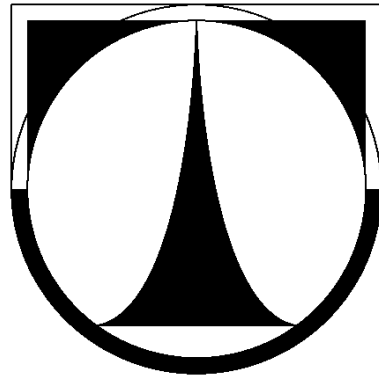


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní



DIPLOMOVÁ PRÁCE

2013

Tomáš Minařík

Fakulta strojní

Katedra výrobních systémů

Obor: Strojírenství

Zaměření: Výrobní systémy

**NÁVRH PNEUMATICKÝCH POHONŮ PRO
JEDNOÚČELOVÉ ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ A ROZBOR
BEZPEČNOSTI**

**DESIGN OF PNEUMATIC ACTUATORS FOR SINGLE
PURPOSE TEST MACHINE AND SAFETY ANALYSIS**

KVS-VS-233

Tomáš Minařík

Vedoucí práce: Ing. Martin Lachman, Ph.D.

Počet stran: 70

Počet příloh: 7

Počet obrázků: 30

Počet tabulek: 5

Počet modelů: 0

nebo jiných příloh: 0

V Liberci 20. 5. 2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

TÉMA : NÁVRH PNEUMATICKÝCH POHONŮ PRO JEDNOÚČELOVÉ ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ A ROZBOR BEZPEČNOSTI

ANOTACE : Práce shrnuje informace o používaných pneumatických prvcích – válce, ventily, šroubení, hadice, jednotky pro úpravu vzduchu, navrhování pneumatických obvodů. Zabývá se návrhem pneumatického obvodu.

THEME : DESIGN OF PNEUMATIC ACTUATORS FOR SINGLE PURPOSE TEST MACHINE AND SAFETY ANALYSIS

The work summarizes the information about often used pneumatic components - cylinders, valves, fittings, hoses, air treatment units. It deals with design of pneumatic circuit.

Desetinné třídění :

Klíčová slova: ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ, PNEUMATIKA, VZDUCH, VÁLEC, VENTIL, NÁVRH

Zpracovatel: TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra výrobních systémů

Dokončeno : 2013

Archivní označení zprávy :

Počet stran: 70

Počet příloh: 7

Počet obrázků: 30

Počet tabulek: 5

Počet modelů: 0

nebo jiných příloh: 0

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci, nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Datum: 20. 5. 2013

Podpis:

Poděkování

Rád bych poděkoval panu Ing. Martinovi Lachmanovi, Ph.D., za odborné vedení a konzultace řešené problematiky a náměty při zpracování diplomové práce. Dále děkuji konzultantovi Bc. Petrovi Huškovi za konzultace při řešení konstrukčních problémů a také panu doc. Ing. Františkovi Novotnému, CSc. za poskytnutí podkladů.

Obsah

Seznam použitých zkratek	8
1 Úvod	9
2 Popis stroje a místa nasazení	10
2.1 Úderník	11
2.2 Vozík.....	12
2.3 Popis činnosti.....	12
3 Rozbor pneumatických prvků.....	13
3.1 Obecně	13
3.2 Výroba stlačeného vzduchu	15
3.3 Vzdušník	15
3.4 Jednotka pro úpravu vzduchu	15
3.5 Přímočaré pneumatické motory	16
3.6 Ventily	21
3.7 Ostatní důležité prvky	24
4 Syntéza celkového obvodu	27
4.1 Napájení obvodu tlakovým vzduchem	27
4.2 Zesilovač tlakového vzduchu.....	28
4.3 Obvod natahovacího válce.....	28
4.4 Připojovací CPE deska.....	28
4.5 Obvod zvedacího válce.....	29
4.6 Obvod zajišťovacího válce	29
4.7 Obvod posunovacího válce.....	30
4.8 Obvod zamykacího motoru.....	30
4.9 Schéma obvodu.....	30
4.10 Krokový diagram	32
5 Rozbor bezpečnosti.....	32

6	Navržení prvků	34
6.1	Obvod natahovacího válce.....	35
6.2	Obvod zvedacích válců.....	42
6.3	Obvod zajišťovacího válce	45
6.4	Obvod posunovacího válce.....	57
6.5	Obvod zamykacího motoru.....	62
6.6	Jednotka pro úpravu vzduchu	64
6.7	Redukční ventil pro kyvný modul	64
6.8	Multiplikátor	64
6.9	Ostatní prvky.....	65
6.10	Schéma obvodu.....	65
	Závěr	66
	Seznam použité literatury	68
	Seznam příloh	70

Seznam použitých zkratk

PLC – Programmable Logic Control

PC – Personal Computer

PM – Pneumotor

JÚV – Jednotka pro úpravu vzduchu

1 Úvod

Zadání této diplomové práce vyplynulo z dlouhodobé spolupráce s firmou LENAM, s.r.o., která se zabývá metodami konečných prvků, konstrukcí strojů a podporou vývoje výrobků. Bylo třeba navrhnout pneumatický obvod pro daný stroj a aplikovat analýzu rizik pro odhalení možných problémů.

Vzhledem ke smlouvě o mlčenlivosti mezi zákazníkem a zhotovitelem nebylo možné stroj popisovat do detailu, ani zmínit zkoušený předmět.

Daný stroj měl sloužit jako zkušební zařízení, jehož námět na vývoj vznikl v dnešní době jako potřeba výrazného šetření nákladů a řízení kvality, jelikož je dnes nutné používat stroje, které napodobí skutečné prostředí, např. solné lázně, pro zjištění chování výrobku v určitém prostředí ve zkrácené době. Aplikují se též předpokládaná a maximální zatížení na vyráběné produkty přibližující se skutečnému provoznímu vlivu pomocí tak zvaných zkušebních strojů.

Pomocí zkušebních strojů se stanovuje bezpečnost produktů, životnost, spolehlivost a další potřebné parametry. Zkušební stroje mohou tedy sloužit k měření pevnosti v tahu, tlaku, kruhové tuhosti, kruhové pružnosti, tvrdosti, tlumících a těsnících vlastností, pružin. Dále ke stanovení přilnavosti vrstev, odlupčivosti, stanovení součinitele plastické anizotropie plechů a pásů, stanovení exponentu deformačního zpevnění plechů a pásů atd. [1]

Často dochází k vybavení teplotní komorou k nastavení a udržení požadované teploty. V případě navrhovaného stroje bylo toto vyřešeno malou vzdáleností od chladičské komory, jelikož test je relativně krátký a teplotu není třeba udržovat po delší dobu.

