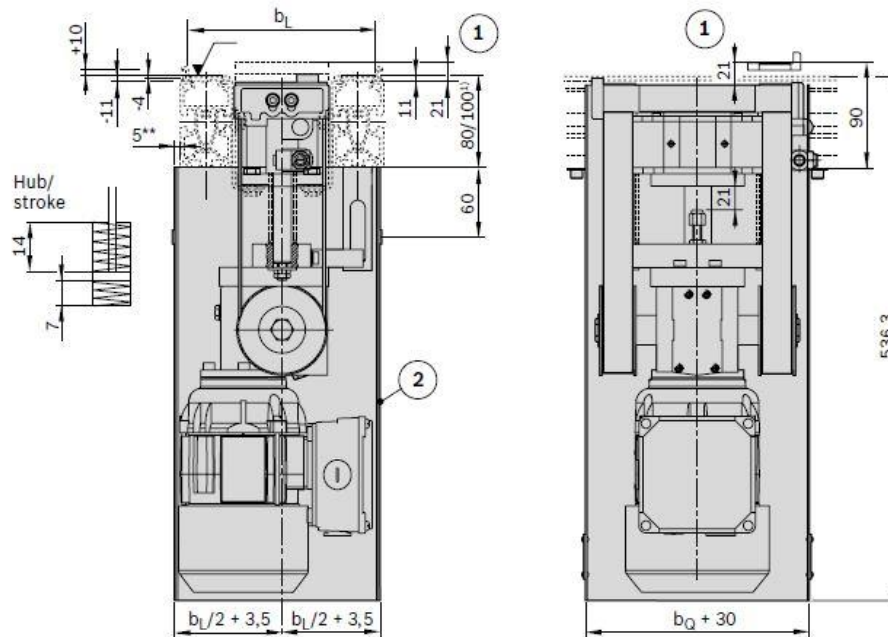


Obr. 24.: Zdvihací jednotka HQ 2/U [4]



Obr.25.: Řešení umístění v těsném prostoru [4]

Motor je zavěšen pod zdvihací deskou. Opět je zde pneumatické zdvihání ve dvou nebo třech polohách. Tato jednotka je konstruována na rozměry palety 160x160 až 480x320 mm. Schéma uložení jednotky je znázorněno na obr. 26. Toto řešení má nevýhodu v tom, že zvládá zatížení pouze do 30 kg. [4]

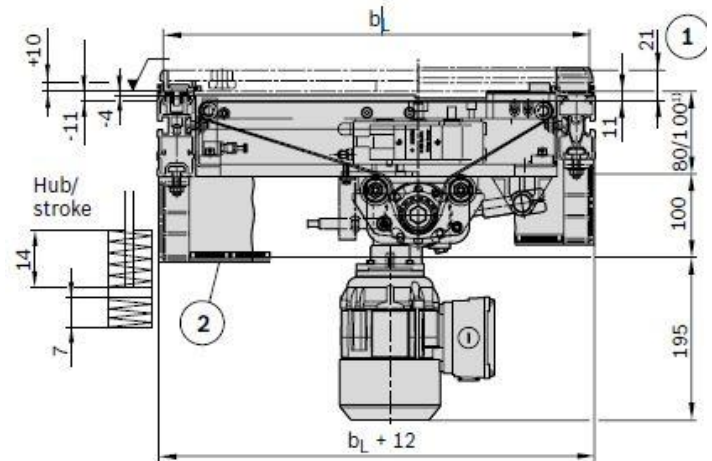


Obr. 26.: Prostorové uspořádání HQ 2/U [4]

Naproti tomu HQ 2/U2 (obr. 27) má výhodu v zatížení, které je možné až do 50 kg. Toto sestavení se také provádí v těsných prostorech pomocí zavěšeného pohonu motoru. Jednotka je vybavena jedním nebo dvěma zdvihovými válci pro velké rozměry palet. Opět je zde možnost dvou nebo tří poloh. Dopravním médiem je i v tomto případě ozubený řemen. Velikosti palet se pohybují od 400x400 do 800x400 mm, rozmezí rychlostí od 0 do 18 m/min. Pohled na schéma rozložení této jednotky je znázorněn na obr. 28. Nevýhodou je předepínání pásu. Jelikož předepnutí pásu provádí příslušný pracovník ručně, je zapotřebí, aby byla zajištěna vysoká přesnost napnutí, a tím došlo k co největšímu omezení rizika poškození řemene. Napínání probíhá pomocí dvou protilehlých kol, která se nacházejí nad hlavním poháněcím kolem. [4]

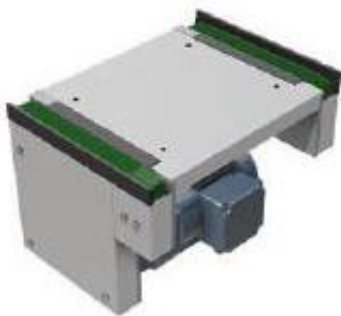


Obr. 27.: Zdvihací jednotka HQ 2/U2 [5]

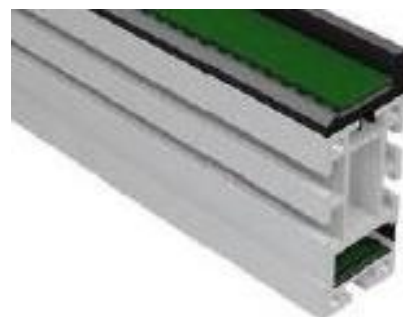


Obr. 28.: Prostorové uspořádání HQ 2/U2 [5]

V případě potřeby převážení nějakého těžšího břemene, které je větší než standardně používaných 50 kg (např. 100 kg a více), je možno zvolit například dopravník Versa move plus (obr. 29). Tento dopravník se převážně používá s paletami 400 x 400 až 800 x 1040 mm a zvládá zatížení 100 kg. Jak již bylo zmíněno, tato zdvihací jednotka pracuje na pneumatickém principu. Je zde možné nastavení různých rychlostí od 6 do 18 m/min a zdvih je uváděn na 25 mm. Mezi výhody tohoto zdvihacího mechanismu patří nízká celková výška, vedení pomocí lineárních ložisek a vodících tyčí. Řemen se napíná ručně a je potřeba dodržet přesné napnutí, aby se předešlo porušení řemene. Použitý řemen nese označení ZFR-P 2010. Jeho délka se pohybuje od 500 do 6000 mm a maximální nosnost dosahuje až 250 kg. Řemen je vhodný pro akumulární operace. Výhodou bývá vysoké zrychlení a možný zpětný chod. Řemen je obvykle nízkoúdržbový a v případě nutnosti, je možné použít antistatické provedení (obr. 30). [4][5]



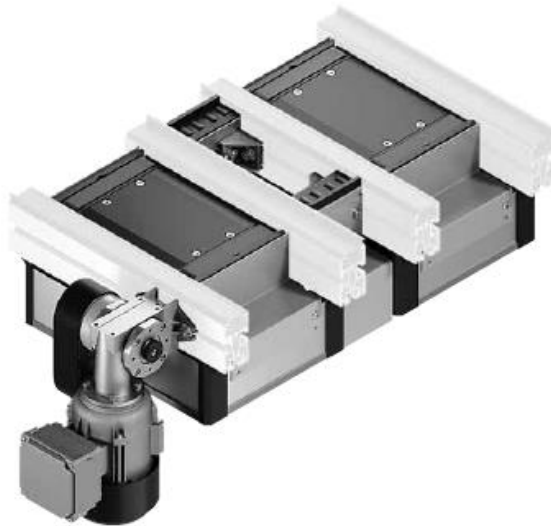
Obr. 29.: Zdvihací jednotka Versa move plus [4]



Obr. 30.: Vedení pásu [4]

2.2.3. Válečková sekce

Válečková sekce (roller section) je specifický druh přejezdu. Jedná se o přejezd mezi dvěma podélnými dopravníky, jež jsou velmi blízko sebe. Klasický přejezd tedy nelze ve zmíněném případě použít. Tento druh přejezdu je konstruován podobným způsobem jako ostatní. Skládá se ze zdvihacích jednotek, které jsou klasicky umístěny mezi podélnými pásy dopravníku a jejich pohon je zajištěn jedním pohonem. Od ostatních přejezdů se liší prostorem mezi podélnými dopravníky. V tomto prostoru jsou místo pásu pouze malé válečky, které zajistí pohyb palety mezi dopravníky (obr. 31). [4]



Obr. 31.: Roller section [4]

2.3. Doporučené nakupované komponenty pro výrobu

Zdvihací jednotka je složena z několika částí, z nichž některé je třeba vyrobit a některé se dají přímo koupit. Prvním zástupcem hotových částí pro výrobu je zdvihací válec. Pro koncepční návrh byla zvolena firma Stránský a Petržík a jejich dvojčinné pneumatické válce s integrovaným vedením (obr. 32). Jelikož při různém uspořádání, L nebo P, pracuje válec s různými zatíženími a je zapotřebí této zátěži přizpůsobit i velikost válce, aby byl válec schopen toto zatížení překonat. [6]

**PNEUMATICKÉ VÁLCE DVOJČINNÉ
ŘADY MCGB A MCGS S DVOJITÝM VEDENÍM**



Válce řady MCGB (průměr pístu 12 až 32 mm) a řady MCGS (průměr pístu 40 až 63 mm) jsou svým silným integrovaným vedením předurčeny pro aplikace, kde je namáhání boční silou nebo krouticím momentem. Je možné je použít jako zastavovací válce, kde se používá kluzné vedení, nebo jako válce zvedací resp. tlačné, kde je použito valivé vedení. Válce mají magnetický píst pro bezkontaktní snímání polohy. Válce nemají možnost seřiditelného tlumení v koncových polohách - pro tlumení rázu je použita pryž uvnitř válce. Válce řady MCGB/MCGS mají kompaktní tvar. Připojení vzduchu je možné ze dvou stran (z vrchní strany a z boku) válce.

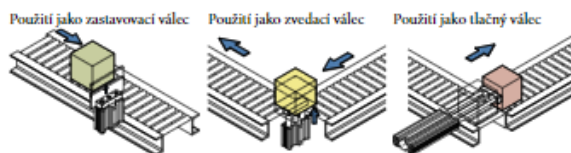
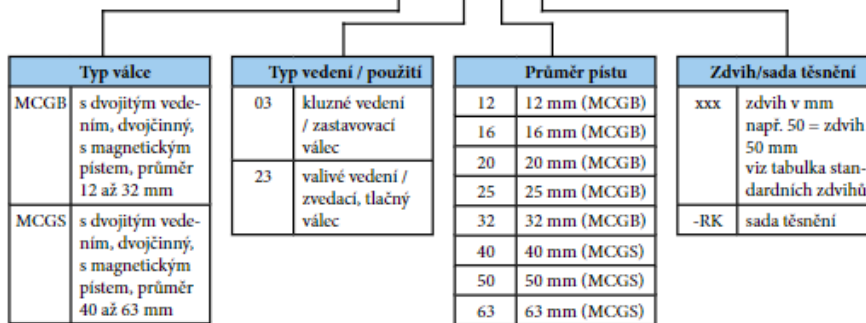
Pracovní tlak	0,6 MPa
Minimální tlak	0,1 MPa
Maximální tlak	1,0 MPa
Pracovní teplota	-5°C až +60°C
Pracovní médium	upravený stlačený vzduch

Průměr pístu [mm]	12	16	20	25	32	40	50	63
Vysouvací síla při 0,6 MPa [N]	66	121	188	295	482	754	1178	1870
Zasouvací síla při 0,6 MPa [N]	50	90	141	226	361	633	989	1681
Závitové připoje	M5	M5	G1/8"	G1/8"	G1/8"	G1/8"	G1/4"	G1/4"
Maximální zdvih [mm]	600*	600*	600*	600*	600*	150*	150*	150*

*) Použití jiného než standardního zdvihu (viz tabulka níže) konzultujte s technickým oddělením naší společnosti

Objednací kódy

P MCGB 03 12 50

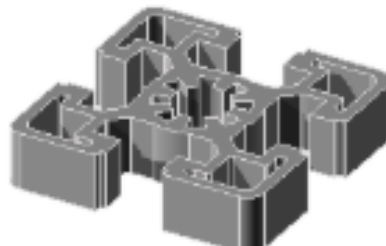


Průměr pístu [mm]	Standardní zdvih [mm]*											
	10	20	25	30	40	50	75	100	125	150	175	200
12, 16	•	•		•	•	•	•	•				
20, 25		•		•	•	•	•	•	•	•	•	•
32			•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
40, 50, 63				•	•	•	•	•	•	•	•	•

*) V případě požadavku na jiný, než standardní zdvih, je nutné kontaktovat technické oddělení naší společnosti

Obr. 32.: Pneumatický válec Stránský a Petržík [6]

Další nakupovanou komponentou je hliníkový profil od firmy Alutec K&K, který nese označení Modul 45 – drážka 10 a číslo dílu 16454 (obr. 33). [7]



Obr. 33.: Hliníkový profil firmy Alutec [7]

Návrh konstrukce zdvihací jednotky příčného přejezdu pásového dopravníku

Tento prvek plní funkci distanční vložky mezi profilem podélné dráhy dopravníku a spodní deskou držící zdvihací válec, a tím pádem i celou zdvihací jednotku. Délka profilu se odvíjí od velikosti pneumatického válce (obr. 34). [7]



Obr. 34.: Hliníkový profil firmy Alutec v potřebné délce [7]

Přepravním médiem bude pás o velikosti 25T5. Pro tento dopravní systém byl zvolen řemen od firmy T.E.A TECHNIK s.r.o. (obr. 35). Materiálem řemenu je neopren se skelným vláknem. Vysoká teplotní odolnost – až do 90 °C, odolnost vůči oleji a bezúdržbový provoz, jsou vlastnosti, které patří mezi požadavky pro použití řemenu. [8]

Ozubené řemeny

typ HTD



Popis

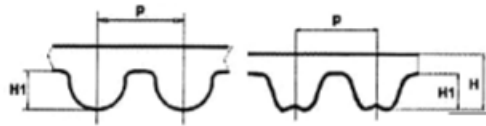
- Materiál - neopren se skelným vláknem
- Vysoká teplotní odolnost až do 90 °C, odolnost proti oleji
- Synchronní otáčky obou řemenic (bez prokluzu)
- Možnost přenosu vysokých výkonů a otáček
- Pro řemenice 3M, 5M, 8M, 14M
- Bezúdržbový provoz

Šířky řemenů

06 = 6,0 mm	40 = 40,0 mm
09 = 9,0 mm	50 = 50,0 mm
15 = 15,0 mm	55 = 55,0 mm
20 = 20,0 mm	85 = 85,0 mm
25 = 25,0 mm	115 = 115,0 mm
30 = 30,0 mm	170 = 170,0 mm

Obr. 35.: Parametry zvoleného řemenu [8]

Na následujícím obrázku je znázorněno, jaká rozteč byla v návrhu zvolena a jaké jsou její parametry (obr. 36).



	3M	5M	8M	14M	20M
rozteč p	3,0	5,0	8,0	14,0	20,0
H	2,1	3,6	5,6	10,0	13,2
H1	1,2	2,0	3,2	6,0	8,4
z min	10	14	22	28	34
D_p min	9,55	22,28	56,6	124,78	216,45

Obr. 36.: Parametry použitého pásu [8]

Podle rozteče a velikosti byla určena i délka pásu, která je v modelu aplikována (obr. 37).

Ozubené řemeny typ HTD

5M			
Typ/L mm	Počet zubů	Typ/L mm	Počet zubů
5M - 180	36	5M - 860	172
5M - 225	45	5M - 890	178
5M - 235	47	5M - 900	180
5M - 245	49	5M - 925	185
5M - 255	51	5M - 935	187
5M - 265	53	5M - 940	188
5M - 270	54	5M - 950	190
5M - 285	57	5M - 965	193
5M - 295	59	5M - 980	196
5M - 300	60	5M - 1000	200
5M - 305	61	5M - 1035	207
5M - 325	65	5M - 1050	210
5M - 330	66	5M - 1100	220
5M - 340	68	5M - 1125	225
5M - 345	69	5M - 1135	227
5M - 350	70	5M - 1195	239
5M - 375	75	5M - 1200	240
5M - 385	77	5M - 1240	248
5M - 400	80	5M - 1270	254
5M - 415	83	5M - 1420	284
5M - 420	84	5M - 1425	285
5M - 425	85	5M - 1595	319
5M - 450	90	5M - 1690	338
5M - 455	91	5M - 1790	358
5M - 460	92	5M - 1800	360
5M - 465	93	5M - 1895	379
5M - 475	95	5M - 2000	400
5M - 500	100	5M - 2110	422
5M - 520	104	5M - 2250	450
5M - 525	105	5M - 2350	470
5M - 535	107	5M - 2525	505
5M - 550	110		
5M - 565	113		
5M - 575	115		
5M - 580	116		
5M - 600	120		
5M - 610	122		
5M - 615	123		
5M - 635	127		
5M - 640	128		

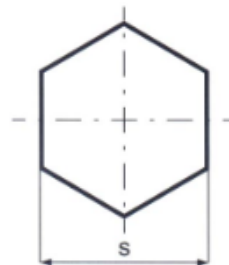
Obr. 37.: Zvolená délka pásu [8]

Pro pohon řemenu byla vybrána ozubená řemenice rovněž od firmy T.E.A TECHNIK s.r.o. Firma nabízí tyto řemenice v různých šířkách a materiálu (např. hliník, ocel nebo šedá litina). Materiál se odvíjí od velikosti řemenice. Pro tuto zdvihací jednotku byla doporučena ocel viz obr. 38. [8]



Obr. 38.: Řemenice firmy T.E.A TECHNIK [8]

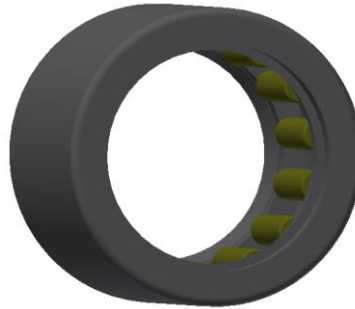
Pro pohon je potřeba řemenici ještě upravit. Jelikož je pro přenos použita šestihránná hřídel, byla pro pohon zvolena šestihránná tyč tažená za studena EN 10278 o rozměru 14 mm od firmy Ferona (obr. 39).



