

Diplomová práce



České
vysoké
učení technické
v Praze

FS

Ústav konstruování a částí strojů

Konstrukce výtahu paletkového dopravníku

Bc. Vojtěch Šafařík

Vedoucí práce: Ing. Jiří Mrázek Ph.D.
Květen 2020

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Šafařík** Jméno: **Vojtěch** Osobní číslo: **408806**
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:

Návrh konstrukce výtahu paletkového dopravníku

Název diplomové práce anglicky:

Design of Lift of Workpiece Pallet Conveyor

Pokyny pro vypracování:

Proveďte návrh konstrukce výtahu paletkového dopravníku. Konstrukci navrhnete parametricky pro zadaný rozsah rozměrových parametrů. Výtah musí být kompatibilní s dopravníkem Bosch BS2 pro rozměr palety min 160x160 a max 480x480mm. Maximální hmotnost palety s materiálem a nosičem je 30 kg (hmotnost vč. dopravníku je max 50 kg). Maximální zdvih je 1000 mm. Pohon zdvihu řešte pneuválcem. Stručná osnova zadání: 1. Zpracujte rešerši problematiky dostupných systémů paletkové dopravy. 2. Proveďte koncepční návrh varianty řešení. 3. Zpracujte nezbytné návrhové a kontrolní výpočty. 4. Zpracujte parametricky koncepční 3D model řešení. 5. Vytvořte 2D koncepční výkres řešení s vybranými detaily.

Seznam doporučené literatury:

Dražan, F., Kupka, L.: Transportní zařízení. SNTL Praha, 1966; Cvekl, Z., Dražan, F.: Teoretické základy transportních zařízení. SNTL Praha, 1976; Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení I, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2001; Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení II, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2005; Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení III, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2005; Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení IV, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2004; Cvekl, Z.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, VŠ skriptum, ediční středisko ČVUT Praha 1984

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Jiří Mrázek, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

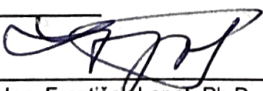
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **15.04.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **29.05.2020**

Platnost zadání diplomové práce:


Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

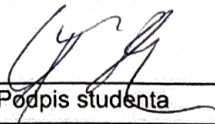

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


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.

28.5.2020
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Poděkování

Děkuji tímto Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D. za cenné konzultace a provázení při práci na projektu.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškerou použitou literaturu.

V Praze, 28. Května 2020

Abstrakt

Práce se zabývá návrhem výtahu paletkového dopravníku. V první části je zpracována řešerše problematiky dostupných dopravních systémů. Ve druhé části je uveden koncepční návrh výtahu spolu s návrhovými a kontrolními výpočty jednotlivých prvků. Kontrolní výpočty zahrnují i analýzu nosníku provedenou pomocí metody konečných prvků. V rámci této práce je vytvořen 3D model výtahu a 2D koncepční výkres.

Klíčová slova: Kuličkový šroub, pneumatický válec, lineární pohony, vertikální dopravníky, zdvihák, výtah, lineární systém s řemenem, bezpístnicový pneumatický válec, příčný dopravník, podélný dopravník, tlumení pneumatických válců, tlumič

Vedoucí práce: Ing. Jiří Mrázek Ph.D.

Abstract

The thesis deals with design of elevator of pallet conveyor. The problematics of available transfer systems is handled in the first part. Second part deals with the conceptual design of the elevator and design and control computations. Control computations include an analysis of a beam realized by the finite element method. As part of this work also 3D model and 2D conceptual drawing are created.

Keywords: ball screw, pneumatic cylinder, linear actuators, vertical conveyors, hoist, elevator, linear motion systems with belt drive, pneumatic rodless cylinder, transverse conveyor, longitudinal conveyor, cushioning of pneumatic cylinders, damper

Obsah

| | |
|---|-----------|
| Úvod | 1 |
| Část I Rešeršní část | |
| 1 Dopravníkové systémy | 4 |
| 1.1 Přímý systém | 4 |
| 1.1.1 CSL | 4 |
| 1.1.2 Dorner | 6 |
| 1.1.3 Interroll | 6 |
| 1.1.4 VarioFlow od Rexroth | 6 |
| 1.2 Paletkový systém Bosch Rexroth | 7 |
| 1.2.1 Paletky | 7 |
| 1.2.2 Přímé tratě | 8 |
| 1.2.3 Příčné přejezdy | 9 |
| 1.2.4 Zatačky | 10 |
| 1.2.5 Výtahy | 10 |
| 1.2.6 Podpěrná konstrukce | 11 |
| 1.2.7 Poziční prvky | 12 |
| 1.2.8 Řídicí prvky | 13 |
| 1.3 Další paletkové systémy | 14 |
| 2 Modulární systém | 15 |
| 2.1 Stavebnicové prvky | 15 |
| 2.1.1 Profily | 15 |
| 2.1.2 Spojovací prvky | 16 |
| 2.1.3 Klouby | 18 |
| 2.1.4 Stavěcí a kotvicí patky | 19 |
| 3 Lineární pohony výtahů | 21 |
| 3.1 Elektromechanický pohon | 21 |
| 3.1.1 Kuličkový šroub | 21 |
| 3.1.2 Ozubený řemen | 22 |
| 3.2 Pneumatický pohon | 23 |
| 3.2.1 Pístnicový válec | 23 |
| 3.2.2 Bezpístnicový válec | 24 |
| 3.2.3 Tlumení pneumatických válců | 24 |
| Vnitřní tlumení | 25 |
| Vnější tlumení | 26 |
| 3.2.4 Řízení rychlosti a polohy pneumatických válců | 27 |
| 3.3 Lineární vedení | 27 |
| 3.3.1 Kluzná vedení | 27 |
| 3.3.2 Vedení s valivými elementy | 28 |

Část II Návrhová část

| | |
|---|-----------|
| 4 Návrh výtahu | 31 |
| 4.1 Zadání | 31 |
| 4.2 Koncepční návrh | 32 |
| 4.3 Předběžné výpočty | 33 |
| 4.3.1 Pneumatický válec | 33 |
| 4.3.2 Dopravník | 34 |
| 4.3.3 Rám výtahu | 36 |
| 5 Návrhové výpočty | 42 |
| 5.1 Pneumatický pohon | 42 |
| 5.1.1 Dorazy a tlumení | 42 |
| 5.1.2 Plovoucí uložení | 46 |
| 5.1.3 Upevnění válce | 47 |
| 5.1.4 Řízení rychlosti výtahu | 47 |
| 5.2 Lineární vedení | 50 |
| 5.3 Pojistné plechy | 51 |
| 6 Kontrolní výpočty | 52 |
| 6.1 Hmotnost výtahu | 52 |
| 6.2 Kontrola dynamiky pneuválce | 53 |
| 6.3 Kontrola spojovacích prvků | 56 |
| 6.3.1 Šroubové spoje | 56 |
| 6.3.2 Svarový spoj | 63 |
| 6.4 Plovoucí uložení | 65 |
| 6.5 Kontrola přímých částí | 68 |
| 6.5.1 Podélný nosník podstavy | 68 |
| 6.5.2 Svislý nosník | 72 |
| 6.5.3 Výsledná deformace rámu | 74 |
| 6.6 Analýza profilu | 76 |
| 6.6.1 Analytický výpočet | 77 |
| 6.6.2 Numerický výpočet | 78 |
| 6.6.3 Srovnání analytického a numerického výpočtu | 82 |
| Závěr | 85 |
| Literatura | 86 |

Obrázky

| | | |
|------|--|----|
| 1.1 | Přímý systém CSL | 5 |
| 1.2 | Výtah od společnosti CSL [1] | 5 |
| 1.3 | Dopravní pás se zarážkami [2] | 6 |
| 1.4 | VarioFlow [4] | 7 |
| 1.5 | Paletka WT 2 | 7 |
| 1.6 | Sestava jednoduchého dopravníku [4] | 8 |
| 1.7 | Konstrukce střední sekce | 8 |
| 1.8 | Pohonná a vratná sekce | 9 |
| 1.9 | Příčné přejezdy a dopravníky | 9 |
| 1.10 | Zatáčky od společnosti Rexroth | 10 |
| 1.11 | Výtah od Rexroth | 11 |
| 1.12 | Podpěrná konstrukce [4] | 11 |
| 1.13 | Poziční prvek [4] | 12 |
| 1.14 | Zdvih s rotací [4] | 12 |
| 1.15 | Stopper [4] | 13 |
| 1.16 | Výtahy od MK-group | 14 |
| | | |
| 2.1 | Profily společnosti Bosch Rexroth | 15 |
| 2.2 | Profily společnosti Item | 16 |
| 2.3 | Spojovací prvky | 16 |
| 2.4 | Šroub s T-hlavou a maticí s límcem [4] | 17 |
| 2.5 | Spojování profilů | 17 |
| 2.6 | Únosnost rohové spojky (převzato z [4] a upraveno) | 18 |
| 2.7 | Uzamykatelný kloub od spol. Rexroth [4] | 18 |
| 2.8 | Stavěcí patka [4] | 19 |
| 2.9 | Kotvicí patka [4] | 20 |
| | | |
| 3.1 | Kuličkový šroub HIWIN [7] | 21 |
| 3.2 | Kuličkový šroub s lineárním vedením [7] | 22 |
| 3.3 | Sestava řemenového pohonu, převodovky a motoru [8] | 22 |
| 3.4 | Pneuválec s jednostrannou pístnicí [10] | 23 |
| 3.5 | Vícepolohové válce | 24 |
| 3.6 | Bezpístnicový válec od firmy SMC [10] | 24 |
| 3.7 | Samočinné tlumení rázů FESTO [22] | 25 |
| 3.8 | Tlumič ASME 60 [14] | 26 |
| 3.9 | Hydraulický tlumič ACE [11] | 26 |
| 3.10 | Kluzné vedení od společnosti Hennlich | 27 |
| 3.11 | Lineární vedení Franke FDA [13] | 28 |
| | | |
| 4.1 | Výtah s malým dopravníkem | 32 |
| 4.2 | Rám výtahu | 32 |
| 4.3 | Pneuválec MY1B [15] | 34 |

| | |
|--|----|
| 4.4 Uvolnění pohyblivého rámu | 36 |
| 4.5 Uvolnění pohyblivého rámu v rovině xy | 37 |
| 5.1 Detail na upevnění dorazu | 42 |
| 5.2 Detail na upevnění tlumiče | 45 |
| 5.3 Schéma zapojení tlumiče [19] | 45 |
| 5.4 Plovoucí uložení pneuválce | 46 |
| 5.5 Zatížení plovoucího čepu | 46 |
| 5.6 Detail na zadní část výtahu | 47 |
| 5.7 Idealizovaný průběh rychlosti | 48 |
| 5.8 Pojistný plech | 51 |
| 6.1 Schéma zapojení SMC model selection | 53 |
| 6.2 Průběhy z SMC model selection | 53 |
| 6.3 Schéma s redukčním ventilem | 54 |
| 6.4 Průběh veličin v čase s redukčním ventilem | 55 |
| 6.5 Upevnění spodního dorazu | 57 |
| 6.6 Upevnění horního dorazu | 58 |
| 6.7 Upevnění PE dorazu k držáku | 60 |
| 6.8 Upevnění pneuválce | 62 |
| 6.9 Svar dorazu | 63 |
| 6.10 Rozměry svaru | 64 |
| 6.11 Čep plovoucího uložení | 65 |
| 6.12 Rozložení tlaku po obvodu čepu | 66 |
| 6.13 Spodní nosník | 69 |
| 6.14 Podélný nosník podstavy | 69 |
| 6.15 Průběh ohybového momentu | 70 |
| 6.16 Jednotkové účinky | 71 |
| 6.17 Svislý nosník rámu | 73 |
| 6.18 Průhyb rámu | 74 |
| 6.19 Umístění nosníku v modelu | 76 |
| 6.20 Upevnění a zatížení nosníku | 76 |
| 6.21 Definice zatížení nosníku | 79 |
| 6.22 Spojení tělesa s referenčním bodem | 79 |
| 6.23 Rozložení napětí-Mises | 80 |
| 6.24 Rozložení napětí ve směru x | 80 |
| 6.25 Rozložení napětí ve směru x | 81 |
| 6.26 Průhyb nosníku | 81 |
| 6.27 Průběh napětí – spodní vlákna | 82 |
| 6.28 Průběh napětí – horní vlákna | 83 |
| 6.29 Průhyb nosníku | 83 |

Tabulky

| | |
|--|----|
| 2.1 Dovolené zatížení stavěcích patek [4] | 19 |
| 4.1 Parametry výtahu | 31 |
| 4.2 Veličiny pro výpočet průměru pneuválce | 33 |
| 4.3 Základní parametry pneuválce MY1B-63 [15] | 34 |
| 4.4 Veličiny pro výpočet setrvačných sil | 35 |
| 4.5 Veličiny pro uvolnění | 38 |
| 4.6 Doplnující rovnice | 38 |
| 4.7 Výsledky výpočtu reakcí | 39 |
| 4.8 Výsledné reakce ve vedení | 40 |
| 4.9 Hodnoty reakcí pro návrhové výpočty | 41 |
| 5.1 Parametry šroubů | 43 |
| 5.2 Parametry pro výpočet dorazu | 44 |
| 5.3 Parametry pro výpočet čepu | 47 |
| 5.4 Parametry pro výpočet parametrů pneuválce | 48 |
| 5.5 Veličiny pro výpočet lineárního vedení | 50 |
| 5.6 Bezpečnost a životnost vedení | 51 |
| 6.1 Hmotnost a poloha těžiště výtahu | 52 |
| 6.2 Prvky pneumatického obvodu | 54 |
| 6.3 Porovnání simulací a výpočtu | 55 |
| 6.4 Parametry pro výpočet šroubových spojů dorazů | 56 |
| 6.5 Parametry pro výpočet šroubového spoje PE dorazu | 60 |
| 6.6 Parametry pro výpočet šroubových spojů upevnění pneuválce | 61 |
| 6.7 Veličiny a jednotky pro pevnostní výpočet svaru | 64 |
| 6.8 Veličiny a jednotky pro kontrolní výpočet plovoucího uložení | 66 |
| 6.9 Veličiny a jednotky pro kontrolní výpočet podélného nosníku | 68 |
| 6.10 Výsledky pro podélný nosník podstavy | 72 |
| 6.11 Veličiny a jednotky pro kontrolní výpočet svislého nosníku | 72 |
| 6.12 Výsledky pro svislý nosník | 74 |
| 6.13 Veličiny a jednotky pro výpočet průhybu rámu | 74 |
| 6.14 Veličiny a jednotky pro výpočet průhybu nosníku | 77 |
| 6.15 Veličiny a jednotky pro výpočet celkového průhybu rámu | 82 |



Úvod

Tato práce se zabývá návrhem výtahu dopravujícího paletky mezi dvěma dopravníky. Rám výtahu má být tvořen zejména standardizovanými profily. Konstrukce výtahu musí umožňovat spolehlivé nakládání a vykládání paletky. Při nastavování prvků regulující zdvih a rychlost výtahu musí být možné výtah zajistit proti jeho pohybu.

Prvním cílem této práce je zpracovat řešení problematiky dostupných systémů paletkové dopravy a modulárních systémů. Dále do problematiky spadají lineární pohony a vedení, použitelné pro konstrukci výtahu.

Druhým cílem je vytvořit koncepční návrh dle zadaných parametrů a na jeho základě vytvořit předběžný 3D model výtahu. Tato část zahrnuje volbu pohonu a vzájemného uspořádání jednotlivých prvků.

Třetím cílem je vytvořit předběžné, návrhové a kontrolní výpočty. V rámci předběžných výpočtů je na základě fyzikálních a geometrických vlastností vytvořeného modelu stanoven průměr pístu pneumatického válce a je provedeno uvolnění pohyblivého rámu. Na základě výsledků předběžných výpočtů je proveden návrhový výpočet dalších prvků výtahu, zejména lineárního vedení a upevnění dorazů a tlumení pneumatického válce. V kontrolních výpočtech jsou vybrané prvky konstrukce, zejména šroubové spoje, svary a kontaktní plochy, posuzovány z pohledu bezpečnosti. Dále je vybraný prvek konstrukce podroben detailní analýze zahrnující analýzu pomocí metody konečných prvků v programu Abaqus. Výsledky jsou následně porovnány s výsledky analytické metody.

Čtvrtým cílem je vytvořit parametrický 3D koncepční model v programu SolidWorks a posledním cílem je poté vytvořit 2D koncepční výkres zahrnující základní a připojovací rozměry.



Část I

Rešeršní část

Rešeršní část je zaměřena na problematiku dopravních a modulárních systémů a lineárních pohonů. Dopravním systémem se myslí, jakým způsobem je výrobek dopravován. Modulárním systémem se myslí systém standardizovaných stavebnicových prvků, jejichž rozbiratelným spojováním vznikají konstrukce využívané zejména v oblastech transportní techniky.

V první kapitole jsou uvedeny druhy dopravních systémů, jejich charakteristické vlastnosti a přední výrobci. Druhá kapitola je věnována modulárnímu systému společnosti Bosch Rexroth, zejména jednotlivým stavebním prvkům, použitelným pro konstrukci výtahu. Ve třetí kapitole jsou uvedeny druhy lineárních pohonů a vedení použitelných pro konstrukci paletkového výtahu.

Na základě poznatků získaných v rešeršní části týkající se modulárního systému a lineárních vedení a pohonů jsou zvoleny stavební prvky pro konstrukci výtahu.

Kapitola 1

Dopravníkové systémy

Dopravníkové systémy jsou dnes nedílnou součástí všech automatizovaných pracovišť. Součástí takových systémů jsou nejen samotné dopravníky, ale i elektronické, případně pneumatické prvky a software starající se o správný chod celého pracoviště. Dopravníkové systémy lze rozdělit na dva základní typy, a to na přímé a paletkové systémy.

U přímých systémů je výrobek v přímém kontaktu s tažným elementem (např. dopravním pásem). Zástupcem této skupiny dopravních systémů je pásový dopravník. Tento systém je vhodný pro sypký a kusový materiál a je proto hojně využíván v potravinářském, zemědělském a těžebním průmyslu. Do této kategorie se dále řadí řetězové, korečkové a vibrační dopravníky.

U paletkového dopravníkového systému je dopravovaný materiál v kontaktu s paletkou, která je unášena dopravním pásem nebo řetězem. Výrobek může být umístěn na paletě pomocí nosiče. Tento systém je vhodný pro dopravu kusového materiálu. Nejčastěji bývá využíván pro dopravu výrobků ve výrobních halách a skladech. Výhodou paletkového systému je možnost odklonění paletky na vedlejší trať, zastavení paletky, případně její vysunutí a otočení. Paletkové systémy bývají na rozdíl od přímých systémů výrazně méně zatížitelné.

Zvláštním druhem dopravníků je válečková trať, která se nachází na pomezí obou systémů. Blíže má k přímým systémům, neboť je výrobek v přímém kontaktu s hnacím členem, tedy s válečky.

1.1 Přímý systém

V této kapitole jsou uvedeny společnosti, které se zabývají výrobou přímých systémů – se zaměřením na pásové, článkové dopravníky a válečkové tratě. Mezi přední výrobce těchto dopravníků patří společnost CSL, Dorner, Bosch Rexroth a Interroll.

1.1.1 CSL

Do portfolia společnosti CSL patří válečkové tratě, pásové dopravníky, třídiče, nakladače a výtahy. Válečkové tratě se skládají z přímých úseků, zatáček a spirálových výtahů. Na obrázku 1.1a je zobrazen třídič, který odklání výrobky (plastové bedny) do jiné části válečkové tratě natočením poháněných válečků. Poháněné válečky včetně zakrytování modrým plechem je možné vidět v levé spodní části obrázku. [1]



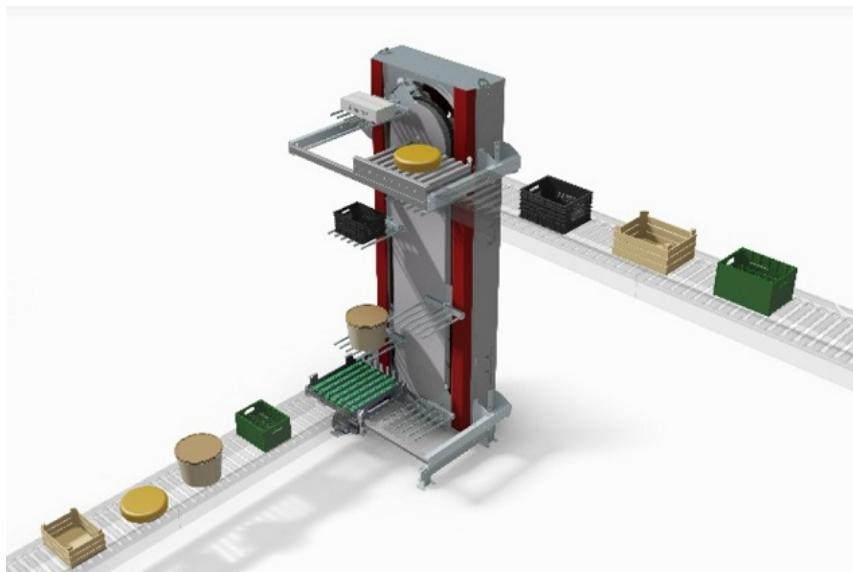
(a) třídíč [1]

(b) spirálový dopravník [1]

Obrázek 1.1: Přímý systém CSL

Na obrázku 1.1b je zobrazen spirálový dopravník. Tažným elementem je zde gumový pás. tyto dopravníky jsou schopny překonávat převýšení až 20 m. Standardně se vyrábí v šířkách 200–600 mm. Spirálové dopravníky jsou schopny dopravovat výrobky v obou směrech. [1]

Společnost CSL vyrábí kromě dopravníků určeným k vodorovné a šikmé dopravě také výtahy. Výtahy jsou dopravníky určené pro svislou dopravu výrobku mezi dvěma a více úrovněmi, viz obrázek 1.2. V tomto případě se jedná o nepřetržitý výtah, jehož trajektorii je uzavřená křivka, zde ovál. [1]

**Obrázek 1.2:** Výtah od společnosti CSL [1]

K nakládání a vykládání přepravek dochází v těsné blízkosti horní (resp. dolní) úvratí, kde prsty dna výtahu zapadají mezi válečky horní (resp. spodní) válečkové trati. Výtah se vyrábí i ve víceúrovňovém provedení. Potom je dno jednotlivých úrovní odklápěno pneumatickým válcem. Nevýhodou takového výtahu je jisté omezení rychlosti, které je spojeno s maximálním dovoleným zrychlením, které může působit na výrobek v okamžiku nakládání a vykládání. [1]

■ 1.1.2 Dorner

Americká společnost Dorner nabízí modulární dopravníkové systémy v několika řadách (1x, 2x, 3x a 7x). Tažným elementem je hladký dopravníkový pás, nebo pás se zarážkami (viz obrázek 1.3), určený k překonávání velkého stoupání. Aby se pás mohl ohýbat zejména v pohonné a vratné sekci, jsou boční stěny pásu nařaseny. Výška zarážek se pohybuje od 6 mm do 150 mm. [2]



Obrázek 1.3: Dopravní pás se zarážkami [2]

Materiálem tvořící povrch pásu může být polyuretan, PVC nebo polyester. Dopravní systémy Dorner nachází uplatnění ve farmaceutickém, potravinářském a chemickém průmyslu. [2]

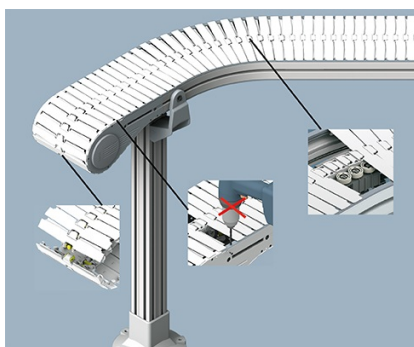
■ 1.1.3 Interroll

Společnost Interroll je předním světovým výrobcem válečků poháněných i nepoháněných pro válečkové tratě. Produkty společnosti Interroll nachází uplatnění v dopravě kontejnerů, balíků v přepravních společnostech, ale i na letištích nebo v supermarketech jako pokladní pás. Válečky jsou vyráběny nepoháněné a poháněné. Pohon válečků je realizován buďto řetězem nebo integrovaným elektromotorem. Zejména válečky s integrovaným pohonem se hojně používají v pokladních pásech pro svou kompaktnost. [3]

■ 1.1.4 VarioFlow od Rexroth

Specifickým zástupcem přímého dopravníkového systému je Varioflow od společnosti Bosch Rexroth, viz obrázek 1.4. Jedná se modulární článkový dopravník, který využívá k dopravě materiálu, resp. produktů článkový řetěz s téměř uzavřeným povrchem. To znamená, že je vhodný i pro dopravu malých součástí. Článkový řetěz umožňuje pohyb po zakřivených trajektoriích, a to jak ve vertikální, tak i horizontální rovině. Používaným materiálem pro konstrukci dopravníku je hliníková slitina, korozivzdorná ocel, případně materiál, který je určený pro aplikace s vysokými nároky na hygienu (FDA).

Řetěz se vyrábí jako plochý, akumulární, plochý s válečky nebo se zarážkami. Materiálem destiček je plast POM nebo korozivzdorná ocel nebo materiál ESD (antistatický). [4]



Obrázek 1.4: VarioFlow [4]

Přepavní šířka dopravníku, tedy šířka článků, se pohybuje v rozmezí 65 mm až 320 mm . Maximální tahová síla v řetězu dosahuje 1250 N . Článekové dopravníky VarioFlow se rovněž vyrábí v paletkovém provedení. Takový dopravník je určen pro malé zatížení paletky. [4]

1.2 Paletkový systém Bosch Rexroth

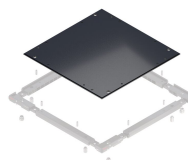
Mezi přední výrobce paletkových dopravních systémů patří společnost Bosch Rexroth. Kromě systému Varioflow nabízí tato společnost systémy TS1, TS2 a TS5. Všechny zmíněné systémy jsou určeny pro paletkovou dopravu a liší se zejména v maximální zatížitelnosti. Nejméně zatížitelný je systém TS1 a nejvíce systém TS5. V následujících podkapitolách je blíže prozkoumán paletkový dopravníkový systém TS2, neboť jeho zatížitelnost odpovídá zadaným parametrům výtahu. Důraz je kladen zejména na paletky, dopravníky, řídicí a poziční prvky. [4]

1.2.1 Paletky

Paletky slouží k přepravě výrobků mezi jednotlivým stanovišti. Paletku je možné opatřit nosičem, na kterém je upevněn výrobek. Paletky jsou rozděleny do několika skupin od WT 2/E až WT 2/F-H, které se liší použitým materiálem a zatížitelností. Každá paletka je tvořena rámem a ve většině případů je součástí i nosná deska, viz obrázek 1.5. Materiálem rámu je polyamid PA nebo hliníková slitina, materiálem nosné desky je polyamid PA nebo ocel. [4]



(a) rám paletky [4]

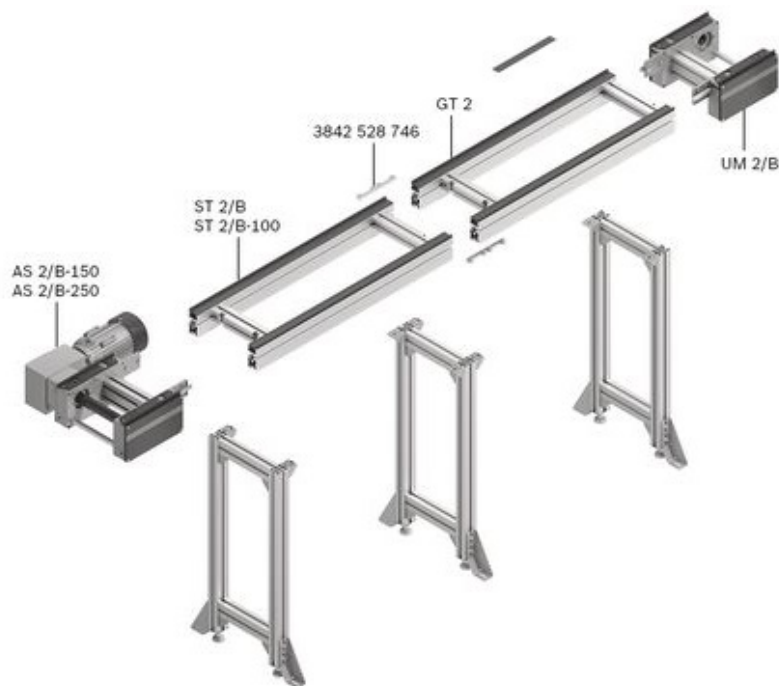


(b) nosná deska paletky [4]

Obrázek 1.5: Paletka WT 2

1.2.2 Přímé tratě

Na obrázku 1.6 je zobrazena přímá trať skládající se z pohonné sekce, středové sekce a koncové, neboli vratné sekce. Dále je nutno zmínit i podpůrnou konstrukci (nohy), kterými je dopravník ustaven v požadované výšce a ukotven k podlaze.