Zařízení, které je předmětem diplomové práce, má za úkol napodobit reálnou situaci ve velmi vysokých deformačních rychlostech. Záměrem bylo vyhnout se velmi vysokým nákladům při zajišťování skutečného průběhu zatížení. Měření se měly zejména porovnávat jednotlivé verze výrobku mezi sebou.

Před počátkem řešení této práce byl stroj v koncepční fázi, byly tedy dány mechanismy, přibližné rozměry. Po konstrukčním projednání se zadavatelem bylo ujednáno, že síla pružiny bude dvojnásobná a bylo tudíž zapotřebí stroj vhodně konstrukčně upravit pro větší síly i pro rozměry testovaného předmětu a definitivně tak navrhnout konstrukční uspořádání s menšími, i většími zásahy do konstrukce, zvolit

typy a velikosti válců a příslušenství. Na obr. 1 a obr. 30 je pak možné shlédnout koncepční stav a konečný.

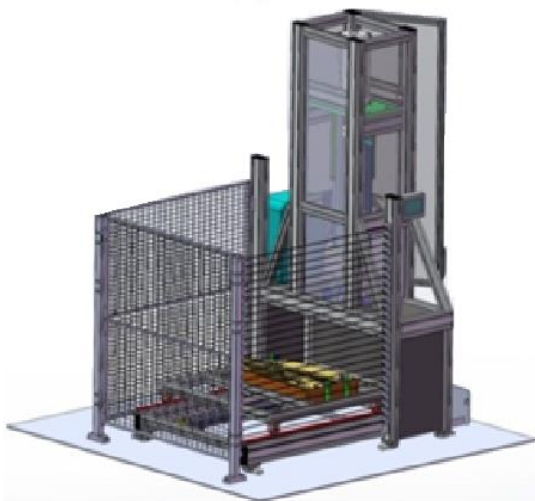
2 Popis stroje a místa nasazení

Zkušební zařízení, jehož koncept je vidět na obr. 1, slouží pro simulaci zatížení rázem zkoušeného předmětu, který je předmětem vývoje, kde reálné zatížení má velmi vysokou rychlost, přibližně 80 m/s a velmi nízkou hmotnost.

Aby bylo dosaženo připodobnění skutečnému stavu, úderník, který naráží do testovaného předmětu, musí mít velmi malou hmotnost a vysokou rychlost. Zároveň bylo vhodné, aby stroj nebyl příliš rozměrný, protože bylo požadováno, aby šlo stroj přemístit do jiné haly. Nebylo možné tedy použít pádovou věž, která by pro dosažení např. 11 m/s měla výšku 6 m. Prvotní rozměry navrhovaného stroje bez ochranné klece byly 1,5 x 3,5 x 3 metry (šířka x výška x hloubka).

Stroj je vybaven zařízením pro měření průběhu zkoušky (rychlosti, zrychlení) a snímání průběhu rychlostní kamerou, takže je možné zpětně vyhodnotit průběh zkoušky jak numericky, tak vizuálně, přičemž energie pohlcená zkoumaným předmětem se počítá z rychlosti úderníku pomocí rychlosti před dopadem a po dopadu. Pro měření a archivaci dat bylo použito PC.

Na stroj nebyly kladeny žádné definované časové požadavky, jako například takt linky, jelikož tento stroj neměl být součástí výrobní linky, čímž tedy nebyly stanoveny časové podmínky na pohyb pneumotorů. Přesto čas byl zohledněn, aby pohyby netrvaly příliš dlouho, protože vzorek, který byl předmětem zkoušky, se ukládá do klimakomory, aby získal požadovanou teplotu a měl by svoji teplotu po vyjmutí měnit co možná nejméně.



Obr. 1 – Koncept zkušebního zařízení

V místě plánovaného provozu byl zdroj tlakového vzduchu o tlaku 10 baru, což bylo vhodné využít, protože zařízení ovládá velké síly. S použitím velkého tlaku lze podstatně snížit rozměry akčních členů. Toto byl velký klad, jelikož zařízení nemělo mít více než 4 metry a stroj neměl zabírat ani velkou podlahovou plochu. Stroj měl projít vraty, která mají výšku 3,6 m. V případě, že by stroj neprošel vcelku, měl být snadno rozebíratelný.

2.1 Úderník

Samotný princip pohonu úderníku byl založen na akumulování mechanické energie v pružině, která po odjištění zajišťovacím mechanismem dodá potřebnou energii

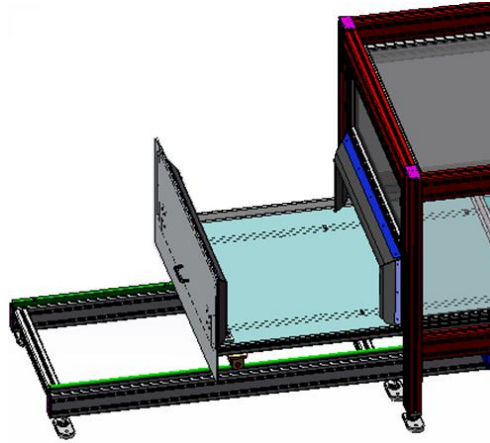
a tím i rychlost, dle vzorce $v = \sqrt{\frac{2*E}{m}}$ a $E = \frac{1}{2} * F * h$, kde v je rychlost úderníku

v metrech za sekundu, h je stlačení pružiny v metrech, E je akumulovaná energie v Joulech a m představuje hmotnost pohybujících se hmot, tedy úderníku. Dále do akumulované energie lze zahrnout potenciální energii $E_g = m * g * h$. Rychlost od gravitačního působení je $v_g = \sqrt{2 * h * g}$, tato rychlost je ovšem zanedbatelná.

Pro akumulaci energie byly použity 2 pružiny o volné délce 378 mm. Byly vyrobeny na zakázku z drátů s průměrem 14 a 20 mm a o silách 14470 a 6311 N při stlačení 200 mm.