Norma:	ČSN EN 10278	
Rozměr šestihranu	s	14 mm
Plocha průřezu		169,7 mm ²
Hmotnost		1,33 kg/m
Mezní úchylka h11		0 mm -0,110 mm
Povrch		tažený

Obr. 39.: Parametry použité hřídele [9]

Nedílnou součástí sestavy bude také několik typů ložisek. Prvním typem použitých ložisek jsou ložiska jehlová. Toto ložisko je součástí sestavy hnaného válečku pro vedení pásu. Pro volbu ložiska byl zásadní rozměr vnějšího prstence. Této podmínce nejlépe odpovídá ložisko od firmy SKF nesoucí označení HK 0810 (obr. 40).



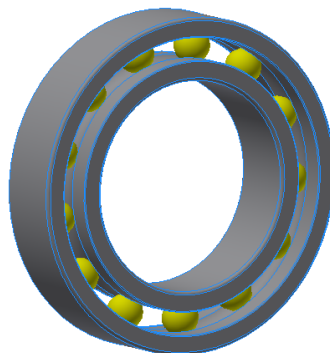
Obr. 40.: Jehlové ložisko HK 0810 [10]

Dalším typem jsou kuličková ložiska 6001-RSH rovněž od firmy SKF. Tato ložiska jsou součástí sestavy napínacích kol, která zajišťují správné předepnutí pásu. Kritériem je opět velikost vnějšího prstence (obr. 41).



Obr. 41.: Kuličkové ložisko 6001-RSH [10]

Posledními zástupci kuličkových ložisek opět od firmy SKF jsou ložiska 61 804. Tato ložiska se nacházejí v bočnicích a zajišťují správné vedení poháněcí šestihřanné tyče. V tomto případě byla kritériem nejen vnitřní a vnější velikost prstence, ale i jeho šířka (obr. 42).

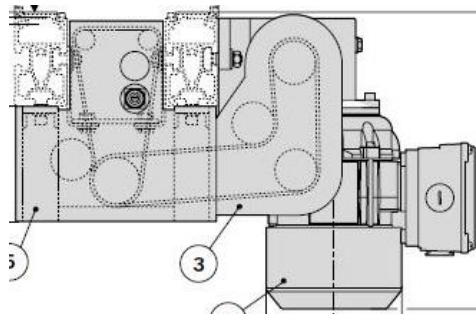


Obr. 42.: Kuličkové ložisko 61 804 [10]

3. KONCEPČNÍ NÁVRH ZDVIHACÍ JEDNOTKY PŘÍČNÉHO PŘEJEZDU

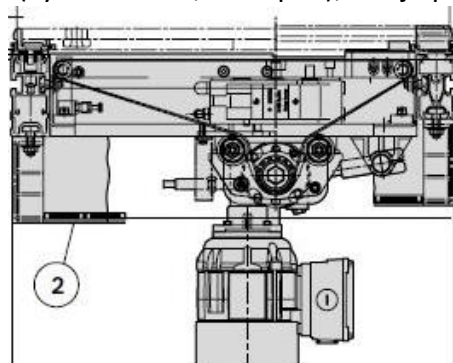
Hlavní částí diplomové práce je vytvoření koncepčního návrhu zdvihací jednotky příčného přejezdu. Jedním z cílů je využití jednotky v L uspořádání přepravy, po úpravách užití rovněž v T uspořádání přepravy. Pro obě nastavení je zadán rozměr palety, podle kterého se bude jednotka konstruovat a zatížení, na které bude třeba dimenzovat některé části. Podélnou dráhu dopravníku tvoří hliníkový profil od firmy Bosch. Pro koncepční návrh je nutné si předem ujasnit, jakým způsobem bude zdvihací jednotka poháněna. Od toho se následně odvíjí rozvržení konstrukce jednotky. Jak již bylo zmíněno, existuje několik možností.

První možností je vlastní motor pro každou zdvihací jednotku a příčnou dráhu. Zde je potřeba nakoupit tři motory a konstrukci uzpůsobit tak, aby umožnila přimontování motoru. Všechny motory musí mít nastaveny stejnou rychlost. Motor pro jednotku je umístěn buď na boku (obr. 43), nebo vespod jednotky. Výhodou motoru z boku je, že jednotka je na motor napojena přes řemen, tudíž není potřeba počítat se zatížením hmotnosti motoru. [4]



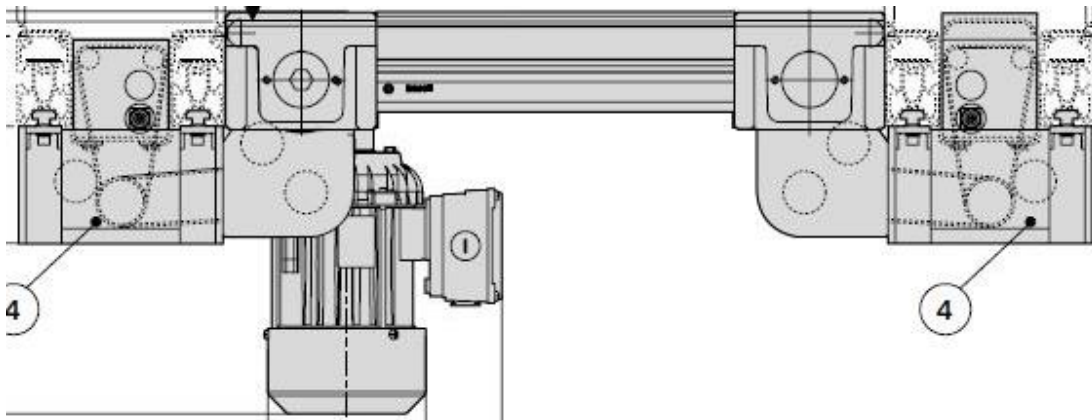
Obr. 43.: Umístění motoru z boku [4]

Naopak v případě motoru uloženém vespod je potřeba počítat s tím, že zdvihací jednotka musí unést i motor (vyšší zatížení, větší píst), což je patrné na obr. 44.



Obr. 44.: Uložení motoru vespod [4]

Dále je zde možnost využití jednoho motoru pro pohon všech tří částí přejezdu. Tento způsob má několik výhod, např. potřebu pouze jednoho motoru, nezatížené zdvihací jednotky a ušetření místa vedle podélných drah. Na druhou stranu je zde nutné zajistit správné předeprnutí pásu, aby nedocházelo k jeho povolení a následnému přeskokování zubů nebo jinému opotřebení (obr. 45).[4]



Obr. 45.: Použití jednoho motoru pro veškerý pohon [4]

Z důvodu ulehčení práce válečné jednotky a zmenšení počtu potřebných motorů byla pro koncepční návrh zvolena tato varianta. Konstrukce je přizpůsobena tak, že je počítáno se zatížením způsobeným paletou, tj. 300 N. Hmotnost komponent je zanedbána.

3.1. Koncepční návrh pro L uspořádání

Pro L uspořádání je zapotřebí zajistit pouze dvě základní polohy jednotky. V horní poloze, paletu posíláme na boční větev, popř. přijímáme z boční větve. V dolní poloze paleta přijíždí nebo naopak odjíždí ve směru pohybu podélné části. Tato zdvihací jednotka se nachází mezi podélnou dráhou pásového paletového dopravníku. Šířka této dráhy je 240 mm. Délka palety tomuto rozměru odpovídá. Délka palety určuje, jak široká může, resp. musí být horní deska s vedením dráhy příčných pásů.

Základním prvkem této zdvihací jednotky je pneumatický válec, který zajistí potřebný zdvih, což je 10 mm nad hladinu podélné větve. Je to standardní zdvih, který je třeba k překonání vedení palety v podélné dráze. Jako zdvihací válec použijeme pneumatický dvojčinný válec od firmy Stránský a Petržík – konkrétně Pneumatický válec se silným integrovaným vedením řady MCGB (obr. 46).



Obr. 46.: Pneumatický válec MCGB [6]

Ve výše uvedeném případě je jednotka dimenzována na zatížení 30 kg (což znamená na 300 N). Toto zatížení je schopen překonat model P MCGB 23 32. Parametry toho pístu jsou zaznamenány v tabulce 1.

Tab. 1.: Parametry použitého pístu P MCGB 23 32 [6]

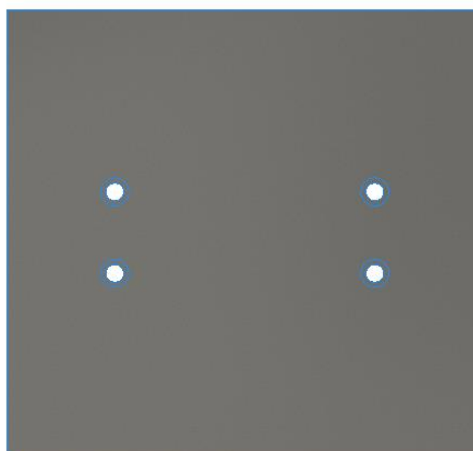
Průměr pístu [mm]	Pracovní tlak [N/mm ²]	Vysouvací síla [N]	Zasouvací síla [N]	Standardní zdvih [mm]	Maximální zdvih [mm]	Závitové připojení
32	0,6	482	361	25 – 200	600	G1/8

K horní části válce je pomocí šroubů připojena horní deska, která je jednou z nejdůležitějších součástí celé soustavy zdvihací jednotky. Její hlavní funkcí je spojení zdvihací desky válce a bočnic, které vedou pás. Nezbytností u horní desky je, že se na povrchu nesmí nacházet žádné nerovnosti, jež by mohly ohrozit plynulý pohyb palety po dopravníku. Z tohoto důvodu je třeba šrouby, které spojují horní desku s posuvnou deskou válce, zapustit. Vhodnou volbou šroubů pro zapuštění se ukazují šrouby DIN 6912 M6 x 25 (obr. 47).

Průměr d (mm):	M6
Délka L (mm):	25
Rozměr pro klíč s, v (mm):	5
Výška k, m, s (mm):	4
Norma DIN:	6912
Typ závitů:	metrický
Tvar hlavy:	válcová
Materiál:	ocel
Třída pevnosti:	8.8
Povrchová úprava:	zinek bílý
Stoupání závitů:	1,00
Délka b, t (mm):	25
Průměr d2, dh, ds (mm):	3
Průměr d1, dc, dk, dp (mm):	10
Typ drážky:	inbus

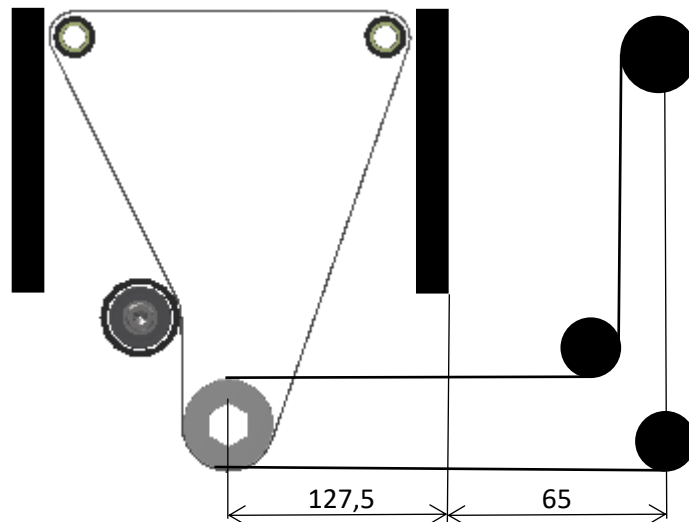
Obr. 47.: Parametry použitého šroubu M6 [15]

Jedním z kritérií horní desky je materiál. Ten je třeba volit tak, aby se při zdvihání palety zamezilo jejímu prohnutí, popř. jej minimalizovat. Vyhovujícím materiálem je hliníková slitina EN AW-6061. Rozměry této desky jsou 176 x 164 x 20 mm (obr. 48). Po jejích stranách jsou umístěny závitové díry, které jsou zde připravené pro šrouby, jimiž se přimontují bočnice k desce.



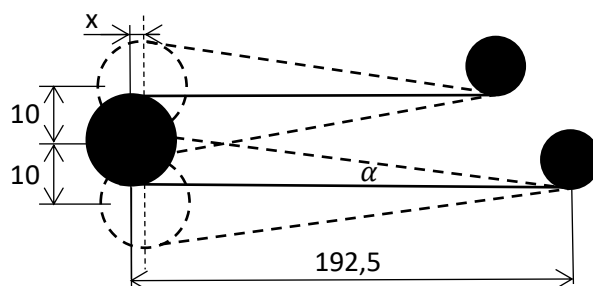
Obr. 48.: Horní deska zdvihací jednotky [autor]

Schéma řetězového převodu vypadá následovně. V levé části je zobrazen řemenový převod zdvihací jednotky. Mezi bočnicemi je uložena řemenice, která pohání šestihrannou hřídel, a tím i řemenový převod. Na obrázku je vyobrazeno schéma pohonu od boční větve (obr. 49).



Obr. 49.: Schéma pohonu boční větve [autor]

Na dalším obrázku je znázorněn řemen při zdvihu – do horní či spodní polohy. Při zdvihu nahoru a dolů se mění úhel pásu $\alpha = 2,98^\circ$. Je tedy třeba zjistit, jaká vzdálenost x bude po zdvihu a zda tato vzdálenost ovlivní běh pásu (obr. 50).

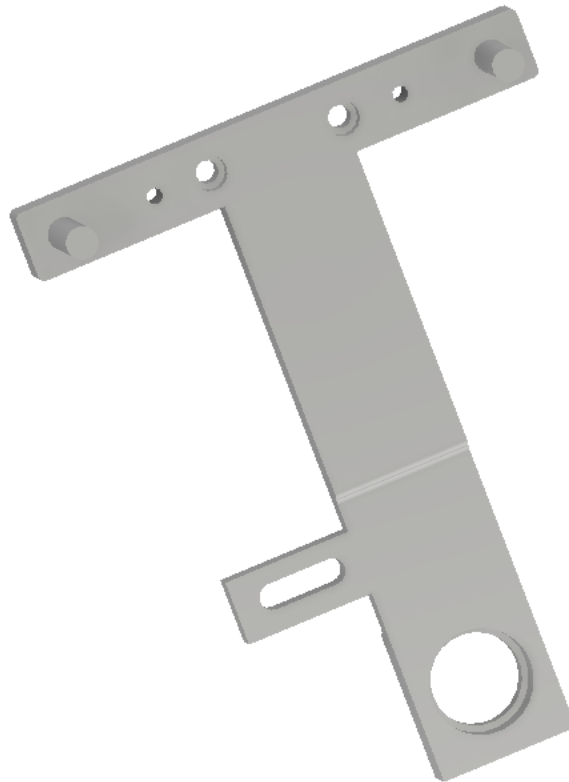


Obr. 50.: Schéma změny polohy hnacího pásu [autor]

$$\cos \alpha = \frac{y}{192,5} \Rightarrow y = 192,2396 \text{ mm}; x = 192,5 - 192,2396 = 0,2603 \text{ mm} \quad (1)$$

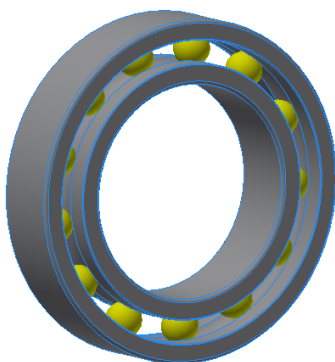
Z výsledku je vidět, že při zdvihu se řemenice posune o 0,2603 mm, což je hodnota, kterou můžeme zanedbat.

Úkolem bočnice je vedení a napínání pásu. V její horní části jsou umístěné dva čepy, na něž jsou nasazena vodící kolečka. Vzdálenost mezi těmito čepy je taková, aby se zajistil co nejdelší kontakt pásu s paletou. Ve střední části se nachází napínací dráha pro napínací kolo a ve spodní části je umístěno vedení pro šestihřannou hřídel, která pohání hnací kolo řemenového převodu (obr. 51).

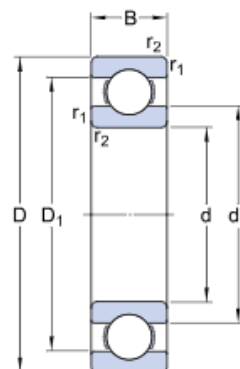


Obr. 51.: Bočnice zdvihací jednotky [autor]

Ve spodní části bočnice je drážka pro ložisko, jež slouží pro jeho uložení, které vede šestihřannou poháněcí tyč. Toto ložisko od firmy SKF nese označení 61 804 (obr. 52, 53). Rozměry ložiska jsou popsány v tabulce 2.



Obr. 52.: Ložisko 61 804 [10]



Obr. 53.: Rozměrové schéma ložiska 61 804 [10]

Tab. 2.: Rozměry ložiska 61 804 [10]

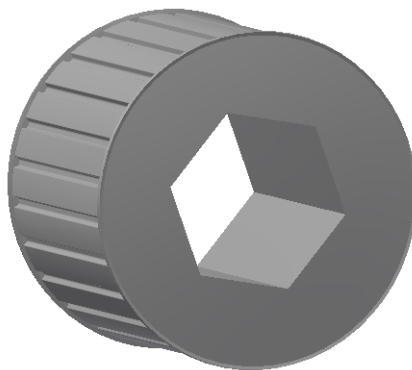
d [mm]	D [mm]	B [mm]	d₁ [mm]	D₁ [mm]	r_{1,2} [mm]
20	30	7	23,85	28,25	0,3

Charakteristické vlastnosti ložiska jsou popsány v tabulce 3.