Obrázek 1.6: Sestava jednoduchého dopravníku [4]

Střední sekce je složena z profilu vyrobeného z hliníkové slitiny (viz obrázek 1.7a) a kluzné vodící lišty (viz obrázek 1.7b). Tažná větev pásu je vedena po kluzné vodící liště, naopak jeho vratná část se vrací dutinou v profilu. Z toho důvodu jsou na kluzné lišty kladeny vysoké nároky, zejména na to, aby koeficient tření mezi pásem a lištou byl co nejnižší. [4]



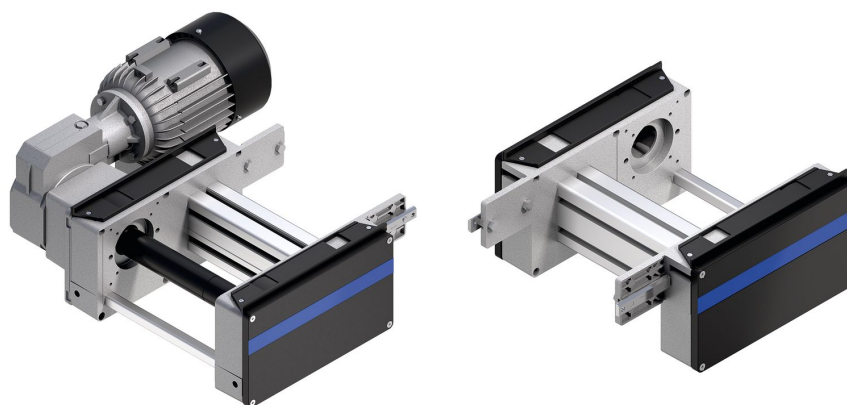
(a) profil střední sekce [4]



(b) kluzná vodící lišta [4]

Obrázek 1.7: Konstrukce střední sekce

Na obrázku 1.8a je zobrazena pohonná sekce a na obrázku 1.8b vratná sekce. Z obrázků jsou patrné i přípojovací prvky pro spojení se střední sekcí. Každá pohonná jednotka je specifikována rozměry, šířkou dopravníku a maximální přípustnou hmotností, kterou smí být pohonná jednotka zatížena při akumulaci. To je okamžik, kdy je paletka zastavena, ale dopravní element, např. tažný pás, se pohybuje.



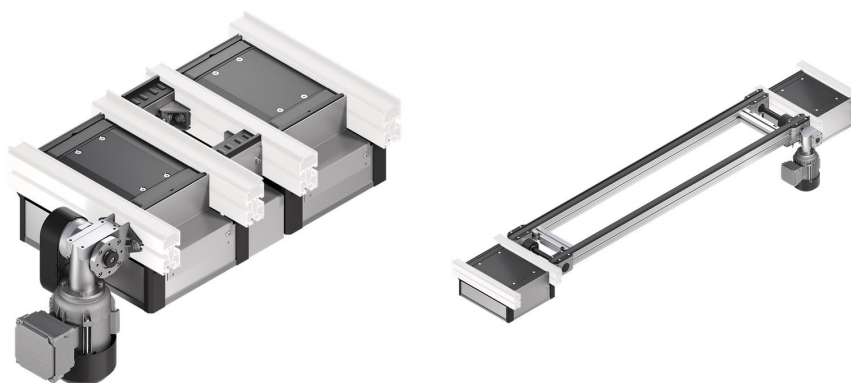
(a) pohonná sekce dopravníku [4]

(b) vratná sekce dopravníku [4]

Obrázek 1.8: Pohonná a vratná sekce

1.2.3 Příčné přejezdy

Dalším prvkem paletkového systému jsou tzv. příčné přejezdy. Jedná se o zdvihací jednotku s krátkým dopravníkem, které umožňují přemístění paletky mezi dvěma paralelními větvemi. Na obrázcích 1.9 jsou zobrazeny dva zástupci této skupiny. Na obrázku 1.9a jde o příčný přejezd, který slouží k přesunutí paletky na vedlejší trať v případě, kdy jsou tratě od sebe vzdáleny o pevnou vzdálenost. Na obrázku 1.9b je znázorněn transversální dopravník, který je určen rovněž k dopravení paletky na jinou trať, ale umístěnou i ve větší vzdálenosti, kterou lze snadno definovat délkou prostředních sekcí. [4]



(a) příčný přejezd [4]

(b) transversální dopravník [4]

Obrázek 1.9: Příčné přejezdy a dopravníky

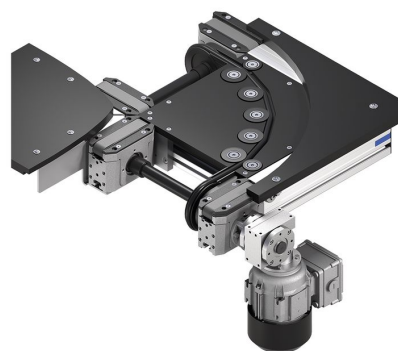
Oba systémy obsahují zdvihací jednotku, která musí nejprve paletku zvednout, aby nebyla v kontaktu s tažným elementem a poté se aktivuje krátký dopravník, který ji posune v příčném směru. Zdvih je řešen pneumaticky. Pro přenos krouticího momentu z převodovky na dopravníky je použit ozubený řemen. Místo kruhových hřídelí např. s drážkováním nebo perem a drážkou se pro přenos krouticího momentu používají šestihranné tyče. Zdvih je možné realizovat ve třech úrovních: dolní, střední a horní. Pohon je standardně osazen čidly na dvoupolohové pozicování. [4]

1.2.4 Zatáčky

Na obrázcích 1.10 jsou znázorněny dva způsoby řešení tzv. oblouku, tedy místa, kde se mění směr pohybu, nejčastěji o $90 - 180^\circ$. Na obrázku 1.10a je změna směru realizována dvěma na sebe kolmými dopravníky a zaobleným vedením. Na obrázku 1.10b je změna směru řešena úzkým pásem, který je přes kladky veden do oblouku. Rovněž je paleta po stranách vedena obloukovým přidržovačem. Obdobným způsobem jsou řešeny oblouky do 180° . [4]



(a) zatáčka s kolmo navazujícími pásy [4]



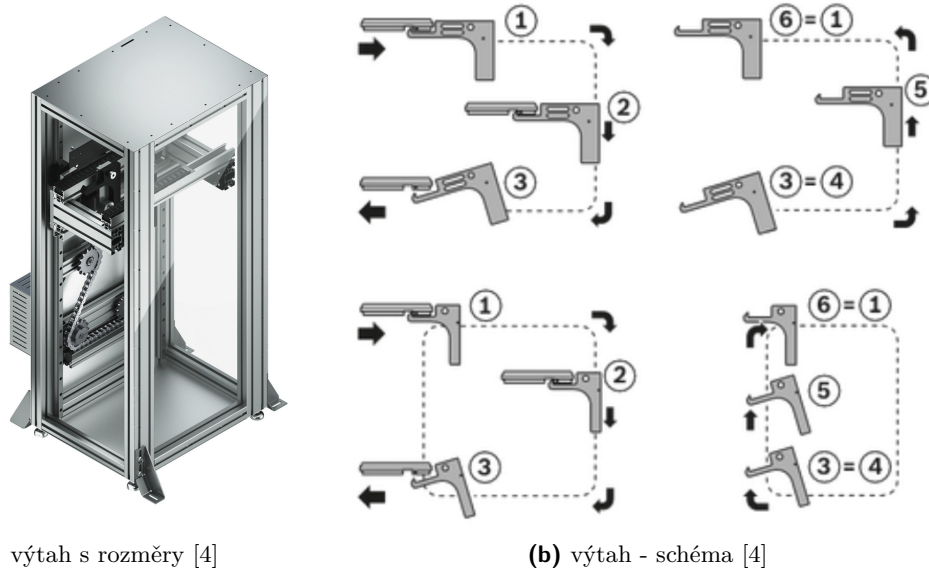
(b) zatáčka se zakřiveným pásem [4]

Obrázek 1.10: Zatáčky od společnosti Rexroth

1.2.5 Výtahy

Výtah pro paletkové dopravníky je zobrazen na obrázku 1.11a. Pohon výtahu včetně naložení a vyložení paletky je řešen pouze jedním elektromotorem, čímž se dosahuje vysoké úspory a efektivity celého systému. Vykládání a nakládání paletky na výtah je řešeno pomocí mechanismu, který paletku vytlačuje nebo vtahuje po kluzném vedení. Zdvih výtahu je řešen pomocí řetězu s unašečem. [4]

Princip výtahu je patrný z obrázku 1.11b. Výtah, resp. unašeč spojený s řetězem se pohybuje po otevřené nebo uzavřené křivce.



Obrázek 1.11: Výtah od Rexroth

1.2.6 Podpěrná konstrukce

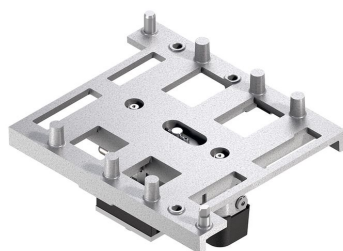
Podpěrná konstrukce slouží k podepření a ukotvení dopravníků k podlaze. Skládají se z profilů, rohových spojek, šroubovacích a kotvicích patek, viz obrázek 1.12. Rohové spojky je možné opatřit plastovými krytkami. Nohy se vyrábí i v provedení určeném pro velká zatížení. Dovolené svislé zatížení nohou je závislé především na použitých šroubovacích patkách, které mohou být z plastu nebo oceli. Kotvicí patky jsou k rámu upevněny pomocí T-šroubů umístěných v drážkách profilů. [4]



Obrázek 1.12: Podpěrná konstrukce [4]

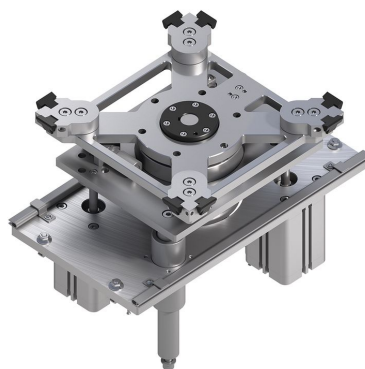
1.2.7 Poziční prvky

Poziční prvky umožňují nastavit správnou orientaci a polohu paletky na dopravníku. Na obrázku 1.13 je zobrazen prvek zajišťující její správnou polohu s přesností na desetiny *mm*. V okamžiku, kdy je přes díry v paletce a čepy poziční jednotky zajištěna správná poloha, je možné provádět na výrobku různé operace. Uplatnění nacházejí tyto jednotky zejména v automatických linkách, kde je vyžadována přesná poloha výrobku. Zdvih poziční jednotky je realizován pneumaticky. Celé zařízení se připevňuje přes drážku a šroub s T-hlavou a maticí s límcem ke spodní straně profilu dopravníku. [4]



Obrázek 1.13: Poziční prvek [4]

Vzhledem k tomu, že se celá dopravní trať může skládat z většího počtu zatáček a příčných přejezdů a paletka tak může mít nesprávnou polohu např. vůči operátorovi, bývá trať opatřena rotačními jednotkami. Na obrázku 1.14 je zobrazen prvek, který je schopen paletku nejen zdvihnout, ale i otočit o 90° nebo 180°. Zdvih i rotace jsou realizovány pneumaticky. Prvek se připevňuje k základnímu dopravníku přes pomocný rám složený ze čtvercových hliníkových profilů a rohových spojek. Konstrukce se opět spojí pomocí šroubů s T-hlavou a maticemi s límcem. [4]



Obrázek 1.14: Zdvih s rotací [4]

1.2.8 Řídicí prvky

Mezi řídicí prvky patří stoppery, senzory, tlumiče, případně prvky komunikačního systému RFID. Na obrázku 1.15 je zobrazen tzv. „stopper“. Jedná se o pneumatický prvek, který je bez dodávky stlačeného vzduchu zavřen, resp. vysunut. Pokud má být prvek otevřen, musí být do pneumatického válce přiveden stlačený vzduch. K přerušení jeho dodávky dochází řídicím systémem. Ve vysunutém stavu tvoří stopper překážku, o kterou se paletka na dopravníku zastaví. Stoppery se využívají k zastavení paletky v blízkosti pozičního prvku. Další využití je pro regulaci množství paletek v dané sekci tratě vzhledem k její maximální zatížitelnosti. [4]



Obrázek 1.15: Stopper [4]

1.3 Další paletkové systémy

K dalším světovým výrobcům paletkových dopravních systémů patří americká společnost MK-group. Na obrázku 1.16a je zobrazen paletkový výtah, jehož dno je tvořeno malým dopravníkem, který slouží k naložení a vyložení přepravované paletky. Nevýhoda této koncepce spočívá v nárůstu pohyblivých hmot výtahu. Tento problém lze řešit například protizávažím, které vyvažuje dopravník a snižuje tak výkonové nároky na pohon výtahu (viz obrázek 1.16b). Použití protizávaží má výhodu ve vyvážení hmot, na druhou stranu tím narůstají setrvačné hmoty, což může významně zhoršit dynamiku celého systému. Tento výtah dodává firma MK-group i v provedení s rotační jednotkou, sloužící k otočení paletky. Výrobce MK-group nabízí paletkové dopravníky a výtahy ve třech rozměrových třídách, a to standard, plus a ultra. Jednotlivé třídy se od sebe liší maximální zatížitelností, a to 40, 100 a 300 kg. Tato společnost rovněž vyrábí přímé dopravníky, zatáčky, rotační a zdvihací jednotky a řídicí prvky. [5]



(a) výtah s dopravníkem [5]



(b) výtah s protizávažím [5]

Obrázek 1.16: Výtahy od MK-group

Kapitola 2

Modulární systém

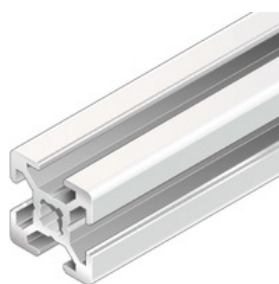
Modulární nebo-li stavebnicový systém je sestava složená z jednotlivých prvků standardizovaných rozměrů. Pomocí nich je možno sestavovat nejrůznější konstrukce se stoprocentní vyměnitelností dílů. Zároveň se jedná o montované konstrukce, tudíž je velice jednoduché takovou konstrukci upravit, přesunout, či zcela rozmontovat.

2.1 Stavebnicové prvky

Stavebnicové prvky jsou základními kameny modulárních systémů. Patří sem profily, spojovací prvky, klouby, stavěcí patky a další.

2.1.1 Profily

Na obrázku 2.1 jsou zobrazeny standardizované profily různých tvarů. Výrobce udává u všech profilů jejich fyzikální vlastnosti včetně kvadratického momentu a ohybového modulu průřezu, jejichž znalost je nezbytná k pevnostním výpočtům. Profily se vyrábí v různých rozměrových řadách. Každé řadě odpovídá i šířka drážky a tedy i velikost spojovacího šroubu. Šířka drážky se pohybuje od 6 do 10 mm a velikost šroubu se pohybuje od M5 do M8. [4]



(a) čtvercový profil [4]

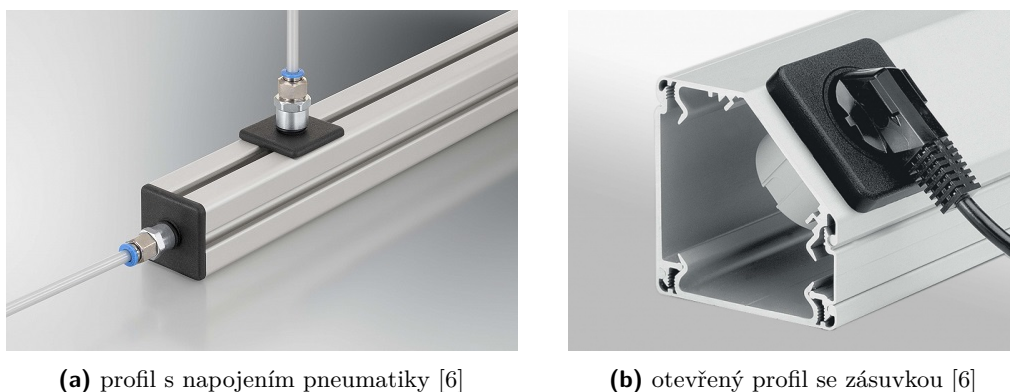


(b) složený profil [4]

Obrázek 2.1: Profily společnosti Bosch Rexroth

Na obrázcích 2.2 jsou zobrazeny ukázky profilů od německé společnosti Item. Profily jsou vyráběny v rozměrových řadách označených „Profile 5“ až „Profile 12“, což označuje průměr šroubu, pomocí kterého jsou profily spojovány. Únosnost jednoho šroubového spoje

je dle výrobce od 0,5 kN do 10 kN. Nejvyšší únosnost odpovídá profilům velikosti 12. Společnost Item nabízí profily čtvercové, obdélníkové, zaoblené, zkosené, hladké, otevřené i uzavřené. Drážky pro spojovací prvky nemusí být vždy na všech stranách profilu. Dutiny v hliníkových profilech lze použít i pro rozvod stlačeného vzduchu (viz obrázek 2.2a). Společnost Item nabízí řadu fitinek a prvků pro napojení rozvodů stlačeného vzduchu na profily. Toto napojení se realizuje pomocí trubkového závitu G1/2. Do některých profilů lze zabudovat kromě pneumatických rozvodů i rozvody elektrické energie, včetně umístění zásuvek pro připojení elektrických zařízení (viz obrázek 2.2b). [6]



(a) profil s napojením pneumatiky [6]

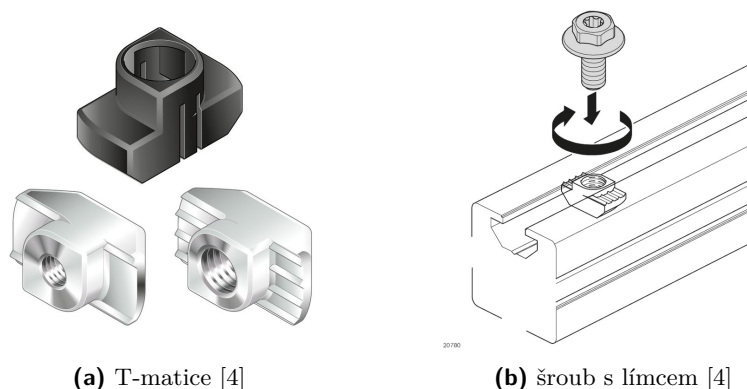
(b) otevřený profil se zásuvkou [6]

Obrázek 2.2: Profily společnosti Item

K dalším výrobcům a dodavatelům modulárních systémů patří společnosti Minitec, Alutec, Robotunits, Lipro, BMT, nebo česká firma Alutec KK, dále německá firma Paletti a společnosti Maytec a MK-group.

2.1.2 Spojovací prvky

Na obrázku 2.3a je zobrazena T-matice se zaoblením na protilehlých hranách. Tato zaoblení umožňují pootočit s maticí v drážce profilu, do kterého je matice zasunuta. Dle firmy Rexroth je únosnost matic v rozsahu 1700–18000 N v závislosti na velikosti matice. Při větších zatíženích je únosnost závislá i na velikosti a typu profilu. Matice se standardně vyrábí pro T-drážky 6–10 mm a to se závitem M4 až M8. [4]



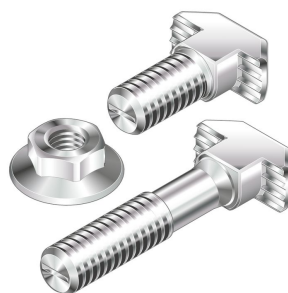
(a) T-matice [4]

(b) šroub s límcem [4]

Obrázek 2.3: Spojovací prvky

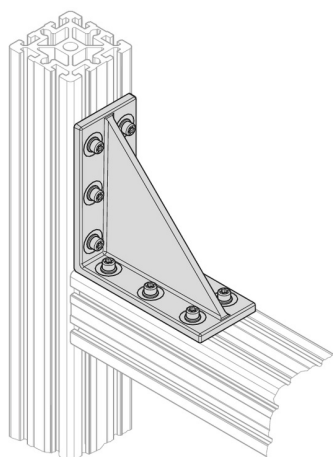
Na obrázku 2.3b je zobrazen šroub s límcem, který je určen k použití s T-maticí. Přenos krouticího momentu z klíče na šroub je realizován drážkou Torx. Běžně se pro spojení používají šrouby dle norem ISO a DIN. Při spojování profilů s dalšími prvky je nutné dbát na dovolený tlak pod hlavou šroubu, případně podložkou. [4]

Na obrázku 2.4 je znázorněn metrický šroub s T-hlavou a maticí s límcem. Jedná se o nejčastěji používané spojovací prvky. Používaný rozsah velikostí šroubů a matic je M6–M8.

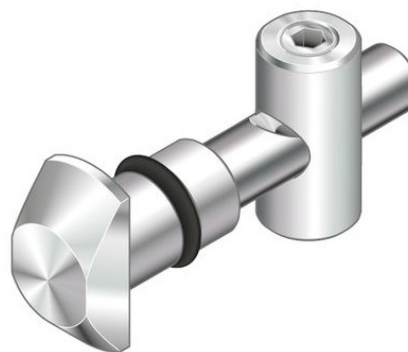


Obrázek 2.4: Šroub s T-hlavou a maticí s límcem [4]

V případě, že je třeba pevně spojit profily pod úhlem 90°, lze použít např. úhlovou spojku znázorněnou na obrázku 2.5a. Ke spojení dvou profilů dochází v několika místech pomocí šroubů. Tento spoj se vyznačuje velkou tuhostí a schopností snášet velká zatížení jak statická, tak i dynamická. Na obrázku 2.6 jsou zobrazeny pohledy na úhlovou spojku a rovněž stručně popsány mechanické vlastnosti takové spojky, zejména únosnost spoje v ohybu. Na obrázku 2.5b je znázorněn rychloupínací prvek známý jako „Quick connector“. Jedná se o čep s T-hlavou, v němž je kuželová díra. Čep se zasune do válcovitého dříku, ve kterém je zašroubovaný stavěcí šroub se špičkou. Zašroubováním stavěcího šroubu se vtahuje čep směrem do dříku, a tím se konstrukce stahuje. [4]

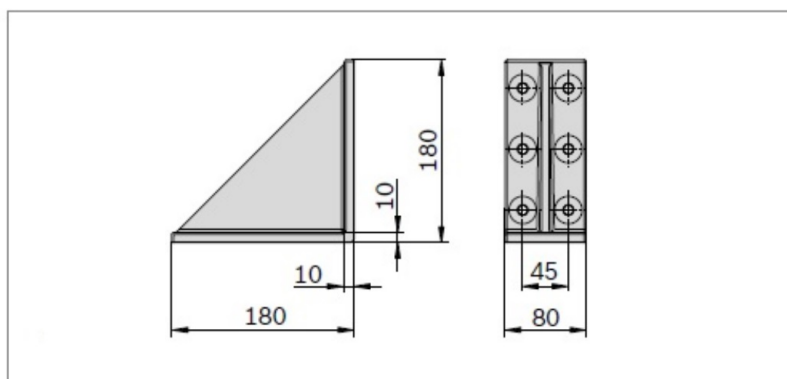


(a) tuhé pravoúhlé spojení [4]



(b) Quick connector [4]

Obrázek 2.5: Spojování profilů

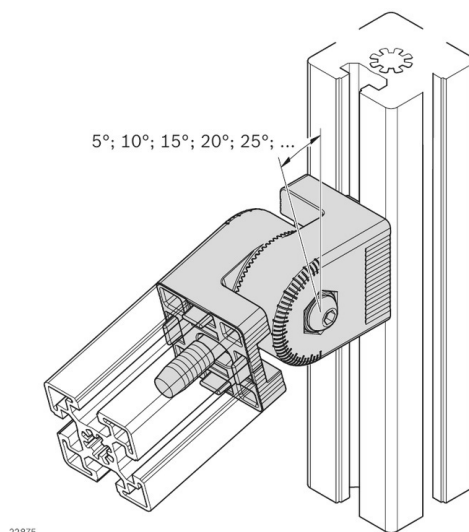


| | | | | |
|-----------------|---------|---------|---------|---------|
| typ zatížení | | | | |
| únosnost | 30000 N | 5600 Nm | 5600 Nm | 1400 Nm |

Obrázek 2.6: Únosnost rohové spojky (převzato z [4] a upraveno)

2.1.3 Klouby

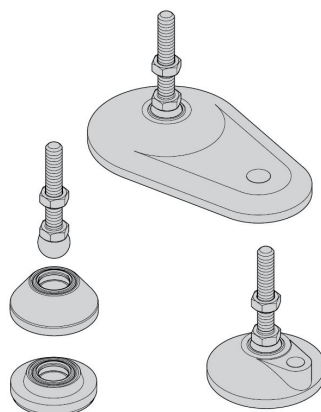
V některých případech je potřeba do konstrukce umístit prvky pod jiným než pravým úhlem, případně zaručit, aby bylo možné úhel kdykoli změnit. V takových případech se používají kloubové spoje. Kloubový spoj na obrázku 2.7 umožňuje uzamknout svou polohu zapadnutím dvou ozubených věnců do sebe. Rozestupy zubů umožňují nastavit úhel po 5°. [4]



Obrázek 2.7: Uzamykatelný kloub od spol. Rexroth [4]

2.1.4 Stavěcí a kotvicí patky

Stavěcí patky v kombinaci s kotvicími patkami slouží pro přesné polohování dopravníku a jeho ukotvení k podlaze. Stavěcí patky jsou zobrazeny na obrázku 2.8. Skládají se ze závitového dřívku zakončeného kulovým čepem, kulaté nebo oválné patky a nízké metrické matice pro zajištění spoje. [4]



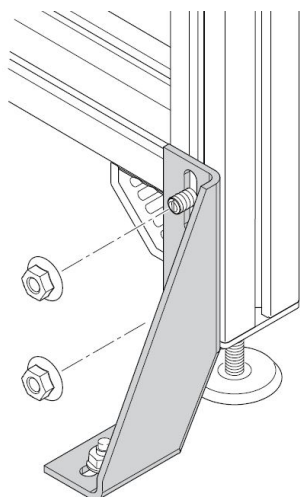
Obrázek 2.8: Stavěcí patka [4]

V případě, že je potřeba patku zašroubovat kolmo k ose profilu, je potřeba do profilu vyvrtat díru, do které se umístí matice. Maximální dovolené zatížení stavěcích patek je uvedeno v následující tabulce:

Tabulka 2.1: Dovolené zatížení stavěcích patek [4]

| materiál patky | průměr patky [mm] | dovolené zatížení v tlaku [N] |
|---------------------|----------------------|----------------------------------|
| korozi-vzdorná ocel | 29 | 20 000 |
| | 44 | 30 000 |
| | 79 | 30 000 |
| pozinková ocel | 29 | 20 000 |
| | 44 | 30 000 |
| | 79 | 30 000 |
| PA | 29 | 9 000 |
| | 44 | 9 000 |
| | 79 | 9 000 |

Kotvicí patky zobrazené na obrázku 2.9 jsou k profilům připevněny přes T-drážky pomocí T-šroubů a matic s límcem. Připojovací otvory těchto patek mají oválný tvar, což usnadňuje montáž a umožňuje výškovou nastavitelnost v případě, že je patka upevněna k profilu rovnoběžnému s podlahou. [4]



Obrázek 2.9: Kotvicí patka [4]

Kapitola 3

Lineární pohony výtahů

V této části jsou uvedeny lineární pohony použitelné pro pohon výtahu. Pohony jsou rozděleny do dvou skupin, a to na pohony elektromechanické a pneumatické. U pneumatických pohonů je věnována pozornost tlumení v koncových polohách a řízení rychlosti.

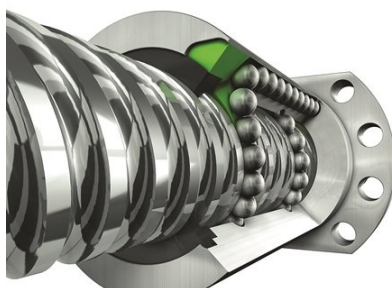
3.1 Elektromechanický pohon

Elektromechanický pohon je zpravidla složen z elektromotoru a převodu, který je schopen převést rotační pohyb elektromotoru na lineární. Tento převod lze realizovat např. pohybovým šroubem, řemenem či řetězem, dvojicí ozubený hřeben–pastorek nebo klikovým mechanismem.