2.2 Vozík

Z důvodu bezpečnosti byl k zakládání zkoušeného výrobku použit vozík (obr. 2), na který se upne zkoumaný předmět, pomocí kyvného modulu se otočí zámek a celý vozík se dalším PM přitáhne do testovací polohy.



Obr. 2 – Vozík pro zakládání výrobku

2.3 Popis činnosti

Pro řízení stroje bylo použito PLC, které řídí stroj podle daných podmínek, kde jejich splnění je zjišťováno pomocí snímačů. Sled činností vypadá přibližně takto:

1. Po stisknutí tlačítka START čeká systém na splnění následujících podmínek:
 - sepnutí snímače při zjištění přítomnosti výrobku,
 - kontrola bezpečnostních prvků (optická bezpečnostní závora, bezpečnostní zámky, razník je ve spodní poloze),
 - pneumatické válce musí být ve výchozích polohách (válec vozíku mimo vyrážecí stroj, hlavní válec v úplně spuštěné poloze, válec západky v odjištěné poloze).
2. Vozík najíždí pod vyrážecí zařízení.
3. Hlavní válec se zvedá do horní polohy. Dochází k plnému stlačení pružiny.
4. Válec ovládání západky zajistí uzamčení vyrážecího mechanismu.
5. Hlavní válec se přesune do nejnižší polohy.
6. Dochází k odjištění západky a spuštění mechanismu – proces úderu razníku do desky.

7. Proces záznamu kinematických veličin.
8. Po kontrole, zda je razník opět ve spodní poloze, dochází k jeho zvednutí hlavním válcem do střední polohy.
9. Vozík odjíždí zpět do počáteční polohy.
10. Po dosažení vozíku počáteční polohy dochází ke spuštění hlavního válce zpět do spodní polohy.

Příčemž po dobu celého cyklu je kontrola všech bezpečnostních prvků (světelná závora, senzory zavřených dvířek a šuplíku, umístění přístrojové desky). Při porušení některé z bezpečnostních podmínek jsou všechny PM zastaveny v aktuální poloze.

Z tohoto postupu vyplynuly válce a modul, které bylo třeba navrhnout, jejich sled spuštění a tudíž krokový diagram.

3 Rozbor pneumatických prvků

Aplikace pneumatických prvků byla předurčena centrálním rozvodem stlačeného vzduchu v místě plánovaného provozu stroje.

K tomu, aby bylo možno vybrat vhodné pneumatické prvky, byly teoreticky rozebrány jednotlivé pneumatické prvky.

3.1 Obecně

V současnosti moderní průmyslové provozy si prakticky nelze představit bez využívání stlačeného vzduchu. Pneumatická zařízení se úspěšně využívají v nejrůznějších průmyslových odvětvích. [9]

Stlačený vzduch se získává z atmosférického vzduchu. Atmosférický vzduch je mechanickou směsí různých plynů a kromě toho je znečištěn pevnými částicemi (prachem apod.). [10]

Nutno upozornit, že pokud je psáno o tlaku, je tím myšlen přetlak vůči atmosférickému tlaku. Tento způsob zápisu je zcela obvyklý i ve firemních katalozích.

Pro stanovení velikosti prvků je důležitý pojem objemový průtok Q , který je nejčastěji uváděn v $dm^3 * min^{-1}$. Protože je vzduch pneumatickým mechanismem z okolí odebírán, spotřebováván, užívá se pojmu spotřeba vzduchu. Protože je spotřeba závislá na tlaku a teplotě, udává se vždy přepočtená na tzv. normální stav a označuje se

Q_N , jímž se rozumí množství vzduchu, které při normální tlaku $p_0 = 10^5 \text{ Pa}$ a normální teplotě $T_0 = 20^\circ\text{C}$. [10]

Pro většinu praktických aplikací postačí předpoklad, že se vzduch chová jako ideální plyn a tudíž lze s dostatečnou přesností použít stavovou rovnici ideálního plynu. [10]

Na rozdíl od hydraulických mechanismů spočívá výhoda u pneumatických obvodů v otevřeném okruhu, čímž zaniká potřeba mít zpětné vedení. Spotřebovaný vzduch se vypouští zpět do atmosféry, ale neznečišťuje životní prostředí, jelikož se dnes již vzduch ve většině případů nepřimazává. Výjimkou jsou pouze velmi rychlé pohyby PM. Na druhou stranu je ovšem výroba stlačeného vzduchu energeticky náročná kvůli vysoké stlačitelnosti vzduchu, kvůli které se těžko dosahuje konstantní rychlosti pneumatických motorů a také vypočítaná rychlost je poměrně vzdálena následné realitě.

Tato energetická náročnost je kompenzována nízkou cenou, jelikož jsou pracovní výkonové prvky konstrukčně jednoduché a proto i levné, a velkou výkonností prvků (např. vysokým počtem pracovních taktů). [9]

Přetížení pneumatických zařízení (zejména pracovních prvků) vede k zastavení jejich činnosti bez poškození. Jsou tedy bezpečné proti přetížení. Lze dosáhnout síly až 30 000 N při tlaku 700 kPa (resp. přetlaku vůči atmosférickému tlaku). [9]

Další vlastností, které je potřeba si všimnout u pneumatických obvodů, je, že kvůli velké stlačitelnosti vzduchu se rychlost řídí výhradně na výstupu z pneumotoru. Pokud by se řídila rychlost škrcením na vstupu do PM, pak dochází k trhavým pohybům a kolísání síly. V jistých případech je občas nutno škrtit průtok na vstupu do válce.

Základní obvod se skládá ze zdroje tlakového vzduchu, přívodu tlakového vzduchu, jednotky pro úpravu vzduchu, často vzdušníku, řídicích prvků, výstupních převodníků a mezi jednotlivými prvky je vedení vzduchu.

Prvky se obecně dělí na výkonové, řídicí, pomocné a úpravu vzduchu. [10]

V následujících podkapitolách byly stručně rozebrány prvky základního obvodu, které byly třeba pro sestavení obvodu do zadaného stroje.

Protože pneumatický obvod byl řízen pomocí PLC, byly vynechány prvky jako logické členy, zpoždění tlaku, taktovací řetězec, bezpečnostní obvody, ale také pneumohydraulické jednotky, trysky apod.