Tab. 3.: Charakteristické vlastnosti ložiska 61 804 [10]

Základní dynamická únosnost	C		4,03	kN
Základní statická únosnost	C₀		2,32	kN
Mezní únavové zatížení	P_u		0,104	kN
Mezní otáčky	n_{mez}		28 000	r/min

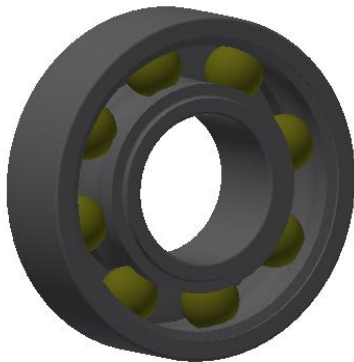
Řemenový převod se tedy skládá ze 4 částí – hnací kolo, napínací kolo a dvě vodící kola. Hnací kolo tvoří 26 zubů a jeho šířka je 30 mm. Řemen, který je použit, je ozubený řemen typ 25T5. Tento řemen je poháněn řemenicí, která je znázorněna na obr. 54.


Obr. 54.: Hnací řemenice [autor]

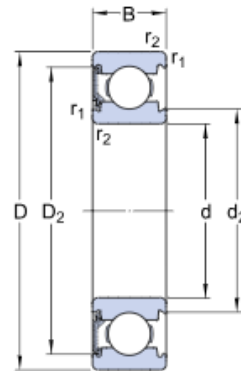
Napínací kolo se skládá z několika částí. Tvoří ho kuličkové ložisko 6001-RSH. Rozměry ložiska jsou popsány v tabulce 4. Ložisko je vyobrazeno na obr. 55, 56.

Tab. 4.: Rozměry ložiska 6001 – RSH [10]

d [mm]	D [mm]	B [mm]	d₂ [mm]	D₂ [mm]	r_{1,2} [mm]
12	28	8	14,75	24,72	0,3



Obr. 55.: Ložisko 6001 – RSH [10]



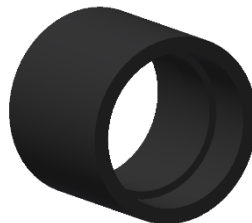
Obr. 56.: Rozměrové schéma ložiska 6001 – RSH [10]

Charakteristické vlastnosti ložiska jsou v tabulce 5.

Tab. 5.: Charakteristické vlastnosti ložiska 6001 – RSH [10]

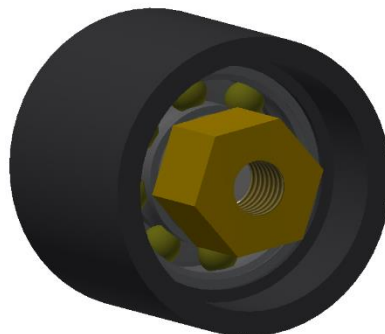
Základní dynamická únosnost	C	5,4	kN
Základní statická únosnost	C_0	2,36	kN
Mezní únavové zatížení	P_u	0,1	kN
Mezní otáčky	n_{mez}	17 000	r/min

Na ložisku je nalisovaný plášť a napínací kolo je umístěné na šroubu, který se posouvá v napínací drážce a tím probíhá napínání pásu.



Obr. 57.: Plášť napínacího kola [autor]

Pohled na celou sestavu se nachází na obr. 58.



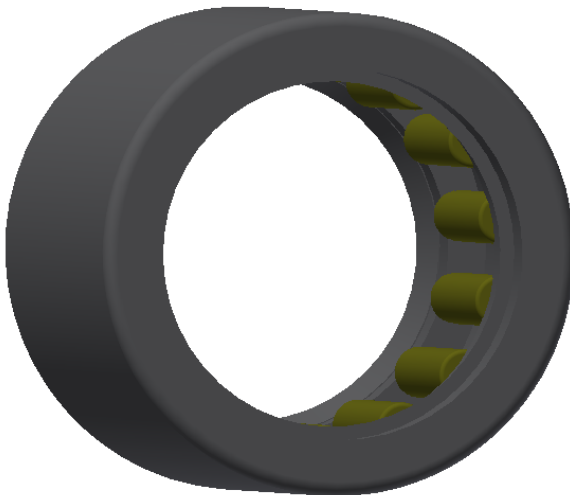
Obr. 58.: Sestava napínacího kola [autor]

Hnané kolo se skládá z jehlového ložiska HK 0810. Toto ložisko bylo vybráno zejména z rozměrových důvodů, protože bylo potřeba co nejmenší.

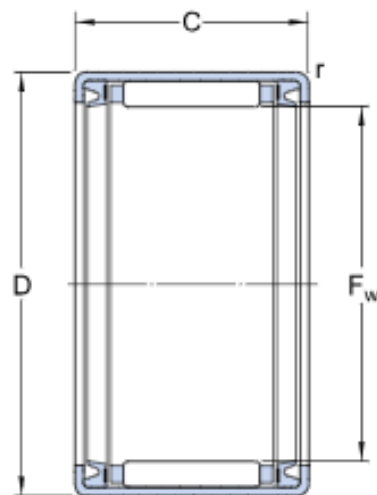
Rozměry ložiska jsou popsány v tabulce 6.

Tab. 6.: Rozměry jehlového ložiska HK 0810 [10]

F_w [mm]	D [mm]	C [mm]	r [mm]
10	14	14	0,4



Obr. 59.: Jehlové ložisko HK 0810 [10]



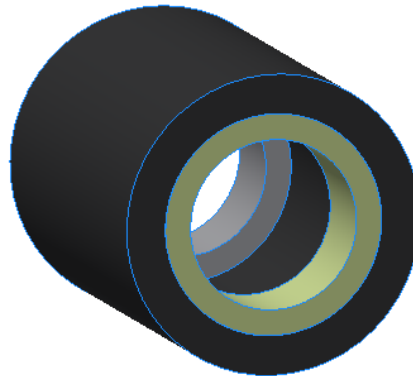
Obr. 60.: Rozměrové schéma ložiska HK 0810 [10]

V následující tabulce jsou popsány charakteristické vlastnosti ložiska.

Tab. 7.: Charakteristické vlastnosti ložiska HK 0810 [10]

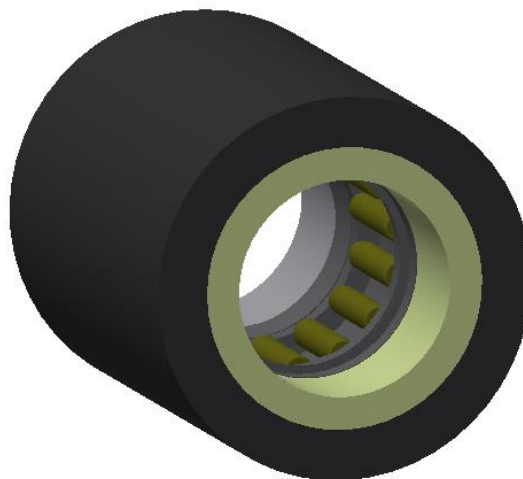
Základní dynamická únosnost	C	4,29	kN
Základní statická únosnost	C₀	5,3	kN
Mezní únavové zatížení	P_u	0,57	kN
Mezní otáčky	n_{mez}	12 000	r/min

Na ložisku je nalisován plášť pro zajištění potřebné pozice vedení pásu. Na obr. 61 jsou vidět distanční kroužky, které slouží jako pojistka ložiska a zároveň umožňují správné vedení kola na ložisku.



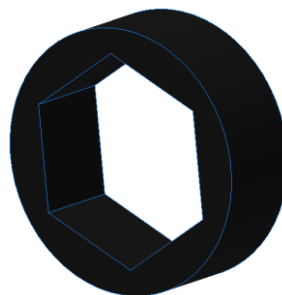
Obr. 61.: Plášť s distančními kroužky [autor]

Celá sestava kola je vyobrazena na obr. 62.



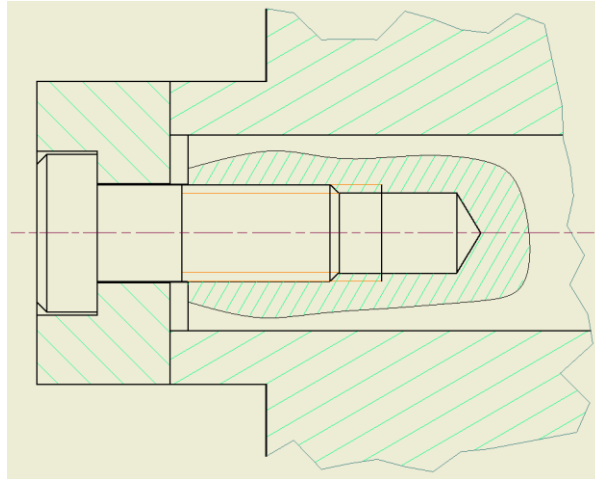
Obr. 62.: Hnané kolo vedení pásu [autor]

Vložka zajišťuje, aby hřídel dobře seděl v ložisku.



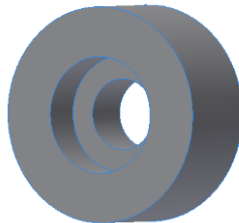
Obr.63.: Vložka do ložiska [autor]

Hřídel, který pohání boční pásy, je upraven na potřebný rozměr 263 mm. Na obou koncích je závit o velikosti M6, aby hřídel mohl být upevněn na místě a neměl možnost se nějakým způsobem posunout. Řez, který zobrazuje způsob upevnění hřídele je na obr. 64.



Obr. 64.: Upevnění hřídele [autor]

Podložka pod šroub je poté zobrazena na obr. 65.



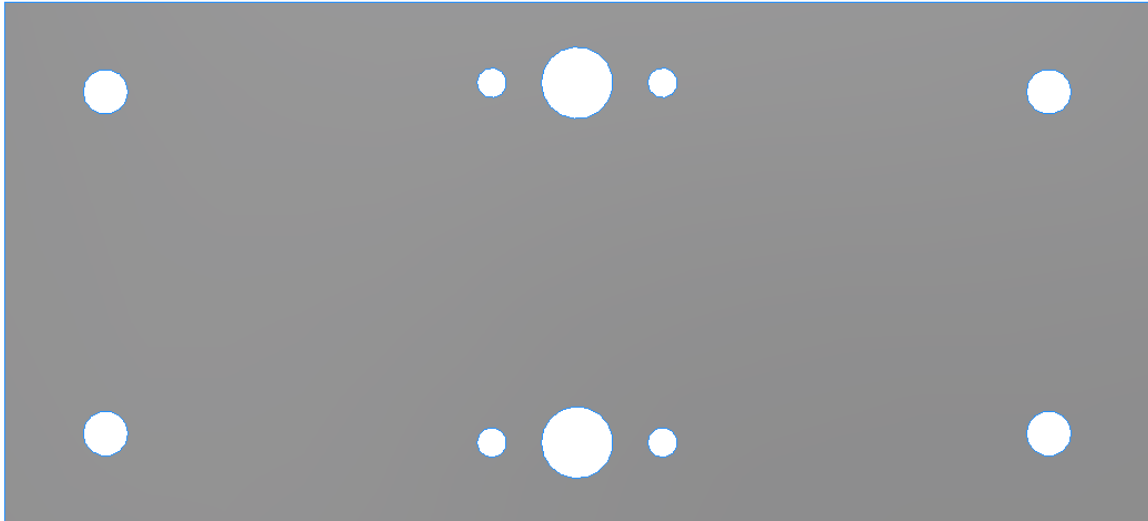
Obr. 65.: Podložka pro šroub na upevnění hřídele [autor]

Uprostřed bočnic je umístěna ještě jedna řemenice, která přenáší pohyb ze společného pohonu. Řemenice je držena uprostřed pomocí distančních trubek, které slouží jako podpěra pro bočnice, aby se eliminoval boční posun vyvolaný tlakem utažení šroubu na hřídeli. Distanční trubka je zobrazena na obr. 66.



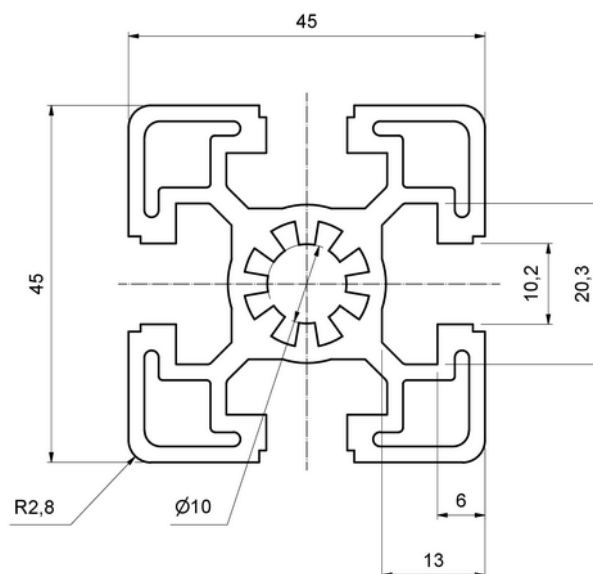
Obr. 66.: Distanční trubka [autor]

Aby mohl píst provést zdvih s požadovanou přesností (0,05 mm), je potřeba odolná spodní deska, která odolá vyvolanému zatížení (obr. 67). Rozměry spodní desky jsou 255 x 116 x 20 mm. Pro tuto desku je zvolen materiál hliníková slitina EN AW-6061, který odolává tlaku od zatížení v požadované toleranci.



Obr. 67.: Spodní deska zdvihací jednotky [autor]

Aby mohl píst správně pracovat, je třeba mezi spodní desku a profil podélného dopravníku vložit součást, která splní tento požadavek dostatečného prostoru. Tento účel splňuje hliníkový profil firmy Alutec K&K ozn. 164545. Rozměry profilu jsou popsány na obr. 68.



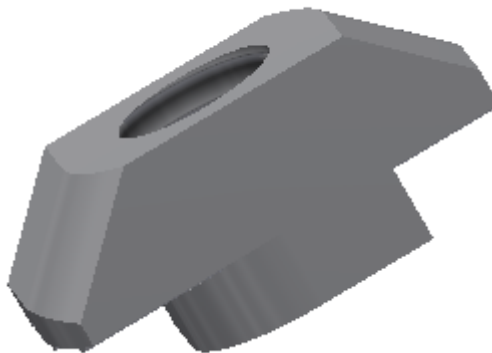
Obr. 68.: Rozměry hliníkového profilu Alutec [7]

Délka profilu byla zvolena podle délky spodní desky tak, aby byl dotyk po celé délce. Z toho vyplývá, že délka profilu je 116 mm (obr. 69).



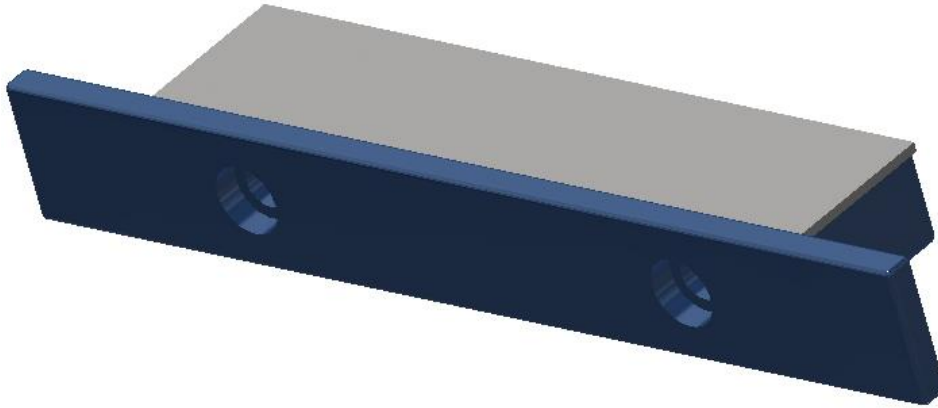
Obr. 69.: Pohled na profil z boku [7]

Spojení spodní desky a profilu podélné části dopravníku je z jedné strany zajištěno pomocí šroubu DIN 6912 M8 x 80, z druhé strany prostřednictvím matice, která pasuje do T drážky profilu podélné části. Použitá matice je od firmy Bosch Rexroth N10 M8, T-block (obr. 70).