V této práci budou uvedeny jen dva mechanismy z výše vyjmenovaných, a to sice mechanismus s pohybovým (kuličkovým) šroubem a ozubeným řemenem. Klikový mechanismus není vhodný zejména kvůli nerovnoměrnosti chodu mechanismu a rovněž jeho případným velkými rozměry. Dvojice ozubený hřeben a pastorek rovněž není pro tuto aplikaci vhodná, neboť pro zachování kompaktnosti pohonu by se musel pohybovat elektromotor s výtahem, čímž by narostla hmotnost pohyblivých hmot.

3.1.1 Kuličkový šroub

Velice rozšířeným mechanismem pro převod rotačního pohybu na přímočarý je pomocí kuličkového šroubu. Na obrázku 3.1 je schéma částí kuličkového šroubu. U těchto šroubů je nutno klást velký důraz na mazání šroubů. Krom toho se při návrhu musí brát ohled na kritické otáčky šroubu, vzpěrnou tuhost a rovněž na jeho životnost.



Obrázek 3.1: Kuličkový šroub HIWIN [7]

Hřídel, tedy šroub, se ukládá na obou koncích do kuličkových ložisek schopných zachytit velkou axiální sílu. Axiální pojištění kuličkových šroubů bývá řešeno pojistnou KM maticí s MB podložkou na straně pohonu, na druhý konec se vkládá hřídelový pojistný kroužek. Přenos krouticího momentu se realizuje těsným perem s přechodným uložením náboj–hřídel. Kuličkový šroub je dále nutno opatřit lineárním vedením.

Elegantním řešením je spojení lineárního vedení a kuličkového šroubu do jednoho těla – viz obrázek 3.2. Tyto lineární pohony jsou schopny snést zatížení až 20 kN při délce šroubu 2740 mm . Kuličkové šrouby se obecně vyznačují vysokou přesností, resp. opakovatelností, a to cca $0,01\text{ mm}$. Nevýhodou mohou být nižší dosahované rychlosti posuvu pohybující se do $2,5\text{ m/s}$. [7]

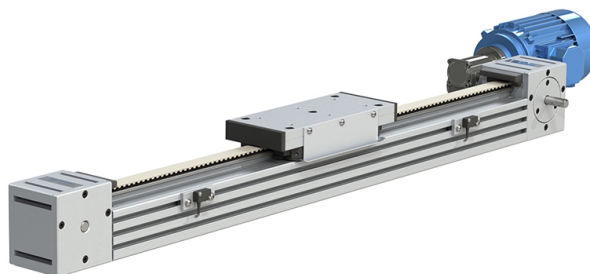


Obrázek 3.2: Kuličkový šroub s lineárním vedením [7]

3.1.2 Ozubený řemen

Převod rotačního pohybu elektromotoru na přímočarý pohyb lineárního vedení pomocí ozubeného řemene je na obrázku 3.3. Výrobce HepcoMotion v katalogu uvádí kromě rozměrů vedení i typ planetové převodovky a elektromotoru. Vedle těchto parametrů je potom uvedena síla a rychlost, kterých takový pohon umožňuje dosáhnout. Rychlosti se běžně pohybují od desetin až po jednotky m/s . Vše to závisí na zatížení a zvoleném motoru a převodovce. Přípustné hodnoty zatížení se pohybují řádově v kN .

V porovnání s kuličkovým šroubem je ozubený řemen výrazně tišší, zároveň však tvoří pružnou vazbu, a tudíž může být následkem i nižší přesnost. [8]



Obrázek 3.3: Sestava řemenového pohonu, převodovky a motoru [8]

3.2 Pneumatický pohon

Pneumatické lineární pohony lze rozdělit na bezpístnicové a s pístnicí. Zásadní rozdíl mezi nimi je v zástavbových rozměrech. Pneumatický válec bez pístnice je mnohem kompaktnější a podobá se svým vzhledem lineárním pohonům s kuličkovým šroubem a ozubeným řemenem. Maximální dosažitelná síla a rychlost se rovněž pohybuje řádově v jednotkách kN a jednotkách m/s . Nespornou výhodou pneumatického pohonu je kompaktnost, neboť zdroj energie, tedy stlačeného vzduchu, se nachází mimo samotný pohon. Mezi výrobce a dodavatele pneumatických pohonů patří např. společnosti Festo, SMC, Stránský a Petržík, Camozzi a Aventics.

3.2.1 Pístnicový válec

Pístnicové pneumatické válce se dělí na válce s oboustrannou a jednostrannou pístnicí. Na obrázku 3.4 je zobrazen pístnicový pneumatický válec s jednostrannou pístnicí od společnosti SMC.



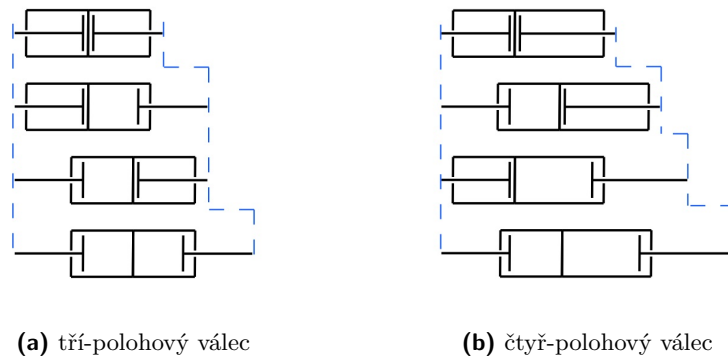
Obrázek 3.4: Pnev válec s jednostrannou pístnicí [10]

Návrh pneumatických pohonů vychází z rovnice (3.1). Tato síla odpovídá síle stlačeného vzduchu. Proti této síle působí jak síla břemene, tak i pasivní síly – třecí síla uvnitř válce a v lineárním vedení, a také síla potřebná ke zrychlení pohyblivých hmot. V rovnici A značí plochu válce a p pracovní tlak. Pro válec s jednostrannou pístnicí se plochy pístní a pístnicová liší, a potom jsou síly při vysouvání a zasouvání různé. V případě, že má válec pístnici oboustrannou, je síla daná plochou a pracovním tlakem na obou stranách pístu stejná. Za předpokladu, že jsou průměry pístnice z obou stran stejné. Pro bezpístnicový válec platí, že jsou síly dané plochou pístu a pracovním tlakem stejné.

$$F = p \cdot A \quad (3.1)$$

Válce stejného průměru s jednostrannou pístnicí je možné spojovat do tandemového zapojení. Válce se vždy spojují svými pístními částmi, pístnice tedy vyjízďejí od sebe, viz obrázek 3.5. [9]

Spojí-li se dva válce stejné délky, získá se tří-polohový válec. Úplným vysunutím jedné, obou nebo žádné pístnice se dosáhne tří různých délek válce, viz obrázek 3.5a. Spojí-li se dva válce různých délek, získá se čtyř-polohový válec, viz obrázek 3.5b.



Obrázek 3.5: Vícepolohové válce

3.2.2 Bezpečnostní válec

Stále častěji se objevují pneumatické bezpečnostní pohony. Nespornou výhodou je značná úspora místa daná absencí pístnice. Na obrázku 3.6 je zobrazen pneumatický bezpečnostní pohon od společnosti SMC. Spojení pístu a unašeče je řešeno přímou mechanickou cestou. To znamená, že píst a unašeč jsou spojeny pomocí třmenu a nosného kroužku z korozivzdorné oceli. [10]



Obrázek 3.6: Bezpečnostní válec od firmy SMC [10]

3.2.3 Tlumení pneumatických válců

Za účelem snížení rázů pneuválce v koncových polohách jsou válce opatřeny tlumením. Tlumení může být umístěno uvnitř nebo vně válce. Vnitřní tlumení je obvykle řešeno gumovými dorazy nebo systémem škrticích otvorů. Vnější tlumení je realizováno externími tlumiči připevněnými k rámu stroje, nebo k pneumatickému válci.

Stěžejním údajem tlumiče je energie, kterou je schopen pohltit. V případě, že se břemeno pohybuje konstantní rychlostí, jsou síly na něj působící v rovnováze, a potom je možné vycházet pouze ze znalosti hmotnosti a rychlosti. Z energie lze vyjádřit například maximální dovolenou rychlost pístu, ze které může být při dané hmotnosti zátěže píst zastaven.

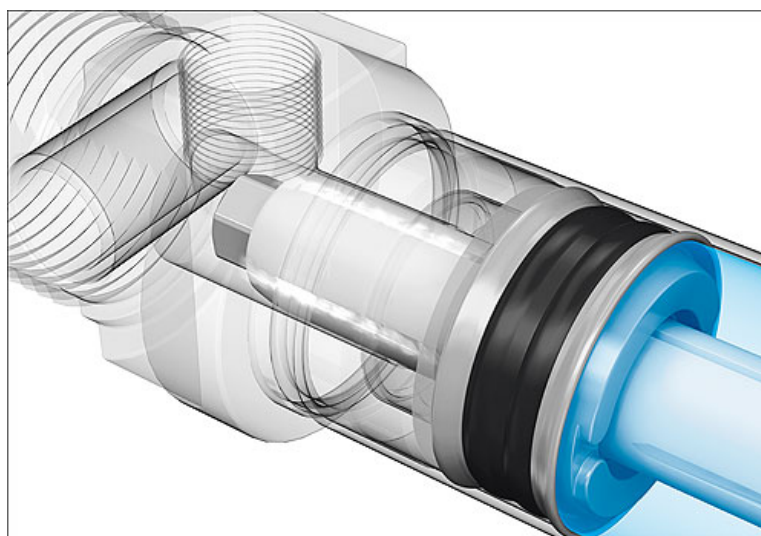
V případě, že síly působící na břemeno nejsou v rovnováze, je třeba do výpočtu této energie zahrnout kromě hmotnosti a rychlosti břemene také sílu urychlující břemeno. Ve

výpočtech je rovněž nutné uvažovat vliv tíhy. Záleží tedy na orientaci pneumatického válce.

■ Vnitřní tlumení

Vnitřní tlumení válců se řeší pružnými dorazy umístěnými na pístu z obou stran nebo pneumatickým nastavitelným tlumením. Nastavitelné tlumení (PPV) je ovládáno stavěcím šroubem, který reguluje škrcení vytlačovaného vzduchu z válce. Jeho zašroubováním se zmenšuje průřez, kterým odchází vzduch z prostoru nad pístem, tím roste tlaková ztráta a snižuje se rychlost pohybu pístu. [22]

Nastavování pneumatického tlumení může být i samočinné. Samočinně nastavitelné tlumení (PPS), též nazývané „chytré tlumení“, funguje rovněž na principu škrcení, ale nelze jej regulovat pomocí stavěcího šroubu. Škrcení se odehrává v drážkách prstence navlečeného na pístnici, viz obrázek 3.7. Drážky mají zužující se tvar směrem k pístu. [22]



Obrázek 3.7: Samočinné tlumení rázů FESTO [22]

Další možností je kombinace systémů PPV a PPS označovaným jako PP1. Tento systém umožňuje jak manuální nastavení, tak sám reguluje tlumení tvarem drážek v prstenci. V případě, že je stavěcí šroub zcela utažen a tato paralelní cesta je uzavřena, stále může vzduch proudit přes drážky v prstenci a pohyb je tlumen. To zároveň řeší i problematiku přednastavení tlumení. [22]

■ Vnější tlumení

Vnější tlumení je řešeno tlumiči upevněnými buď k rámu stroje, nebo k samotnému pneuválci. Bezpístnicové válce často umožňují montáž přídavného tlumiče společně s dorazem. Doraz bývá řešen stavěcím šroubem. Doraz a tlumič je možné společně posouvat po pneuválci a regulovat tak zdvih válce.

Na obrázku 3.8 je zobrazen vnější tlumič od společnosti Asutec. Tento tlumič je primárně určen k zastavování paletků na dopravnících. Nicméně lze tyto tlumiče použít například i k tlumení rázů menších výtahů. [14]



Obrázek 3.8: Tlumič ASME 60 [14]

Další možností, jak tlumit rázy pneumatických pohonů, je použití hydraulických tlumičů. Na obrázku 3.9 je zobrazen hydraulický tlumič s pružinou od společnosti ACE. Při zasouvání pístu do válce je teplotně stálý olej pod pístem vytlačován otvory v červené vložce. Malé otvory ve válci disponují velkou tlakovou ztrátou. Při pohybu pístu je zároveň postupně zakrýváno více otvorů, což postupně vede ke snižování rychlosti pístu. [11]



Obrázek 3.9: Hydraulický tlumič ACE [11]

3.2.4 Řízení rychlosti a polohy pneumatických válců

Řízení rychlosti pneumatického válce, resp. výtahu jako takového lze realizovat dvojnásobným způsobem. Prvním je použití škrticího ventilu. Druhým způsobem je použití tzv. proporcionálního průtokového ventilu, kterým lze nastavovat průtok, resp. rychlost pístu.

Snímání polohy pístu je u válců od společnosti Festo realizováno pomocí čidel s analogovým výstupem. Bezdotykové čidlo se vloží do drážky válce a propojí s ventilem. Čidlo je realizováno permanentním magnetem a sondou.

Systémy využívající snímání polohy a proporcionálních průtokových ventilů jsou potom schopné regulovat jak rychlost tak i polohu pneuválce. Celý proces je potom ovládán řídicí jednotkou. Potom se mluví o tzv. zpětnovazebním řízení. [9]

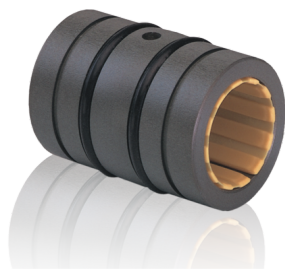
3.3 Lineární vedení

Mezi přední výrobce a dodavatele lineárních vedení patří společnosti Hennlich, Franke, Maytec, Alutec KK, Rexroth, Rollon apod. Lineární vedení se dělí na kluzná a valivá. Zatímco kluzná vedení využívají pro vedení větší část své plochy, valivá vedení využívají k vedení pouze malých kontaktních ploch daných deformací valivých tělísek. Nespornou výhodou valivých vedení je jejich nízký odpor proti posuvu v porovnání s kluznými vedeními.

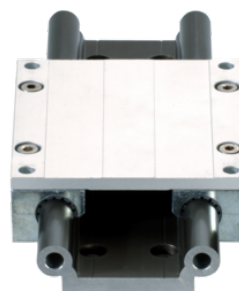
3.3.1 Kluzná vedení

Výrobce kluzných vedení je například společnost Hennlich. Zástupcem kluzných vedení od společnosti Hennlich je skupina produktů s označením Drylin R, T, N nebo W. Tato vedení se vyznačují svou kompaktností, odolností vůči chemikáliím, vodě a nečistotám a také samomaznými vlastnostmi použitého kluzného plastu.

Na obrázku 3.10a je zobrazeno kluzné pouzdro s kulovými ploškami uprostřed. Tyto plošky umožňují naklopení pouzdra vůči ložiskovému domku, čímž se vyrovnávají nerovnoběžnosti dvou vedení vůči sobě. [12]



(a) kluzné pouzdro RJUM-03 [12]



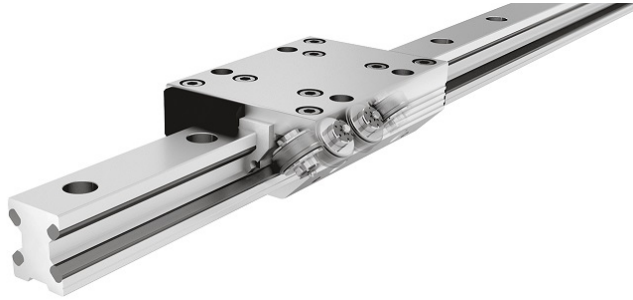
(b) kluzné vedení Drylin W [12]

Obrázek 3.10: Kluzné vedení od společnosti Hennlich

Na obrázku 3.10b je zobrazeno lineární vedení řady W, tvořené dvojitou kolejnicí a vozíky upevněnými k desce. Kolejnice je vyrobena z hliníkové slitiny eloxované na vysokou tvrdost. Výhodou tohoto provedení je jeho jednoduchost a vysoká tuhost. [12]

3.3.2 Vedení s valivými elementy

Lineární vedení s valivými elementy se dělí na vedení s oběhovými drahami a vedení s rolnami. Tato vedení se obecně skládají z kolejnice a vozíku obsahujícího valivé členy. Ve vedeních s oběhovými drahami obíhají po uzavřených drahách buďto kuličky, nebo válečky. Vedení s rolnami obsahují rolny uložené na kuličkových nebo jehlových ložiscích.



Obrázek 3.11: Lineární vedení Franke FDA [13]

Mezi přední výrobce lineárních vedení patří společnost Franke GmbH. Na obrázku 3.11 je zobrazeno rolnové lineární vedení s hliníkovou kolejnicí s ocelovými pláty, po nichž se odvalují rolny. Rolny jsou v této modelové řadě uloženy na jehlových ložiscích. Vedení FDA je rovněž opatřeno stavěcím šroubem, kterým je možno regulovat přítlačnou sílu vozíku ke kolejnici a nastavovat tak odpor proti posuvu. Tato vedení jsou charakteristická svým nízkým odporem proti posuvu, řádově v jednotkách N . [13]



Část II

Návrhová část

V návrhové části je vytvořen koncepční návrh výtahu dle zadaných parametrů a dále jsou provedeny předběžné, návrhové a kontrolní výpočty vybraných částí konstrukce. Na základě provedené rešerše jsou zvoleny stavební a spojovací prvky pro konstrukci výtahu. Dle předběžných a návrhových výpočtů je zvolen pneumatický válec a lineární vedení. Dále je věnována pozornost upevnění pneuválec, dorazů a tlumení.

Kapitola 4

Návrh výtahu

V této kapitole jsou uvedeny požadované parametry výtahu a předběžné výpočty, na které navazují návrhové výpočty.

4.1 Zadání

Pohon výtahu je realizován pneumatickým válcem. Vzhledem k požadavkům na variabilitu zdvihu výtahu, je pneumatický válec doplněn o nastavitelné dorazy a tlumiče, které umožní nastavit požadovaný zdvih. Požadované parametry výtahu jsou uvedeny v tabulce 4.1.

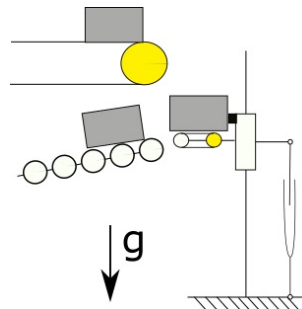
Tabulka 4.1: Parametry výtahu

| symbol | veličina | jednotka | hodnota |
|--------------|-------------------------------------|---------------|------------------|
| $a \times b$ | min. rozměry palety | mm | 160×160 |
| $a \times b$ | max. rozměry palety | mm | 480×480 |
| m_p | max. hmotnost palety | kg | 30 |
| m_d | max. hmotnost dopravníku vč. palety | kg | 50 |
| h | zdvih | mm | 1000 |
| v | rychlost dopravníku | $m\ min^{-1}$ | 18 |
| p | provozní tlak | bar | 4–6 |
| t | doba zdvihu | s | 2–3 |

Hmotnost palety včetně dopravníku je dle zadání max. 50 kg . Hmotnost rámu, na němž bude dopravník upevněn, se odhaduje na 30 kg . Celková pohyblivá hmotnost výtahu se tedy bude pohybovat okolo 80 kg . Výtah musí umožňovat přepravu palet o rozměrech $160 \times 160\ mm$ až $480 \times 480\ mm$. Při návrhu výtahu jsou uvažovány maximální rozměry $480 \times 480\ mm$. Pro výpočty jsou použity maximální hmotnost palety včetně nosiče s výrobkem 30 kg a maximální hmotnost dopravníku 50 kg .

4.2 Konceptní návrh

Problematika nakládání palety na výtah a vykládání z výtahu je dle zadání řešena použitím krátkého dopravníku jako součást výtahu, viz schéma 4.1. Nevýhodou tohoto řešení je nárůst pohyblivých hmot právě o tento dopravník. Výhoda tohoto řešení naopak spočívá v jednoduchém a spolehlivém řízení nakládání a vykládání palety a rovněž může být paleta dopravována oběma směry – z horní dopravní větve na spodní a naopak.

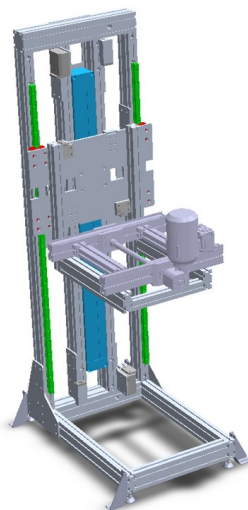


Obrázek 4.1: Výtah s malým dopravníkem

Na základě zadaných parametrů je navržen pevný rám výtahu spolu s rámem pohyblivým, na kterém je umístěn krátký dopravník, viz obrázek 4.2. Zeleně jsou v obrázku znázorněny kolejnice lineárního vedení, modře bezpístnicový pneumatický válec a tmavě šedou barvou je vyznačen dopravník.

Pro konstrukci jsou zvoleny profily z hliníkové slitiny s rozměry $45 \times 90 \text{ mm}$ od společnosti Bosch Rexroth. Velikost T-drážek v profilech je 10 mm , tomu odpovídají šrouby M8. [4]

Bezpístnicový pneumatický válec je vybrán od společnosti SMC. Jedná se o typ s označením MY1B, který neobsahuje vlastní lineární vedení, proto je nutné ho doplnit [10]. Lineární vedení je zvoleno od výrobce Franke z typové řady FDA. Vedení se skládá ze dvou paralelních kolejnic a 2 párů vozíků.



Obrázek 4.2: Rám výtahu

4.3 Předběžné výpočty

Předběžnými výpočty je stanoven průměr pneumatického válce, zrychlení při brzdění palety na dopravníku a reakce mezi pohyblivým a pevným rámem. Na základě těchto výsledků jsou dále provedeny návrhové výpočty týkající se konkrétních prvků výtahu.

4.3.1 Pneumatický válec

Návrh pneumatického válce vychází z rovnice (4.1), kde pracovní tlak p působící na plochu pístu A vyvozuje sílu pneuválce F_c .

$$F_c = p A \quad (4.1)$$

Tabulka 4.2: Veličiny pro výpočet průměru pneuválce

| symbol | veličina | jednotka | hodnota |
|-----------|--|------------|---------|
| F_c | síla pneumatického válce | N | n |
| m_v | hmotnost pohyblivých hmot výtahu | kg | 80 |
| g | tíhové zrychlení | $m s^{-2}$ | 9,81 |
| p_{min} | minimální pracovní tlak | MPa | 0,4 |
| p_{max} | maximální pracovní tlak | MPa | 0,6 |
| D_c | průměr pístu pneuválce | mm | n |
| m_{cn} | hmotnost nepohybujících se částí pneuválce | kg | n |

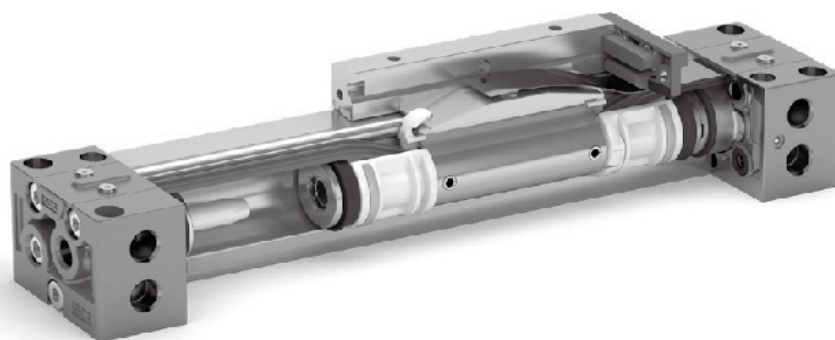
Při uvažování kruhového tvaru pístu přejde po úpravě rovnice do tvaru (4.2) pro výpočet průměru válce. Za sílu je dosazena tíha pohyblivých hmot, kterou je třeba při zdvihu překonat. Za tlak je dosazen minimální pracovní tlak, aby byla zajištěna funkce i při nižším tlaku vzduchu. Veličiny vystupující ve vztazích jsou včetně hodnot a jednotek uvedeny tabulce 4.2.

$$D_c = \sqrt{\frac{4 m_v g}{p_{min} \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 80 \cdot 9,81}{0,4 \cdot \pi}} = 49,98 \text{ mm} \quad (4.2)$$

Z normalizované řady průměrů válců je vybrána nejbližší vyšší hodnota, je tedy zvolen válec o průměru 63 mm . Volba většího průměru válce zajistí dostatečnou dynamiku pohonu i při nižších hodnotách pracovního tlaku. Veškeré výpočty jsou dimenzovány na jeho největší sílu, která je dána plochou pístu a maximálním pracovním tlakem:

$$F_c = p_{max} \frac{\pi D_c^2}{4} = 0,6 \cdot \frac{\pi \cdot 63^2}{4} = 1870 \text{ N} \quad (4.3)$$

Je zvolen pneumatický válec od společnosti SMC s označením MY1B-63, viz obrázek 4.3. Na obrázku je zobrazen řez pneuválcem.



Obrázek 4.3: Pneválec MY1B [15]

Základní parametry pneuválce dle výrobce jsou uvedeny v následující tabulce:

Tabulka 4.3: Základní parametry pneuválce MY1B-63 [15]

| symbol | veličina | jednotka | hodnota |
|--------------|--|--------------|----------|
| D_c | průměr pneumatického válce | mm | 63 |
| h | zdvih pneumatického válce | mm | 100-5000 |
| m_{cp} | hmotnost pohybujících se částí pneuválce | kg | 2,2 |
| m_{basic} | hmotnost základních částí pneuválce | kg | 13,1 |
| m_{stroke} | hmotnost pneuválce vztažená na zdvih | $kg\ m^{-1}$ | 0,7 |
| p_{prac} | pracovní tlak | MPa | 0,1-0,8 |
| p_{prur} | průrazný tlak | MPa | 1,2 |
| v_{pistu} | rychlost pístu | $mm\ s^{-1}$ | 100-1000 |

Výpočet hmotnosti nepohybujících se částí tohoto pneuválce je dle výrobce popsán vztahem:

$$m_{cn} = m_{basic} + m_{stroke} \frac{h}{50} = 13,1 + 0,7 \cdot \frac{1000}{50} = 27,1\ kg \quad (4.4)$$

Hmotnost pohybujících se částí m_{cp} činí pro tento válec 2,2 kg . Tento údaj je dále využit při kontrolních výpočtech.

4.3.2 Dopravník

Na základě zadaných parametrů je pro nakládání a vykládání palety vybrán dopravník typu BS2/M o rozměrech $480 \times 600\ mm$. Dopravník je tedy o 120 mm delší než paleta, aby bylo možné na dopravník umístit prvky pro její zastavení, případně detekci. Hmotnost dopravníku je rovna 20 kg . Tažným elementem dopravníku je ozubený řemen s možností reverzace pohybu. Maximální zatížení dopravníku během akumulace je 60 kg . Pohon dopravníku je řešen asynchronním elektromotorem typu 634 a úhlovou převodovkou. Pohonná jednotka je umístěna uprostřed dopravníku a motor směřuje vzhůru. [4]

Pro návrhové výpočty je rovněž potřeba určit dynamické účinky, které vyvolá ve výtahu zastavení, resp. zrychlení palety na dopravníku. Zrychlení dané těmito setrvačnými účinky je popsáno rovnicí:

$$a_y = \frac{dv}{dt} \frac{dy}{dy} = \frac{v}{dy} \frac{dv}{dy} \quad (4.5)$$

Tabulka 4.4: Veličiny pro výpočet setrvačných sil

| symbol | veličina | jednotka | hodnota |
|--------|---|------------|---------|
| F_y | setrvačná síla způsobená zpomalováním paletky | N | n |
| m_p | hmotnost paletky | kg | 30 |
| a_y | zpomalení paletky | $m s^{-2}$ | n |
| v | rychlost paletky | $m s^{-1}$ | 0,3 |
| y | dráha zpomalení paletky | mm | 0,018 |

Po separaci proměnných, integraci a úpravě je získán výraz (4.6) pro výpočet zpomalení. Dráha, na které paleta zastaví je stanovena na základě technického listu tlumiče ASME60 od společnosti Asutec. Tento tlumič je schopen zastavit paletku o hmotnosti 30 kg pohybující se rychlostí 18 $m min^{-1}$ na dráze 18 mm [16]. Po dosazení těchto hodnot v základních jednotkách je výsledné zpomalení 2,5 $m s^{-2}$.

$$a_y = -\frac{v^2}{2y} = -\frac{0,3^2}{2 \cdot 0,018} = -2,5 m s^{-2} \quad (4.6)$$

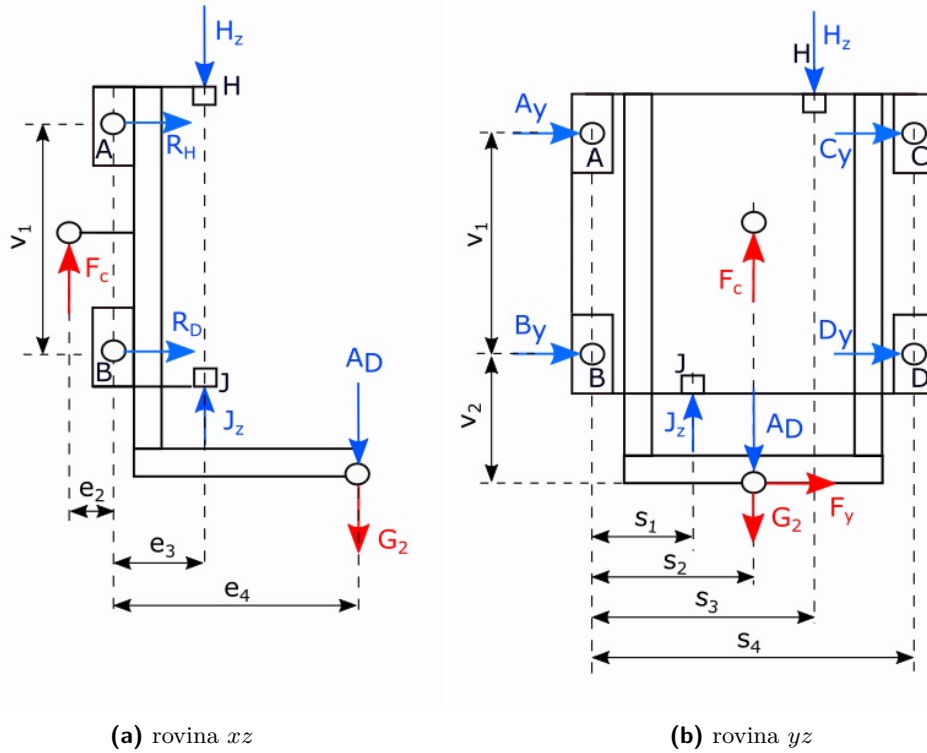
Tato hodnota zpomalení je dále použita v návrhových a kontrolních výpočtech. Setrvačná síla působící na výtah je dána rovnicí:

$$F_y = -a_y m_p = 2,5 \cdot 30 = 75 N \quad (4.7)$$

Maximální setrvačná síla působící na výtah, zejména na prvky lineárního vedení, je 75 N. Předpokládá se, že setrvačná síla daná zrychlováním paletky na dopravníku bude mít stejnou velikost ale opačnou orientaci.