3.2 Výroba stlačeného vzduchu

K výrobě stlačeného vzduchu se používají kompresory, které stlačují vzduch na požadovaný pracovní tlak. Většinou se používá centrální výroba stlačeného vzduchu, který se pak rozvádí k jednotlivým zařízením a prvkům. [9]

Z důvodu použití právě centrálního rozvodu vzduchu nebylo potřebné více rozebírat výrobu stlačeného vzduchu.

3.3 Vzdušník

Vzdušník (tlaková nádoba) vestavěný do výtlačného potrubí slouží ke snížení kolísání tlaku, které je vyvoláváno proměnnou spotřebou stlačeného vzduchu. Současně je vzduch částečně ochlazován odvodem tepla velkou plochou pláště. Z tohoto důvodu pak dochází ve vzdušníku i k vylučování vysrážené vlhkosti s olejem. [9]

Vzdušníky je také možné aplikovat také lokálně u prvku, který má velkou spotřebu vzduchu, tím eliminovat kolísání tlaku vzduchu a pokrývat špičky objemové spotřeby. Další důležitou vlastností je tlumení rázů.

3.4 Jednotka pro úpravu vzduchu

V praxi se v mnoha případech klade velký důraz na kvalitu tlakového vzduchu. Znečištění vzduchu mechanickými nečistotami, částicemi rzi zbytky oleje a vlhkostí často vede poruchám pneumatických zařízení, případně k jejich zničení. [9]

Úkolem vzduchových čističů je odstranit z tlakového vzduchu veškeré zbytky nečistot a zkondensované vody. Při vstupu do nádoby čističe proudí tlakový vzduch vodicími štěrbinami tak, že se dostane do rotačního pohybu. Působením odstředivé síly pak dochází k odlučování tekutých a větších tuhých částic nečistot, které se usazují ve spodní části nádoby čističe. Dále vzduch proudí přes jemnou filtrační vložku, kde jsou zachycovány drobnější pevné nečistoty. Tím dochází k postupnému zanášení filtrační vložky, kterou je proto nutno občas vyměnit nebo vyčistit. [9]

Jednotka pro úpravu vzduchu dále většinou obsahuje redukční ventil, pomocí něhož se nastavuje požadovaný tlak v dané větvi. Šroubem se nastaví v pružině předpětí a tato síla působí proti síle vyvolané od tlaku ve větvi působící na sedlo.

Rozprašovače oleje se dnes téměř nepoužívá. Olejové mazání je nahrazeno zásobou tuku v pístech PM. Přimazávání může mít dokonce neblahý vliv na tukovou zásobu, která bývá olejem vyplavena. Pak je třeba přimazávat již pořád.

3.5 Přímočaré pneumatické motory

Přímočaré pneumatické motory jsou jedním z nejčastěji vyráběných prvků a jsou také zhusta používané ve stavbě pneumatických mechanismů. Přímé silové působení a přímočarý pohyb bez jakékoliv transformace dovoluje stavbu robustních lineárních pohonů. Ačkoliv je jejich princip jednoduchý, poskytuje velké množství konstrukčních variant a různá tvarová řešení. [10]

Tlaková energie stlačeného vzduchu je pneumatickými motory transformována na mechanickou energii přímočarého pohybu. [9]

3.5.1 Jednočinné přímočaré motory

Tlakový vzduch působí jen na jednu stranu pístu, takže mohou vykonávat mechanickou práci pouze v jednom směru pohybu. Zpětný pohyb je realizován silou pružiny nebo jinou vnější silou (kinematicky, akumulací energie do pružiny. Zdvih je omezen právě použitelnou délkou pružiny – bývá přibližně od 100 mm. Tyto motory se používají zejména k upínání, vyhazování, lisování, zdvihání apod. [9], [10]

Pístové motory

Vedle popsaného principu s pracovním pohybem vyvozeným tlakovým vzduchem se používá též provedení, kdy pracovní zdvih je realizován pružinou a zpětný pohyb je vyvozen tlakovým vzduchem. [9]

Membránové motory

Tyto motory jsou známy též pod názvem „tlakové krabice“. Úlohu pístu přebírá membrána, která bývá zhotovena z pryže s výztuhou textilní vložkou, umělé hmoty nebo z kovu. K membráně je v jejím středu připevněna pístnice. Svým obvodem je membrána uchycena v tělese motoru. Odpadá tedy u nich pohyblivé těsnění a vzniká u nich jen vnitřní tření při roztažení membrány. [9], [10]

Měchové motory

Jsou odvozeny od pneumatických pružin. Jejich princip spočívá v roztažení měchu po přívodu stlačeného vzduchu do vnitřního prostoru. Motor je tvořen jedním,

dvěma nebo třemi měchy. Síla vyvozená motorem se mění se zdvihem. Nespornou výhodou je těsnost vůči okolí, což dovoluje použití v drsném a prašném prostředí, případně pod vodou. Motory mohou pracovat pouze jako tlačené proti zátěži. Motor se do výchozí polohy vrací vždy působením vnějšího zatížení. [10]

Bezpečnostní motor s hadicovým tělesem

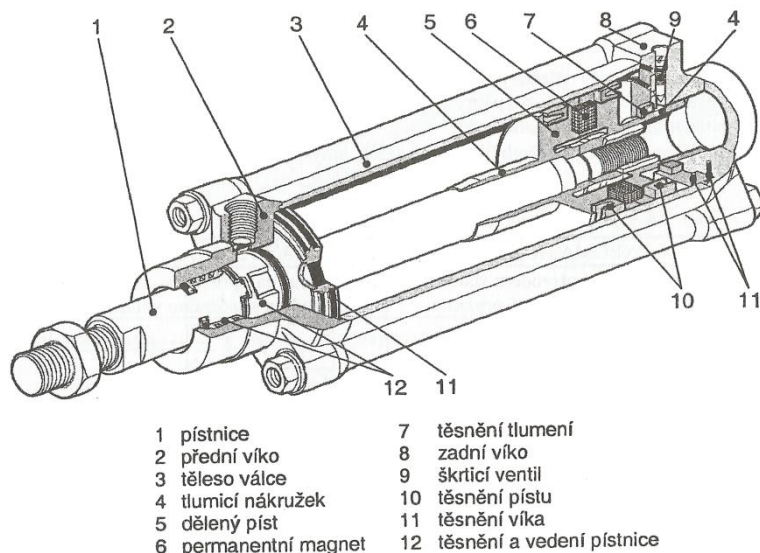
Princip činnosti tohoto motoru je založen na skutečnosti, že hadice opatřená ovinem, nebo opředěním, jako nosnou konstrukční vrstvou, zhotoveným pod úhlem menším, než je tzv. neutrální úhel, se zkracuje, a to tím více, čím větší je rozdíl mezi oběma úhly. Motor je schopen vyvodit pouze tažnou sílu, je tedy jednočinný. Vykazuje hermetickou těsnost, velkou počáteční sílu a dobré dynamické vlastnosti. Pohybuje se plynule i při velmi malých rychlostech. [10]