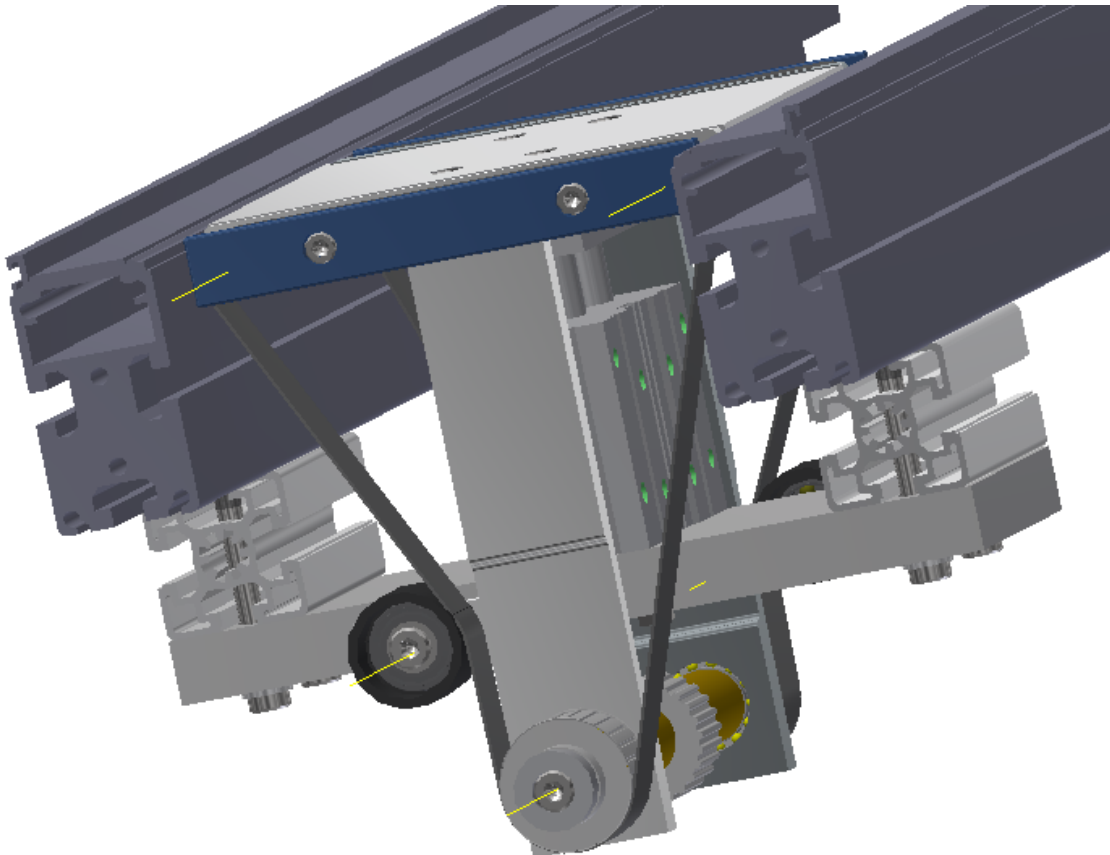
Obr. 70.: Použita T-matice M8 Bosch Rexroth [4]

Prostor mezi koly v horní části bočnice je vyplněn vložením plastového dílu. Na něm leží tenký plech, který umožňuje lepší skluz pásu. Tento díl zároveň drží pás, aby nesklouzl z vodících hnaných kol (obr. 71).



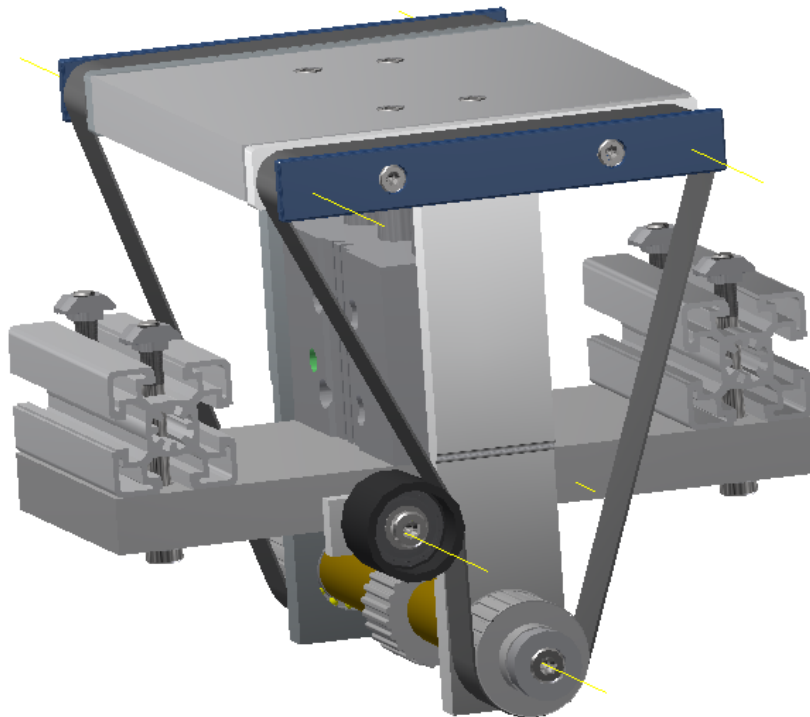
Obr. 71.: Řešení třecí plochy pásu [autor]

Celá jednotka pro příčný přejezd pásového dopravníku u L uspořádání vypadá takto (obr. 72).



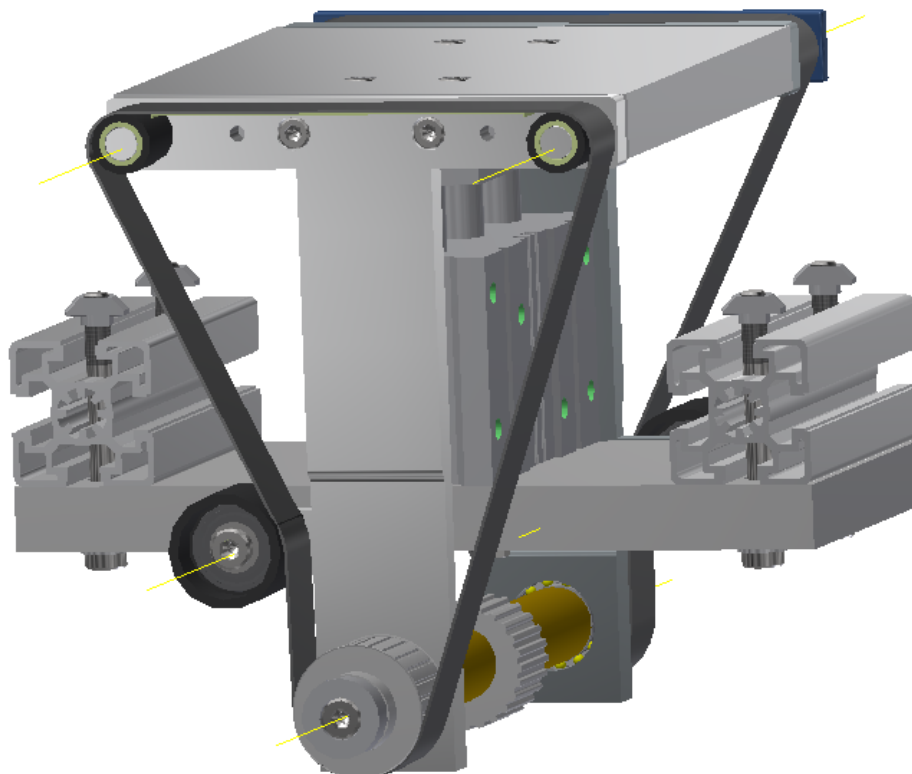
Obr. 72.: Sestava zdvihací jednotky L uspořádání příčného přejezdu [autor]

Pohled na sestavu bez podélné dráhy je zobrazen na obr. 73.



Obr. 73.: Pohled na sestavu bez podélné dráhy [autor]

Zobrazení sestavy bez podložky pro pás je na obr. 74.



Obr. 74.: Pohled na sestavu bez podložky pod pás [autor]

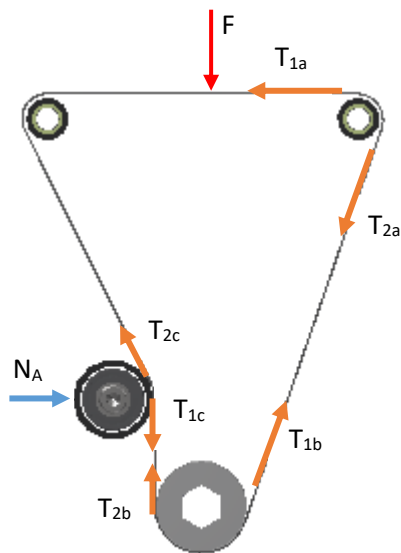
3.1.1. Kontrolní výpočty vybraných částí

Kontrolou musí projít ložiska a spodní deska.

3.1.1.1. Výpočet předepnutí pásu a kontrola ložisek

Na obrázku je zobrazen řemenový převod. Cílem je zjistit jakou silou má být řemen napínán, aby nedocházelo k jeho prokluzu, a zároveň aby nebyl příliš namáhán a zbytečně se nepoškozoval. Na obrázku je znázorněna síla F , která představuje maximální zatížení, které bude na pás působit. Na základě dané síly lze odvodit třecí sílu mezi pásem a plechem, který se nachází pod pásem. Předpokládáme, že napětí v pásu je v celém obvodu stejné.

Zatěžující síla je $F = 150 \text{ N}$.



Součinitel tření mezi pásem a plechem $f = 0,4$

Jedná se o globální součinitel s dvojicí dílčích třecích ploch.

Paleta, pás 0,2 + pás, spodní plech 0,2

V této hodnotě je současně započítaná i bezpečnost.

$$T_{1a} = f \cdot F = 0,4 \cdot 150 = 60 \text{ N} \quad (1)$$

$$T_{1a} = T_{2a} = 60 \text{ N} \quad (2)$$

$$T_{2a} = T_{1b} = 60 \text{ N} \quad (3)$$

$$T_{1b} = T_{2b} = 60 \text{ N} \quad (4)$$

$$T_{2b} = T_{1c} = 60 \text{ N} \quad (5)$$

$$T_{1c} = T_{2c} = 60 \text{ N} \quad (6)$$

Následuje skládání sil abychom získali zatěžující sílu na ložisko v napínacím kole – reakce od provozních sil N

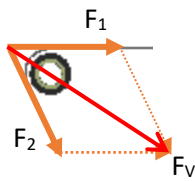
$$N_A = \sqrt{T_{2c}^2 + T_{1c}^2 - 2 \cdot T_{2c} \cdot T_{1c} \cdot \cos(180^\circ - \beta)} \quad (7)$$

Dosažením do rovnice 7 získáme N_A , β je úhel mezi silami T_{2c} a T_{1c} o velikosti $154,73^\circ$.

$$N_A = \sqrt{60^2 + 60^2 - 2 \cdot 60 \cdot 60 \cdot \cos(180^\circ - 154,73^\circ)} = 26,25 \text{ N} \quad (8)$$

Je tedy patrné, že při ideálním napnutí pás na napínací kolo vyvolává sílu 26,25 N.

Dalším kontrolovaným prvkem je ložisko hnaného kola.



Kolo je zatěžováno silou $F_1 = 60 \text{ N}$ a $F_2 = 60 \text{ N}$ a tyto síly svírají úhel

$$F_V = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 - 2 \cdot T_1 \cdot T_2 \cdot \cos(180 - \delta)} \quad (9)$$

$$\delta = 63,76^\circ$$

Dosazením do vzorce (9) zjistím výslednou sílu F_v , což je síla, která zatěžuje ložisko ve vodícím kole.

$$F_V = \sqrt{60^2 + 60^2 - 2 \cdot 60 \cdot 60 \cdot \cos(180 - 63,76)} = 101,9 \text{ N} \quad (10)$$

Základní trvanlivost ložisek v [hod]

Nejprve je třeba určit ekvivalentní statické zatížení F_{e0} . To se určí pomocí vzorce (11), ve kterém je součinitel $X_0 = 1$. Axiální zatížení se zde nevyskytuje, tudíž ho zanedbáváme.

$$F_{e0} = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a = 1 \cdot 101,9 + 0 \cdot 0 = 101,9 \text{ N} \quad (11)$$

Podmínkou je, že $F_{e0} < C_0$, pro použité jehlové ložisko je $C_0 = 5300 \text{ N}$, podmínka je tedy splněna.

Dalším parametrem, který je třeba zjistit, je ekvivalentní dynamické zatížení F_e . Výpočet je naznačen v rovnici (12), kde $V = 1,2$ je rotační součinitel, $X = 1$ a $Y = 0$ jsou součinitelé pro valivá jehlová ložiska.

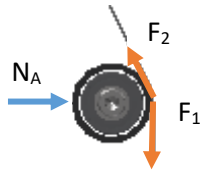
$$F_e = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1,2 \cdot 1 \cdot 101,9 + 0 \cdot 0 = 122,28 \text{ N} \quad (12)$$

Podmínkou je, že $F_e < C$, pro použité jehlové ložisko je $C = 4290 \text{ N}$, podmínka je tedy také splněna.

Vzorec pro výpočet trvanlivosti ložisek je vztah (13). Otáčky jsou v jednotkách s^{-1} , tudíž $n = 2,5 \text{ s}^{-1}$

$$L_h = \frac{10^6}{3600 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F_e}\right)^3 = \frac{10^6}{3600 \cdot 2,5} \cdot \left(\frac{4290}{122,28}\right)^3 = 4\,798\,031 \text{ hod} \quad (13)$$

Je třeba také zkontrolovat ložisko napínacího kola. Princip výpočtu je stejný jako u ložiska hnaného kola. Napínací sílu již máme spočítanou z rovnice (8).



Nyní je jen potřeba vypočítat Dynamické zatížení F_e .

$$F_e = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1,2 \cdot 1 \cdot 26,25 + 0 \cdot 0 = 31,5 \text{ N} \quad (14)$$

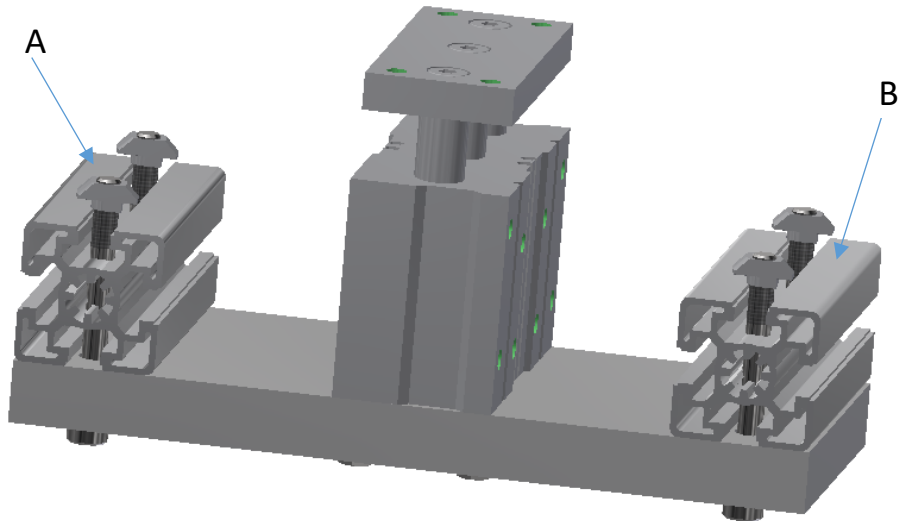
Pro toto ložisko je $C = 5400 \text{ N}$

$$L_h = \frac{10^6}{3600 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F_e}\right)^3 = \frac{10^6}{3600 \cdot 2,5} \cdot \left(\frac{5400}{31,5}\right)^3 = 559\,766\,763,8 \text{ hod} \approx 63\,900 \text{ let} \quad (15)$$

Skutečná trvanlivost ložisek bude kratší. Trvanlivost bude záviset na okolních podmínkách, údržbě a znečištění. Zejména jehlové ložisko je nejčastěji poškozeno vstupem nečistot.

3.1.1.2. Výpočet spodní desky zdvihací jednotky L uspořádání

Součástí, na které proběhne simulace, je spodní deska, která musí odolat zatížení od pístu. Zatěžující síla je 300 N, což odpovídá zvedání třicetikilogramové palety. Hmotnost pístu a bočnic zanedbáváme (obr. 75). Na ploše A je umístěna pevná vazba a na ploše B je umístěna vazba, která neumožňuje svislý pohyb.



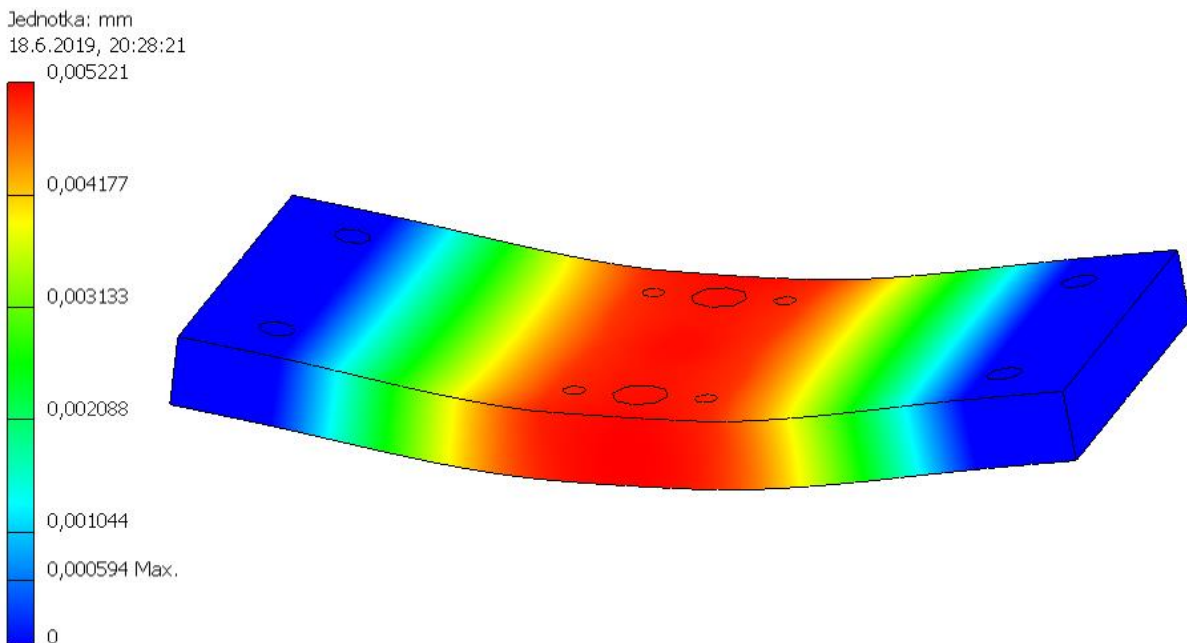
Obr. 75.: Model pro výpočet metodou konečných prvků [autor]

První výpočtový model má rozměr pro zdvihací jednotku palet o velikosti 240x240 mm. Rozměr desky je 255 x 116 x 20 mm. Materiál je hliníková slitina EN AW-6061. Vlastnosti materiálu jsou popsány v tabulce 8.