4.3.3 Rám výtahu

Aby bylo možné nadimenzovat jednotlivé prvky výtahu, byl pohyblivý rám výtahu zjednodušen a uvolněn jako těleso ve třech navzájem kolmých rovinách. Uvolnění v rovině xz a yz je znázorněno na obrázku 4.4.



Obrázek 4.4: Uvolnění pohyblivého rámu

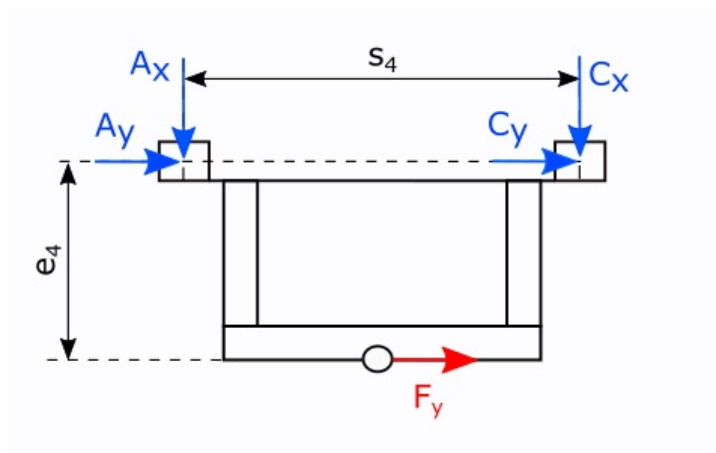
Na základě uvolnění znázorněném ve schématu 4.4a lze sestavit 3 statické rovnice rovnováhy (4.8). Při uvolnění je předpokládáno, že se zatížení výtahu rozdělí mezi obě řady vozíků lineárního vedení. Horní řadu vozíků zde představuje reakce R_H a dolní řadu vozíků reakce R_D .

$$\begin{aligned}
 R_H + R_D &= 0 \\
 -H_z + J_z + F_c - G_2 - A_D &= 0 \\
 -F_c e_2 + (J_z - H_z) e_3 - (A_D + G_2) e_4 - R_H v_1 &= 0
 \end{aligned} \tag{4.8}$$

Pro uvolnění v rovině yz byly sestaveny pouze dvě rovnice, neboť rovnice sestavená v ose z je shodná jako v rovině xz v předchozí soustavě rovnic. Při uvolnění v rovině yz bylo uvažováno, že $C_y = D_y = 0$.

$$\begin{aligned}
 A_y + B_y + F_y &= 0 \\
 J_z s_1 + (F_c - A_D - G_2) s_2 - H_z s_3 - A_y v_1 + F_y v_2 &= 0
 \end{aligned} \tag{4.9}$$

Na schématu 4.5 je znázorněno uvolnění rámu v rovině xy . Síla F_y představuje setrvačný účinek pohybující se paletky po dopravníku výtahu.



Obrázek 4.5: Uvolnění pohyblivého rámu v rovině xy

Na základě schématu uvolnění jsou z momentové rovnováhy odvozeny vztahy pro přírůstek síly A_x (4.10) a C_x (4.11). Stejně přírůstky platí i pro reakce B_x a D_x , neboť se předpokládá, že se zatížení rozloží mezi vozíky rovnoměrně.

$$\delta A_x = -F_y \frac{e_4}{2 s_4} = -75 \cdot \frac{325}{2 \cdot 525} = -23.2 \text{ N} \quad (4.10)$$

$$\delta C_x = F_y \frac{e_4}{2 s_4} = 75 \cdot \frac{325}{2 \cdot 525} = 23.2 \text{ N} \quad (4.11)$$

Jelikož je možné využít princip superpozice, nejprve se řešením soustavy rovnic (4.8) stanoví reakční účinky R_H , R_D . Výsledné reakce A_x , B_x , C_x a D_x jsou poté stanoveny součtem těchto reakčních účinků a přírůstků sil dle rovnic:

$$A_x = \frac{R_H}{2} + \delta A_x \quad (4.12)$$

$$C_x = \frac{R_H}{2} + \delta C_x \quad (4.13)$$

$$B_x = \frac{R_D}{2} + \delta A_x \quad (4.14)$$

$$D_x = \frac{R_D}{2} + \delta C_x \quad (4.15)$$

Zavedené veličiny vystupující ve schématech, včetně jejich jednotek a hodnot jsou popsány v tabulce 4.5.

Tabulka 4.5: Veličiny pro uvolnění

| symbol | veličina | jednotka | hodnota |
|----------------------|---|----------|------------|
| R_H, R_D | reakce z vedení na rám | N | n, n |
| A_x, B_x, C_x, D_x | reakce z vedení na rám ve směru x | N | n, n, n, n |
| A_y, B_y, C_y, D_y | reakce z vedení na rám ve směru y | N | n, n, n, n |
| H_z | reakce z horního dorazu na rám | N | n |
| J_z | reakce z dolního dorazu na rám | N | n |
| A_D | síla urychlující výtah | N | n |
| G_2 | tíha pohyblivých hmot | N | 50/80 |
| F_c | síla pneumatického válce | N | 1870 |
| F_y | setrvačná síla paletky | N | ± 75 |
| v_1 | vzdálenost středů kazet vedení | mm | 300 |
| v_2 | vzdálenost středu kazety a těžiště rámu | mm | 100 |
| e_2 | vzdálenost osy vedení od osy pneuválce | mm | 5 |
| e_3 | vzdálenost osy vedení od těžiště výtahu | mm | 325 |
| e_4 | vzdálenost osy vedení od těžiště | mm | 325 |
| s_1 | vzdálenost osy vedení od dolního dorazu | mm | 182,5 |
| s_2 | vzdálenost osy vedení od těžiště | mm | 262,5 |
| s_3 | vzdálenost osy vedení od horního dorazu | mm | 342,5 |
| s_4 | vzdálenost os lineárního vedení | mm | 525 |

Protože soustavy (4.8) a (4.9) mají dohromady 5 rovnic a vyskytuje se zde 7 neznámých reakcí, je pro jejich získání nutné dodat další dvě rovnice. Tyto doplňující rovnice jsou uvedeny v tabulce 4.6 pro 9 různých stavů, ve kterých se výtah může nacházet.

Tabulka 4.6: Doplňující rovnice

| stav | rovnice č. 1 | rovnice č. 2 |
|---------------------------------|--------------|--------------|
| rovnoměrný pohyb | $J_z = 0$ | $H_z = 0$ |
| zrychlení směrem vzhůru | $J_z = 0$ | $H_z = 0$ |
| horní poloha | $A_D = 0$ | $H_z = 0$ |
| zrychlení palety v horní poloze | $A_D = 0$ | $H_z = 0$ |
| zpomalení palety v horní poloze | $A_D = 0$ | $H_z = 0$ |
| zrychlení směrem dolů | $J_z = 0$ | $H_z = 0$ |
| dolní poloha | $A_D = 0$ | $J_z = 0$ |
| zrychlení palety v dolní poloze | $A_D = 0$ | $J_z = 0$ |
| zpomalení palety v dolní poloze | $A_D = 0$ | $J_z = 0$ |

Při výpočtu reakcí je pro stavy, kdy se pohybuje výtah směrem dolů nebo je opřen o dolní doraz, dosazena hodnota síly pneuválce se záporným znaménkem. Výpočet reakcí je proveden pro hmotnost pohyblivého rámu 50 kg a 80 kg, což odpovídá prázdnému a naloženému výtahu. Výpočet reakcí je proveden pomocí programu Matlab, výsledky jsou uvedeny v následující tabulce.

Tabulka 4.7: Výsledky výpočtu reakcí

| stav | m_v [kg] | Reakce [N] | | | | | | |
|------------------------------------|---------------|------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | R_H | R_D | A_y | B_y | H_z | J_z | A_d |
| rovnoměrný pohyb | 50 | -540 | 540 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | 80 | -863 | 863 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| zrychlení směrem vzhůru | 50 | -2057 | 2057 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1380 |
| | 80 | -2057 | 2057 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1085 |
| horní poloha | 50 | -563 | 563 | -368 | 368 | 1380 | 0 | 0 |
| | 80 | -881 | 881 | -289 | 289 | 1085 | 0 | 0 |
| zrychlení palety v horní poloze | 50 | -563 | 563 | -393 | 468 | 1380 | 0 | 0 |
| | 80 | -881 | 881 | -314 | 389 | 1085 | 0 | 0 |
| zpomalení palety v horní poloze | 50 | -563 | 563 | -343 | 268 | 1380 | 0 | 0 |
| | 80 | -881 | 881 | -264 | 189 | 1085 | 0 | 0 |
| zrychlení směrem dolů | 50 | 2057 | -2057 | 0 | 0 | 0 | 0 | -2361 |
| | 80 | 2057 | -2057 | 0 | 0 | 0 | 0 | -2655 |
| dolní poloha | 50 | -304 | 304 | -629 | 629 | 0 | 2361 | 0 |
| | 80 | -598 | 598 | -708 | 708 | 0 | 2655 | 0 |
| zrychlení palety v dolní poloze | 50 | -304 | 304 | -654 | 729 | 0 | 2361 | 0 |
| | 80 | -598 | 598 | -733 | 808 | 0 | 2655 | 0 |
| zpomalení palety v dolní poloze | 50 | -304 | 304 | -604 | 529 | 0 | 2361 | 0 |
| | 80 | -598 | 598 | -683 | 608 | 0 | 2655 | 0 |

V porovnání s číselnou hodnotou reakcí R_H a R_D jsou přírůstky (4.10) a (4.11) nižší o řád. Proto jsou dále tyto přírůstky zanedbány. Výsledné reakce A_x a C_x se tedy shodují a platí (4.16). Pro reakce B_x a D_x platí obdobně (4.17).

$$A_x = C_x = \frac{R_H}{2} \quad (4.16)$$

$$B_x = D_x = \frac{R_D}{2} \quad (4.17)$$

Ekvivalentní síly působící na vedení v bodech A a B, které slouží pro návrh lineárního vedení, jsou určeny dle technického listu výrobce vztahy [13]:

$$F_{\Sigma A} = A_x + A_y \quad (4.18)$$

$$F_{\Sigma B} = B_x + B_y \quad (4.19)$$

Výsledné reakce jsou pro všechny stavy výtahu uvedené v následující tabulce.

Tabulka 4.8: Výsledné reakce ve vedení

| stav | m_v | síly N | | | | | |
|---------------------------------|-------|----------|-------|-------|-------|----------------|----------------|
| | | A_x | A_y | B_x | B_y | $F_{\Sigma A}$ | $F_{\Sigma B}$ |
| rovnoměrný pohyb | 50 | -270 | 0 | 270 | 0 | 270 | 270 |
| | 80 | -432 | 0 | 432 | 0 | 432 | 432 |
| zrychlení směrem vzhůru | 50 | -1029 | 0 | 1029 | 0 | 1029 | 1029 |
| | 80 | -1029 | 0 | 1029 | 0 | 1029 | 1029 |
| horní poloha | 50 | -282 | -368 | 282 | 368 | 650 | 650 |
| | 80 | -441 | -289 | 441 | 289 | 730 | 730 |
| zrychlení palety v horní poloze | 50 | -282 | -393 | 282 | 468 | 675 | 750 |
| | 80 | -441 | -314 | 441 | 389 | 755 | 830 |
| zpomalení palety v horní poloze | 50 | -282 | -343 | 282 | 268 | 625 | 550 |
| | 80 | -441 | -264 | 441 | 189 | 705 | 630 |
| zrychlení směrem dolů | 50 | 1029 | 0 | -1029 | 0 | 1029 | 1029 |
| | 80 | 1029 | 0 | -1029 | 0 | 1029 | 1029 |
| dolní poloha | 50 | -152 | -629 | 152 | 629 | 781 | 781 |
| | 80 | -299 | -708 | 299 | 708 | 1007 | 1007 |
| zrychlení palety v dolní poloze | 50 | -152 | -654 | 152 | 729 | 806 | 881 |
| | 80 | -299 | -733 | 299 | 808 | 1032 | 1107 |
| zpomalení palety v dolní poloze | 50 | -152 | -604 | 152 | 529 | 756 | 681 |
| | 80 | -299 | -683 | 299 | 608 | 982 | 907 |

Z tabulky je patrné, že největších reakcí je dosaženo při zrychlování palety v dolní poloze výtahu. Reakce v bodě B, resp. D dosahuje 1107 N . Při pohybu výtahu rovnoměrnou rychlostí se zatížení rozloží mezi obě vedení a reakce v jednom vozíku potom dosáhne velikosti 432 N .

V tabulce 4.9 jsou uvedeny hodnoty sil a reakcí, na jejichž základě jsou provedeny návrhové výpočty, zejména pro lineárního vedení a upevnění pneumatického válce a jeho dorazů.

Tabulka 4.9: Hodnoty reakcí pro návrhové výpočty

| symbol | veličina | hodnota [N] |
|-----------|---|-----------------|
| A_x | reakce v bodě A při zrychlování vzhůru | -1029 |
| B_x | reakce v bodě B při zrychlování vzhůru | 1029 |
| F_D | reakce do vedení při rovnoměrném pohybu | 432 |
| F_0 | reakce do vedení při zrychlení palety D | 1107 |
| H_z | reakce na horní doraz při opření výtahu | 1380 |
| J_z | reakce na dolní doraz při opření výtahu | 2655 |
| F_c | maximální síla pneuválce | 1870 |
| A_{x50} | reakce při do vedení při 50 N | -432 |
| A_{x80} | reakce při do vedení při 80 N | -270 |

Kapitola 5

Návrhové výpočty

V následující kapitole jsou provedeny návrhové výpočty pneumatického pohonu, lineárního vedení a pojistného prvku. Pojistný prvek brání samovolnému rozpohybování výtahu např. při odpojení přívodu vzduchu.

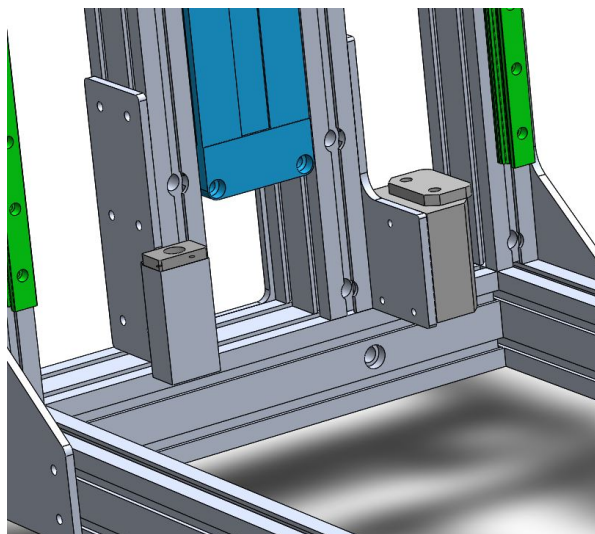
5.1 Pneumatický pohon

Stanovení průměru válce je uvedeno v rámci předběžných výpočtů. V této části je věnována pozornost prvkům pneumatického válce, které regulují jeho zdvih a rychlost. Současně je navrženo i upevnění jednotlivých prvků k rámu.

5.1.1 Dorazy a tlumení

Válce s označením MY1B-63 nejsou standardně dodávány s nastavitelnými dorazy a tlumením. Proto jsou tlumiče a dorazy navrženy zvlášť. [15]

Pro snížení kontaktního tlaku v místě dosednutí pohyblivého rámu na pevný jsou použity plastové dorazy. Dorazy musí být schopny dlouhodobě snášet zatížení maximální silou pneumatického válce – zvětšenou nebo zmenšenou o tíhu pohyblivého rámu.



Obrázek 5.1: Detail na upevnění dorazu

Upevnění dorazů a tlumičů

Výpočet počtu šroubů pro upevnění horního a dolního dorazu k pevnému rámu je popsán rovnicemi (5.1)–(5.2). Spojení součástí je realizováno třením. Výpočet zahrnuje bezpečnost vztaženou k mezi kluzu. Namáhání šroubů je předpokládáno čistým tahem. V tabulce jsou uvedeny parametry šroubů.

Tabulka 5.1: Parametry šroubů

| symbol | veličina | jednotka | hodnota |
|---------------|--|------------|---------|
| σ_k | mez kluzu materiálu šroubu | Nmm^{-2} | 640 |
| μ | součinitel tření mezi profilem a plechem | 1 | 0,1 |
| k | bezpečnost šroubového spoje | 1 | 2 |
| d_3 | malý průměr šroubu | mm | 6,446 |
| H_z | reakce na horní doraz při opření výtahu | N | 1380 |
| J_z | reakce na dolní doraz při opření výtahu | N | 2655 |
| $pocet_{srD}$ | počet šroubů pro upevnění dolního dorazu | 1 | n |
| $pocet_{srH}$ | počet šroubů pro upevnění horního dorazu | 1 | n |

$$pocet_{srD} = \frac{4 J_z k}{\mu \sigma_k \pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 2655 \cdot 2}{0,1 \cdot 640 \cdot \pi \cdot 6,446^2} = 2,5 \quad (5.1)$$

$$pocet_{srH} = \frac{4 H_z k}{\mu \sigma_k \pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 1380 \cdot 2}{0,1 \cdot 640 \cdot \pi \cdot 6,446^2} = 1,3 \quad (5.2)$$

Na základě těchto výpočtů je pro dolní doraz zvoleno 6 šroubů a pro horní doraz jsou použity 4 šrouby. Typově se jedná o standardní T-šrouby velikosti M8 od společnosti Bosch Rexroth. Pevnostní třída šroubů je 8.8. [4] Počet šroubů pro upevnění tlumičů je zvolen stejný jako pro upevnění dorazů.

PE doraz

Zvoleným materiálem dorazu, na který dosedá pohyblivý rám výtahu, je PE 500. Jedná se o vysokohustotní polyethylen vhodný pro tlumení rázů. Uvažovaným polotovarem dorazu je deska o tloušťce 12 mm .

Mez kluzu materiálu dle technického listu od výrobce Murtfeldt je 20 MPa [16]. S ohledem na tečení materiálu za studena je jako maximální dovolená hodnota tlaku v kontaktních plochách zvolena 10 MPa . Maximální dovolená síla, kterou je PE doraz připevněn šroubem bez překročení dovoleného kontaktního tlaku, je tedy:

$$F_d = \frac{\pi (D_p^2 - d_p^2)}{4} p_d = \frac{\pi \cdot (18^2 - 5,5^2)}{4} \cdot 10 = 2307N \quad (5.3)$$

Pro stanovení maximálního utahovacího momentu (5.9) je třeba stanovit parametry šroubového spoje (5.4)–(5.8). [24]

Tabulka 5.2: Parametry pro výpočet dorazu

| symbol | veličina | jednotka | hodnota |
|-------------|---|------------|--------------|
| σ_k | mez kluzu materiálu | Nmm^{-2} | 20 [17] |
| p_d | maximální dovolený tlak | MPa | 10 |
| D_p | vnější průměr podložky dorazu | mm | 18 |
| d_p | vnitřní průměr podložky dorazu | mm | 5,5 |
| D_{hlavy} | průměr hlavy šroubu | mm | 8,5 |
| F_d | maximální dovolená tahová síla ve šroubu | N | n |
| P | stoupání šroubu | mm | 0,8 [25] |
| d_2 | střední průměr šroubu | mm | 4,48 [25] |
| β | úhel boků v osovému řezu | rad | $\pi/6$ [25] |
| μ_z | součinitel tření v závitu | 1 | 0,1 |
| μ_{mp} | součinitel tření mezi hlavou šroubu a podložkou | 1 | 0,1 |
| γ | úhel stoupání závitu | rad | n |
| β_n | úhel boků v normálním řezu | rad | n |
| ϕ' | třecí úhel v ostrém závitu | rad | n |
| M_{kz} | moment od stoupání a tření v závitu | Nm | n |
| M_{km} | moment od tření mezi hlavou šroubu a podložkou | Nm | n |
| M'_k | maximální utahovací moment šroubu | Nm | n |

$$\gamma = \operatorname{arctg} \left(\frac{P}{\pi d_2} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{0,8}{\pi \cdot 4,48} \right) = 0,0568 \text{ rad} \quad (5.4)$$

$$\beta_n = \operatorname{arctg} \left(\operatorname{tg} \frac{\pi}{6} \cos \gamma \right) = \operatorname{arctg} \left(\operatorname{tg} \frac{\pi}{6} \cdot \cos 0,0568 \right) = 0,5230 \text{ rad} \quad (5.5)$$

$$\phi' = \operatorname{arctg} \left(\frac{\mu_z}{\cos \beta_n} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{0,1}{\cos 0,5230} \right) = 0,1149 \text{ rad} \quad (5.6)$$

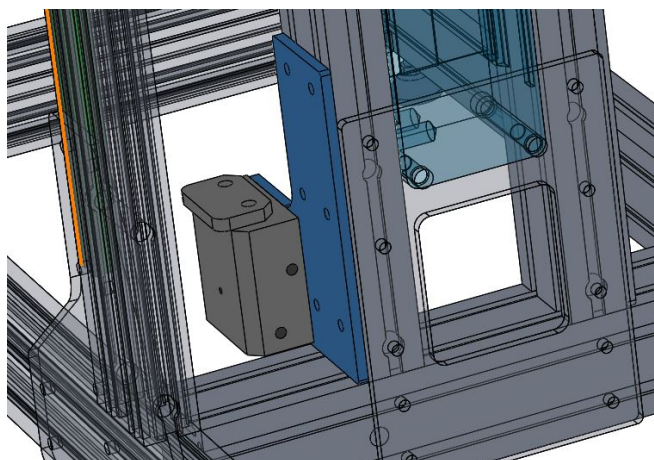
$$M_{kz} = F_d \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} (\gamma + \phi') = 2076 \cdot \frac{4,48}{2000} \cdot \operatorname{tg} (0,0568 + 0,1149) = 0,81 \text{ Nm} \quad (5.7)$$

$$M_{km} = F_d \mu_{mp} \frac{d_p + D_{hlavy}}{2} = 2076 \cdot 0,1 \cdot \frac{8,5 + 5,5}{2000} = 1,45 \text{ Nm} \quad (5.8)$$

$$M'_k = M_{kz} + M_{km} = 2,26 \text{ Nm} \quad (5.9)$$

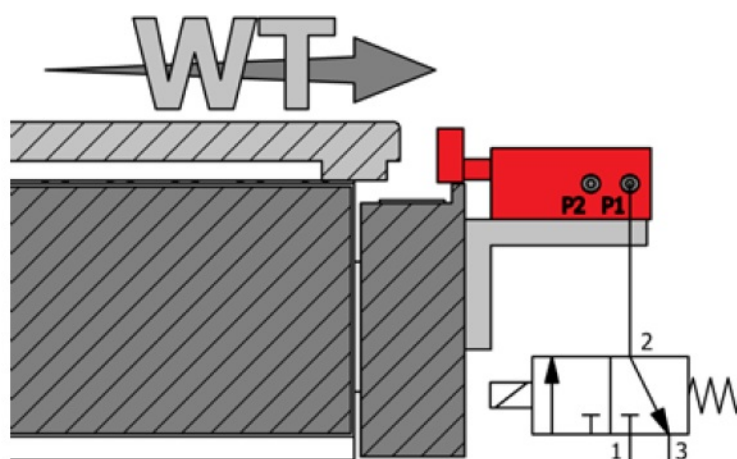
Maximální utahovací moment činí 2,3 Nm. Pro zajištění správné funkce šroubového spoje se při upevňování dorazu aplikuje na závity lepidlo.

■ Tlumič



Obrázek 5.2: Detail na upevnění tlumiče

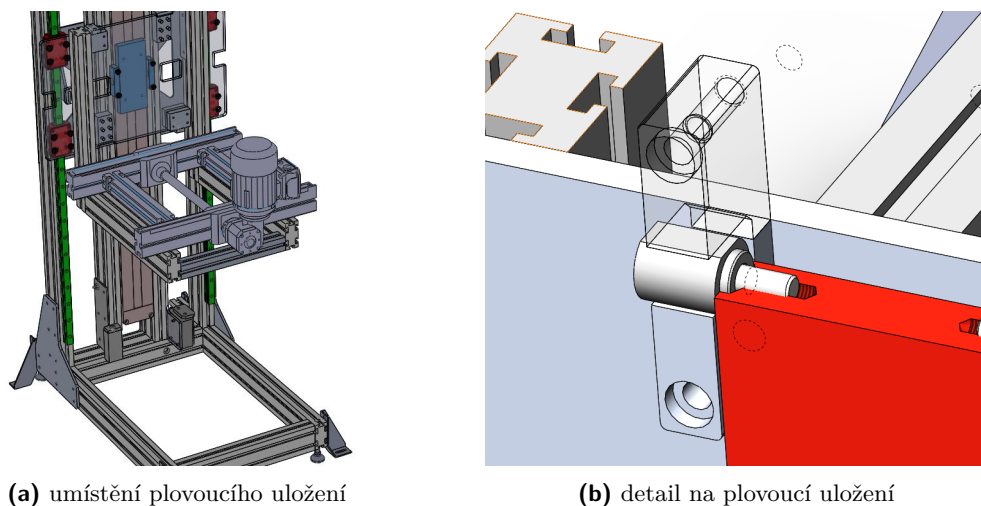
Pro tlumení je použit pneumatický úhlový tlumič od společnosti Asutec. Výrobce uvádí maximální hmotnost tělesa, které je možno s daným tlumičem při dané rychlosti zastavit. Na základě maximální rychlosti výtahu je navržen tlumič s označením ASME270. Době zdvihu výtahu 2,5 s odpovídá střední rychlost 24 m min^{-1} . Při této rychlosti je daný tlumič schopen utlumit hmotnost 110 kg. Je ovšem nutné seřídít škrticí ventil tak, aby tato rychlost nebyla v koncové poloze překročena. Schéma zapojení tlumiče a jeho princip je znázorněno na obrázku 5.3. [18]



Obrázek 5.3: Schéma zapojení tlumiče [19]

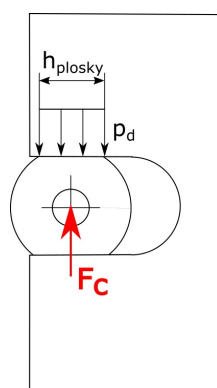
5.1.2 Plovoucí uložení

Plovoucí uložení je spojovací prvek mezi pohyblivým rámem a jezdcem pneumatického válce. Tento prvek umožňuje kompenzovat jisté nepřesnosti vzájemného uložení pneuválce vůči lineárnímu vedení. Skládá se z plovoucího třmenu a čepu.