3.5.2 Dvojčinné přímočaré motory

U dvojčinných motorů se vyvozuje síla daná působením tlakového vzduchu na píst pohyb v obou směrech, tj. jak při dopředném, tak při zpětném pohybu pístu. Proto se tyto motory používají v případech, kdy má píst vykonávat pracovní činnost i při zpětném pohybu. Délka zdvihu teoreticky není omezena, prakticky je však nutné uvažovat vzpěrovou pevnost. Utěsnění pístu při pohybu ve válci se provádí manžetami nebo membránami, pístnice je vždy ocelová, povrchově chromovaná a leštěná. Jde o nejpoužívanější variantu. [9], [10]

Pístové motory s tlumením v koncových polohách

Jestliže jsou s pohybujícím se pístem spojeny velké hmotnosti, používá se tlumení jeho pohybu v koncových polohách, aby se zamezilo vzniku rázu a tím i případnému poškození. Tlumení se dosahuje tím, že píst před dosažením koncové polohy uzavře hlavní odfuk do ovzduší a pro výtok vzduchu zůstává pouze malý (většinou nastavitelný) průtočný průřez. Tím dochází ke stlačení vyfukovaného vzduchu, přičemž velikost vznikajícího přetlaku lze nastavit škrticím jednosměrným (zpětným) ventil. Tím se pohyb pístu před dosažením koncové polohy zpomaluje. Při opačném směru pohybu pístu proudí tlakový vzduch do prostoru válce jednosměrným ventilem volně. [9]



Obr. 3 – Řez válcem [10]

Dnes se hojně používá samonastavitelných tlumení, které není třeba seřizovat.

3.5.3 Zvláštní provedení dvojčinných přímočarých motorů

Motor s průchozí pístnicí

Mají pístnici na obou stranách motoru, pístnice je průchozí v celé délce válce. Výhodou je lepší vedení pístnice při pohybu, protože je uložena ve dvou kluzných vedeních. Plocha pístu je z obou stran stejná, proto je i síla při obou směrech pohybu táž. [9]

Tandemový motor

Jedná se o spojení dvou dvojčinných motorů v jednu konstrukční jednotku se společnou pístnicí, což umožňuje téměř zdvojnásobit sílu na pístnici. Proto se tandemové motory používají zejména v případech, kdy potřebujeme velké síly, ale je omezena velikost vnějšího průměru válce z důvodů omezených prostorových možností. [9]

Kompaktní motor

Mohou být jednočinné, dvojčinné s jednostrannou nebo oboustrannou pístní tyčí, případně s přídatným vedením. Pohyb pístu je v koncových polohách tlumen tlumícími kroužky. Tyto motory mají menší rozměry než motory klasické a jsou tudíž vhodné tam, kde jsou malé zástavbové prostory. [10]

Vícepolohový motor

Je vytvořen spojením dvou nebo více dvojčinných pístových motorů. Postupným přiváděním tlakového vzduchu dochází k pohybu jednotlivých částí motoru. Spojením dvou motorů s rozdílnými zdvihy se získají čtyři polohy. [9]

Bezpístnicové motory

Jsou typické pro pneumatiku. Jejich výhoda spočívá v malé délce zástavbového prostoru. Je možné realizovat až extrémně velké zdvihy a to až několik metrů. Vazba mezi pístem a pohyblivou částí motoru může být buď mechanická, nebo magnetická. [10]

Přímočaré pístové motory s převodem na rotační pohyb

Převodu přímočarého pohybu pístu na výstupní rotační pohyb se dosahuje pístnicí, jejíž prodloužený konec je proveden jako ozubená tyč, zabírající do ozubeného kola. Rozsah celkového výstupního natočení je až 720°. Vyvozený krouticí moment závisí na tlaku, ploše pístu a převodu. Používají se k otáčení obrobků, ohýbání kovových trubek, k ovládní klimatizačních zařízení, činnosti uzavíracích šoupátek, ventilů apod. [9]

Motor s otočnou lopatkou

Také u těchto pneumatických motorů lze dosáhnout otočného výstupního pohybu v omezeném rozsahu. Úhel natočení obvykle nedosahuje 360°. Dosahuje se u nich pouze menších krouticích momentů v důsledku problémů s utěsněním lopatky a omezené možnosti velikosti průměru i šířky tělesa motoru. [9]

V koncových polohách jsou dorazy tlumeny plastovými deskami. Ke snímání polohy lze použít mechanické dotykové elektrické mikrospínače, nebo bezdotykové pneumatické či indukční snímače. [10]

3.5.4 Zvláštní provedení motorů

Motory se dále dělají ve zvláštních úpravách pro lepší odolnost vůči prostředí a pro zvláštní požadavky.

Možné úpravy jsou motory se zesílenou pístnicí, manžetou pro utěsnění vyšších tlaků, teplotně odolná těsnění, válec z mosazi, chromovaný vnitřní povrch válce,

pístnice z kyselinovzdorné oceli a s ochranou vnějšího povrchu válce umělou hmotou a pístnice z kyselinovzdorné oceli. [9]

3.5.5 Způsoby uchycení pneumotorů

Způsob uchycení motorů je určován jejich umístěním na přípravcích a strojích. Využívá se stavebnicově řešená konstrukce přípevnění, což umožňuje při současném rozsáhlém použití pneumatiky při poměrně malém počtu dílů získat celou řadu možností. [9]

Při přípevnění přímočarého motoru k rámu a poháněnému členu kinematického řetězce mechanismu stroje je potřeba dbát na to, aby uchycení spolu s motorem neovlivňovalo pohyblivost soustavy a aby motor byl zatížen pouze osovou silou. Radiální síly musí být zachyceny mimo motor, např. přidavným vedením. [10]