Tab. 8.: Vlastnosti materiálu EN AW-6061 [16]

Youngův modul [N/mm ²]	Poissonova Konstanta [1]	Modul pružnosti ve smyku [N/mm ²]	Hustota [g/cm ³]	Pevnosti v tahu [N/mm ²]
68 900	0,33	25 864	2,700	290

Simulace proběhla metodou MKP v programu Autodesk Inventor. Z obrázku je patrné, že deska je primárně zatížena pístem 300 N, který je umístěn uprostřed, a po stranách je opřena o profily. Tím je zajištěno, že deska se může pohybovat při průhybu. V reálné konstrukci je deska přišroubována k dráhovým profilům a změna rozteče je umožněna jejich poddajností v příčném směru. Po stranách bude deska tlačit do bočních profilů, nicméně dle výsledků je zřejmé, že tato deformace je malá. Parametry simulace MKP budou totožné pro všechna měření. Výpočet lze zjednodušit pomocí symetrie, ale v případě zatížení desky u T uspořádání, zatížení není symetrické vzhledem k uspořádání pružin. Dále se počítá s konstrukční úpravou desky, budou doplněny RFID čidla a indukční čidla polohy (přítomnost palety, pozice zdvihu). Kdy je zapotřebí do desky přidat nějaké otvory (obr. 76).

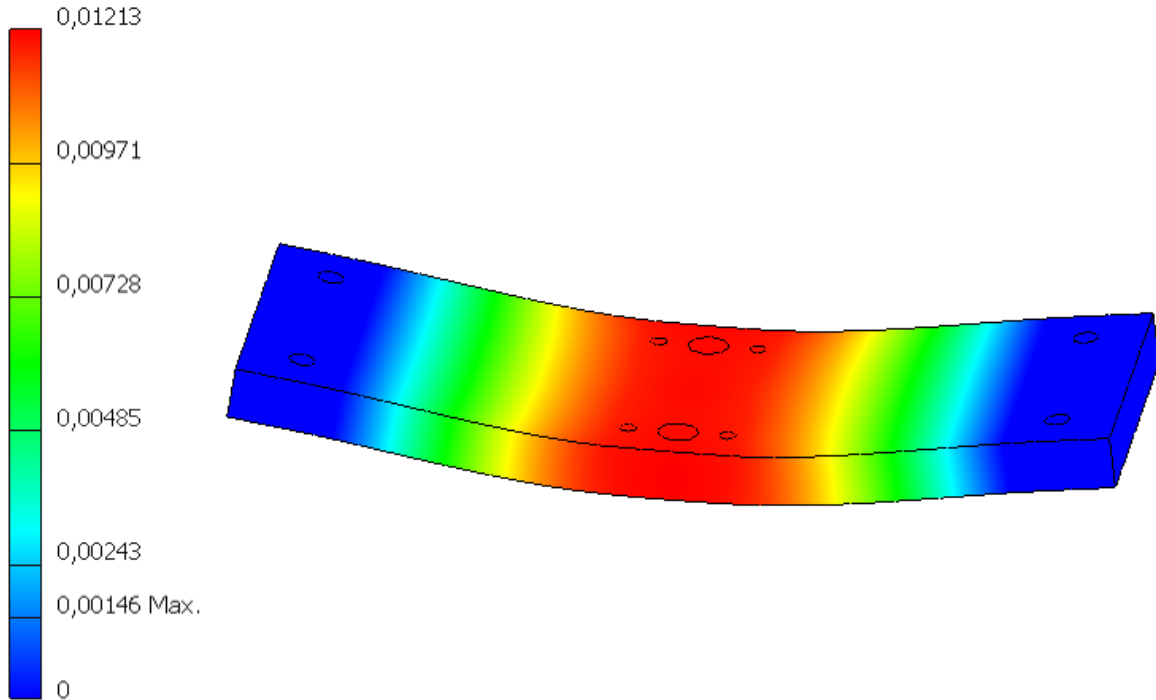


Obr. 76.: Deformace (posuv) desky 255 – výsledky simulace MKP [autor]

Požadovaný průhyb desky je maximálně 0,05 mm. Z výpočtu vyplývá, že při zatížení 300 N se deska v místě namáhaném největší silou prohnula o 0,005221 mm, což podmínce vyhovuje.

Další testovaný model je deska pro zdvihací jednotku palet o velikosti 320x320 mm. Rozměr desky je 334 x 116 x 20 mm. Zvolený materiál je opět hliníková slitina EN AW-6061. I v tomto případě materiál vyhovuje (obr. 77).

Jednotka: mm
18.6.2019, 20:31:34

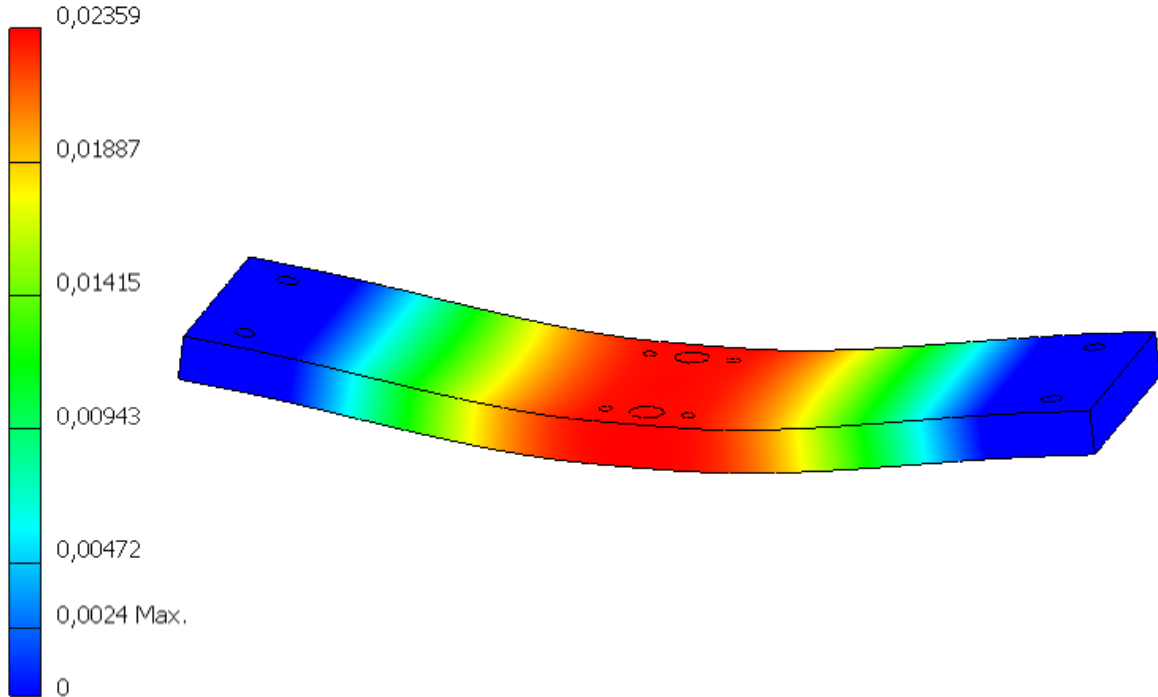


Obr. 77.: Deformace (posuv) desky 334 – výsledky simulace MKP [autor]

Z výsledku je patrné, že podmínka je opět splněna. $0,01213 < 0,05$ mm.

Následuje kontrola desky pro palety o velikosti 400x400 mm. Tomu odpovídá rozměr spodní desky 414 x 116 x 20 mm. Materiál je stejný jako u předchozí simulace, hliníková slitina EN AW-6061 (obr. 78).

Jednotka: mm
 18.6.2019, 20:34:03
 0,02359

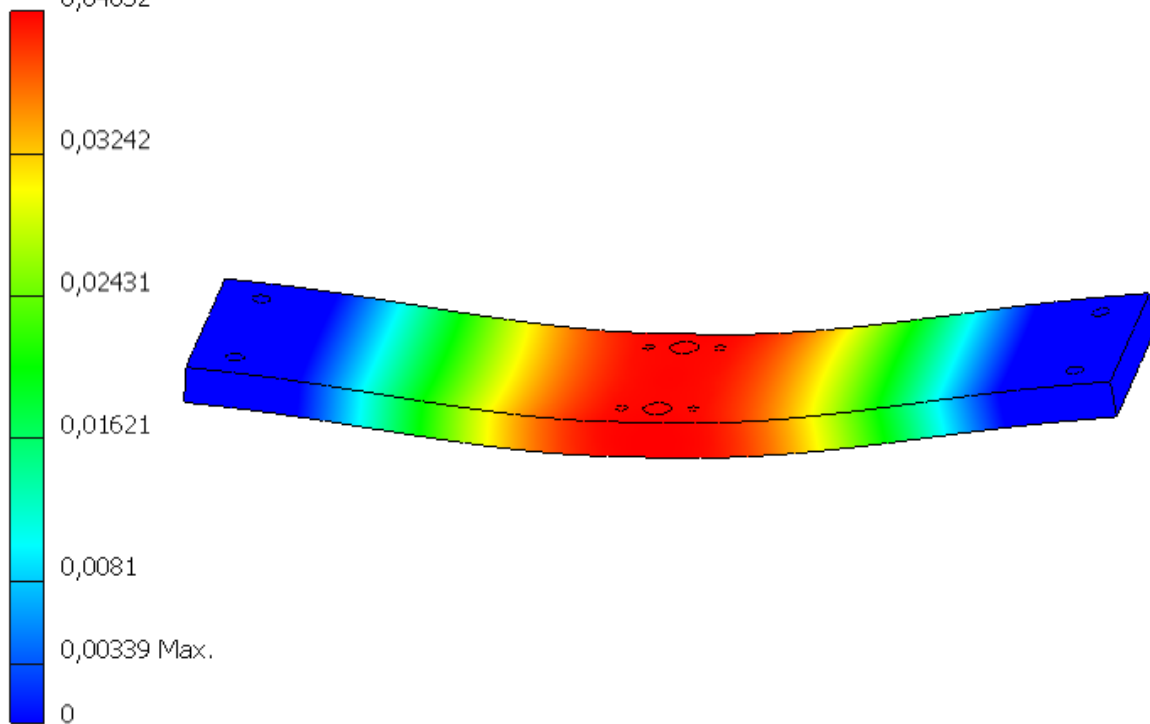


Obr. 78.: Deformace (posuv) desky 414 – výsledky simulace MKP [autor]

V tomto případě je podmínka opět splněna. Výsledek je $0,02359 < 0,05$ mm.

Posledním modelem, který se musí zkontrolovat, je model pro rozměr pro palety 480x480 mm (obr. 79). To znamená deska 494 x 116 x 20 mm. Materiálem je opět hliníková slitina EN AW-6061.

Jednotka: mm
 18.6.2019, 20:36:06
 0,04052



Obr. 79.: Deformace (posuv) desky 494 – výsledky simulace MKP [autor]

Z provedené simulace vyplývá, že i v tomto případě deska unese požadované zatížení. Vypočtený průhyb je menší než povolená maximální hodnota, $0,04052 < 0,05$ mm.



Souhrn výsledků jednotlivých desek je zobrazen v tabulce 9.

Tab. 9.: Porovnání výsledků podle rozměru [autor]

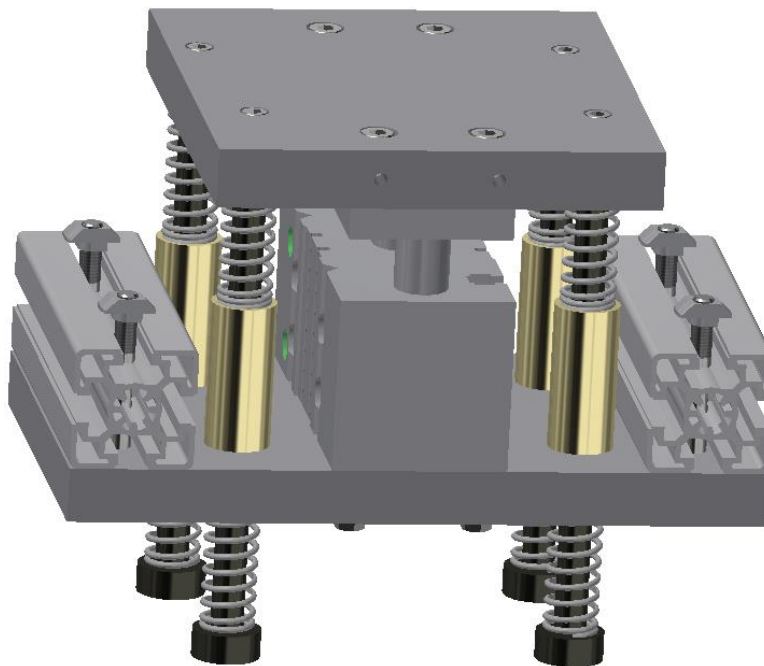
Rozměry desky mm	Výsledek průhybu v mm	Max. napětí MPa
255 x 116 x 20	0,005221	1,344
334 x 116 x 20	0,01213	1,917
414 x 116 x 20	0,02359	2,364
494 x 116 x 20	0,04052	2,925

Všechny desky vyhovují požadavkům, kdy průhyb musí být menší než 0,05 mm.

3.2. Koncepční návrh pro T uspořádání

Na rozdíl od L uspořádání je pro T uspořádání charakteristické zajištění 3 poloh jednotky. Práce jednotky v horní poloze je stejná jako v L uspořádání, tj. paleta je posílána na boční větev, případně je z boční větve přijímána. Dolní poloha slouží k tomu, aby paleta mohla projet a pokračovat v podélné větvi. Rozdíl mezi T a L uspořádáním je právě v začlenění střední polohy, kdy jednotka zachytává paletu a následně ji zvedá. Existuje více možností, jak zajistit střední polohu. Např. pomocí pneumatického válce, na kterém je možné nastavit 3 polohy. Toto řešení je samozřejmě přesnější, ale mnohem dražší. Další možností je využití válce, který standardně funguje ve dvou polohách a třetí polohu zajistíme jiným způsobem.

Z ekonomických důvodů byl vybrán druhý způsob, konkrétně pomocí systému pružin, umístěných okolo pístu (obr. 80).



Obr. 80.: Pružinový systém střední polohy [autor]

Při volbě pneumatického válce je zapotřebí počítat nejen se zatížením 30 kg, tj. 300 N od palety, ale je nutné připočítat i silový odpor pružin.

Zjištěním velikosti síly, kterou pružiny vyvolávají, zároveň stanovíme potřebnou zdvihací sílu. Pro určení silového odporu pružin použijeme tabulku od firmy Hennlich Industrietechnik, jejichž pružiny jsou v modelu použity. V tomto systému se nachází

8 pružin, které je potřeba předepnout tak, aby setrvaly ve střední poloze, i v případě příjezdu palety. To znamená, aby vyhověly zatížení 300 N.

STŘEDISKO **PRUŽINY** 

HENNLICH INDUSTRIETECHNIK, spol. s r. o.