Obrázek 5.4: Plovoucí uložení pneuválce

Kontaktní tlak mezi čepem a plovoucím třmenem je možné snížit vyfrézovanými ploškami. Na základě předpokladu o rovnoměrném rozložení tlaku po celé vyfrézované plošce je sestaven návrhový výpočet. Na obrázku 5.5 je schematicky znázorněno zatížení čepu.



Obrázek 5.5: Zatížení plovoucího čepu

Dovolený tlak je předběžně zvolen na 10 MPa. Minimální šířka plošky je dána vztahem:

$$h_{plosky} = \frac{F_c}{2 p_d b} = \frac{1870}{2 \cdot 10 \cdot 18} = 5,2 \text{ mm} \quad (5.10)$$

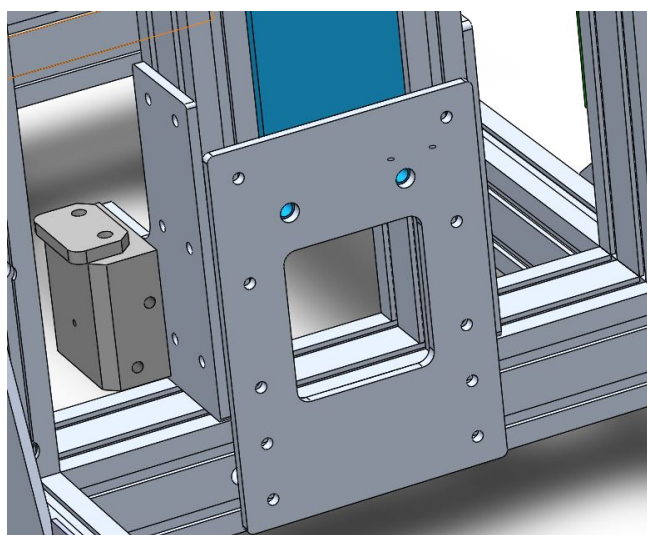
Šířka plošky je s ohledem na bezpečnost spoje zvolena 10 mm. Výrobce předepsaný uťahovací moment šroubu je 13 Nm [15]. Jedná se o šroub M8×30 8.8. Materiálem čepu i třmenu je uvažována ocel 12 050.

Tabulka 5.3: Parametry pro výpočet čepu

| symbol | veličina | jednotka | hodnota |
|--------------|---|----------|---------|
| F_c | síla pneumatického válce | N | 1870 |
| p_d | maximální dovolený tlak | MPa | 10 |
| b | délka stykové plošky čepu s plovoucím třmenem | mm | 18 |
| $h_{plošky}$ | šířka stykové plošky | mm | n |

5.1.3 Upevnění válce

Na obrázku 5.6 je zachycen detail na upevnění pneumatického válce k rámu. Pneválec je k rámu připevněn pomocí plechu ze slitiny hliníku EN AW6063. Plech je připevněn k pevnému rámu pomocí 10 T-šroubů M8 8.8. Plech má zároveň zpevňující funkci. Přívod stlačeného vzduchu je uvažován zesponu pneuválce, proto je v plechu vyříznutý otvor. Pneválec je k plechu připevněn 2 šrouby M14×30. Pro snížení kontaktního tlaku je pod hlavou šroubu umístěna podložka M14 300HV.



Obrázek 5.6: Detail na zadní část výtahu

5.1.4 Řízení rychlosti výtahu

Za předpokladu, že by se výtah pohyboval rovnoměrně zrychleným pohybem svisle dolů, dosáhl by na délce zdvihu 1 m rychlosti $5,2 \text{ m s}^{-1}$, viz (5.11). Vliv účinnosti pneumatického pohonu a tření uvnitř válce není pro zjednodušení výpočtů zahrnut.

$$v_{max} = \sqrt{2h \frac{A_d}{m_v}} = \sqrt{2 \cdot 1 \cdot \frac{1085}{80}} = 5,2 \text{ m s}^{-1} \quad (5.11)$$

Maximální přípustná rychlost pneumatického válce s označením MY1B-63 je dle výrobce SMC rovna 1 m s^{-1} [15]. Rychlost výtahu je proto nutné regulovat škrticím ventilem.

Odpovídající teoretické zrychlení při zdvihu výtahu je:

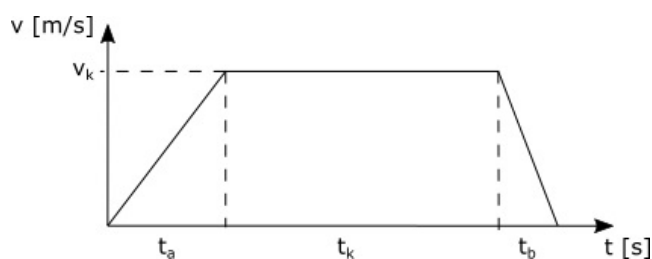
$$a = \frac{A_d}{m_v} = \frac{1085}{80} = 13,6 \text{ m s}^{-2} \quad (5.12)$$

Tabulka 5.4: Parametry pro výpočet parametrů pneuválce

| symbol | veličina | jednotka | hodnota |
|---------------|--|------------|---------|
| h | zdvih pneuválce | mm | 1000 |
| m_v | hmotnost výtahu | kg | 80 |
| A_d | dynamická síla | N | 1085 |
| v_{max} | teoretická maximální rychlost | $m s^{-1}$ | n |
| a | zrychlení výtahu při zdvihu | $m s^{-2}$ | 13,6 |
| t_a | čas, po který výtah rovnoměrně zrychluje | s | n |
| t_b | čas, po který výtah rovnoměrně zpomaluje | s | n |
| t_k | čas, po který se výtah pohybuje konstantní rychlostí | s | n |
| t | celková doba zdvihu | s | n |
| v_k | rychlost při rovnoměrném pohybu výtahu | $m s^{-1}$ | 0,4 |
| s_b | brzdná dráha výtahu, zdvih tlumiče | m | 0,02 |
| D_c | průměr válce | mm | 63 |
| $V_{vzduchu}$ | spotřeba vzduchu na cyklus | $l/cyklus$ | n |
| $Q_{vzduchu}$ | spotřeba vzduchu za minutu | l/min | n |

■ Doba zdvihu

Jelikož je problematika dynamiky pneumatických pohonů rozsáhlá, je celá situace zjednodušena na případ, kdy je zrychlení a zpomalení pístu, resp. výtahu konstantní. Porovnání výsledků se simulací provedenou pomocí softwarů od společností SMC a Festo je uvedeno v části s kontrolními výpočty. Na obrázku 5.7 je znázorněn idealizovaný průběh rychlosti výtahu v čase.



Obrázek 5.7: Idealizovaný průběh rychlosti

Celý děj znázorněný na obrázku 5.7 je rozdělen do 3 oblastí: zrychlování, pohyb konstantní rychlostí a zpomalování. V oblastech zrychlování i zpomalování je pro jednoduchost uvažováno konstantní zrychlení, resp. zpomalení. Závislost je možné popsat rovnicemi (5.13) – (5.15) udávajícími vztah mezi rychlostí, zrychlením, časem a dráhou. Poslední rovnice udává dráhu, na které dojde k zastavení. Ta je rovna zdvihu tlumiče, a je tedy známa.

$$h = \frac{a t_a^2}{2} + v_k t_k + s_b \quad (5.13)$$

$$t = t_a + t_b + t_k \quad (5.14)$$

$$s_b = v_k t_b - \frac{v_k^2}{4 s_b} t_b^2 \quad (5.15)$$

$$t_a = \frac{v_k}{a} = \frac{0,4}{13,6} = 0,029 \text{ s} \quad (5.16)$$

Dobu rovnoměrného pohybu t_k lze vyjádřit z rovnice (5.13):

$$t_k = \frac{h - \frac{a t_a^2}{2} - s_b}{v_k} = \frac{1 - \frac{13,6 \cdot 0,029^2}{2} - 0,02}{0,4} = 2,44 \text{ s} \quad (5.17)$$

Dobu zastavení výtahu t_b lze získat řešením kvadratické rovnice (5.15):

$$t_b = \frac{2 s_b}{v} = \frac{2 \cdot 0,02}{0,4} = 0,1 \text{ s} \quad (5.18)$$

Teoretická celková doba zdvihu při konstantním zrychlení $13,6 \text{ m s}^{-2}$ vychází dle (5.14) rovna $2,5 \text{ s}$. Takové době zdvihu by bylo možné se přiblížit, pokud by na horní straně pístu byl atmosférický tlak a k omezení rychlosti škrticím ventilem by došlo skokově při dosažení rychlosti $0,4 \text{ m s}^{-1}$.

■ Spotřeba vzduchu

Vztah pro výpočet spotřeby vzduchu na cyklus lze odvodit z izotermické rovnice pro ideální plyn, kde platí $p_1 V_1 = p_2 V_2$. Při přetlaku 6 bar je poměr mezi tlakem atmosférickým a tlakem vzduchu roven 7. Spotřeba vzduchu dle výpočtu (5.19) vychází potom $43,6 \text{ l/cyklus}$. Stejněho výsledku je dosaženo použitím empirického vztahu (5.20) [20].

$$V_{\text{vzduchu}} = \frac{7 \pi D_c^2 h}{4 \cdot 10^6} = \frac{7 \cdot \pi \cdot 63^2 \cdot 1000}{4 \cdot 10^6} = 43,6 \text{ l/cyklus} \quad (5.19)$$

$$V_{\text{vzduchu}}' = 2,18 \frac{h}{100} 2 = 2,18 \cdot \frac{1000}{100} \cdot 2 = 43,6 \text{ l/cyklus} \quad (5.20)$$

Spotřeba vzduchu jako průtok se potom určí podílem spotřeby vzduchu na jeden zdvih (tedy polovinu cyklu) a doby zdvihu:

$$Q_{\text{vzduchu}} = \frac{V_{\text{vzduchu}} \cdot 60}{2 t} = \frac{43,6 \cdot 60}{2 \cdot 2,5} = 523 \text{ l/min} \quad (5.21)$$

5.2 Lineární vedení

Pneumatický pohon je doplněn o lineární vedení. Vozíky lineárního vedení obsahují rolny uložené na jehlových ložiscích. Toto uložení má za následek, že odpor vedení proti posuvu se pohybuje řádově v jednotkách N [13]. Síly ovlivňující dynamiku výtahu se pohybují ve stovkách až tisících N . Z toho důvodu je odpor vedení proti posuvu zanedbán.

Veličiny vystupující v návrhových výpočtech lineárního vedení jsou uvedeny v tabulce 5.5.

Tabulka 5.5: Veličiny pro výpočet lineárního vedení

| symbol | veličina | jednotka | hodnota |
|--------|-----------------------------|----------|--------------|
| F_0 | ekvivalentní statická síla | N | viz tab. 4.9 |
| F_D | ekvivalentní dynamická síla | N | viz tab. 4.9 |
| C_0 | statická únosnost | N | viz tab. 5.6 |
| D_a | průměr rolny | mm | viz tab. 5.6 |
| C | dynamická únosnost | N | viz tab. 5.6 |
| S | statická bezpečnost | 1 | n |
| L | dynamická životnost | km | n |

Statická bezpečnost vedení se určí dle vztahu [13]:

$$S = \frac{C_0}{F_0} = \frac{11000}{1107} = 9,1 \quad (5.22)$$

Dynamická životnost vedení vyjádřená v km je dána vztahem [13]:

$$L = \left(\frac{C}{F_D} \right)^{3,33} \pi D_a = \left(\frac{9000}{432} \right)^{3,33} \cdot \pi \cdot 19 = 1\,471\,000 \text{ km} \quad (5.23)$$

V tabulce 5.6 jsou uvedeny přípustné hodnoty zatížení lineárního vedení pro jednotlivé velikosti vybraného typu. Dále jsou v tabulce uvedeny výsledky výpočtů životnosti a bezpečnosti pro jednotlivé velikosti vedení. [13]

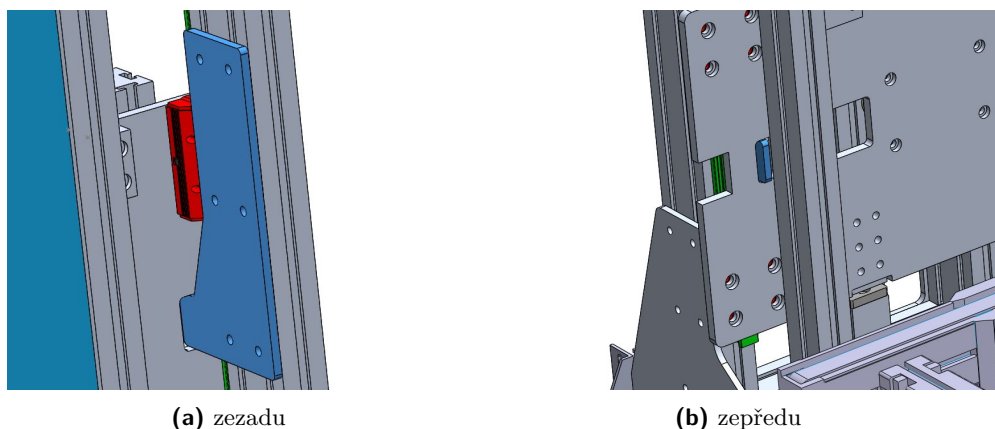
Tabulka 5.6: Bezpečnost a životnost vedení

| velikost | statické | | | dynamické | | | |
|----------|--------------|-------------------|------------|--------------------|--------------|-----------------|-------------|
| | F_0 [N] | C_0 [13] [N] | S [1] | D_a [13] [mm] | F_D [N] | C [13] [N] | L [km] |
| 12 | 1107 | 3000 | 2,7 | 11 | 432 | 2800 | 17 400 |
| 15 | 1107 | 3400 | 3,1 | 12,5 | 432 | 4200 | 76 400 |
| 20 | 1107 | 5400 | 4,9 | 15,5 | 432 | 5400 | 218 800 |
| 25 | 1107 | 11000 | 9,1 | 19 | 432 | 9000 | 1 471 100 |
| 35 | 1107 | 18000 | 16,3 | 27,5 | 432 | 12500 | 6 354 000 |
| 45 | 1107 | 25900 | 23,4 | 34,5 | 432 | 21200 | 46 290 000 |

Při výpočtu bezpečnosti doporučuje společnost Franke tyto hodnoty: bezpečnost od namáhání tahem větší než 1,2 a od namáhání tlakem větší než 2,5 [13]. Dle výsledků zaznamenaných v tabulce 5.6 splňují toto doporučení všechna vedení. Je zvoleno vedení velikosti 25 s ohledem na konstrukční parametry (rozměry kolejnice, pneuválce, spojovacích šroubů a vyráběné desky). Volbou této varianty by mělo být dosaženo dostatečné životnosti a únosnosti vedení.

5.3 Pojistné plechy

Pojistné plechy slouží pro mechanické zabezpečení výtahu proti pohybu v horní a dolní poloze. Pojistné plechy se přišroubují k pevnému rámu tak, že nos plechu je umístěn v otvoru desky pohyblivého výtahu, viz obrázek 5.8. Počty šroubů sloužící k upevnění plechu k pevnému rámu jsou zvoleny stejně jako pro upevnění spodního dorazu pneuválce, tedy 6 šroubů.

**Obrázek 5.8:** Pojistný plech

Kapitola 6

Kontrolní výpočty

V této kapitole jsou uvedeny kontrolní výpočty se zaměřením na spojovací prvky a profily, ze kterých je tvořen rám výtahu.

6.1 Hmotnost výtahu

Hmotnost pohyblivého rámu je dle vytvořeného modelu v programu SolidWorks a údajů o hliníkových profilech od společnosti Bosch Rexroth vyčíslena na 25 kg, viz tabulka 6.2. Celková pohyblivá hmotnost tedy činí 73 kg včetně pohyblivého rámu a plně naloženého dopravníku. Jelikož je nutné krátký dopravník výtahu opatřit dalšími prvky, jako např. stoppery, tlumiči a čidly pro řízení nakládání a vykládání paletky, je v kontrolních výpočtech počítáno s celkovou pohyblivou hmotností 80 kg. Tato hodnota se shoduje s hmotností uvažovanou v návrhových výpočtech.

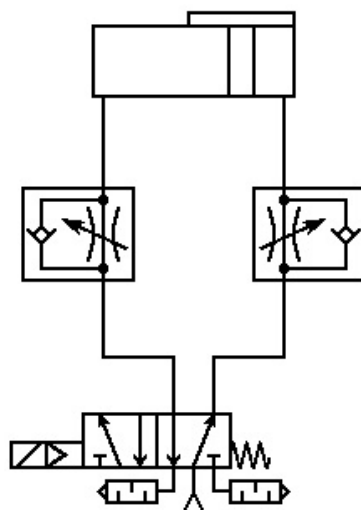
Tabulka 6.1: Hmotnost a poloha těžiště výtahu

| prvek | poloha těžiště [mm] | hmotnost [kg/m] |
|-----------------------------|---------------------------|--------------------|
| pohyblivý rám s dopravníkem | 300 | (73) 80 |
| výtah | 220 | 178 |
| výtah bez podstavy | 220 | 164 |

V tabulce je uvedena hmotnost výtahu bez započítání spodní podstavy. Tento údaj je využit při kontrolním výpočtu nosníku, který tvoří podstavu.

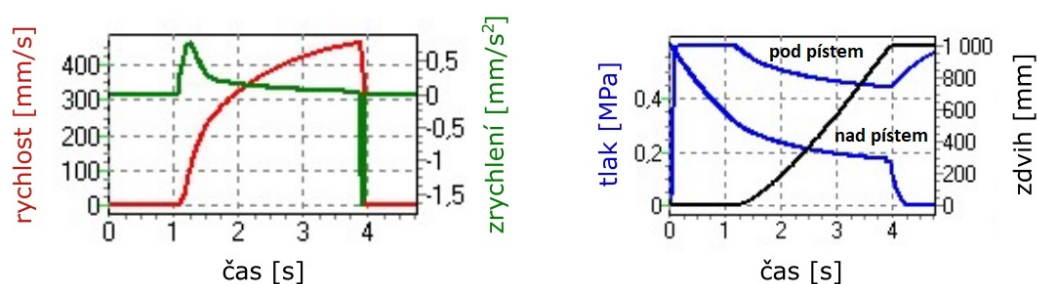
6.2 Kontrola dynamiky pneuválce

Pro lepší představu o chování výtahu je pneumatický válec podroben simulaci v programu Model-selection od společnosti SMC. Schéma zapojení je znázorněno na obrázku 6.1.



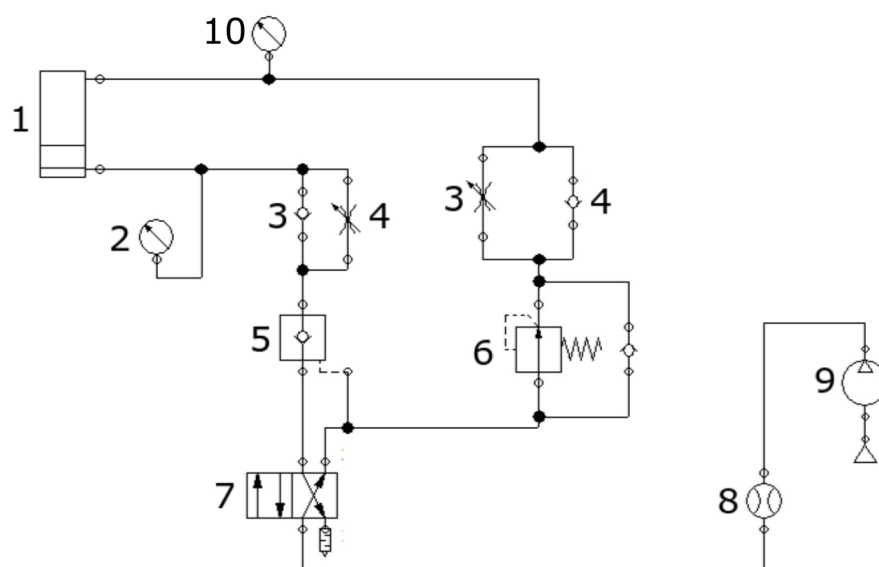
Obrázek 6.1: Schéma zapojení SMC model selection

Výsledky simulace jsou zobrazeny na obrázku 6.2. Z průběhu rychlosti a zrychlení v čase lze říci, že je doba zdvihu prodloužena o počáteční prodlevu. Tato prodleva je způsobena dobou nezbytnou pro snížení tlaku prostoru nad pístem (na obrázku 6.2 vpravo). Píst se začne pohybovat až v okamžiku, kdy tlak nad pístem poklesne na hodnotu danou rozdílem pracovního tlaku a tlaku potřebného na překonání tíhy pohyblivých hmot výtahu.



Obrázek 6.2: Průběhy z SMC model selection

Počáteční prodleva při zdvihu dosahuje hodnoty přibližně 1 s. Za účelem odstranění této prodlevy je pomocí aplikace FluidSim od společnosti Festo vytvořeno obdobné schéma (viz obrázek 6.3) doplněné o redukční ventil v horní větvi. Pneumatický obvod je dále doplněn o bezpečnostní prvek – jednosměrný řízený ventil, který zabraňuje samovolnému spuštění výtahu, např. při přerušení dodávky stlačeného vzduchu.



Obrázek 6.3: Schéma s redukčním ventilem

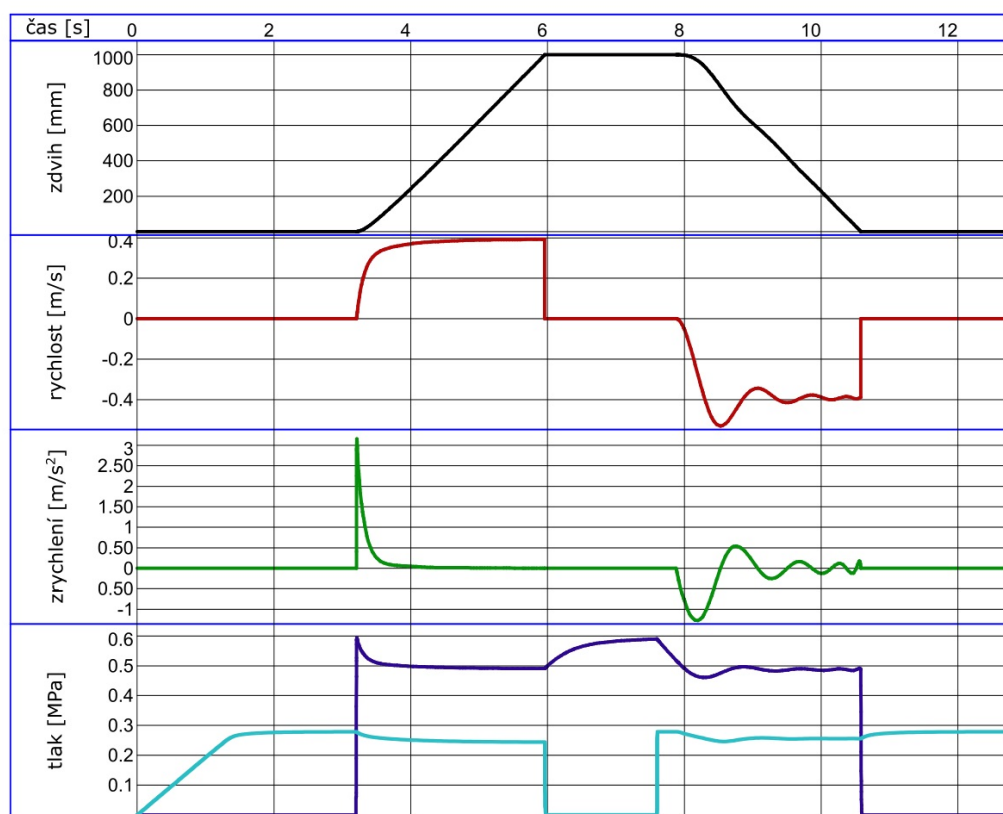
Význam jednotlivých symbolů ve schématu 6.3 je uveden v následující tabulce.

Tabulka 6.2: Prvky pneumatického obvodu

| číslo | prvek | číslo | prvek |
|-------|---------------------------|-------|-----------------------|
| 1 | bezpečnostní pneuválec | 6 | redukční ventil |
| 2 | tlakoměr spodní větve | 7 | dvoupolohový rozváděč |
| 3 | jednosměrný ventil | 8 | průtokoměr |
| 4 | škrticí ventil | 9 | kompresor |
| 5 | řízený jednosměrný ventil | 10 | tlakoměr horní větve |

Na obrázku 6.4 je znázorněn průběh polohy, rychlosti, zrychlení a tlaku v čase. Odtud je patrné, že odezva při zdvihání výtahu je vlivem použití redukčního ventilu již bez prodlevy. Zrychlení ve směru vzhůru dosahuje maximální hodnoty 3 m s^{-2} .

Naopak příliš velké snížení tlaku redukčním ventilem může způsobit prodlevu při pohybu výtahu směrem dolů. V případě použití tohoto zapojení je tedy nutné dbát na vhodné nastavení redukčního ventilu.



Obrázek 6.4: Průběh veličin v čase s redukčním ventilem

Porovnání idealizovaného výpočtu provedeného v podkapitole 5.1.4 se simulacemi, provedenými v programech od společností SMC a Festo, je uvedeno v tabulce 6.3. Z tabulky vyplývá, že vhodným řešením je použití schématu zapojení s redukčním ventilem, které umožňuje dosažení doby zdvihu 2,6 s.

Tabulka 6.3: Porovnání simulací a výpočtu

| veličina | jednotka | idealizovaný | SMC | Festo |
|------------------|------------|--------------|------|-------|
| doba zdvihu | s | 2,5 | 4 | 2,6 |
| prodleva | s | 0 | 1 | 0 |
| max. rychlost | $m s^{-1}$ | 0,4 | 0,45 | 0,4 |
| max. zrychlení | $m s^{-2}$ | 13,6 | 0,6 | 3 |
| spotřeba vzduchu | l/min | 523 | 340 | 523 |

Rozdíl ve spotřebě vzduchu mezi výpočty v programu SMC a Festo je dán zejména tím, že ve výpočtu od SMC se do doby zdvihu započítává i počáteční prodleva, která navyšuje celkovou dobu zdvihu a snižuje tak průměrnou rychlost pístu i spotřebu vzduchu.

Doplnění schéma o jednosměrný řízený ventil se doporučuje pro zabezpečení výtahu proti samovolnému pádu.

6.3 Kontrola spojovacích prvků

Ze spojovacích prvků jsou kontrolovány šroubové spoje a svary. Kontrolované šroubové spoje slouží k upevnění dorazů, tlumičů a pneuválce k pevnému rámu. Svary se nachází na držácích PE dorazů.

6.3.1 Šroubové spoje

Veličiny vystupující v následujících výpočtech jsou uvedeny v následující tabulce:

Tabulka 6.4: Parametry pro výpočet šroubových spojů dorazů

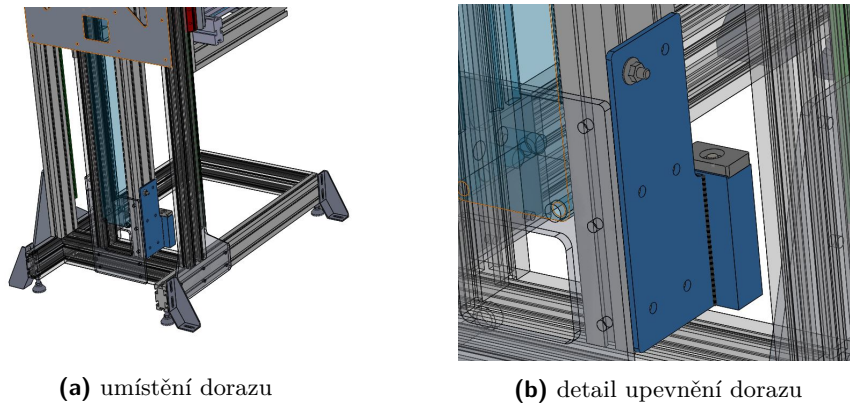
| symbol | veličina | jednotka | hodnota |
|----------------|--|--------------|----------|
| σ_k | mez kluzu materiálu | $N\ mm^{-2}$ | 640 |
| σ_{red} | reduované napětí | $N\ mm^{-2}$ | n |
| k | bezpečnost šroubového spoje | 1 | 2 |
| k_k | statická bezpečnost šroubového spoje | 1 | n |
| p_d | maximální dovolený tlak v závitech | MPa | 150 [25] |
| p_z | tlak v závitech | MPa | n |
| D_m | vnější průměr matice | mm | 21 |
| d_m | vnitřní průměr matice | mm | 9 |
| F_b | doporučená tahová síla ve šroubu | N | n |
| H_z | síla působící na horní doraz | N | 1380 |
| J_z | síla působící na dolní doraz | N | 2655 |
| P | stoupání šroubu | mm | 1,25 |
| d_2 | střední průměr šroubu | mm | 7,188 |
| d_3 | malý průměr šroubu | mm | 6,446 |
| Z_c | počet činných závitů | 1 | n |
| H_{matice} | výška matice | mm | 8 |
| β | úhel boků v osovému řezu | rad | $\pi/6$ |
| μ_z | součinitel tření v závitu | 1 | 0,1 |
| μ_{mp} | součinitel tření mezi maticí a plechem | 1 | 0,1 |
| γ | úhel stoupání závitu | rad | n |
| β_n | úhel boků v normálním řezu | rad | n |
| ϕ' | třecí úhel v ostrém závitu | rad | n |
| M_{kz} | moment od stoupání a tření v závitu | Nm | n |
| M_{km} | moment od tření mezi maticí a plechem | Nm | n |
| M'_k | maximální utahovací moment šroubu | Nm | n |

Dle počtu šroubů a sil spočtených v rámci návrhových výpočtů je stanoveno doporučené předpětí, které je nutné ve šroubech vyvodit. Výpočet předpětí zahrnuje součinitel bezpečnosti rovný 2. Tato hodnota zajistí funkci spoje i po překročení uvažovaného zatížení. Dále je spočten doporučený utahovací moment, který zajistí předpětí spoje.