3.5.6 Zdvih pístu

Velikost zdvihu pístu u pneumotorů by neměla přesáhnout 2000 mm. Při velkém průměru pístu a velkém zdvihu přestává být použití pneumatických motorů hospodárné, protože podstatně narůstá spotřeba vzduchu. Aby při větším zdvihu nedošlo k deformaci v důsledku vzpěrného namáhání, volí se průměr pístnice o něco větší, než vychází výpočet. Tím se současně snižuje namáhání a opotřebení kluzného uložení pístnice. [9]

3.5.7 Rychlost pístu

Rychlost pístu přímočarých PM je závislá na velikosti průtoku vzduchu na vstupu a výstupu motoru, který protéká rozhodujícími průtočnými průřezy otevřeného rozvaděče a spojovacího vedení, na odporu působících proti jeho pohybu, dále na tlaku vzduchu, na délce a průřezu přípojovacích potrubí, na průtočných průřezích rozvaděče použitého pro řízení motoru. Dále je rychlost ovlivněna i tlumením pohybu pístu v jeho koncových polohách. [9], [10]

Střední rychlost pístu u standardních provedení je v rozmezí 0,1 – 1,5 m/s. Rychlost pístu lze měnit použitím různých ventilů. Škrtkové jednosměrné ventily a další typy ventilů umožňují nastavit menší nebo větší rychlost pístu. [9]

Průtočné průřezy vedení, armatur a ventilů jsou určeny „jmenovitými velikostmi“. Jmenovitá hodnota (rozměr) je hodnota průměru ekvivalentního kruhového průřezu v milimetrech. [10]

3.5.8 Spotřeba vzduchu

Pro určení provozních nákladů za spotřebovanou energii je důležité stanovit spotřebu vzduchu. Při určitém provozním tlaku, průměru pístu a zdvihu se spotřeba vzduchu u pístových přímočarých pneumotorů určuje ze vztahu kompresního poměru. [9]

Kompresní poměr je dán vztahem

$$\frac{p_{e2}}{p_{e1}} = \frac{101,3 + \text{pracovní (pře)tlak [kPa]}}{101,3}. [9]$$

Výpočet spotřeby vzduchu pro jednočinný motor je podle vztahu

$V' = [s * \frac{\pi}{4} * D^2 + s * \frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2)] * n * \text{kompresní poměr}$, kde V' je průtok vzduchu (l/min), s – celkový zdvih (dm), n – počet zdvihů (1/min), D – průměr pístu (dm) a d – průměr pístnice [dm]. [9]

Při určování spotřeby vzduchu je však nutné uvažovat také všechny vedlejší prostory, které se při každém zdvihu pístu plní vzduchem. [9]

Spotřebu vzduchu má ovšem smysl počítat jen u periodicky pracujících motorů. [10]

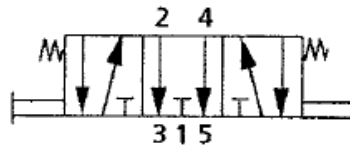
3.6 Ventily

Ventily jsou zařízení pracující na principu proměnného odporu vložená mezi zdroj stlačeného vzduchu, resp. úpravu vzduchu a motor. Umožňují řízení parametrů přenášeného výkonu, tzn. řízení velikosti síly nebo momentu, rychlosti a smyslu pohybu, či zastavení motoru. [9], [10]

3.6.1 Znázornění ventilů

Pro znázornění ventilů ve schématech se používají normalizované značky, které vyjadřují pouze jeho funkci, nikoli však konstrukční provedení. V dalším textu bylo vysvětleno značení, které odpovídá normě DIN/ISO 1219. [9]

Funkční stav je znázorněn čtvercem a počet čtverců udává počet funkčních stavů. Čáry uvnitř políček udávají vnitřní kanály, šipky směr průtoku, viz například obr. 4. Kanály uzavřené uvnitř prvku se označují příčnými čárkami. Vnější přívody (přípoje potrubí) jsou vyznačeny na čtverci, který znázorňuje nulový nebo „základní“ stav rozváděče. Další stav je dosažen posunutím políček. [9]



Obr. 4 – Příklad znázornění ventilu [16]

Pro snadnou a přehlednou montáž jsou výstupy ventilů označeny a to u starších typů velkými písmeny, u novějších typů číslicemi:

- pracovní výstupy 2, 4, 6 (sudé)
- napájení 1
- odfuky 3, 7, 5 (liché)
- řídicí vstupy 12, 14, 16 (10 + ovládaný výstup) [9].

Označení ventilů je dáno počtem vnějších přípojů a počtem funkčních stavů (poloh). První číslo udává počet přípojů (napájecích, pracovních a odfuků, ale ne řídicích). Druhé číslo označuje počet stavů (poloh). [9]

Pneumatické ventily se pak dělí podle počtu cest na dvoucestné, třícestné, pěticestné a podle počtu poloh na dvupolohové, třípolohové a vícepolohové. [10]

3.6.2 Ovládání

Ventily lze ovládat různými způsoby. Značka pro ovládání se kreslí vodorovně z boku krajních čtverečků. [9]

Způsobů ovládání je celá řada, zde bylo pro stručnost uvedeno pár možností.

Obecný znak	
Tlačítkem	
Kladkou	
Elektromagnetem přímo	
Elektromagnetem nepřímo	
Zvýšením tlaku přímo	

Tab. 1 – Způsoby ovládání [9], [10]

Velmi časté je ovládání tzv. nepřímé, které má výhodu v nižším odběru elektrického proudu, přičemž možnost ovládání podtlaku je v případě vnějšího napájení řídicího tlakového vzduchu.

3.6.3 Řídicí signál

Podle trvání řídicího signálu rozlišujeme:

Trvale působící řídicí signál - rozvaděč je po celou dobu přestavení vystaven působení řídicího signálu, zpětný pohyb je realizován ručně, nebo pružinou. [9]

Krátkodobě působící řídicí signál (impuls) – přestavení se provede jedním zpětné přestavení druhým krátkodobě působícím signálem (impulsem). [9]

3.6.4 Konstrukce ventilů

Konstrukční princip rozvaděčů je určujícím faktorem pro jejich životnost, způsob ovládání, ovládací sílu, přípojovací rozměry a vlastní velikost. [9]

Podle principu konstrukce se rozlišují ventilové rozvaděče (sedlové, kuličkové, talířové) a šoupátkové rozvaděče (válcové, ploché přímočaré, ploché rotační). [9]

Ventilové rozvaděče mají funkční prvky kuličky, kuželky, desky nebo membrány. Šoupátkové provedení dovoluje snáze realizovat komplikované propojení i více cest najednou při relativně jednoduché konstrukci. Šoupátka válcová jsou zpravidla těsněna pružným těsněním nebo spárově. [10]

Ventilový princip bývá užit především u 3/2 a 4/2 ventilů, kdežto šoupátkového mechanismu se používá především pro konfiguraci 5/3.