TLAČNÉ PRUŽINY - PRUŽINOVÁ OCEL

d = 2,25 - 2,50 mm

d [mm]	D _o [mm]	D [mm]	D _i [mm]	L _o [mm]	n	D _d [mm]	D _h [mm]	R [N/mm]	s _n [mm]	L _n [mm]	F _n [N]	M [g]	Číslo zboží	▼▼▼	▶
2,25	13,50	11,25	9,00	18,2	3,3	8,7	13,9	55,64	5,1	13,1	283,0	5,88	63/1/1	+	+
				26,3	5,2			35,31	8,5	17,8	299,6	8,00	63/1/2	+	+
				38,6	8,0			22,95	13,9	24,7	318,0	11,11	63/1/3	+	+
				54,7	11,8			15,56	20,6	34,1	319,8	15,33	63/1/4	+	+
				79,0	17,5			10,49	30,8	48,2	322,6	21,66	63/1/5	+	-
2,25	15,75	13,50	11,25	20,8	3,3	10,9	16,2	32,2	7,7	13,1	247,5	7,06	63/2/1	+	+
				30,8	5,2			20,43	13,0	17,8	265,3	9,59	63/2/2	+	+
				45,0	8,0			13,28	20,3	24,7	269,0	13,33	63/2/3	+	+
				64,3	11,8			9,00	30,2	34,1	271,5	18,39	63/2/4	+	+
				93,4	17,5			6,07	45,2	48,2	274,1	25,99	63/2/5	+	-
2,25	20,25	18,00	15,75	28,4	3,3	15,3	20,9	13,58	15,3	13,1	207,6	9,41	63/3/1	+	+
				42,4	5,2			8,62	24,6	17,8	211,9	12,80	63/3/2	+	+
				62,8	8,0			5,60	38,1	24,7	213,2	17,78	63/3/3	+	+
				90,5	11,8			3,80	56,4	34,1	214,1	24,54	63/3/4	+	+
				132,0	17,5			2,56	83,8	48,2	214,5	34,68	63/3/5	+	-
2,25	24,75	22,50	20,25	37,5	3,3	19,7	25,6	6,95	24,4	13,1	169,6	11,78	63/4/1	+	+

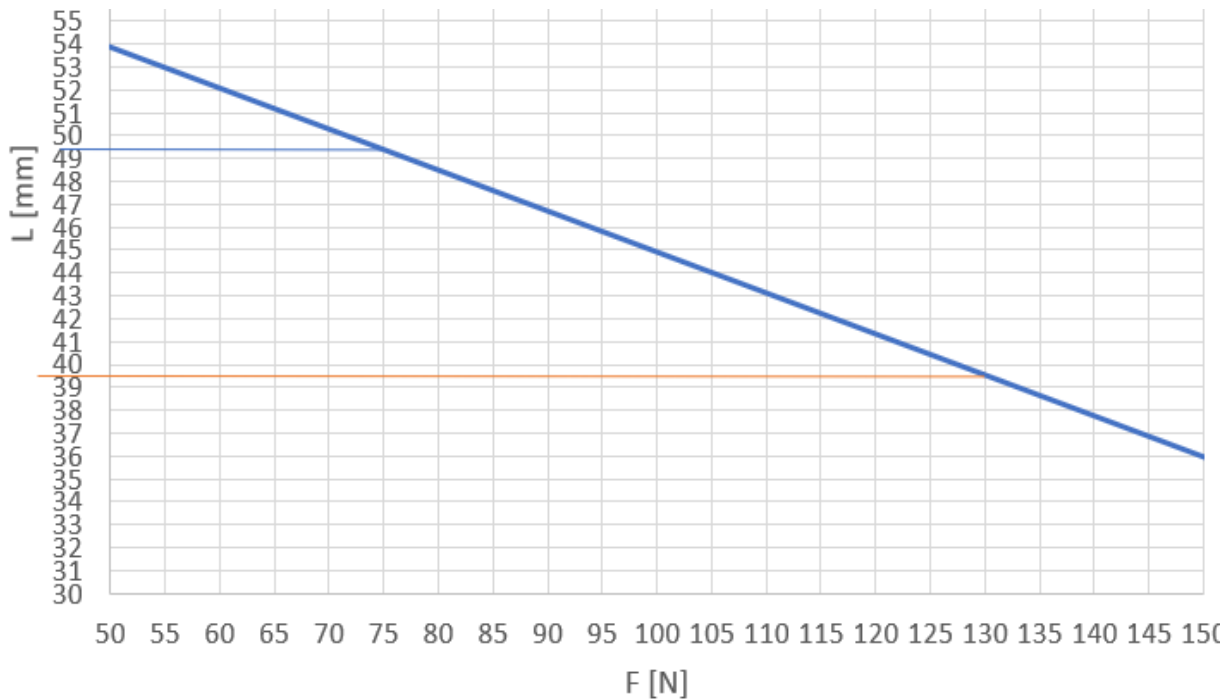
Obr. 81.: Parametry pružin pro volbu [11]

Zadaným podmínkám nejlépe vyhovuje pružina popsaná na obr. 81 a zobrazena na obr. 82.



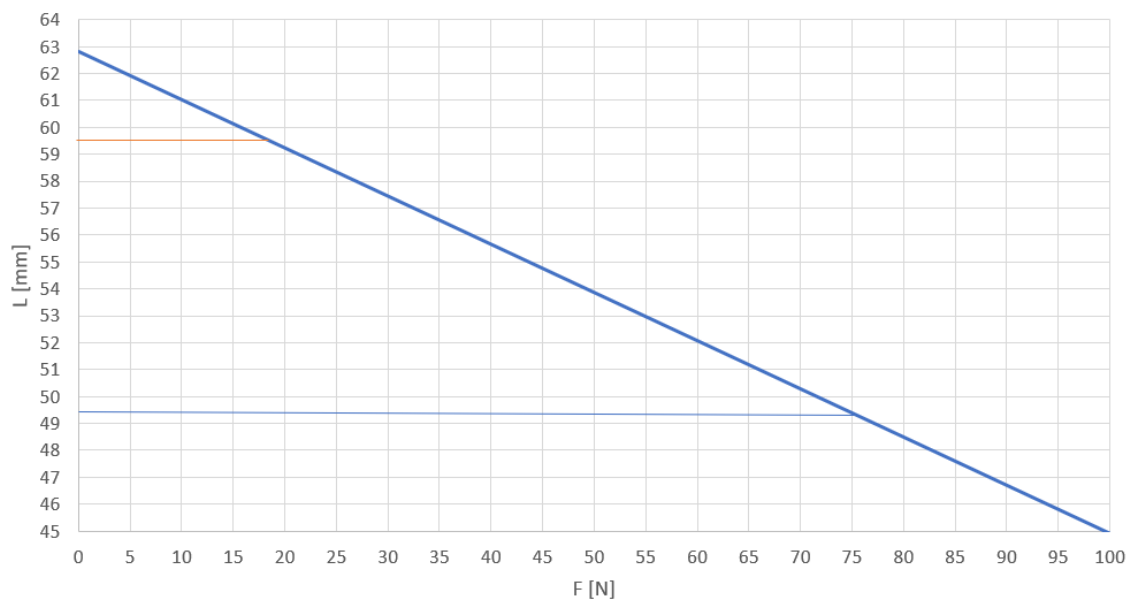
Obr. 82.: Zvolená pružina v požadovaném rozměru [11]

Každá pružina musí být předepnuta na 75 N. Dále je potřeba zjistit jakou sílu je třeba vyvolat, aby se pružina stlačila o 10 mm. Nejlépe je to vidět na grafu zatížení pružin.



Obr. 83.: Graf zatížené pružiny [autor]

Z grafu je patrné, že při zdvihu 10 mm se spodní pružina stlačí. Při předpětí má pružina délku 49 mm. Po stlačení se délka zmenší o délku zdvihu, tudíž maximálně o 39 mm. Odporová síla od jedné pružiny má poté velikost 130 N. Při tomto stlačení se horní pružina povoluje. Délka se prodlouží na 59 mm a vyvolává sílu 18 N.



Obr. 84.: Graf odlehčené pružiny [autor]

Celková síla, kterou musí píst v případě požadovaného zdvihu překonat, je popsána v rovnici. Síla od horních pružin je zanedbána.

$$F_{píst,max} = R_{pružiny} \cdot 4 + R_{zatížení} = 130 \cdot 4 + 300 = 820 \text{ N} \quad (16)$$

Ze vztahu 16 je patrné, že píst musí překonat odpor 820 N, což znamená, že nejmenší píst, který tuto sílu dokáže překonat, je píst opět od firmy Stránský a Petržík P MCGS 23 50 viz obr. 85.



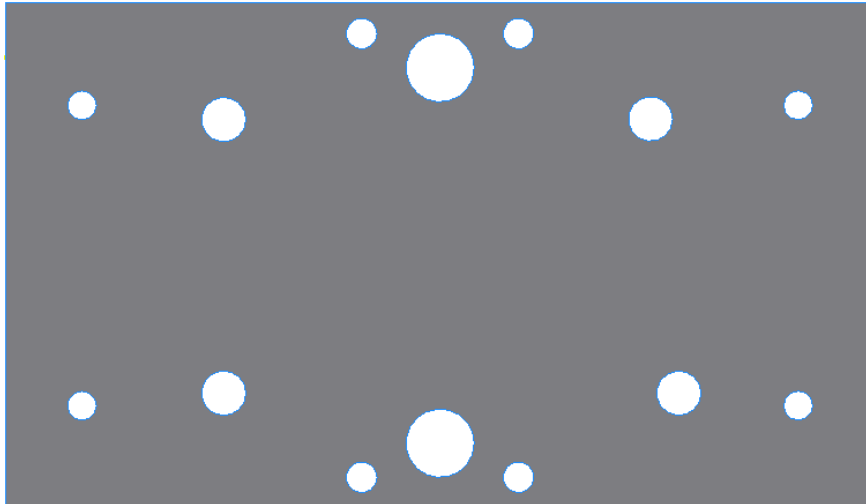
Obr. 85.: Píst P MCGS 23 50 [6]

Parametry tohoto pístu jsou zobrazeny v tabulce 10.

Tab. 10.: Parametry pístu P MCGS 23 50 [6]

Průměr pístu [mm]	Pracovní tlak [N/mm ²]	Vysouvací síla [N]	Zasouvací síla [N]	Standartní zdvih [mm]	Maximální zdvih [mm]	Závitové připojení
32	0,6	482	361	25 – 200	600	G1/8

Další rozdíl oproti L uspořádání je ve spodní desce. Kvůli velikosti pístu musí být deska širší. Tudíž rozměr je 148 mm. Z důvodu systému pružin je v desce více otvorů (obr. 86).



Obr. 86.: Spodní deska zdvihací jednotky T uspořádání [autor]

Pružinový systém se skládá z osmi stejných pružin nasazených na pružinové tyči, jež je na spodní straně rozšířena. O toto rozšíření je opřena spodní pružina, která se druhou stranou opírá o spodní stranu desky. Tyč je připevněna k horní desce pomocí šroubu (na horním konci tyče je závit M8) (obr. 87).



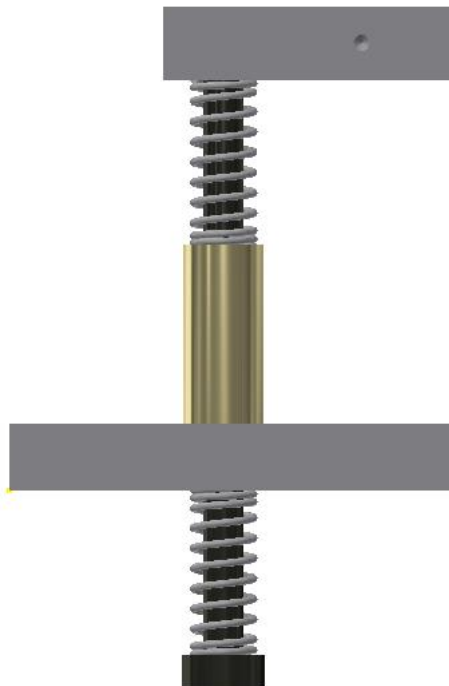
Obr. 87.: Vodící tyč pružin [autor]

Jelikož pružina je kratší než vzdálenost mezi spodní a horní deskou, je třeba pružinu nějakým způsobem podepřít. Nejjednodušší variantou je distanční trubka. Její dosedací plocha je o něco širší než plocha konce pružiny, čímž se zamezí sklouznutí pružiny z podložky (obr. 88).



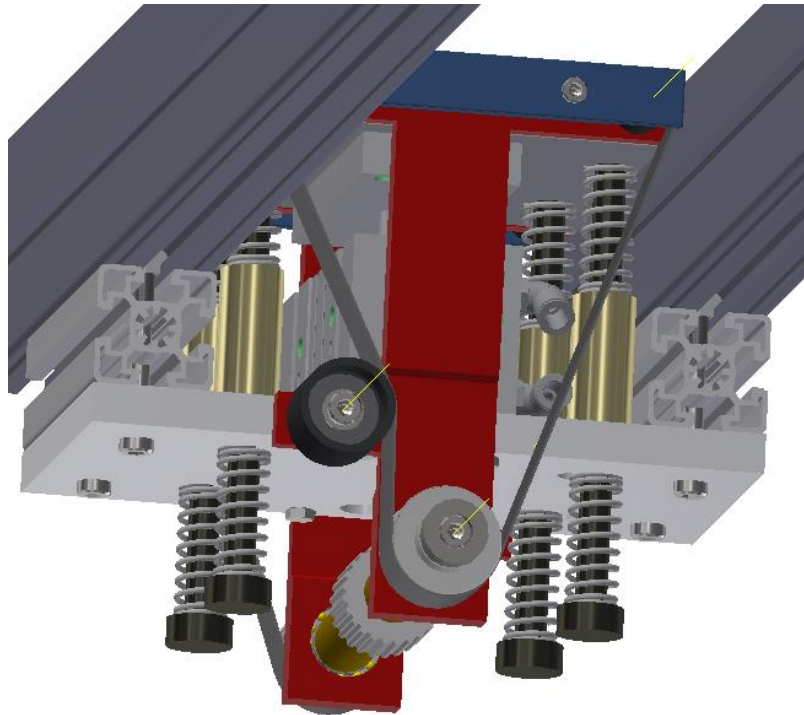
Obr. 88.: Distanční trubka [autor]

Celý systém je zobrazen na obr. 89. Díky této sestavě může být deska o 5 mm tenčí oproti spodní desce pro L uspořádání. Na desku při největším zatížení 300 N od pístu působí od systému pružin zespoda síla 130 N od každé pružiny. Tím desku v podstatě podpírají.



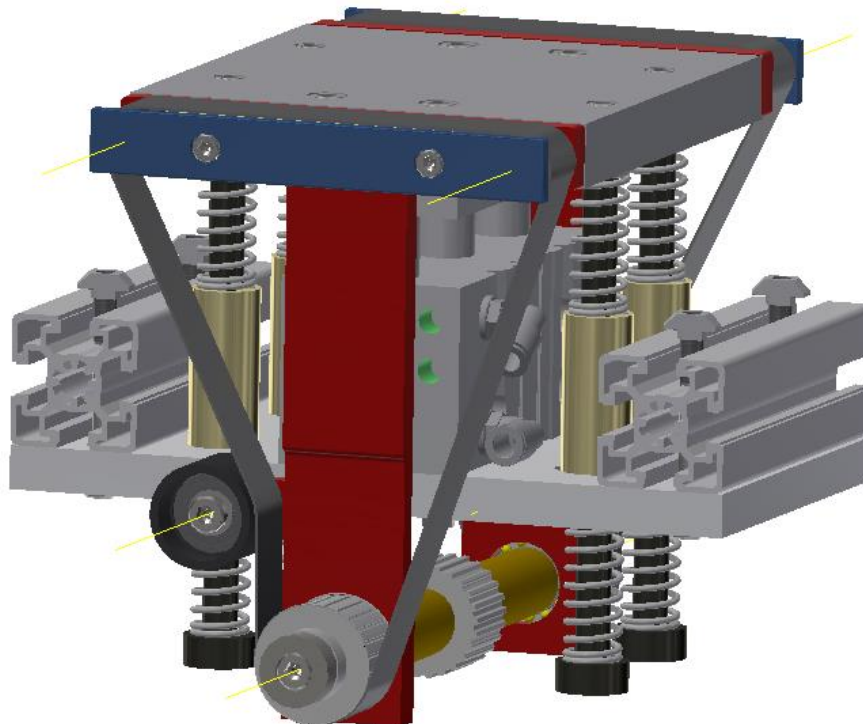
Obr. 89.: Sestava pružinového systému [autor]

Zdvihací jednotka pro T uspořádání v celé sestavě je zobrazena na obr. 90.



Obr. 90.: Sestava zdvihací jednotky T uspořádání [autor]

Pro lepší pohled se zde ještě nachází zobrazení bez podélné dráhy obr. 91.



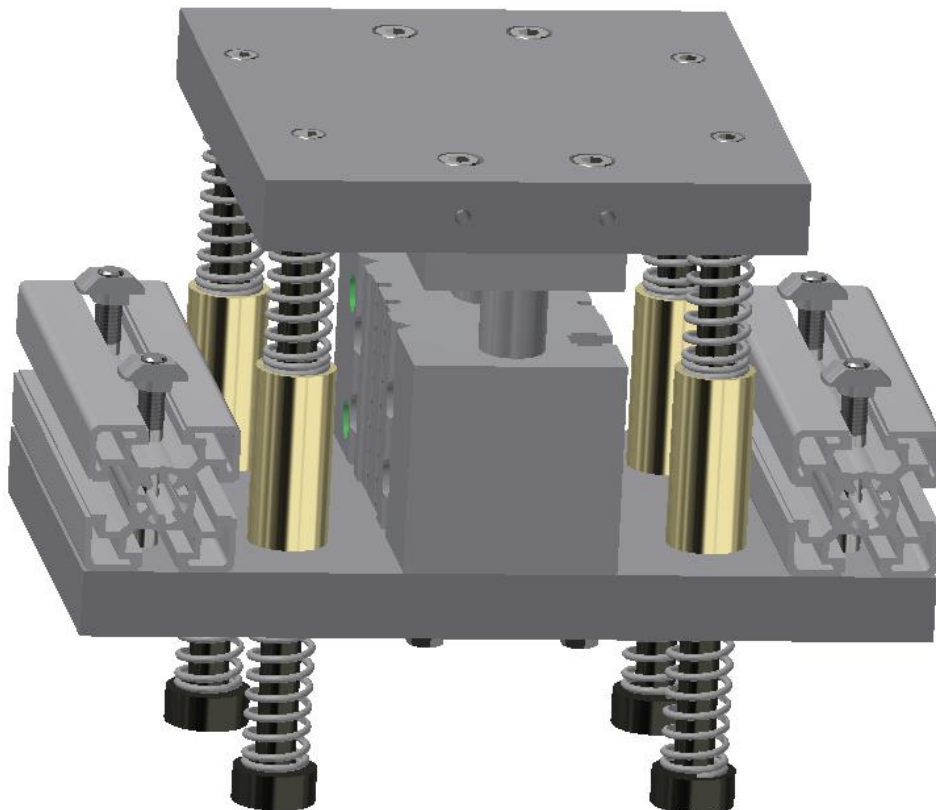
Obr. 91.: Pohled na sestavu bez podélné dráhy [autor]

3.2.1. Kontrolní výpočty vybraných částí

Kromě spodních desek je třeba ještě zkontrolovat vodící tyč pružin.

3.2.1.1. Spodní deska zdvihací jednotky

Spodní deska v tomto případě musí snést zatížení jak shora, od pístu, tak zespodu od pružin (obr. 92). V případě největšího zdvihu pístu je vyvolané zatížení 300 N od pístu a zároveň 4 x 130 N od pružinového systému.