Šrouby jsou kontrolovány pomocí výpočtu redukovaného napětí daném kombinací tahu a krutu. Dále jsou spoje kontrolovány na dovolený tlak v závitech.

■ Spodní doraz

Na obrázcích 6.5a a 6.5b je zobrazeno umístění a upevnění spodního dorazu pneuválce.



Obrázek 6.5: Upevnění spodního dorazu

V tabulce 6.6 jsou uvedeny parametry šroubového spoje pro horní a spodní doraz. Tabulka platí pro oba spoje, protože u obou dorazů jsou použity stejné šrouby.

Doporučené předpětí, které je třeba ve spoji vyvolat, aby byla zaručena jeho funkce a bezpečnost je dána vztahem:

$$F_b = \frac{k J_z}{6 \mu_{mp}} = \frac{2 \cdot 2655}{6 \cdot 0,1} = 8849 \text{ N} \quad (6.1)$$

Počet činných závitů je dán vztahem:

$$Z_c = \frac{H_{matice}}{P} = \frac{8}{1,25} = 6,4 \doteq 6 \quad (6.2)$$

Tlak v závitech šroubu je popsán rovnicí:

$$p_z = \frac{4 F_b}{Z_c \pi (D^2 - d_3^2)} = \frac{4 \cdot 8849}{6 \cdot \pi \cdot (8^2 - 6,647^2)} = 95 \text{ MPa} \quad (6.3)$$

Protože je výsledný tlak v závitech menší než 150 MPa, jedná se o bezpečný spoj z hlediska dovoleného tlaku. Parametry závitů jsou popsány rovnicemi (6.4)–(6.6).

$$\gamma = \arctg \left(\frac{P}{\pi d_2} \right) = \arctg \left(\frac{1,25}{\pi \cdot 7,188} \right) = 0,0530 \text{ rad} \quad (6.4)$$

$$\beta_n = \arctg \left(\operatorname{tg} \frac{\pi}{6} \cos \gamma \right) = \arctg \left(\operatorname{tg} \frac{\pi}{6} \cdot \cos 0,0530 \right) = 0,5229 \text{ rad} \quad (6.5)$$

$$\phi' = \operatorname{arctg} \left(\frac{\mu_z}{\cos \beta_n} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{0,1}{\cos 0,5229} \right) = 0,1149 \text{ rad} \quad (6.6)$$

Dle vypočtených parametrů závitu je dále určen krouticí moment potřebný k překonání odporu proti stoupání a tření v závitech je dán vztahem:

$$M_{kz} = F_b \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} (\gamma + \phi') = 8849 \cdot \frac{6,446}{2000} \cdot \operatorname{tg} (0,0530 + 0,1149) = 5,5 \text{ Nm} \quad (6.7)$$

Krouticí moment potřebný k překonání tření pod hlavou matice je dán vztahem:

$$M_{km} = F_b \mu_{mp} \frac{d_m + D_m}{2000} = 8849 \cdot 0,1 \cdot \frac{21 + 9}{2000} = 13,3 \text{ Nm} \quad (6.8)$$

Výsledný utahovací moment, který je potřeba vyvinout momentovým klíčem je:

$$M'_k = M_{kz} + M_{km} = 18,8 \text{ Nm} \quad (6.9)$$

Doporučený utahovací moment pro spodní doraz je 19 Nm. Redukované napětí šroubu dané kombinací namáhání tahu a krutu je dáno rovnicí:

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\left(\frac{4 F_b}{\pi d_3^2} \right)^2 + \left(\alpha \frac{16 M_{kz}}{\pi d_3^3} \right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 8849}{\pi \cdot 6,446^2} \right)^2 + \left(2 \cdot \frac{16 \cdot 5500}{\pi \cdot 6,446^3} \right)^2} = 342 \text{ N mm}^{-2} \end{aligned} \quad (6.10)$$

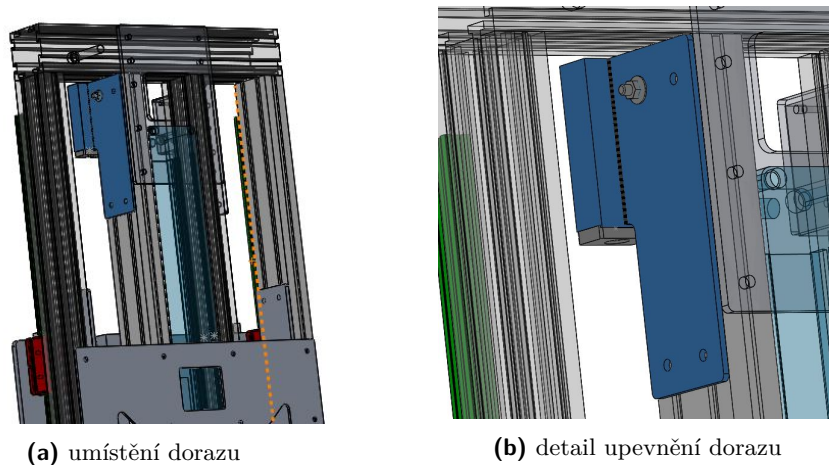
Statická bezpečnost spoje je dána vztahem:

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} = \frac{640}{342} = 1,9 \quad (6.11)$$

Jelikož je výsledná bezpečnost větší než 1, jedná se o bezpečně navržený spoj.

■ Horní doraz

Umístění a způsob upevnění horního dorazu je zobrazen na obrázcích 6.6a a 6.6b.



Obrázek 6.6: Upevnění horního dorazu

Parametry šroubů použitých v kontrolních výpočtech jsou uvedeny v tabulce 6.6. Doporučené předpětí, které je nutno ve spoji vyvolat k zaručení jeho funkceschopnosti a bezpečnosti je dána vztahem:

$$F_b = \frac{k H_z}{4 \mu} = \frac{2 \cdot 1380}{4 \cdot 0,1} = 6896 \text{ N} \quad (6.12)$$

Tlak v závitech je potom roven:

$$p_z = \frac{4 F_b}{Z_c \pi (D^2 - d_3^2)} = \frac{4 \cdot 6896}{4 \cdot \pi \cdot (8^2 - 6,647^2)} = 74 \text{ MPa} \quad (6.13)$$

Protože je výsledný tlak v závitech menší než 150 MPa, nedojde k otláčení závitů, a spoj je tudíž bezpečný z hlediska dovoleného tlaku. Krouticí moment potřebný k překonání odporu proti stoupání a tření v závitech je dán vztahem:

$$M_{kz} = F_b \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \phi') = 6896 \cdot \frac{7,188}{2000} \cdot \operatorname{tg}(0,0530 + 0,1149) = 4,3 \text{ Nm} \quad (6.14)$$

Krouticí moment nutný k překonání tření pod maticí je dán rovnicí:

$$M_{km} = F_b \mu_{mp} \frac{d_m + D_m}{2000} = 6896 \cdot 0,1 \cdot \frac{21 + 9}{2000} = 10,3 \text{ Nm} \quad (6.15)$$

Výsledný utahovací moment je dán:

$$M'_k = M_{kz} + M_{km} = 14,6 \text{ Nm} \quad (6.16)$$

Doporučený utahovací moment, který zaručí funkceschopnost a bezpečnost šroubového spoje je 15 Nm. Redukované napětí dané kombinací tahu a krutu je dáno vztahem:

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\left(\frac{4 F_b}{\pi d_3^2}\right)^2 + \left(\alpha \frac{16 M_{kz}}{\pi d_3^3}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 6896}{\pi \cdot 6,446^2}\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{16 \cdot 4300}{\pi \cdot 6,446^3}\right)^2} = 266 \text{ N mm}^{-2} \end{aligned} \quad (6.17)$$

Statická bezpečnost spoje je dána vztahem:

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} = \frac{640}{266} = 2,4 \quad (6.18)$$

Jelikož je výsledná bezpečnost větší než 1, jedná se o bezpečně navržený spoj.

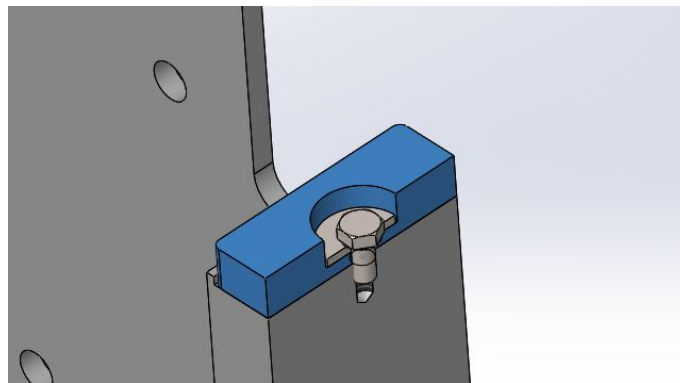
Upevnění PE dorazu

Veličiny vystupující v následujících výpočtech jsou uvedeny v následující tabulce:

Tabulka 6.5: Parametry pro výpočet šroubového spoje PE dorazu

| symbol | veličina | jednotka | hodnota |
|----------------|--------------------------------------|--------------|---------|
| σ_k | mez kluzu materiálu | $N\ mm^{-2}$ | 640 |
| σ_{red} | redukováno napětí | $N\ mm^{-2}$ | n |
| k_k | statická bezpečnost šroubového spoje | 1 | n |
| F_d | doporučená tahová síla ve šroubu | N | 2307 |
| d_3 | malý průměr šroubu | mm | 4,019 |
| M_{kz} | moment od stoupání a tření v závitu | Nmm | 806 |

Na obrázku 6.7 je zobrazeno umístění a způsob upevnění PE dorazu k držáku spodního dorazu.



Obrázek 6.7: Upevnění PE dorazu k držáku

V návrhových výpočtech je stanovena maximální dovolená síla pro spojení PE dorazu se svařencem a maximální krouticí moment v závitu. Dle těchto veličin je spočteno redukováno napětí dané kombinací tahu a krutu, viz:

$$\begin{aligned}\sigma_{red} &= \sqrt{\left(\frac{4 F_d}{\pi d_3^2}\right)^2 + \left(\alpha \frac{16 M_{kz}}{\pi d_3^3}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 2307}{\pi \cdot 4,019^2}\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{16 \cdot 806}{\pi \cdot 4,019^3}\right)^2} = 207\ N\ mm^{-2}\end{aligned}\quad (6.19)$$

Statická bezpečnost spoje je dána vztahem:

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} = \frac{640}{206} = 3,1 \quad (6.20)$$

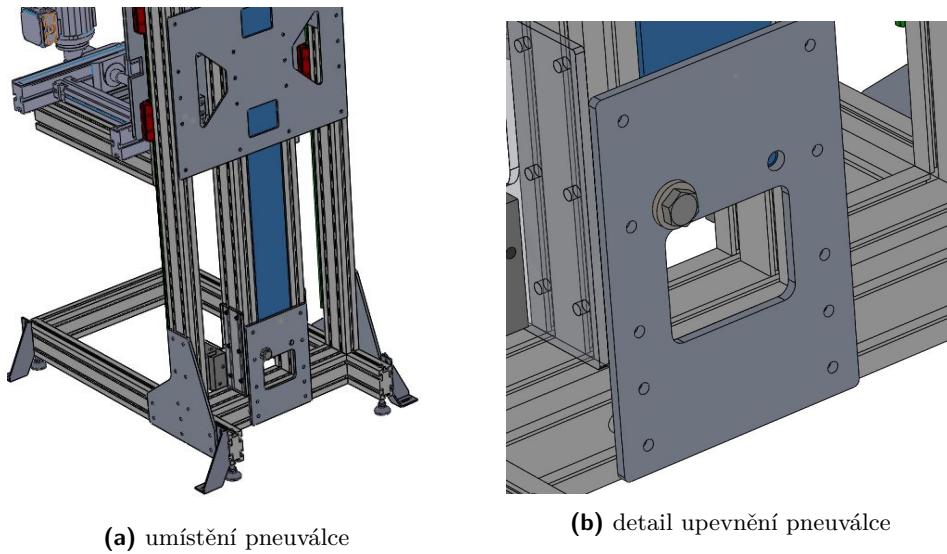
Protože je výsledná bezpečnost větší než 1, jedná se o bezpečný spoj. Závity šroubu je při montáži nutno opatřit lepidlem, které zajistí spoj proti uvolnění.

■ Upevnění pneuválce

Veličiny použité v následující kapitole jsou uvedeny v následující tabulce:

Tabulka 6.6: Parametry pro výpočet šroubových spojů upevnění pneuválce

| symbol | veličina | jednotka | hodnota |
|------------|---|--------------|----------|
| σ_k | mez kluzu materiálu | $N\ mm^{-2}$ | 640 |
| k_k | statická bezpečnost šroubového spoje | 1 | n |
| k | bezpečnost šroubového spoje | 1 | 3 |
| p_d | maximální dovolený tlak v závitech | MPa | 150 [25] |
| D_m | velký průměr hlavy šroubu | mm | 21 |
| d_m | malý průměr hlavy šroubu | mm | 15 |
| D_p | vnější průměr podložky | mm | 28 |
| F_b | doporučená tahová síla ve šroubu | N | n |
| F_c | síla pneuválce | N | 1870 |
| P | stoupání šroubu | mm | 2 |
| d_1 | průměr šroubu | mm | 11,835 |
| d_2 | střední průměr šroubu | mm | 12,07 |
| d_3 | malý průměr šroubu | mm | 11,546 |
| Z_c | počet činných závitů | 1 | n |
| H_{zas} | hloubka zašroubování | mm | 24 |
| β | úhel boků v osovému řezu | rad | $\pi/6$ |
| μ_z | součinitel tření v závitě | 1 | 0,1 |
| μ_{mp} | součinitel tření mezi hlavou šroubu a podložkou | 1 | 0,1 |
| γ | úhel stoupání závitu | rad | n |
| β_n | úhel boků v normálním řezu | rad | n |
| ϕ' | třecí úhel v ostrém závitě | rad | n |
| M_{kz} | moment od stoupání a tření v závitě | Nm | n |
| M_{km} | moment od tření mezi hlavou šroubu a podložkou | Nm | n |
| M'_k | maximální utahovací moment šroubu | Nm | n |



(a) umístění pneuválce

(b) detail upevnění pneuválce

Obrázek 6.8: Upevnění pneuválce

Počet šroubů mezi které se zatížení rovnoměrně rozdělí je 4. Síla, která povede k zajištění funkce spoje je dána. Zvolená bezpečnost spoje je 2,5.

Doporučené předpětí, které je potřeba ve spoji vyvinout, aby plnil svou funkci je dán vztahem:

$$F_b = \frac{k J_z}{4 \mu} = \frac{2 \cdot 1870}{4 \cdot 0,1} = 14\,025 \text{ N} \quad (6.21)$$

Počet činných závitů je dán vztahem:

$$Z_c = \frac{H_{zas}}{P} = \frac{24}{2} = 12 \quad (6.22)$$

Tlak v závitech šroubu je popsán rovnicí:

$$p_z = \frac{4 F_b}{Z_c \pi (d^2 - d_1^2)} = \frac{4 \cdot 14\,025}{12 \cdot \pi \cdot (14^2 - 11,835^2)} = 27 \text{ MPa} \quad (6.23)$$

Protože je výsledný tlak v závitech menší než 150 MPa, jedná se o bezpečný spoj z hlediska dovoleného tlaku. Parametry závitu jsou popsány rovnicemi (6.24)–(6.26).

$$\gamma = \arctg \left(\frac{P}{\pi d_2} \right) = \arctg \left(\frac{2}{\pi \cdot 12,07} \right) = 0,0265 \text{ rad} \quad (6.24)$$

$$\beta_n = \arctg \left(\operatorname{tg} \frac{\pi}{6} \cos \gamma \right) = \arctg \left(\operatorname{tg} \frac{\pi}{6} \cdot \cos 0,0265 \right) = 0,5234 \text{ rad} \quad (6.25)$$

$$\phi' = \arctg \left(\frac{\mu_z}{\cos \beta_n} \right) = \arctg \left(\frac{0,1}{\cos 0,5234} \right) = 0,1149 \text{ rad} \quad (6.26)$$

Dle vypočtených parametrů závitu je dále určen krouticí moment daný stoupáním a třením v závitu:

$$M_{kz} = F_b \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \phi') = 14\,025 \cdot \frac{12,07}{2000} \cdot \operatorname{tg}(0,0265 + 0,1149) = 12,1 \text{ Nm} \quad (6.27)$$

Krouticí moment potřebný k překonání tření pod hlavou matice je dán vztahem:

$$M_{km} = F_b \mu_{mp} \frac{d_m + D_m}{2000} = 14\,025 \cdot 0,1 \cdot \frac{21 + 15}{2000} = 25,2 \text{ Nm} \quad (6.28)$$

Výsledný utahovací moment, který je potřeba vyvinout momentovým klíčem je:

$$M'_k = M_{kz} + M_{km} = 12,1 + 25,5 = 37,3 \text{ Nm} \quad (6.29)$$

Doporučený utahovací moment pro upevnění pneuválce je 37 Nm . Redukované napětí šroubu dané jako kombinace namáhání tahu a krutu je dáno rovnicí:

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\left(\frac{4 F_b}{\pi d_3^2}\right)^2 + \left(\alpha \frac{16 M_{kz}}{\pi d_3^3}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 14\,025}{\pi \cdot 11,546^2}\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{16 \cdot 12\,100}{\pi \cdot 11,546^3}\right)^2} = 156 \text{ N mm}^{-2} \end{aligned} \quad (6.30)$$

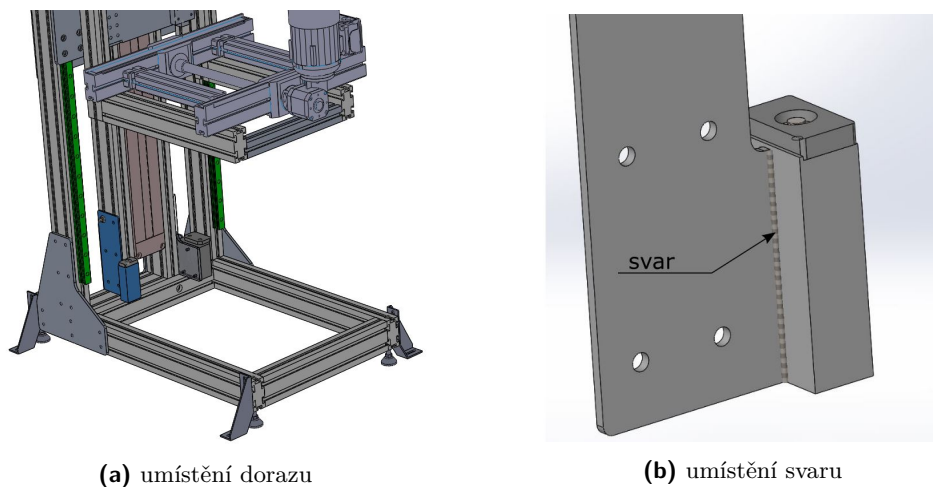
Statická bezpečnost spoje je dána vztahem:

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} = \frac{640}{156} = 4,1 \quad (6.31)$$

Jelikož je výsledná bezpečnost větší než 1, jedná se o bezpečně navržený spoj.

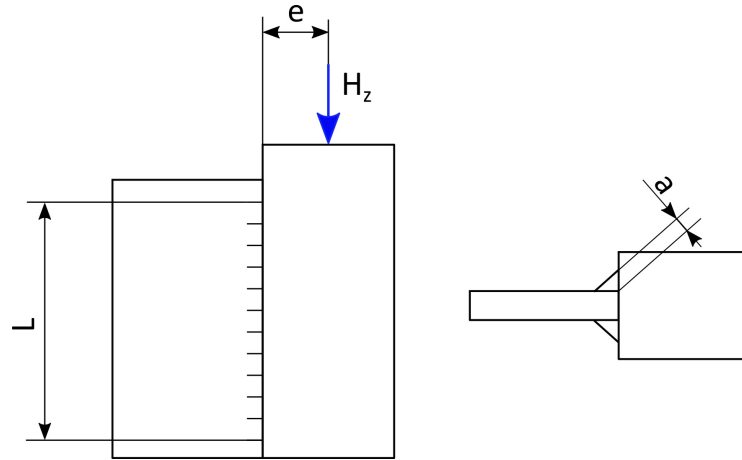
6.3.2 Svarový spoj

Kontrolovaný svar spojuje plech s hranolem, ke kterému je přišroubován doraz pneuválce viz. obrázek 6.9. Jedná se o koutový svar o velikosti $a = 3 \text{ mm}$. Svar se nachází po obou stranách plechu.



Obrázek 6.9: Svar dorazu

Schéma včetně zavedených rozměrů a působící síly je zobrazeno na obrázku 6.10.



Obrázek 6.10: Rozměry svaru

Pro zjednodušení je kontrola svaru jak na horním držáku, tak na spodním, provedena jedním výpočtem. Použita je hodnota reakce ve spodním dorazu J_z , protože zde dosahuje vyšší hodnoty než v horním dorazu a výpočet se tak pohybuje na straně bezpečnosti. Parametry svaru jsou uvedeny v následující tabulce:

Tabulka 6.7: Veličiny a jednotky pro pevnostní výpočet svaru

| symbol | veličina | jednotka | hodnota |
|----------------------|--|--------------|-----------|
| J_z | reakce působící na dolní doraz | N | 2655 |
| τ_{\perp} | smykové napětí v kolmém směru ke svaru | $N\ mm^{-2}$ | n |
| τ_{\parallel} | smykové napětí ve vodorovném směru ke svaru | $N\ mm^{-2}$ | n |
| τ_s | výsledné napětí ve svaru | $N\ mm^{-2}$ | n |
| α_{\perp} | převodní součinitel ve směru kolmém ke svaru | 1 | 0,75 [24] |
| α_{\parallel} | převodní součinitel ve směru rovnoběžném se svarem | 1 | 0,65 [24] |
| L | délka svaru | mm | 100 |
| a | velikost svaru | mm | 3 |
| e | vzdálenost působíště síly od svaru | mm | 15 |
| k | statická bezpečnost svarového spoje | 1 | n |

Výpočet složky napětí kolmé ke svaru je dán rovnicí (6.32). Napětí je zde dáno ohybovým momentem a průřezovým modulem v ohybu obou svarů. Předpokládá se, že se zatížení rovnoměrně rozloží mezi oba svary.

$$\tau_{\perp} = \frac{6 J_z e}{2 a L^2} = \frac{6 \cdot 2655 \cdot 15}{2 \cdot 3 \cdot 100^2} = 4,0\ N\ mm^{-2} \quad (6.32)$$

Složka napětí rovnoběžná se svarem je dána vztahem (6.33). Napětí je dáno silou J_z , namáhající svary na střih, a plochou obou svarů.

$$\tau_{\parallel} = \frac{J_z}{2aL} = \frac{2655}{2 \cdot 3 \cdot 100} = 4,4 \text{ N mm}^{-2} \quad (6.33)$$

Jelikož jsou na sebe jednotlivé složky napětí působící ve svaru kolmé, je výsledná hodnota napětí dána rovnicí [24]:

$$\tau_s = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}}{\alpha_{\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}}{\alpha_{\parallel}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4,0}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{4,4}{0,65}\right)^2} = 8,6 \text{ N mm}^{-2} \quad (6.34)$$

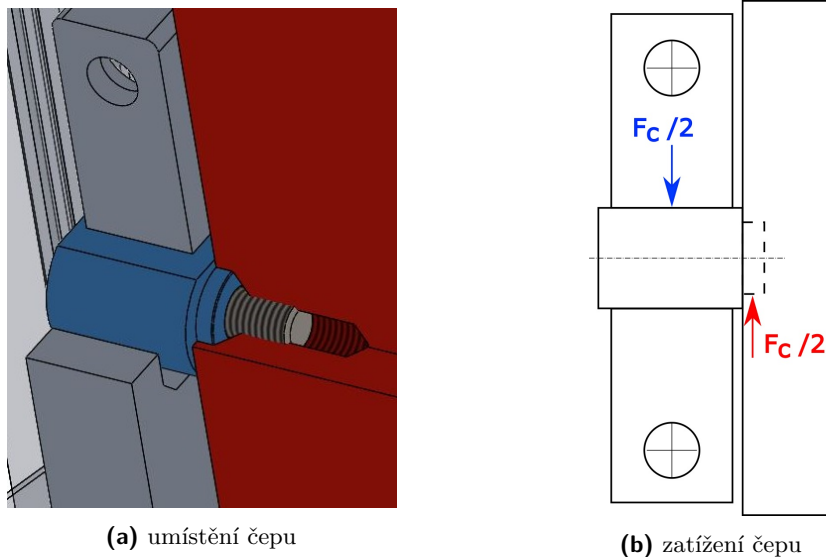
Statická bezpečnost svarového spoje je dána vztahem:

$$k = \frac{\sigma_k}{\tau_s} = \frac{235}{8,6} = 27 \quad (6.35)$$

Z výsledné hodnoty statické bezpečnosti vyplývá, že rozměry svaru zajišťují dostatečnou pevnost svarového spoje.

6.4 Plovoucí uložení

Čep plovoucího uložení je namáhán zejména na smyk a otláčení. Kontrole na otláčení je podrobena válcová plocha osazení, která je zasunuta v unašeci pneumatického válce, viz obrázky 6.11a 6.11b. Vyfrézované plošky čepu kontrolovány nejsou, neboť tyto plošky jsou nadimenzovány s dostatečnou bezpečností z části návrhového výpočtu. Namáhání čepu na ohyb je zanedbáno.



Obrázek 6.11: Čep plovoucího uložení

Veličiny a parametry vystupující v kontrolních výpočtech čepu plovoucího uložení jsou uvedeny v tabulce 6.8.

Tabulka 6.8: Veličiny a jednotky pro kontrolní výpočet plovoucího uložení

| symbol | veličina | jednotka | hodnota |
|--------------|---|--------------|----------|
| F_c | síla pneuválce | N | 1870 |
| τ_{cep} | smykové napětí čepu | $N\ mm^{-2}$ | n |
| σ_k | mez kluzu materiálu čepu | $N\ mm^{-2}$ | 305 [25] |
| k | statická bezpečnost ve smyku | 1 | n |
| p | tlak ve směru působící síly | MPa | n |
| p_n | složka tlaku ve směru normály | MPa | n |
| p_{max} | maximální hodnota tlaku ve směru normály | MPa | n |
| p_d | dovolená hodnota tlaku | MPa | 80 |
| ϕ | úhel měřený od vodorovné osy | rad | $0-\pi$ |
| r | poloměr čepu | mm | 8 |
| d_{cep} | vnitřní průměr čepu | mm | 9 |
| D_{cep} | vnější průměr čepu | mm | 16 |
| b | délka osazení čepu | mm | 3 |
| N | výsledná síla daná tlakem a stykovou plochou čepu | N | n |

Napětí ve smyku je dáno vztahem (6.36).

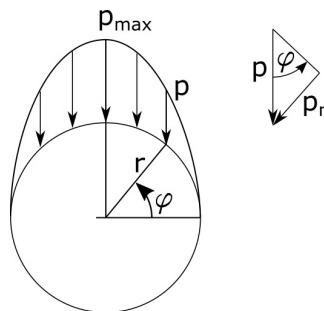
$$\tau_{cep} = \frac{2 F_c}{\pi(D_{cep}^2 - d_{cep}^2)} = \frac{2 \cdot 1870}{\pi \cdot (16^2 - 9^2)} = 6,8\ N\ mm^{-2} \quad (6.36)$$

Statická bezpečnost vypočtená z napětí ve smyku je dána vztahem:

$$k = \frac{\sigma_k}{2 \tau_{cep}} = \frac{305}{2 \cdot 6,8} = 22 \quad (6.37)$$

Jelikož je výsledná hodnota bezpečnosti vyšší než 1, jedná se o bezpečný spoj. Ačkoli je tento díl namáhaný časově proměnlivým napětím, je vzhledem k velikosti smykového napětí možné říci, že se jedná o bezpečný spoj i z pohledu únavové pevnosti.