3.6.5 Výběr ventilu

Zvolení konkrétního rozvaděče se děje po zvolení konkrétního pneumotoru, přičemž je již tedy znám potřebný průtok a tlak, případně další důležité informace, kde první dvě jmenované jsou nejdůležitější.

Pak je možno vybírat z rozvaděčů podle daných kritérií a hledat shodu v parametrech, jako je pracovní médium (i čistota), jmenovitá světlost, jmenovitý průtok, rozsah provozního tlaku, teplota media, okolí, mazání, přípojovací rozměry, jmenovité napětí, stupeň krytí, frekvence spínání, reakční doba atd. [10]

3.6.6 Zástavba

Rozvaděče jsou v obvodu instalovány buď jednotlivě, tzn., že všechny cesty jsou opatřeny závitů pro hadicové, nebo trubkové přípojky a tlumiče hluku a vlastní rozvaděč je šrouby přichycen k rámu stroje, či panelu, anebo jsou instalovány skupinově. [10]

Ventily je možno instalovat na přípojovací desky, které mají společné napájení tlakovým vzduchem pro všechny rozvaděče i odvětrací cesty. Dochází tak k úspoře rozboček, zástavbového prostoru, času na montáž a tlumičů (zpravidla pak stačí dva). Přípojovací desky lze často rozšiřovat a nepoužitá místa zaslepit zásepky.

Sofistikovanějším způsobem zapojení rozvaděčů do obvodů na přípojovací desky je nejen napájení ale také jejich řízení přímo z přípojovací desky. Např. ventilový terminál MPA-S CPX umožňuje zapojit až 128 ventilů od monostabilních 3/2 až po proporcionální redukční ventily, kde je možno napájet řízeným tlakem oddělenou skupinu ventilů a mít tak přesně nastavenou sílu na válci, resp. tlak. Řízení takového terminálu pak může probíhat na dálku třeba pomocí průmyslové sítě Profibus.

3.7 Ostatní důležité prvky

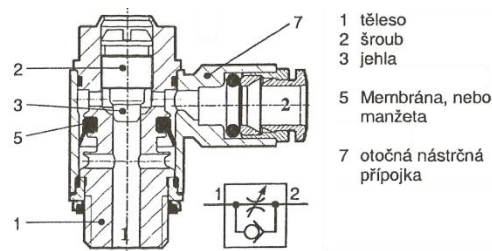
V návrhu obvodu byly použité ještě další prvky, které byly nutné pro zajištění funkce zařízení.

3.7.1 Škrticí ventil

Tento ventil, viz obr. 5, se někdy nazývá zpětný škrticí ventil nebo ventil pro řízení rychlosti. Průtok u tohoto ventilu je přiškrcen pouze ve směru. V opačném směru se jednosměrný ventil otevře a vzduch prochází volně mimo přiškrcený průřez. Používá se pro řízení rychlosti pohybu PM. [9]

Funkčním prvkem je zpravidla jehla, která je součástí šroubu. Natočením šroubu se jehla posune vůči otvoru v tělese, čímž se změní průtočný průřez a tím i velikost průtoku. [10]

Škrticí ventily by měly být umístovány pokud možno co nejbliže pneumotoru. Často se umísťují přímo na pneumotor. [9], [10]



Obr. 5 – Škrticí ventil pro umístění na PM [10]

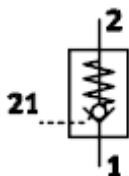
3.7.2 Redukční ventil

Redukční ventily (nebo také často regulátory tlaku) slouží k udržování konstantního výstupního tlaku nezávisle na tlaku vstupním a velikosti průtoku. Redukční ventil je vždy součástí jednotky úpravy stlačeného vzduchu. Důvodem je kolísání tlaku v centrálním rozvodu vzduchu, způsobené nerovnoměrností odběru připojených spotřebičů. [10]

3.7.3 Zpětný řízený ventil

Z bezpečnostního hlediska je velmi důležitý řízený zpětný ventil, který je jednosměrný (1→2) bez tlaku v řídicím vstupu 21. Pokud se řídicí kanál natlakuje, pak tento ventil propouští tekutinu i opačným směrem.

Příklad použití je možno vidět dále v této práci.



Obr. 6 – Značka řízeného zpětného ventilu

3.7.4 Zesilovač tlaku

Jinak také nazývaný multiplikátor se používá tam, kde je třeba většího tlaku, než je tlak dostupný. Může to být například způsobeno nízkým tlakem v rozvodu, nebo záměrné použití malých průměrů pneuválců se záměrem snížit potřebný zástavbový prostor.

Zařízení se skládá ze dvou poloprostorů, kde každý z nich obsahuje jeden píst o různém průměru, které jsou spojeny pístnicí a z rozvaděče, který mění směr proudění vzduchu. Ten je střídavě přepínán dotekem pístů. V pravém poloprostoru se tlakuje vzduch na vyšší tlak, do levého se vhání vzduch, který pohání soustavu pístů. [10]

Multiplikátor násobí tlak přibližně dvakrát (dáno plochami pístů). [10]

3.7.5 Plastové hadice

Vyrábějí se z polyamidu, polyuretanu a teflonu a to jak v rozměrech metrických, tak palcových. Jsou odstupňovány s tloušťkou stěny 0,75 mm až 2 mm. Při volbě rozměru hadice je určující její světlost, která by měla být větší, nejméně však stejná jako je světlost připojovaného prvku. Dále je potřeba zohlednit pracovní tlak a teplotu, jaké bude hadice vystavena, protože s rostoucí teplotou klesá přípustné tlakové zatížení. Při montáži je potřeba respektovat minimální poloměr ohybu (odtud vyplývá např. nutnost použít úhlové přípojky apod.). [10]

Hadice se dodávají v metráži. Pro potřeby zajištění volného pohybu většího rozsahu pracovních částí stroje se vyrábějí hadice spirálově vinuté. Tam, kde je drsnější prostředí a mohlo by docházet k zvýšenému opotřebení, chrání se hadice kovovou bandáží. [10]

3.7.6 Šroubení

Pro připojování hadic k prvkům se používá nejvíce nástrčného připojení. Největší výhoda spočívá v rychlém spojení i rozpojení a z toho plynoucí rychlá montáž, popřípadě demontáž.