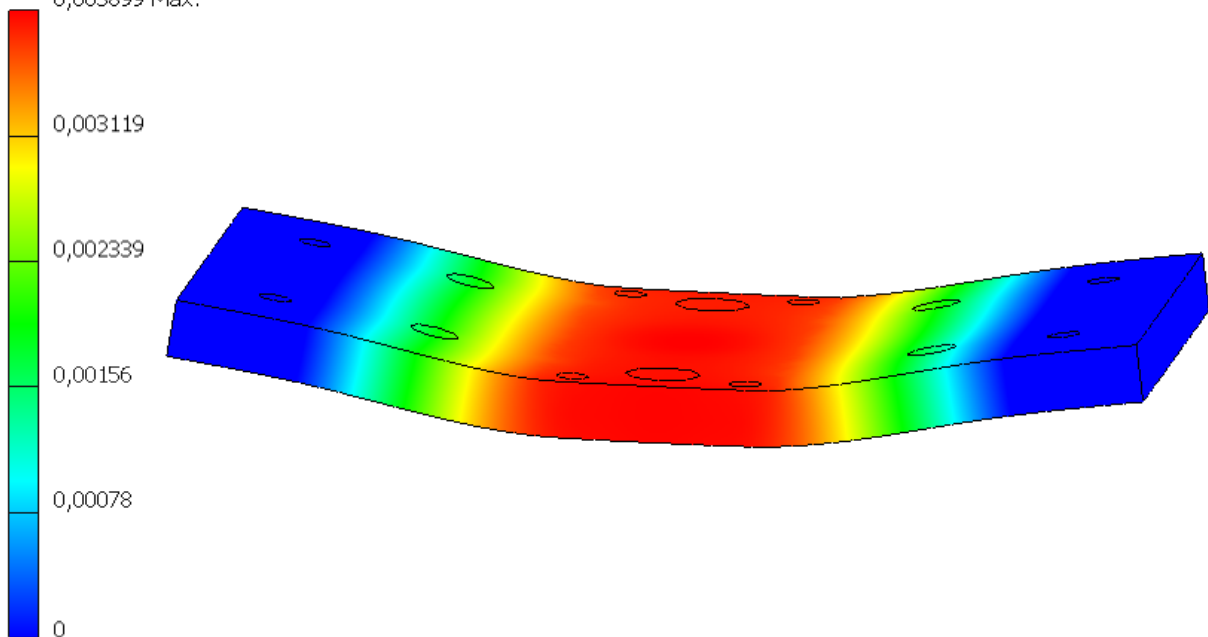


Obr. 92.: Model pro výpočet metodou MKP [autor]

Jako materiál desky jsem volil hliníkovou slitinu EN AW-6061, jejíž vlastnosti jsou popsány v tabulce 8.

Při zatížení desky pružiny brání jejímu průhybu. V tomto případě se jedná o desku pro velikost palety 240x240 mm. Rozměry desky potom jsou 255 x 148 x 15 mm. Při působení obou zatížení najednou, nejen od pístu, ale i od spodních pružin, bude na jednotce vypadat průhyb takto (obr. 93). Simulace probíhá stejně jako u L modelu. Na bočním profilu nahoře je umístěna pevná vazba simulující dotyk profilů.

Jednotka: mm
 18.6.2019, 20:45:06
 0,003899 Max.



Obr. 93.: Deformace (posuv) desky 255 – výsledky simulace MKP [autor]

Průhyb desky je $0,003899 < 0,05$ mm, což vyhovuje požadavkům.

Dalším testovaným modelem je spodní deska pro palety o rozměru 320x320 mm. Rozměrově deska vychází 334 x 148 x 15 mm. Materiál je stejný jako v předchozím případě.

Simulace chování potom vypadá takto (obr. 94).

Jednotka: mm

18.6.2019, 20:48:31

0,009688

0,00775

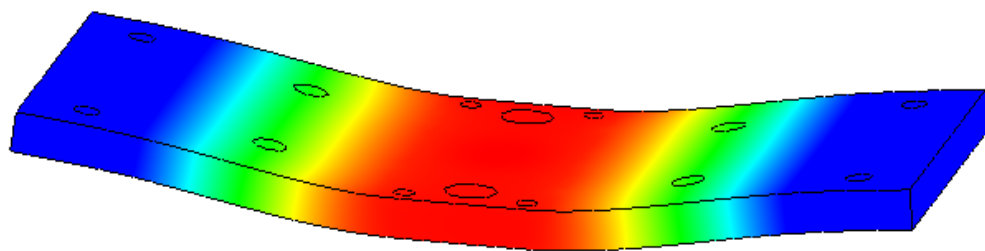
0,005813

0,003875

0,001938

0,001107 Max.

0

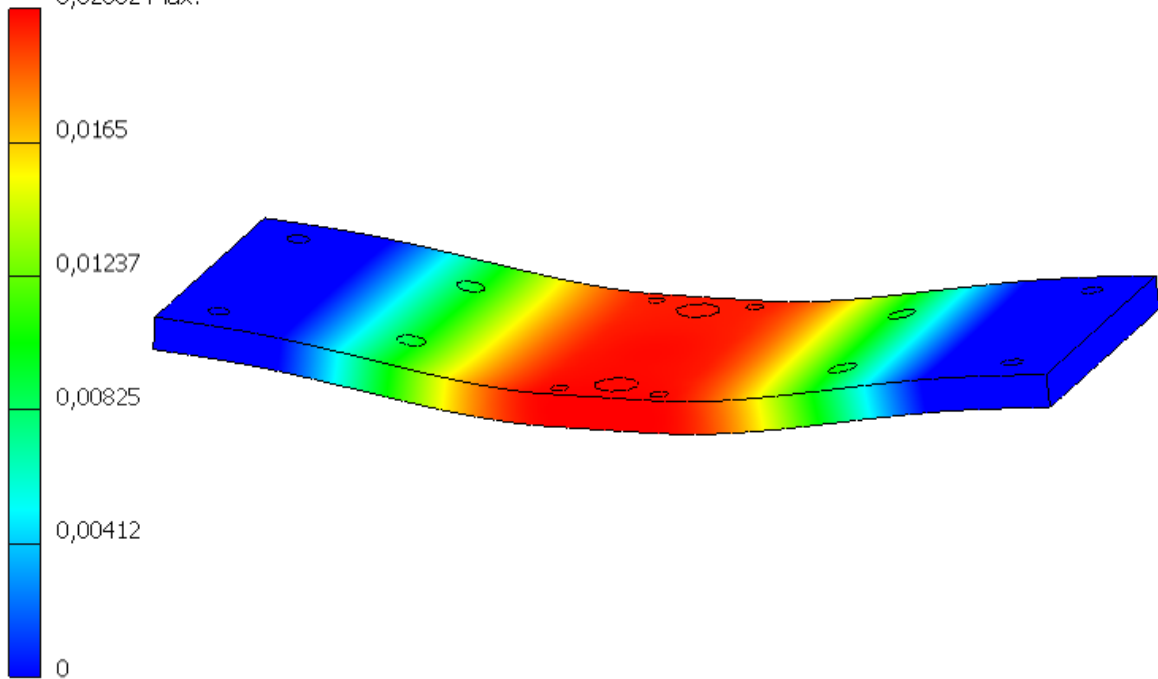


Obr. 94.: Deformace (posuv) desky 334 – výsledky simulace MKP [autor]

Podmínky jsou opět splněny, protože výsledek je 0,009688, což je menší než 0,05.

Následujícím zástupcem pro simulaci je deska o rozměru 414 x 148 x 15. Paleta, která touto jednotkou projíždí má rozměr 400x400 mm. Výsledek měření je zachycen na obr. 95.

Jednotka: mm
 18.6.2019, 20:52:37
 0,02062 Max.

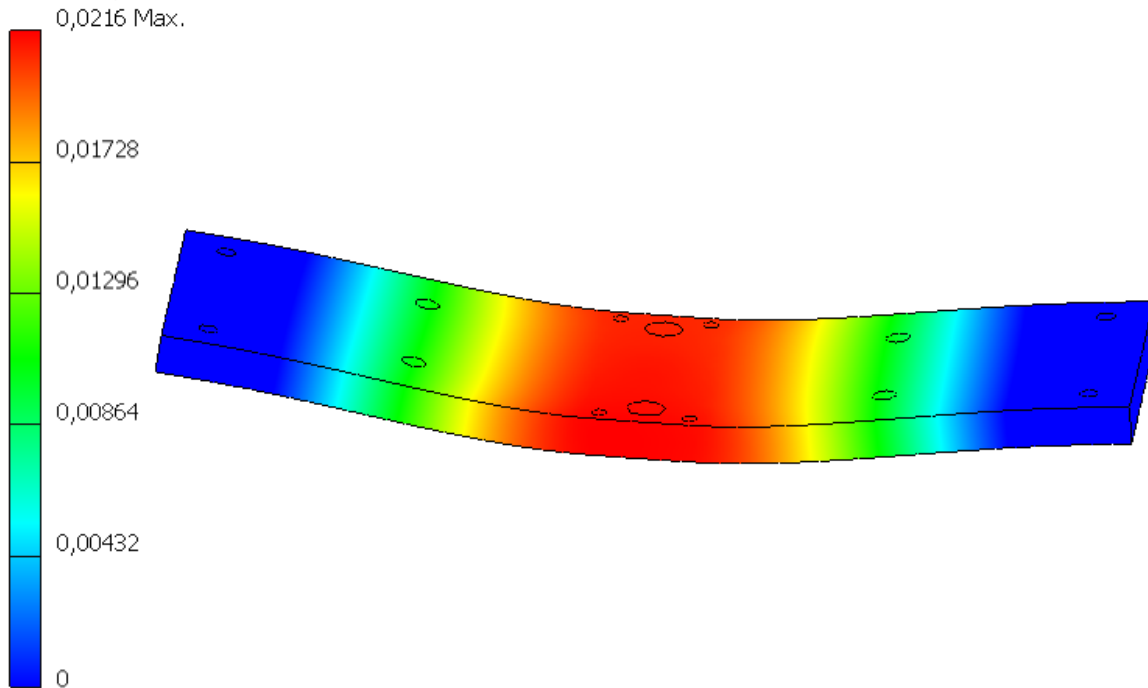


Obr. 95.: Deformace (posuv) desky 414 – výsledky simulace MKP [autor]

V tomto případě deska zvládá zatížení ve vymezeném rozsahu, $0,02062 < 0,05$ mm.

Poslední model desky velikostně odpovídá paletě o rozměru 480x480 mm, tudíž deska má rozměry 494 x 148 x 15 mm. Výsledek simulace je na obr. 96.

Jednotka: mm
18.6.2019, 20:56:27



Obr. 96.: Deformace (posuv) desky 494 – výsledky simulace MKP 4 [autor]

I v tomto případě deska zvládá zatížení a její průhyb je $0,0216 < 0,05$. Hlavní rozdíl mezi deskami je pouze v jejich rozměrech. Porovnání výsledku je zobrazeno v tabulce 11.

Tab. 11.: Porovnání výsledků měření podle velikosti desky [autor]

Rozměry desky mm	Výsledek průhybu v mm	Max. napětí MPa
255 x 148 x 15	0,003899	1,338
334 x 148 x 15	0,009688	1,775
414 x 148 x 15	0,02062	2,429
494 x 148 x 15	0,0216	2,07

V tabulce 12 je opět zobrazeno maximální napětí, které na deskách vzniká. Jak je vidět napětí se i v tomto uspořádání pohybuje v řádu jednotek MPa. Je tedy patrné, že i v tomto případě desky napětí odolají bez porušení.

3.2.1.2. Vodící tyč pružinového systému

Vodící tyč je důležitým prvkem, jenž má za úkol držet pružiny v systému. Zároveň na jednom z konců vytváří i podpěru, o kterou se spodní pružina opírá při maximálním zdvihu pístu, což odpovídá zatížení 130 N. Je zapotřebí zkontrolovat, zda se tyč nezdeformuje, popřípadě o kolik se prodlouží v případě tohoto zatížení (obr. 97).



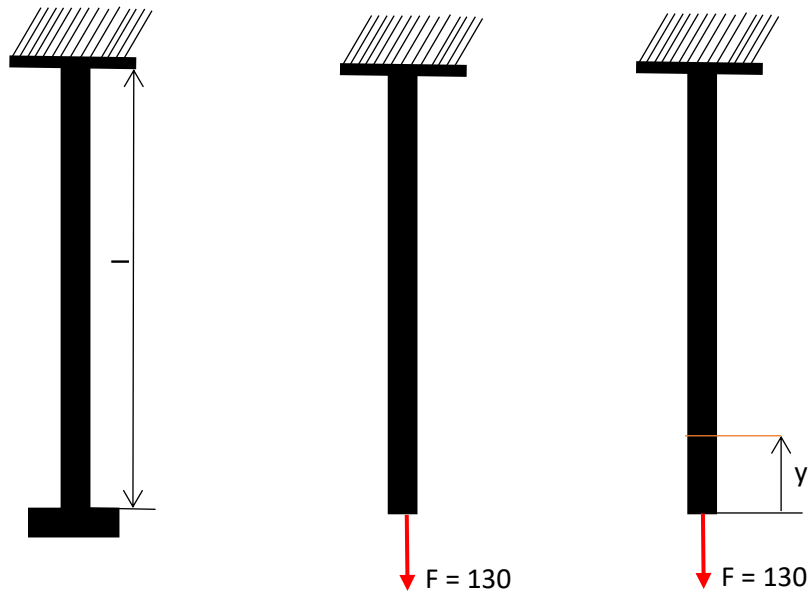
Obr. 97.: Vodící tyč pružin [autor]

VÝPOČET PRODLOUŽENÍ

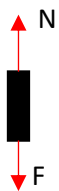
Nejprve je proveden kontrolní výpočet prodloužení analyticky.

Materiál, který je pro tuto vodící tyč použit, je opět hliníková slitina EN AW-6061. Potřebné vlastnosti pro výpočet jsou popsány v tabulce 8.

Potřebné rozměry tyče jsou délka $l = 172,5 \text{ mm}$ a průměr $d = 12 \text{ mm}$.



Nejprve se řeší rovnice rovnováhy ve směru zatížení



$$\sum Y: F - N = 0 \Rightarrow N = F = 130 \text{ N.} \quad (17)$$

Výpočet průměru vodící tyče

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 12^2}{4} = 113,09 \text{ mm}^2 \quad (18)$$

Výpočet napětí vyvolaného zatížením síly F

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{F}{A} = \frac{130}{113,09} = 1,1495 \text{ N/mm}^2 \quad (19)$$

Deformace od napětí

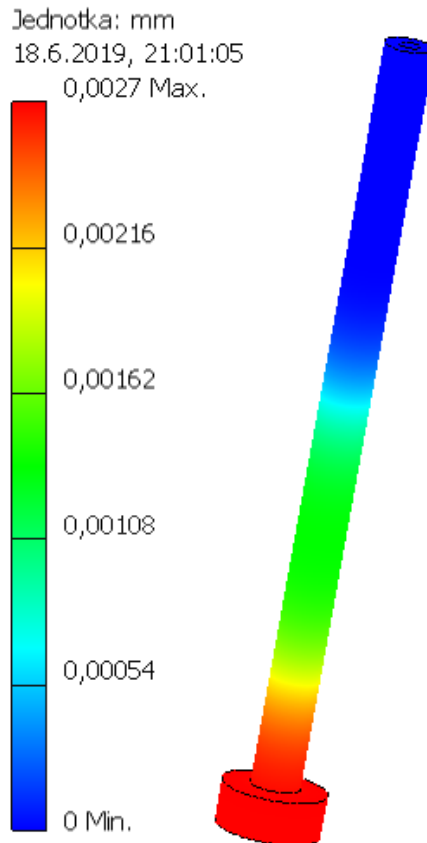
$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{1,1495}{68,9 \cdot 10^3} = 1,668356 \cdot 10^{-5} \quad (20)$$

Výpočet posunutí

$$u = \varepsilon \cdot l = 1,668356 \cdot 10^{-5} \cdot 172,5 = 0,002877 \text{ mm} \quad (21)$$

METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

Tyč je kontrolována i metodou konečných prvků. Výsledek je ukázán na obr. 98. Okrajovou podmínku tvoří závit na horním konci, zjednodušený jako válcová plocha. Zatížení symbolizuje síla na spodním konci tyče.



Obr. 98.: Deformace tyče – výsledky simulace MKP [autor]

Jak je patrné z výsledku, tyč se prodlouží o 0,0027 mm, což je přípustné a tento materiál vyhovuje požadavkům.

Porovnání výsledků analytickou metodou a metodou MKP je popsáno v tabulce 12.

Tab. 12.: Porovnání výsledků analytickou metodou a metodou MKP [autor]

Výpočet analyticky	Výpočet pomocí MKP
0,002877 mm	0,0027 mm

4. ZÁVĚR

Cílem mé diplomové práce byl konstrukční návrh přejezdové jednotky pro používané uspořádání příčného přejezdu podle zadaných parametrů.

V první kapitole jsem objasnil termín dopravník, jeho základní rozdělení a použití. Poté jsem se zaměřil na příčný přejezd. Vypracoval jsem rešerši zaměřenou na běžně používané typy zdvihacích jednotek příčných přejezdů. Dále jsem se v rešerši zabýval výběrem kupovaných komponentů, které jsou použity pro konstrukci koncepčního modelu.