Funkce charakterizující rozložení tlaku mezi čepem a dírou v unašeči pneumatického válce je uvažována se sinovým průběhem, viz obrázek 6.12.

**Obrázek 6.12:** Rozložení tlaku po obvodu čepu

Z obrázku lze odvodit následující vztahy pro výpočet síly působící na horní polovinu válcové plochy čepu:

$$p = p(\phi) = p_{max} \sin \phi \quad (6.38)$$

$$p_n = p \sin \phi = p_{max} \sin^2 \phi \quad (6.39)$$

$$N = \int_0^\pi p_n b r d\phi = \int_0^\pi p_{max} \sin^2 \phi b r d\phi = p_{max} b r \int_0^\pi \frac{1 - \cos 2\phi}{2} d\phi \quad (6.40)$$

Po následné integraci a vyjádření tlaku p_{max} je získán vztah:

$$p_{max} = \frac{2N}{\pi b r} \quad (6.41)$$

Za předpokladu, že je síla rovnoměrně rozložena mezi oba čepy, je maximální tlak vyčíslen:

$$p_{max} = \frac{2N}{\pi b r} = \frac{2 \cdot 0,5 F_c}{\pi b r} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 1870}{\pi \cdot 3 \cdot 8} = 24,8 \text{ MPa} \quad (6.42)$$

Vzhledem k tomu, že dovolená hodnota tlaku činí 80 MPa, lze říci, že se jedná o bezpečný spoj z hlediska otlačení.

6.5 Kontrola přímých částí

Kontrola přímých částí, resp. nosníků, je provedena analyticky. Nosníky jsou kontrolovány na dovolené napětí, natočení a průhyb. Rozdíl v deformaci rámu při plně naloženém a prázdném výtahu může způsobit příliš velký „schod“ mezi dopravníkem výtahu a navazujícím dopravníkem. Proto je kontrolován rozdíl v deformaci rámu.

6.5.1 Podélný nosník podstavy

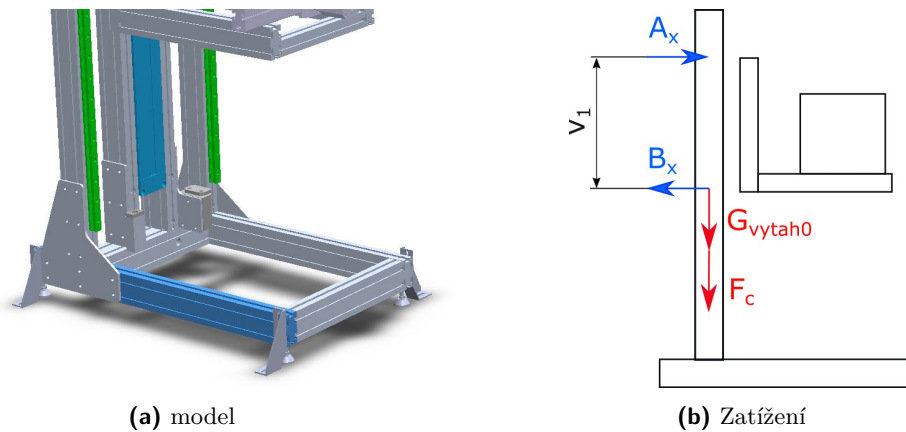
Veličiny použité v této kapitole jsou popsány v následující tabulce:

Tabulka 6.9: Veličiny a jednotky pro kontrolní výpočet podélného nosníku

| symbol | veličina | jednotka | hodnota |
|------------------|--|-------------|---------------|
| F_c | síla pneuválce | N | 1870 |
| m_{pram} | hmotnost pevného rámu bez podstavy | kg | 84 |
| F | síla působící na nosník | N | n |
| A_x | reakce do vedení v bodě A | N | 1029 |
| B_x | reakce do vedení v bodě B | N | 1029 |
| v_1 | vzdálenost vozíků | mm | 300 |
| g | tíhové zrychlení | $m s^{-2}$ | 9,81 |
| M | moment působící na nosník | $N mm$ | n |
| $\sigma_{o max}$ | maximální napětí v ohybu | $N mm^{-2}$ | n |
| σ_k | mez kluzu materiálu profilu | $N mm^{-2}$ | 195 |
| k | statická bezpečnost od ohybu | 1 | n |
| $R_L^{*)}$ | reakce v levé podpoře | N | n |
| $L_L^{*)}$ | délka levé části nosníku | mm | 162,5 |
| L | délka nosníku | mm | 905 |
| $M_{oL}^{*)}$ | ohybový moment zleva | $N mm$ | n |
| $M_{o max}$ | maximální ohybový moment | $N mm$ | n |
| $r_L^{*)}$ | reakce od jednotkové síly v levé podpoře | 1 | n |
| $m_L^{*)}$ | reakce od jedn. momentu v levé podpoře | 1 | n |
| $m_{oL}^{*)}$ | ohybový moment od jedn. síly zleva | mm | n |
| $m_{omL}^{*)}$ | ohybový moment od jedn. momentu zleva | mm | n |
| E | Youngův modul pružnosti v tahu | $N mm^{-2}$ | 70 000 [4] |
| I_z | kvadratický moment průřezu k ose z | mm^4 | 1 246 000 [4] |

*) tyto veličiny jsou definovány obdobně s indexem P pro pravou stranu

Podstava výtahu je tvořena dvěma podélnými a dvěma příčnými nosníky. Na obrázku 6.13a je zachycen detail modelu s kontrovaným nosníkem (modře). Uvažované zatížení tohoto nosníku je znázorněno na obrázku 6.13b. Reakce A_x a B_x jsou spočteny v rámci předběžných výpočtů v podkapitole 4.3.3.



Obrázek 6.13: Spodní nosník

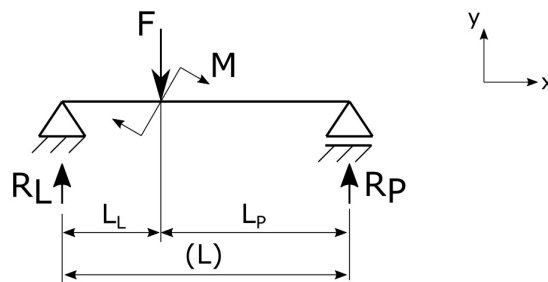
Za předpokladu, že se zatížení rozdělí rovnoměrně mezi oba podélné nosníky, je výsledná síla působící na nosník dána vztahem:

$$F = \frac{m_{pram} g + F_c}{2} = \frac{84 \cdot 9,81 + 1870}{2} = 1347 \text{ N} \quad (6.43)$$

Moment ohýbající nosník je dán vztahem:

$$M = A_x v_1 = 1029 \cdot 300 = 308\,700 \text{ Nmm} \quad (6.44)$$

Kontrovaný nosník včetně způsobu zatížení je schematicky zobrazen na obrázku 6.14. Nosník je uložen na dvou rotačních podporách, které představují stavěcí a kotvicí patky.



Obrázek 6.14: Podélný nosník podstavy

Levá rotační podpora je sice schopna zachytit i sílu ve směru osy x , ale vzhledem k tomu, že v tomto směru nepůsobí žádné akční síly, není tato reakce zobrazena, neboť je rovna 0.

Na základě schématu je možné psát momentové rovnice rovnováhy:

$$-M - F L_L + R_P L = 0 \quad (6.45)$$

$$-M + F L_P - R_L L = 0 \quad (6.46)$$

Z rovnic vyplývají vztahy pro výpočet reakcí R_L a R_P :

$$R_L = \frac{-M + F L_P}{L} \quad (6.47)$$

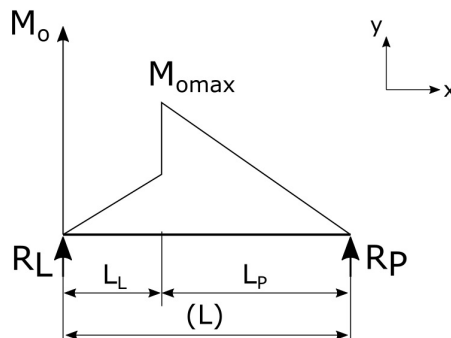
$$R_P = \frac{M + F L_L}{L} \quad (6.48)$$

Metodou řezu jsou získány rovnice průběhu ohybového momentu v levé a pravé části nosníku viz rovnice:

$$M_{oL}(x) = R_L \cdot x \quad (6.49)$$

$$M_{oP}(\bar{x}) = R_P \cdot \bar{x} \quad (6.50)$$

Funkce ohybového momentu nabývá svého maxima v působišti síly F , viz průběh momentu na následujícím obrázku.



Obrázek 6.15: Průběh ohybového momentu

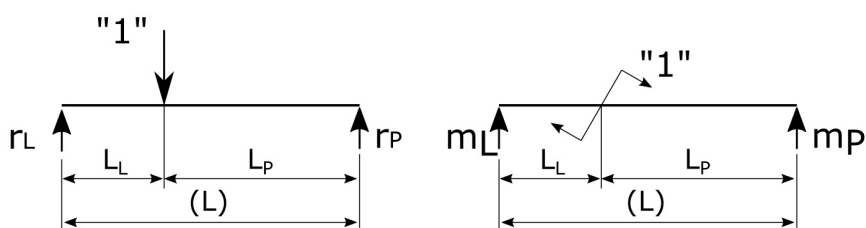
Protože je délka nosníku několikanásobně větší než výška profilu, je zanedbán vliv posouvající síly. Maximální napětí od ohybového momentu je dáno vztahem:

$$\sigma_{o max} = \frac{R_P L_P}{W_o} \quad (6.51)$$

Statická bezpečnost od ohybového napětí je dána vztahem:

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{o max}} \quad (6.52)$$

Na obrázku 6.16 jsou znázorněny zvolené jednotkové účinky pro výpočet průhybu a natočení nosníku v působišti síly F a momentu M . V levé části obrázku je nosník zatížen jednotkovou silou v působišti síly F . V pravé části je nosník zatížen jednotkovým momentem v působišti momentu M .



Obrázek 6.16: Jednotkové účinky

Reakce od jednotkových silových účinků potom jsou:

$$r_L = \frac{L_P}{L} \quad (6.53)$$

$$r_P = \frac{L_L}{L} \quad (6.54)$$

$$m_L = -\frac{1}{L} \quad (6.55)$$

$$m_P = \frac{1}{L} \quad (6.56)$$

Ohybové momenty od reakcí způsobených jednotkovými silovými účinky jsou dány rovnicemi:

$$m_{oL}(x) = r_L x \quad (6.57)$$

$$m_{oP}(\bar{x}) = r_P \bar{x} \quad (6.58)$$

$$m_{omL}(x) = r_L x \quad (6.59)$$

$$m_{omP}(\bar{x}) = r_P \bar{x} \quad (6.60)$$

Aplikací Mohrova integrálu (6.61) lze dospět k rovnici pro průhyb nosníku (6.62).

$$v_p = \frac{1}{EI_z} \left[\int_0^{L_L} M_{oL}(x) \cdot m_{oL}(x) dx + \int_0^{L_P} M_{oP}(\bar{x}) m_{oP}(\bar{x}) dx \right] \quad (6.61)$$

$$v_p = \frac{1}{3EI_z} \left(F \frac{L_P^2 L_L^2}{L} + M \frac{L_P L_L}{L^2} (-L_L^2 + L_P^2) \right) \quad (6.62)$$

Natočení v působišti síly F je potom po integraci (6.63) rovno (6.64).

$$\phi_{ppodel} = \frac{1}{EI_z} \left[\int_0^{L_L} M_{oL}(x) m_{omL}(x) dx + \int_0^{L_P} M_{oP}(\bar{x}) m_{omP}(\bar{x}) dx \right] \quad (6.63)$$

$$\phi_p = \frac{1}{3EI_z L^2} \left(F L_L L_P (L_L^2 + L_P^2) + M(-L_L^3 + L_P^3) \right) \quad (6.64)$$

Z rovnic (6.62) a (6.64) vyplývá, že oba vztahy závisí na velikosti zatěžující síly a momentu lineárně. Rovnici pro průhyb je možné zapsat ve tvaru (6.65). Rozdíl průhybu (6.66) lze potom počítat přímo dosazením rozdílu síly a momentu.

$$v_p = K_1 F + K_2 M \quad (6.65)$$

$$\Delta v_p = K_1 \Delta F + K_2 \Delta M \quad (6.66)$$

Kde rozdíly síly a momentu jsou dán vztahy:

$$\Delta F = A_{x80} - A_{x50} = 441 - 282 = 159 N \quad (6.67)$$

$$\Delta M = (A_{x80} - A_{x50}) e = (441 - 282) \cdot 300 = 47\,700 N mm \quad (6.68)$$

Obdobným způsobem lze zapsat i vztah pro výpočet natočení nosníku v působišti síly F . Dosazením do vztahů a vyčíslením pomocí programu Excel jsou získány výsledky, viz tabulka 6.10.

Tabulka 6.10: Výsledky pro podélný nosník podstavy

| veličina | jednotka | hodnota |
|--|-------------|----------|
| maximální ohybové napětí | $N mm^{-2}$ | 15 |
| statická bezpečnost | 1 | 13 |
| rozdíl průhybu nosníku v působišti síly F | mm | 0,024 |
| rozdíl natočení nosníku v působišti síly F | rad | 0,000141 |

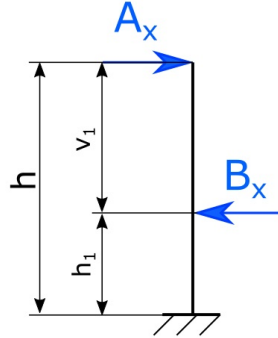
6.5.2 Svislý nosník

Veličiny použité v této kapitole jsou popsány v následující tabulce:

Tabulka 6.11: Veličiny a jednotky pro kontrolní výpočet svislého nosníku

| symbol | veličina | jednotka | hodnota |
|------------------|--------------------------------------|-------------|---------------|
| A_x | reakce do vedení v bodě A | N | 1029 |
| B_x | reakce do vedení v bodě B | N | 1029 |
| h | výška nosníku | mm | 1500 |
| h_1 | výška spodní části | mm | 1200 |
| v_1 | vzdálenost vozíků | mm | 300 |
| $\sigma_{o max}$ | maximální napětí v ohybu | $N mm^{-2}$ | n |
| σ_k | mez kluzu materiálu profilu | $N mm^{-2}$ | 195 |
| k | statická bezpečnost od ohybu | 1 | n |
| E | Youngův modul pružnosti v tahu | $N mm^{-2}$ | 70 000 [4] |
| I_z | kvadratický moment průřezu k ose z | mm^4 | 1 246 000 [4] |

Svislé nosníky zachycují klopný moment způsobený tíhou pohyblivého rámu a setrvačnými účinky při jeho pohybu. Lze předpokládat, že veškeré svislé zatížení je neseno spodním profilem a svislý nosník je zatížen přes lineární vedení pouze klopným momentem.



Obrázek 6.17: Svislý nosník rámu

Ohybový moment v jednotlivých částech nosníku je dáno vztahy:

$$M_{oI}(x) = -A_x x \quad (6.69)$$

$$M_{oII}(x) = -A_x x + B_x (x - h_1) \quad (6.70)$$

Protože jsou hodnoty reakcí v bodech A a B stejné, přejde rovnice (6.70) do tvaru:

$$M_{oII}(x) = -A_x v_1 = M_{o max} \quad (6.71)$$

Maximální ohybové napětí je dáno vztahem:

$$\sigma_{o max} = \frac{M_{o max}}{W_o} = \frac{-A_x v_1}{W_o} \quad (6.72)$$

Statická bezpečnost od ohybového napětí je dána vztahem:

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{o max}} \quad (6.73)$$

Průhyb a natočení nosníku v působišti reakce B_x je za použití příčinkových činitelů dáno rovnicemi (6.74) a (6.75). [21]

$$v_s = -\frac{B_x h_1^3}{3 E I_z} + \frac{A_x h_1^2 (3h - h_1)}{6 E I_z} \quad (6.74)$$

$$\phi_s = -\frac{B_x h_1^2}{2 E I_z} + \frac{A_x h_1 (2h - h_1)}{2 E I_z} \quad (6.75)$$

Protože jsou rovnice (6.74) a (6.75) lineárně závislé na zatěžující síle, je možné rozdíl v průhybu a natočení daný změnou zatížení vypočítat přímým dosazením ΔF do rovnic 6.74 a 6.75. Výsledné hodnoty jsou uvedené v tabulce 6.12.

Tabulka 6.12: Výsledky pro svislý nosník

| veličina | jednotka | hodnota |
|--|--------------|---------|
| maximální ohybové napětí | $N\ mm^{-2}$ | 11 |
| statická bezpečnost | 1 | 17 |
| rozdíl průhybu nosníku v působišti síly F | mm | 0,4 |
| rozdíl natočení nosníku v působišti síly F | rad | 0,00067 |

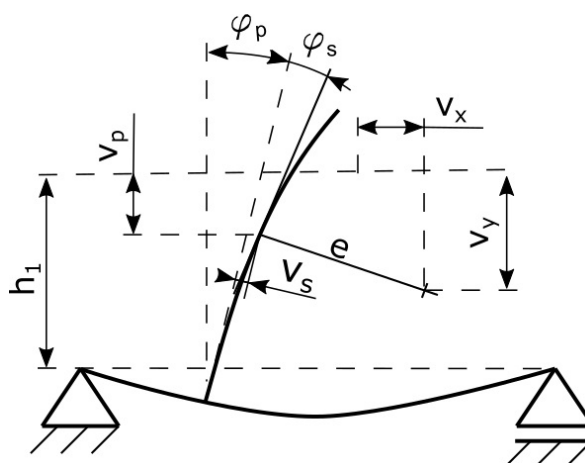
6.5.3 Výsledná deformace rámu

Veličiny použité v této kapitole jsou uvedeny v následující tabulce:

Tabulka 6.13: Veličiny a jednotky pro výpočet průhybu rámu

| symbol | veličina | jednotka | hodnota |
|----------|---------------------------------------|----------|----------|
| h_1 | výška spodní části | mm | 1200 |
| e | vyložení středu pásu vůči ose nosníku | mm | 300 |
| ϕ | natočení nosníku | rad | n |
| ϕ_p | natočení podélného nosníku | rad | 0,000141 |
| ϕ_s | natočení svislého nosníku | rad | 0,00067 |
| v_p | průhyb podélného nosníku | mm | 0,024 |
| v_s | průhyb svislého nosníku | mm | 0,4 |
| v_x | průhyb rámu ve vodorovném směru | mm | n |
| v_y | průhyb rámu ve svislém směru | mm | n |

Na obrázku 6.18 je znázorněna výsledná deformace rámu.

**Obrázek 6.18:** Průhyb rámu

Protože se jedná o malé úhly lze předpokládat že:

$$\sin(\phi) \doteq \phi \quad (6.76)$$

$$\cos(\phi) \doteq 1 \quad (6.77)$$

Výsledná deformace pevného rámu ve vodorovném směru v_x je dle schématu 6.18 dána vztahem:

$$v_x = \phi_p h_1 + v_s = 0,000141 \cdot 1200 + 0,4 = 0,57 \text{ mm} \quad (6.78)$$

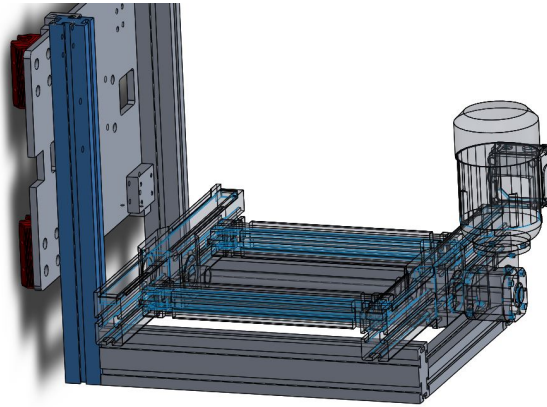
Deformace pevného rámu ve svislém směru je potom dána vztahem:

$$v_y = v_p + e(\phi_p + \phi_s) = 0,024 + 300 \cdot (0,000141 + 0,00067) = 0,27 \text{ mm} \quad (6.79)$$

Z výsledného průhybu pevného rámu je patrné, že jeho deformace jsou při změně zatížení výtahu zanedbatelné. Největší změny deformace je dosaženo v horizontálním směru a může dosahovat až hodnoty $0,6 \text{ mm}$. Deformace rámu ve svislém směru je $0,3 \text{ mm}$.

6.6 Analýza profilu

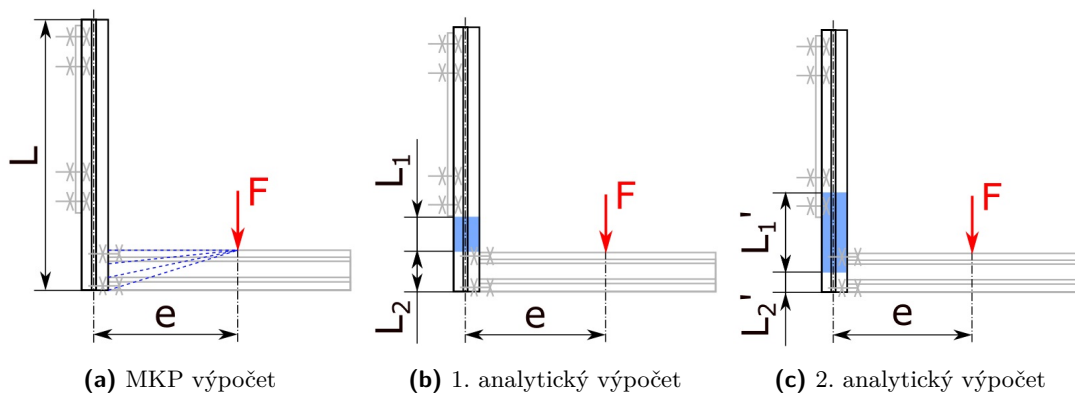
Napětové a deformační analýze je podroben svislý nosník pohyblivého rámu, viz modře zvýrazněný profil na obrázku 6.19. Nosník je k desce připevněn dvěma páry šroubů. Spojení je realizováno třením mezi deskou a spodní plochou profilu.



Obrázek 6.19: Umístění nosníku v modelu

Jelikož je obtížné vystihnout vlastnosti takového uložení nosníku v okrajových podmínkách pro analytický výpočet, jsou pro řešení analytickou metodou zvoleny jiné okrajové podmínky než pro řešení numerickou metodou.

Na obrázku 6.20 je znázorněno uložení a zatížení nosníku pro řešení MKP a analytickou metodou. Pro MKP výpočet je uvažována délka celého nosníku, s vetknutími v místech upevnění profilu k desce dvojicí šroubů, viz 6.20a. Pro první analytický výpočet je uvažována pouze část profilu mezi koncem desky a horizontálním profilem délky L_1 , viz obrázek 6.20b. Pro druhý analytický výpočet je tato uvažovaná část prodloužena tak, aby zasahovala na obou koncích do poloviny mezi šrouby, viz 6.20c.



Obrázek 6.20: Upevnění a zatížení nosníku

Při řešení napjatosti a deformace analytickou metodou je uvažovaná část profilu (viz obrázek 6.20b,c modře) na horním konci vetknuta. Volný konec je zatížen momentem daným silou F působícím na rameni e . Zbývající část nosníku o délce L_2 je nezatížená.

6.6.1 Analytický výpočet

Veličiny včetně jednotek a hodnot vyskytující se v této kapitole jsou uvedeny v následující tabulce:

Tabulka 6.14: Veličiny a jednotky pro výpočet průhybu nosníku

| symbol | veličina | jednotka | hodnota |
|-----------------|---|--------------|-------------|
| L | celková délka nosníku | mm | 580 |
| L_1 | délka deformované části nosníku 1. varianta | mm | 110 |
| L_1' | délka deformované části nosníku 2. varianta | mm | 195 |
| L_2 | volný konec nosníku 1. varianta | mm | 90 |
| L_2' | volný konec nosníku 2. varianta | mm | 45 |
| e | vyložení středu pásu vůči ose nosníku | mm | 300 |
| C_1 | integrační konstanta | $N\ mm^2$ | n |
| C_2 | integrační konstanta | $N\ mm^3$ | n |
| v_1 | průhyb části nosníku o délce L_1 | mm | n |
| v_2 | průhyb části nosníku o délce L_2 | mm | n |
| E | Youngův modul pružnosti v tahu | $N\ mm^{-2}$ | 70 000 [4] |
| I_z | kvadratický moment průřezu k ose z | mm^4 | 372 000 [4] |
| F | zatěžující síla | N | n |
| a_d | zrychlení výtahu | $m\ s^{-2}$ | 13,6 |
| σ_{tah} | napětí v tahu | $N\ mm^{-2}$ | n |
| σ_{ohyb} | napětí v ohybu | $N\ mm^{-2}$ | n |
| W_o | modul průřezu v ohybu | mm^3 | 12 400 [4] |

Výpočty jsou uvedeny společně pro první i druhý způsob analytického výpočtu, neboť je profil zatěžován pouze momentem a rozdílná délka profilu neovlivňuje velikost napětí v ohybu. Délka nosníku se projeví na velikosti průhybu, který je graficky porovnán v podkapitole 6.6.3.

Profil je namáhán excentrickým tahem, tedy kombinací tahu a ohybu. Zatěžující síla je dána vztahem:

$$F = \frac{(a_d + g) m}{2} = \frac{(13,6 + 9,81) \cdot 60}{2} = 702\ N \quad (6.80)$$

Napětí v tahu je dáno rovnicí:

$$\sigma_{tah} = \frac{F}{A} = \frac{702}{1100} = 0,64\ N\ mm^{-2} \quad (6.81)$$

Napětí od ohybu je dáno vztahem (6.82), kde konstanta e odpovídá vzdálenosti působíště síly od podélné osy nosníku.

$$\sigma_{ohyb} = \frac{F e}{W_o} = \frac{702 \cdot 300}{12400} = 17,0 \text{ N mm}^{-2} \quad (6.82)$$

Napětí dané kombinací tahu a ohybu je dáno součtem jednotlivých složek napětí. Jeho maximální hodnota je rovna 17 N mm^{-2} a jeho minimální hodnota je rovna $-16,4 \text{ N mm}^{-2}$. Dle Bernoulliho teorie ohybu nosníků lze psát diferenciální rovnici [23]:

$$v'' = -\frac{M_o(x)}{E I_z(x)} \quad (6.83)$$

Ohybový moment je v tomto případě konstantou a je dán součinem ramene a zatěžující síly. Modul pružnosti a kvadratický moment průřezu jsou po celé délce nosníku konstantní. Vztah potom nabývá tvaru (6.84). Postupnou integrací je získán vztah (6.86).

$$v'' = -\frac{F e}{E I_z} \quad (6.84)$$

$$E I_z v = -F e x + C_1 \quad (6.85)$$

$$E I_z v = -F e \frac{x^2}{2} + C_1 x + C_2 \quad (6.86)$$

Dosazením okrajových podmínek $v(L_1) = 0$ a $v'(L_1) = 0$ a úpravami lze obdržet rovnici pro průhyb nosníku o délce L_1 ve tvaru:

$$v_1 = -\frac{F e}{2 E I_z} (x_1^2 - 2 L_1 x_1 + L_1^2) \quad (6.87)$$

Průhyb nosníku v části o délce L_2 je roven průhybu na konci nosníku o délce L_1 zvětšenému o natočený nedeformovaný konec o délce L_2 .

$$v_2 = -\frac{F e L_1^2}{2 E I_z} + \frac{F e}{E I_z} L_1 (x_2 - L_2) \quad (6.88)$$

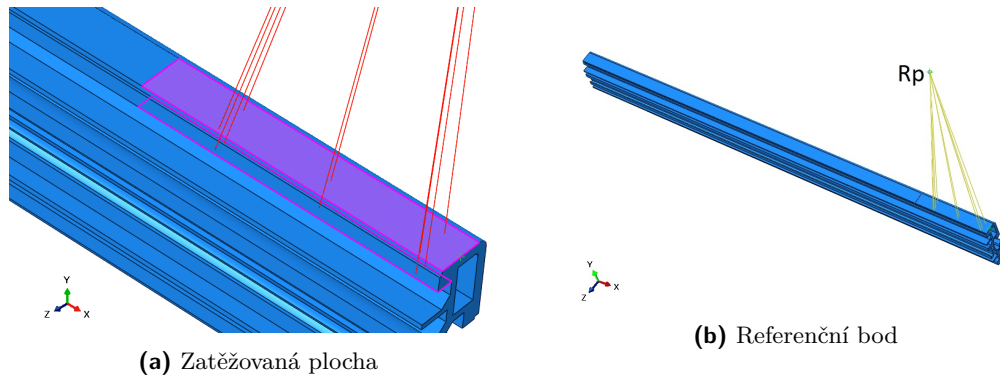
Výsledné hodnoty napětí a průhybu získané analytickou metodou jsou uvedeny a porovnány s numerickým výpočtem v podkapitole 6.6.3.

6.6.2 Numerický výpočet

Pro vybraný prvek je provedena analýza pomocí metody konečných prvků v programu Abaqus. Model profilu s průřezem $45 \times 60 \text{ mm}$ od společnosti Rexroth je vyexportován z programu MTPro64 5.0. Model je následně upraven v programu Solidworks, kde je změněna délka a určena rovina symetrie. Poté je odstraněna levá část profilu. Takto vzniklá polovina profilu je v kroku *part* naimportována do programu Abaqus.

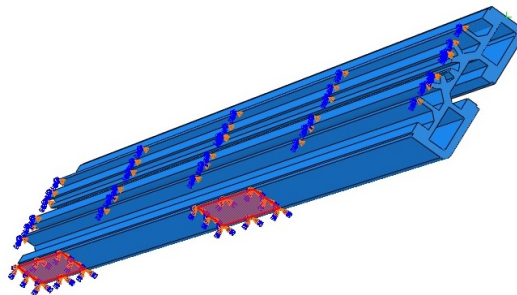
V části *properties* jsou profilu přiřazeny materiálové vlastnosti: Youngův modul pružnosti v tahu $E = 70\,000 \text{ N mm}^{-2}$ a Poissonův poměr $\nu = 0,34$ [4]. V části *assembly* je vytvořena sestava stávající z jediného prvku, a to importovaného profilu.

V části *interaction* je na horní ploše vytvořena obdélníková oblast, která představuje kontaktní plochu mezi svislým a vodorovným profilem, viz obrázek 6.21a. Další obdélníková oblast je vytvořena na vnitřní straně T-drážky. Na tuto plochu dosedají hlavy T-šroubů. Síla zatěžující nosník excentrickým tahem má působiště v referenčním bodě R_p , který je vzdálen od osy nosníku 300 mm , viz obrázek 6.21b. Referenční bod je vázán k definovaným plochám nosníku vazbou.



Obrázek 6.21: Definice zatížení nosníku

Dále jsou na spodní ploše profilu vytvořeny dvě obdélníkové oblasti, které představují stykovou plochu mezi deskou a nosníkem, viz 6.22. Šířka ploch je dána šířkou profilu (zmenšenou o plochu T-drážky) a výška obdélníkové plochy je dána dvojnásobkem vzdálenosti kotvicích šroubů, které spojují nosník s deskou.



Obrázek 6.22: Spojení tělesa s referenčním bodem

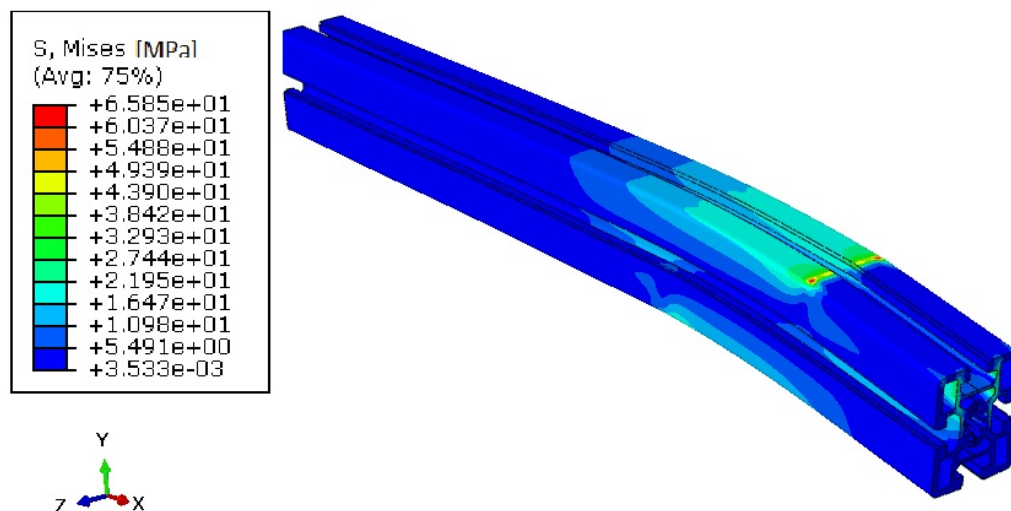
V kroku *load* jsou tyto obdélníkové plochy opatřeny okrajovou podmínkou nulových posunutí a natočení. Tato podmínka představuje vetknutí nosníku.

Při stanovení okrajových podmínek je využito symetrie profilu, je tedy aplikována podmínka *symetry/antisymetry* na rovinu *xy*.

V kroku *mesh* je vytvořena síť o velikosti elementu $1,5\text{ mm}$. Jedná se o hexagonální elementy s označením C3D8R. V kroku *job* je spuštěn výpočet zahrnující kompletní analýzu profilu.

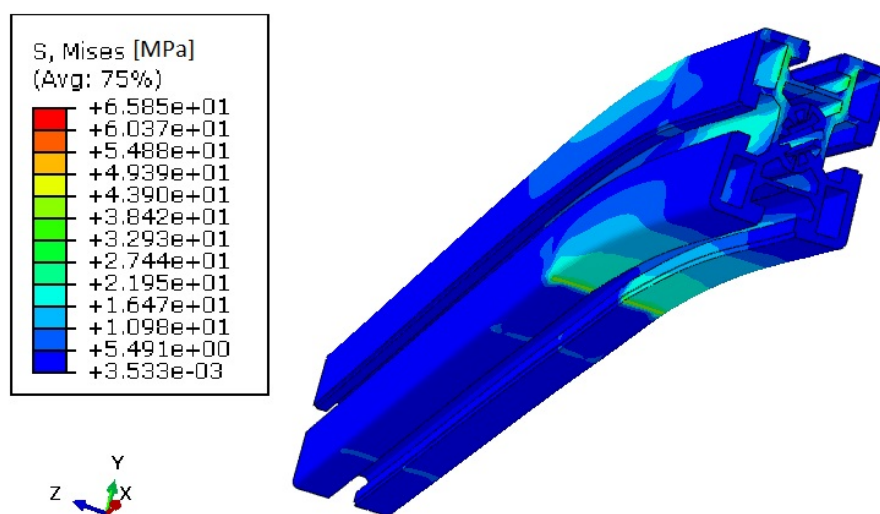
Výsledky napěťové a deformační analýzy jsou zobrazeny na obrázcích 6.23 až 6.26. Misesovo napětí je zobrazeno na celém profilu, tedy po zviditelnění levé poloviny nosníku,

viz 6.23.



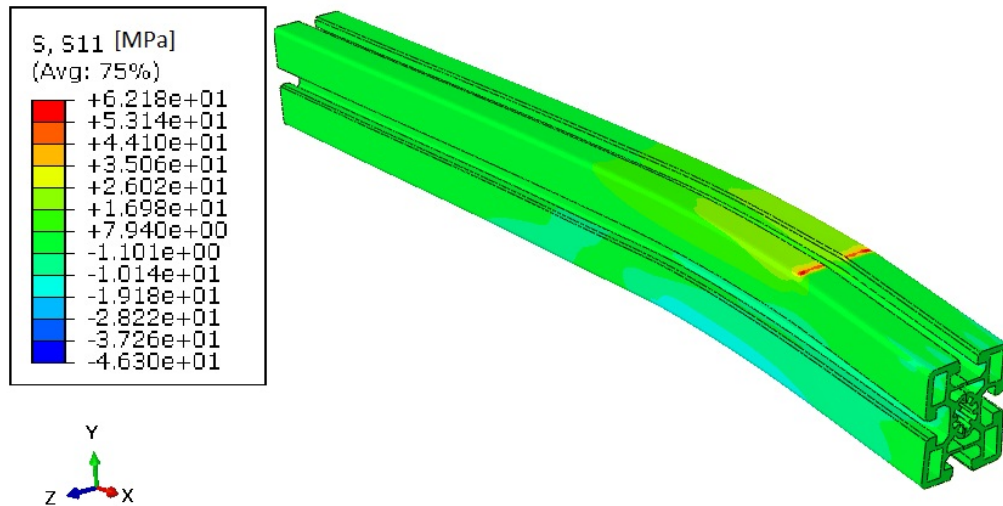
Obrázek 6.23: Rozložení napětí-Mises

Z obrázku je patrné, že na rozhraní oblasti, kde je horní plocha profilu spojena vazbou s referenčním bodem, nabývá napětí maximálních hodnot. Extrému nabývá napětí i na spodní straně profilu, a to na rozhraní vetknutí a volného povrchu profilu, viz obrázek 6.24.



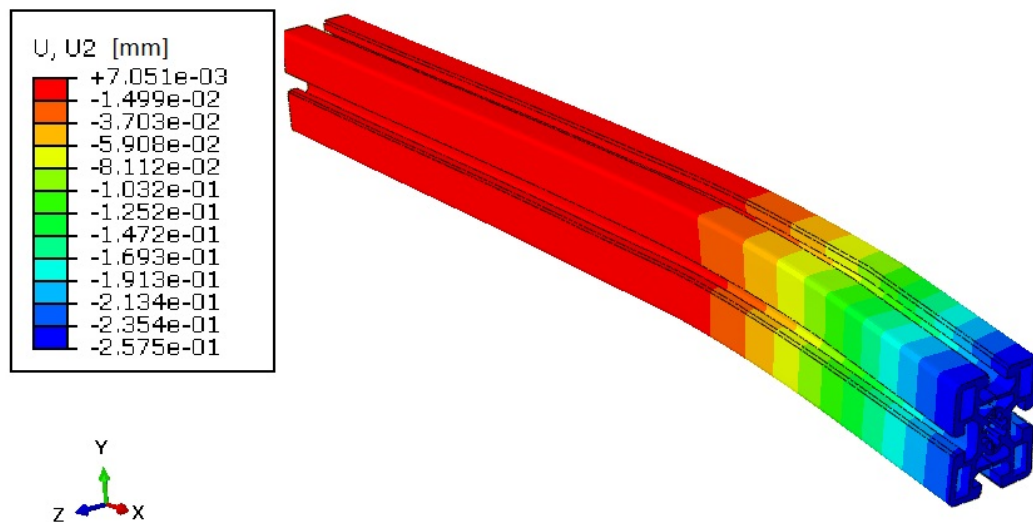
Obrázek 6.24: Rozložení napětí ve směru x

Rozložení napětí ve směru x je zobrazeno na obrázku 6.25. Toto napětí odpovídá součtu napětí v tahu a ohybu. Z průběhu napětí ve směru x jsou rovněž patrné špičky napětí. Podobné špičky napětí se nachází rovněž na spodní straně nosníku v blízkosti vetknutí.



Obrázek 6.25: Rozložení napětí ve směru x

Hodnoty průhybu nosníku, tedy deformace ve směru y jsou znázorněny na obrázku 6.26. Největšího průhybu je dosaženo na konci nosníku, což je v souladu s představou o jeho chování při takovémto typu zatížení.



Obrázek 6.26: Průhyb nosníku

6.6.3 Srovnání analytického a numerického výpočtu

Veličiny včetně jednotek a hodnot vyskytující se v této kapitole jsou uvedeny v následující tabulce:

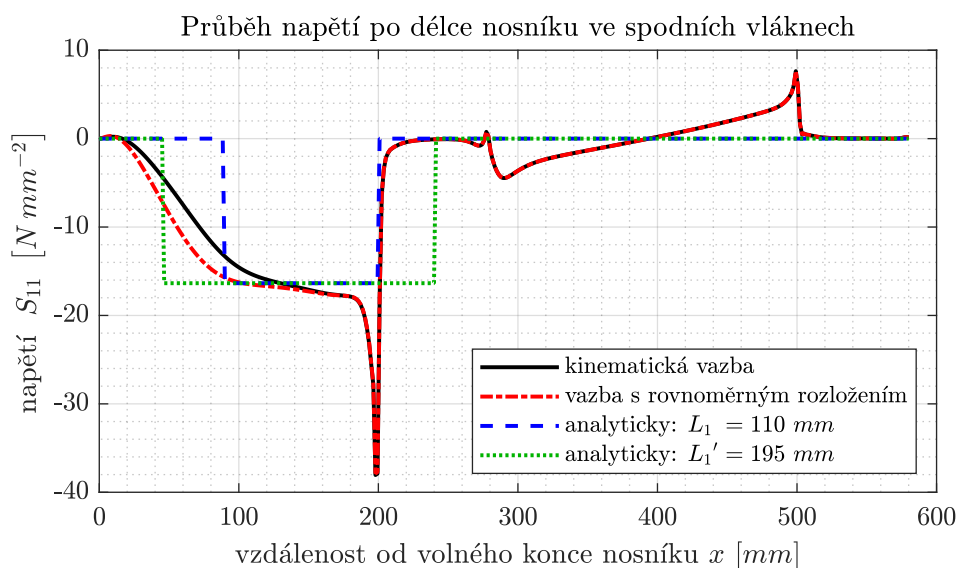
Tabulka 6.15: Veličiny a jednotky pro výpočet celkového průhybu rámu

| symbol | veličina | jednotka | hodnota |
|-------------|--|----------|---------|
| v_{pas} | průhyb nosníku v ose dopravníku při plném zatížení | mm | n |
| v_{pas}^* | průhyb nosníku v ose dopravníku při změně zatížení | mm | n |
| v_y | průhyb rámu ve svislém směru | mm | 0,27 |
| v_{max} | maximální průhyb rámu při změně zatížení | mm | n |

Hodnoty napětí ve směru x a průhybu ve směru y získané MKP analýzou jsou následně vyexportovány a v programu Matlab jsou z hodnot vygenerovány grafy. Funkce pro výpočet napětí a deformace získané analytickým výpočtem jsou rovněž zpracovány do grafů.

V následujících grafech jsou zobrazeny průběhy pro dva různé MKP výpočty a průběhy pro dva analytické výpočty s různými okrajovými podmínkami (viz obrázek 6.20).

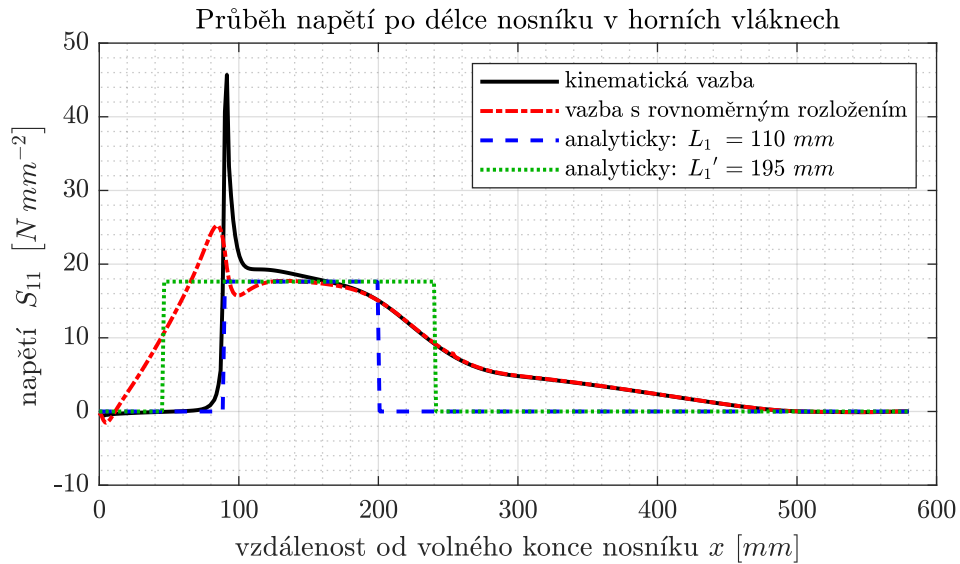
MKP výpočty se liší typem vazby mezi referenčním bodem a zatěžovanou plochou. Nejprve je použita kinematická vazba, a v druhém případě pak vazba s rovnoměrným rozložením zatížení.



Obrázek 6.27: Průběh napětí – spodní vlákna

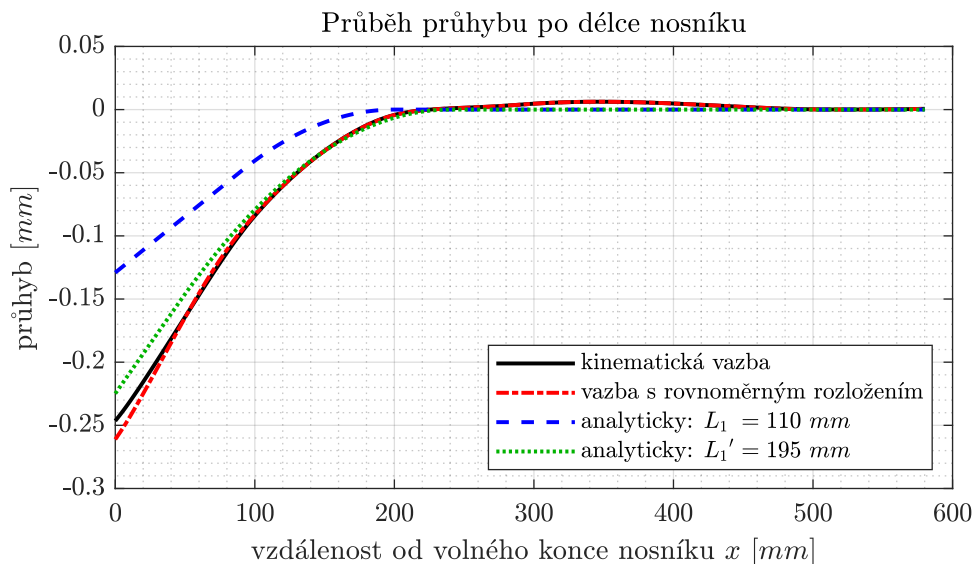
V grafu 6.27 jsou porovnány hodnoty napětí ve směru S_{11} (tedy x) ve spodních vláknech nosníku. Z výsledků je patrný rozdíl mezi MKP a analytickým výpočtem. Zatímco napětí získané analytickou metodou je po celé délce části L_1 (resp. L_1') konstantní, výsledky získané výpočtem MKP se po délce nosníku mění. Znatelný rozdíl ve výsledcích obou

metod je zejména na rozhraní vetknutí a volného povrchu profilu ($x = 200 \text{ mm}$ pro případ $L_1 = 110 \text{ mm}$ a $x = 240 \text{ mm}$ pro $L_1' = 195 \text{ mm}$).



Obrázek 6.28: Průběh napětí – horní vlákna

Z průběhů napětí v horních vláknech nosníku je patrný rozdíl mezi vazbami, které spojují kontaktní plochy s referenčním bodem, viz graf 6.28. Výpočet s použitím kinematické vazby se zde chová blíže analytickému výpočtu, neboť ve vzdálenosti menší než 90 mm nabývá přibližně nulové hodnoty. Naproti tomu hodnoty napětí získané použitím vazby s rovnoměrným rozložením zatížení nabývají menšího extrému a pro vzdálenosti menší než 90 mm je napětí různé od nuly.



Obrázek 6.29: Průhyb nosníku

V grafu 6.29 je zobrazena závislost průhybu nosníku na vzdálenosti od volného konce nosníku. V analytickém výpočtu má střednice nosníku v místě vetknutí ($x = 200 \text{ mm}$ pro případ $L_1 = 110 \text{ mm}$ a $x = 240 \text{ mm}$ pro $L_1' = 195 \text{ mm}$) nulové natočení a průhyb. Naopak v MKP výpočtu jsou průhyb a natočení střednice v místě vetknutí různé od nuly. V grafu jsou rovněž zobrazeny výsledky obou analytických výpočtů. Výsledky druhého analytického výpočtu (čárkovaná zelená křivka) se od výsledků získaných MKP výpočtem liší do 16 %. Naopak výsledky prvního analytického výpočtu se od výsledků MKP liší až o 100 %. Tento rozdíl je dán různou uvažovanou délkou, na které dochází k deformaci nosníku.

Natočení nosníku na jeho konci vychází dle MKP výpočtu přibližně $0,0018 \text{ rad}$. Potom je průhyb uprostřed dopravního pásu dán vztahem:

$$v_{pas} = \phi e = 0,0018 \cdot 300 = 0,54 \text{ mm} \quad (6.89)$$

Tato hodnota odpovídá deformaci vlivem maximálního zatížení nosníku. Rozdíl v zatížení při plně naloženém a prázdném výtahu je zhruba $1/5$ maximálního zatížení svislého nosníku. Rozdíl průhybu uprostřed dopravního pásu daný rozdílem plně naloženého a vyloženého dopravníku potom lze tedy určit jako:

$$v_{pas}^* = \frac{v_{pas}}{5} = \frac{0,54}{5} = 0,11 \text{ mm} \quad (6.90)$$

Průhyb rámu ve svislém směru byl stanoven na $0,27 \text{ mm}$ – viz (6.79). Výsledná velikost průhybu pevného a pohyblivého rámu je potom dána jejich součtem:

$$v_{max} = v_{pas}^* + v_y = 0,11 + 0,27 = 0,38 \text{ mm} \quad (6.91)$$

Celková změna polohy dopravního pásu vůči podlaze činí $0,4 \text{ mm}$. Jedná se o přibližnou hodnotu, neboť nejsou ve výpočtu zahrnuty poddajnosti dalších prvků (nosníku pod dopravníkem, stavěcích patek a zejména spojů jednotlivých prvků).

Závěr

Rešerše byla zaměřena na paletkové dopravní systémy a modulární prvky použitelné pro konstrukci výtahu. Dále byly uvedeny typy lineárních pohonů a vedení vhodné pro konstrukci výtahu.

V návrhové části byl vytvořen koncepční návrh zahrnující parametrický 3D model výtahu. Nakládání a vykládání paletky bylo řešeno krátkým dopravníkem typu BS 2/M od společnosti Bosch Rexroth. Pohon výtahu byl realizován bezpístnicovým pneumatickým válcem od společnosti SMC doplněným o lineární vedení od společnosti Franke. Pevný rám byl složen ze standardizovaných profilů od společnosti Bosch Rexroth a dále byl vyztužen vypalovanými plechy. Plechy upevněné na zadní straně rámu slouží k upevnění pneuválce. Pneuválec byl doplněn o nastavitelné dorazy a tlumení. Tlumení bylo realizováno tlumičem od společnosti ASUTEC. Konstrukce byla doplněna o bezpečnostní prvek tvořený dvěma plechovými příločkami zabezpečující výtah proti rozpohybování při údržbě a seřizování.

V návrhové části byly zpracovány potřebné předběžné, návrhové a kontrolní výpočty. Předběžnými výpočty byl stanoven průměr pneumatického válce a bylo provedeno uvolnění pohyblivého rámu. Na základě spočtených reakcí bylo zvoleno lineární vedení s označením FDA25. Návrhovými výpočty byly stanoveny zejména počty šroubů pro upevnění dorazů a tlumičů. Dále byla spočtena doba zdvihu pneuválce a jeho spotřeba vzduchu.

V rámci kontrolních výpočtů byly vybrané šroubové spoje kontrolovány na dovolený tlak v závitech a redukované napětí dané kombinací tahu a krutu. Dále byly kontrolovány horizontální a vertikální nosníky pevného rámu na ohyb. V této části byla také porovnána teoretická doba zdvihu se simulacemi provedenými pomocí programů od společností SMC a Festo. V programu od společnosti Festo se povedlo použitím redukčního ventilu odstranit počáteční prodlevu při zdvihu a přiblížit se teoretické době zdvihu 2,5 s.

Svislý profil pohyblivého rámu byl podroben napěťové a deformační analýze pomocí analytického a numerického výpočtu. Porovnáním výsledků obou metod bylo zjištěno, že se metody výrazně liší zejména v oblastech, kde byly aplikovány okrajové podmínky. V oblasti mezi uložením nosníku a místem zatížení se hodnoty napětí v podélném směru liší do 20 %. Z vypočteného průhybu a natočení nosníků pevného a pohyblivého rámu vyšlo, že při plně naloženém a prázdném výtahu se změní poloha dopravního pásu vůči podlaze o 0,4 mm.



Literatura

- [1] Conveyor Systems. Conveyor Systems Ltd. [online]. 2014-2020 [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: <https://www.conveyorsystemsltd.co.uk/conveyor-systems.htm>
- [2] 1x Series. Dorner Conveyors [online]. 2020 [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: <https://www.dornerconveyors.com/europe/products/1x-series>
- [3] Dopravníkové válečky. Interroll.cz [online]. [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: <https://www.interroll.cz/produkty/dopravnikove-valecky/>
- [4] Montážní technika. Bosch Rexroth Česká republika [online]. 2014-2020 [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/cs/cz/produkty/skupiny-produktu/montazni-technika/index>
- [5] Transfer Systems. MK Technology Group [online]. [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: <https://www.mk-group.com/en/products/system-solutions/transfer-systems.html>
- [6] MB Building Kit System. Item Industrietechnik GmbH [online]. 2020 [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: <https://cz-product.item24.com/en/catalogue/products/mb-building-kit-system-1001009411/>
- [7] Ball screws. HIWIN s.r.o [online]. [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/en/products/ball-screws>
- [8] Belt Driven Linear Actuator. Hepcomotion [online]. 2020 [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: <https://www.hepcomotion.com/products/linear-actuator-systems/belt-driven-linear-actuator-range/>
- [9] Pneumatické pohony. Festo Czech Republic [online]. [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: https://www.festo.com/cms/cs_cz/9516.htm
- [10] Pohony. SMC [online]. 2020 [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: <https://www.smc.eu/cs-cz/produkty-a-podpora/pohony~16635~nav>
- [11] Průmyslové tlumiče rázů ACE. BIBUS Česká republika [online]. 2020 [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: <https://www.bibus.cz/prehled-produktu/mechatronika/hydraulicke-tlumice-razu-olejove-a-rotacni-brzdy/prumyslove-tlumice-razu-ace/>

- [12] Lineární kluzná vedení. HENNLICH s.r.o. [online]. 2020 [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/kluzna-pouzdra-a-vedeni-linearni-kluzna-vedeni-44.html>
- [13] FDA Standard. Franke GmbH [online]. [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: <https://www.franke-gmbh.com/linear-systems/products/linear-guides/fda/>
- [14] Angle damper for shock sensitive products. Asutec GmbH [online]. [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: <https://www.asutec.de/en/products/angle-dampers/>
- [15] SMC [online katalogový list]. MY1. 2020 [cit. 18.5.2020]. Dostupné z: <https://static.smc.eu/pdf/my1.pdf>
- [16] Asutec GmbH [online katalogový list]. ASME60_D/GB1_0814. [cit. 18.5.2020]. Dostupné z: https://www.asutec.de/wp-content/uploads/2016/07/Datenblatt_Bedienungsanleitung_ASME-60_DGB1_0814_web.pdf
- [17] Murtfeldt [online katalogový list]. original-material-S-black-antistatic. [cit. 18.5.2020]. Dostupné z: https://www.murtfeldt.cz/fileadmin/downloads/technical_data/en/Murtfeldt_material_S_group_original-material-S-black-antistatic_technical_data_en.pdf
- [18] Asutec GmbH [online katalogový list]. ASME-270_DGB1_0814. [cit. 18.5.2020]. Dostupné z: https://www.asutec.de/wp-content/uploads/2016/08/Datenblatt_Bedienungsanleitung_ASME-270_DGB1_0814_web.pdf
- [19] Asutec GmbH [online katalogový list]. ASME-5001200_DGB1_0316. [cit. 18.5.2020]. Dostupné z: https://www.asutec.de/wp-content/uploads/2016/08/ASME-5001200_DGB1_0316.pdf
- [20] Technické údaje. Stránský a Petržík [online]. 2020 [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: <https://www.stranskyapetrzik.cz/pneu/pneumaticke-valce/technicke-informace-spotreba/>
- [21] Tabulka příčinkových činitelů. Odbor mechaniky a mechatroniky FS ČVUT v Praze [online]. [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: <http://users.fs.cvut.cz/petr.benes/VYUKA/mechanika/pricinkovecinitele.pdf>
- [22] Self-adjusting Cushioning for Pneumatic Cylinders. Pneumatics, Pneumatic Valves, Tubing Components [online]. [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: <https://www.pneumatictips.com/self-adjusting-cushioning-for-pneumatic-cylinders/>
- [23] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost I*. Praha: ČVUT, 1995. ISBN 80-01-01333-2.
- [24] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů /: spoje a části spojovací*. Vyd. 3. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [25] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006. ISBN 80-7361-033-7.