První koncepční návrh je určený pro použití v L uspořádání, tedy bez možnosti projezdu palety. Pro tento model bylo zásadní použití zdvihacího válce od firmy Stránský a Petržík. Zvolený válec požadavkům vyhovuje a bylo možné jej použít. Zatížení bylo určeno na 300 N, což odpovídá zatížení palety 30 kg, přičemž hmotnost konstrukce zanedbáváme. Dalším požadavkem byl co nejpřesnější zdvih, což odpovídá maximálnímu průhybu 0,05 mm. Proto bylo zapotřebí zkontrolovat únosnost spodní desky, zda maximálnímu zatížení odolá. K výpočtu byla použita metoda MKP. Jednotlivé desky, které byly kontrolovány, odpovídají rozměrům palet od 240 x 240 mm do 480 x 480 mm. Kontrolou prošla také ložiska, která jsou použita v řemenovém převodu.

Druhým koncepčním návrhem je zdvihací jednotka pro T uspořádání. Většina komponent je stejná jako u předchozího návrhu, pouze některé části jsou pozměněné, případně přidané. Pro toto uspořádání je potřeba zajistit střední polohu, ve které dochází k zachycení palety. V dolní poloze je umožněn průjezd palety. Ze dvou možností řešení jsem zvolil variantu pružinového systému, a to především z ekonomického hlediska. Z důvodu začlenění vodící tyče pro pružinový systém, musela projít úpravou horní i spodní deska. Podmínky pro zdvih a zatížení jsou stejné jako u L uspořádání. I v tomto případě bylo třeba zjistit, jak se budou spodní desky chovat při maximálním zatížení a zda zatížení zvládnou. Kontrolou prošla také vodící tyč.

Byl zpracován koncepční 3D model pro obě varianty. Pro T uspořádání byl z 3D modelu následně vytvořen 2D výkres.

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	$[mm^2]$	<i>Průřez tyče</i>
B	$[mm]$	<i>Šířka ložiska</i>
C	$[kN]$	<i>Základní dynamická únosnost</i>
C_0	$[kN]$	<i>Základní statická únosnost</i>
d	$[mm]$	<i>Vnitřní průměr ložiska</i>
D	$[mm]$	<i>Vnější průměr ložiska</i>
d_1	$[mm]$	<i>Vnější průměr vnitřního prstence ložiska</i>
D_1	$[mm]$	<i>Vnitřní průměr vnějšího prstence ložiska</i>
f	$[1]$	<i>Součinitel tření</i>
F	$[N]$	<i>Zatěžující síla</i>
F_w	$[mm]$	<i>Vzdálenost mezi tečnami jehel jehlového dopravníku</i>
F_v	$[N]$	<i>Výsledná síla zatěžující vodící kolo</i>
F_{e0}	$[N]$	<i>Ekvivalentní statické zatížení</i>
F_r	$[N]$	<i>Radiální síla na ložisku</i>
F_a	$[N]$	<i>Axiální síla na ložisku</i>
$F_{píst,min}$	$[N]$	<i>Síla, kterou musí píst být schopen vyvolat</i>
L_h	$[hod]$	<i>Trvanlivost ložisek</i>
n	$[s^{-1}]$	<i>Otáčky ložiska</i>
n_{mez}	$[\frac{r}{min}]$	<i>Mezní otáčky</i>
N	$[N]$	<i>$N = F_p$ zatížení silou od pružiny</i>
N_A	$[N]$	<i>Síla v napínacím kole</i>
P_u	$[kN]$	<i>Mezní únavové zatížení</i>

$r_{1,2}$	[mm]	<i>Radiusy prstenců</i>
$R_{pružiny}$	[N]	<i>Odporová síla od pružin</i>
$R_{zatížení}$	[N]	<i>Zatěžující síla</i>
$T_{a,b,c}$	[N]	<i>Síly v pásu v jednotlivých částech řemenového převodu</i>
X_0	[1]	<i>Součinitel ložiska</i>
Y_0	[1]	<i>Součinitel ložiska</i>
δ	[°]	<i>Úhel mezi silami na vodícím kole</i>
σ	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	<i>Napětí vyvoláno zatížením od pružiny</i>
ε	[1]	<i>Deformace vlivem napětí</i>
u	[mm]	<i>Posunutí ve směru y</i>

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] POLÁK J. a kol. Dopravní a manipulační zařízení I, VŠ skriptum, VŠB, Ostrava, 2001
- [2] CVEKL, Z; DRAŽAN, F.: Teoretické základy transportního zařízení, SNTL Praha 1976
- [3] DRAŽAN, F; Voštová, V; JEŘÁBEK, K; BRAND, M.: Teorie a stavba dopravníků. Ediční středisko ČVUT Praha, 1983
- [4] REXROTH BOSCH GROUP. Transfer System TS 2plus. Katalog. Stuttgart, 2017
- [5] MK Technology group. Versa move Pallet Handling systems. Katalog. Troisdorf 2017
- [6] Stránský a Petržík Pneumatické válce s integrovaným vedením
<https://www.stranskyapetrzik.cz/pneu/pneumaticke-valce/valce-s-vedenim-menu/>
- [7] Katalog Alutec K&K <http://katalogaluteckk.aspone.cz/>
- [8] Katalog T.E.A TECHNIK <https://www.teatechnik.cz/ozubene-remeny-remence/>
- [9] Feron <https://online.ferona.cz/>
- [10] SKF <https://www.skf.com/group/splash/index.html>
- [11] Hennlich katalog pružiny <https://www.hennlich.cz/produkty/pruziny-tlacne-pruziny-162.html>
- [12] ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací, Praha: ČVUT, 2008,
- [13] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody, Praha, ČVUT, 2003
- [14] LEINVEBER, Jiří; VÁVRA, Pavel. Strojnické tabulky. Úvaly: Albra, 2011
- [15] Katalog spojovací materiál <http://www.spojovaci-material.net/>
- [16] Strojmetal tabulka slitin <https://www.strojmetal.cz/tabulka-slitin>
- [17] Apexport dopravníky <http://aplexport.eu/CZ/katalog-zarizeni/dopravnikove-systemy/details/27/2/konveyernie-sistemi/lentochniy-konveyer.html>
- [18] Katalog TMT <http://katalog.tmt.cz/4317-snekovy-dopravnik>
- [19] HABERKORN Válečkový dopravník <https://www.haberkorn.cz/valeckove-dopravniky/>
- [20] KHB Transportní systém <https://www.kbhc.cz/paletovy-retezovy-dopravnik.html>
- [21] TECHNOPACK pásový dopravník <https://www.technopack.cz/balici-stroje/dopravniky/primy-pasovy-dopravnik/>

SEZNAM OBRÁZKŮ

OBR. 1.: ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK [17]	1
OBR. 2.: PÁSOVÝ DOPRAVNÍK [18]	1
OBR. 3.: VÁLEČKOVÝ DOPRAVNÍK [19]	2
OBR. 4.: PALETOVÝ DOPRAVNÍK SE ŠIROKÝM PÁSEM [20]	2
OBR. 5.: PÁSOVÁ DRÁHA PALETOVÉHO DOPRAVNÍKU [21]	2
OBR. 6.: DOPRAVNÍ LINKA [4]	3
OBR. 7.: UKÁZKA LINKY BEZ POUŽITÍ ZATÁČEK [4]	4
OBR. 8.: SCHÉMA NÁJEZDU PALETY PŘÍČNÉHO PŘEJEZDU L USPOŘÁDÁNÍ [4]	5
OBR. 9.: POPIS PRINCIPU POHYBU PALETY PŘI NÁJEZDU [4]	5
OBR. 10.: SCHÉMA SJEZDU PALETY PŘÍČNÉHO PŘEJEZDU L USPOŘÁDÁNÍ [4]	6
OBR. 11.: POPIS PRINCIPU POHYBU PALETY PŘI SJEZDU [4]	6
OBR. 12.: SCHÉMA NÁJEZDU PALETY PŘÍČNÉHO PŘEJEZDU T USPOŘÁDÁNÍ [4]	7
OBR. 13.: POPIS PRINCIPU POHYBU PALETY NÁJEZDU T USPOŘÁDÁNÍ [4]	7
OBR. 14.: SCHÉMA SJEZDU PALETY PŘÍČNÉHO PŘEJEZDU T USPOŘÁDÁNÍ [4]	8
OBR. 15.: POPIS PRINCIPU POHYBU PALETY PŘI SJEZDU T USPOŘÁDÁNÍ [4]	8
OBR. 16.: KOMPLETNÍ SYSTÉM JEDNOTKY PŘÍČNÉHO PŘEJEZDU [4]	9
OBR. 17.: SCHÉMA VEDENÍ POHONU A NAPÍNÁNÍ [4]	10
OBR. 18.: NÁJEZD [5]	10
OBR. 19.: SJEZD [5]	10
OBR. 20.: ZDVIHACÍ JEDNOTKA [5]	11
OBR. 21.: VEDENÍ PÁSU [5]	11
OBR. 22.: ZDVIHACÍ JEDNOTKA HQ 2/S [4]	12
OBR. 23.: PROSTOROVÉ USPOŘÁDÁNÍ HQ 2/S [4]	12
OBR. 24.: ZDVIHACÍ JEDNOTKA HQ 2/U [4]	12
OBR. 25.: ŘEŠENÍ UMÍSTĚNÍ V TĚSNÉM PROSTORU [4]	12
OBR. 26.: PROSTOROVÉ USPOŘÁDÁNÍ HQ 2/U [4]	13
OBR. 27.: ZDVIHACÍ JEDNOTKA HQ 2/U2 [5]	14
OBR. 28.: PROSTOROVÉ USPOŘÁDÁNÍ HQ 2/U2 [5]	14
OBR. 29.: ZDVIHACÍ JEDNOTKA VERSA MOVE PLUS [4]	14
OBR. 30.: VEDENÍ PÁSU [4]	14
OBR. 31.: ROLLER SECTION [4]	15
OBR. 32.: PNEUMATICKÝ VÁLEC STRÁNSKÝ A PETRŽÍK [6]	16
OBR. 33.: HLINÍKOVÝ PROFIL FIRMY ALUTEC [7]	16
OBR. 34.: HLINÍKOVÝ PROFIL FIRMY ALUTEC V POTŘEBNÉ DÉLCE [7]	17
OBR. 35.: PARAMETRY ZVOLENÉHO ŘEMENU [8]	17
OBR. 36.: PARAMETRY POUŽITÉHO PÁSU [8]	18
OBR. 37.: ZVOLENÁ DÉLKA PÁSU [8]	18
OBR. 38.: ŘEMENICE FIRMY T.E.A TECHNIK [8]	19
OBR. 39.: PARAMETRY POUŽITÉ HŘÍDELE [9]	19
OBR. 40.: JEHLOVÉ LOŽISKO HK 0810 [10]	20

OBR. 41.: KULIČKOVÉ LOŽISKO 6001-RSH [10]	20
OBR. 42.: KULIČKOVÉ LOŽISKO 61 804 [10]	20
OBR. 43.: UMÍSTĚNÍ MOTORU Z BOKU [4]	21
OBR. 44.: ULOŽENÍ MOTORU VESPOD [4]	21
OBR. 45.: POUŽITÍ JEDNOHO MOTORU PRO VEŠKERÝ POHON [4]	22
OBR. 46.: PNEUMATICKÝ VÁLEC MCGB [6]	23
OBR. 47.: PARAMETRY POUŽITÉHO ŠROUBU M6 [15]	24
OBR. 48.: HORNÍ DESKA ZDVIHACÍ JEDNOTKY [AUTOR]	24
OBR. 49.: SCHÉMA POHONU BOČNÍ VĚTVE [AUTOR]	25
OBR. 50.: SCHÉMA ZMĚNY POLOHY HNACÍHO PÁSU [AUTOR]	25
OBR. 51.: BOČNICE ZDVIHACÍ JEDNOTKY [AUTOR]	26
OBR. 52.: LOŽISKO 61 804 [10]	26
OBR. 53.: ROZMĚROVÉ SCHÉMA LOŽISKA 61 804 [10]	26
OBR. 54.: HNACÍ ŘEMENICE [AUTOR]	27
OBR. 55.: LOŽISKO 6001 – RSH [10]	28
OBR. 56.: ROZMĚROVÉ SCHÉMA LOŽISKA 6001 – RSH [10]	28
OBR. 57.: PLÁŠŤ NAPÍNACÍHO KOLA [AUTOR]	28
OBR. 58.: SESTAVA NAPÍNACÍHO KOLA [AUTOR]	28
OBR. 59.: JEHLOVÉ LOŽISKO HK 0810 [10]	29
OBR. 60.: ROZMĚROVÉ SCHÉMA LOŽISKA HK 0810 [10]	29
OBR. 61.: PLÁŠŤ S DISTANČNÍMI KROUŽKY [AUTOR]	30
OBR. 62.: HNANÉ KOLO VEDENÍ PÁSU [AUTOR]	30
OBR. 63.: VLOŽKA DO LOŽISKA [AUTOR]	30
OBR. 64.: UPEVNĚNÍ HŘÍDELE [AUTOR]	31
OBR. 65.: PODLOŽKA PRO ŠROUB NA UPEVNĚNÍ HŘÍDELE [AUTOR]	31
OBR. 66.: DISTANČNÍ TRUBKA [AUTOR]	31
OBR. 67.: SPODNÍ DESKA ZDVIHACÍ JEDNOTKY [AUTOR]	32
OBR. 68.: ROZMĚRY HLINÍKOVÉHO PROFILU ALUTEC [7]	32
OBR. 69.: POHLED NA PROFIL Z BOKU [7]	33
OBR. 70.: POUŽITA T-MATICE M8 BOSCH REXROTH [4]	33
OBR. 71.: ŘEŠENÍ TŘECÍ PLOCHY PÁSU [AUTOR]	34
OBR. 72.: SESTAVA ZDVIHACÍ JEDNOTKY L USPOŘÁDÁNÍ PŘÍČNÉHO PŘEJEZDU [AUTOR]	34
OBR. 73.: POHLED NA SESTAVU BEZ PODÉLNÉ DRÁHY [AUTOR]	35
OBR. 74.: POHLED NA SESTAVU BEZ PODLOŽKY POD PÁS [AUTOR]	35
OBR. 75.: MODEL PRO VÝPOČET METODOU KONEČNÝCH PRVKŮ [AUTOR]	39
OBR. 76.: VÝSLEDEK SIMULACE METODOU MKP DESKY 255 [AUTOR]	40
OBR. 77.: VÝSLEDEK SIMULACE METODOU MKP DESKY 334 [AUTOR]	41
OBR. 78.: VÝSLEDEK SIMULACE METODOU MKP DESKY 414 [AUTOR]	42
OBR. 79.: VÝSLEDEK SIMULACE METODOU MKP DESKY 494 [AUTOR]	43
OBR. 80.: PRUŽINOVÝ SYSTÉM STŘEDNÍ POLOHY [AUTOR]	45
OBR. 81.: PARAMETRY PRUŽIN PRO VOLBU [11]	46

OBR. 82.: ZVOLENÁ PRUŽINA V POŽADOVANÉM ROZMĚRU [11].....	46
OBR. 83.: GRAF ZATÍŽENÉ PRUŽINY [AUTOR].....	47
OBR. 84.: GRAF ODLEHČENÉ PRUŽINY [AUTOR]	47
OBR. 85.: PÍST P MCGS 23 50 [6]	48
OBR. 86.: SPODNÍ DESKA ZDVIHACÍ JEDNOTKY T USPOŘÁDÁNÍ [AUTOR]	49
OBR. 87.: VODÍČÍ TYČ PRUŽIN [AUTOR].....	49
OBR. 88.: DISTANČNÍ TRUBKA [AUTOR]	50
OBR. 89.: SESTAVA PRUŽINOVÉHO SYSTÉMU [AUTOR]	50
OBR. 90.: SESTAVA ZDVIHACÍ JEDNOTKY T USPOŘÁDÁNÍ [AUTOR].....	51
OBR. 91.: POHLED NA SESTAVU BEZ PODÉLNÉ DRÁHY [AUTOR]	51
OBR. 92.: MODEL PRO VÝPOČET METODOU MKP [AUTOR]	52
OBR. 93.: VÝSLEDEK SIMULACE METODOU MKP DESKY 225 [AUTOR].....	53
OBR. 94.: VÝSLEDEK SIMULACE METODOU MKP DESKY 334 [AUTOR]	54
OBR. 95.: VÝSLEDEK SIMULACE METODOU MKP DESKY 414 [AUTOR]	55
OBR. 96.: VÝSLEDEK SIMULACE METODOU MKP DESKY 494 [AUTOR].....	56
OBR. 97.: VODÍČÍ TYČ PRUŽIN [AUTOR].....	57
OBR. 98.: DEFORMACE TYČE – VÝSLEDKY SIMULACE MKP [AUTOR]	59

SEZNAM TABULEK

TAB. 1.: PARAMETRY POUŽITÉHO PÍSTU P MCGB 23 32 [6].....	23
TAB. 2.: ROZMĚRY LOŽISKA 61 804 [10]	27
TAB. 3.: CHARAKTERISTICKÉ VLASTNOSTI LOŽISKA 61 804 [10].....	27
TAB. 4.: ROZMĚRY LOŽISKA 6001 – RSH [10].....	27
TAB. 5.: CHARAKTERISTICKÉ VLASTNOSTI LOŽISKA 6001 – RSH [10]	28
TAB. 6.: ROZMĚRY JEHLOVÉHO LOŽISKA HK 0810 [10]	29
TAB. 7.: CHARAKTERISTICKÉ VLASTNOSTI LOŽISKA HK 0810 [10]	29
TAB. 8.: VLASTNOSTI MATERIÁLU EN AW-6061 [16].....	39
TAB. 9.: POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ PODLE ROZMĚRU [AUTOR]	44
TAB. 10.: PARAMETRY PÍSTU P MCGS 23 50 [6]	48
TAB. 11.: POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ MĚŘENÍ PODLE VELIKOSTI DESKY [AUTOR].....	56
TAB. 12.: POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ ANALYTICKOU METODOU A METODOU MKP [AUTOR]	59