Nástrčné připojení má hrdlo opatřeno kleštinou s břity a O-kroužkem. Vnější průměr připojované hadice musí souhlasit s vnitřním průměrem hrdla. Hadice se zarovnaným čelem se zasune na doraz v hrdle. Po přivedení stlačeného vzduchu se má hadice snahu vysunout. O-kroužek zatlačí na čelo kleštiny, která se posune více do kuželového vybrání tak, že břity se zatlačí do povrchu hadice a upevní ji v hrdle. Demontáž se provede zatlačením na kroužek kleštiny vně hrdla. Břity kleštiny se vysunou a hadice uvolní. [10]

3.7.7 Tlumiče hluku

Jednou z nevýhod pneumatických mechanismů je jejich hlučnost, která vzniká právě při výfuku do atmosféry a je tím větší, čím větší je vyfukované množství a čím větší je tlakový spád vůči atmosférickému tlaku. V tlumiči dochází k částečné expanzi stlačeného vzduchu, který potom póry tlumiče vytéká do okolí podstatně nižší rychlostí. [10]

4 Syntéza celkového obvodu

Syntézou se rozumí vhodný výběr, účelná skladba a propojení samostatných pneumatických prvků do jednoho celku – pneumatického obvodu nebo soustavy s požadovanou a definovanou výslednou funkcí pneumatického mechanismu. [10]

Potřebné pneumatiky k zajištění požadovaného sledu činností, popsaného v kapitole 2.3, bylo možno rozdělit do 5 konstrukčních oblastí a to na natahovací válec, který stlačuje pružinu, zvedací válec zvedající natahovací válec s pružinou a další prvky, zajišťovací válec pro zajištění mechanismu úderníku po natáhnutí pružiny, posunovací válec pro přísun a odsun vozíku, zamykací kyvný motor pro uzamknutí vozíku k posunovacímu válci.

Nejprve bylo navrženo schéma celého obvodu. Jednotlivé části byly podrobně navrženy později při stanovení velikostí jednotlivých PM.

K zakreslení navrženého obvodu byl použit program Fluid Draw, který má obsáhlou knihovnu neutrálních symbolů, rychlý a snadný přístup k výrobkům Festo, funkci kreslení pro vytváření knihoven vlastních maker, zobrazení rozpisky materiálu, různé možnosti exportu údajů atd. [3]

4.1 Napájení obvodu tlakovým vzduchem

Výrobu stlačeného vzduchu nebylo třeba řešit, jelikož v místě zamýšleného používání zkušebního stroje disponovala společnost centrálním rozvodem vzduchu, ve kterém je tlak (přetlak) 10 barů.

Na rozvod tlakového vzduchu byla připojena jednotka pro úpravu vzduchu, který obsahuje ruční spínací ventil, elektricky ovladatelný ventil, filtr, redukční ventil, manometr a pomalu náběžný ventil.

Vzdušník byl opomenut, jelikož zákazník si byl jist, že kapacita rozvodů je dostatečná. Je součástí pouze multiplikátoru, kde je nezbytný pro jeho správnou funkci.

Pomocí šroubení s nástrčnými koncovkami se dále tlakový vzduch dělí mezi ventil, který napájí, řídí natahovací válec a připojovací desku, která byla zvolena CPE, jelikož ventily CPE jsou moderní, mají malé rozměry, malý elektrický příkon a relativně velký průtok.

4.2 Zesilovač tlakového vzduchu

Z důvodu zamýšleného použití méně rozměrných prvků pro zajištění subtilnosti konstrukce bylo přistoupeno k aplikaci zesilovače tlaku, nebo-li multiplikátoru, kterým lze zvýšit tlak až na 10 barů. Tím se při stejné ploše pístu docílí větší síly. Zesilovač byl použit s malým zásobníkem vzduchu.

4.3 Obvod natahovacího válce

Ventil pro natahovací válec byl zvolen monostabilní, 5cestný, 3polohový s navracením do střední polohy pomocí pružin, v základní poloze odvětrán, protože nebylo třeba pružinu držet ve stlačeném stavu pomocí motoru. Zajištění stlačené pružiny zajišťuje samosvorný mechanismus, který byl popsán dále. Ventil byl opatřen tlumiči hluku na odvětrávacích výstupech, zesílení elektrického signálu pomocí vnitřního napájení řídicího (tzv. řízení nepřímo), jelikož takovéto ventily mívají menší elektrický příkon. Tento ventil byl očekáván jiné řady, než ostatní kvůli předpokládanému velkému průtoku tlakového vzduchu.

Samotný natahovací válec měl mít zdvih okolo 350 mm, jelikož pružina měla mít volnou délku 200 mm, k ní bylo třeba připočíst přibližně 150 mm volné dráhy pohybu pružiny. Válec je škrčen na výstupu v obou směrech pohybu. Krajní polohy jsou snímány snímači polohy. Protože by se mohlo stát při natahování, že dojde k výpadku tlakového vzduchu, měl mít tento válec ještě jeden ventil, nejlépe dvoupolohový, dvoucestný, v základní poloze otevřený, který při výpadku tlakového vzduchu by odvětral válec přes škrtecí ventil a pružina by se tak pomalu uvolnila. Místo 2/2 ventilu šlo použít případně 3/2, u kterého by se zaslepilo napájení.

4.4 Připojovací CPE deska

Jak bylo zmíněno výše, pro napájení zbývajících ventilů bylo užito připojovací desky, což má za výhodu to, že nebylo potřeba rozboček pro napájení jednotlivých ventilů, nebylo třeba řešit upevnění ventilů, které se připevňují pomocí CPE držáků. Řeší se pak tedy pouze upevnění desky. Další výhodou je menší počet tlumičů hluku a menší zástavbový prostor. Aby bylo možno případně připojit v budoucnu další ventil, má deska o 1 jedno připojovací místo více, které je zaslepeno pomocí zaslepovací desky.

Připojovací desky je dále možno rozšířit pomocí dalších připojovacích desek. Nejmenší velikost takovéto desky je již pro jeden ventil. [4]

Do desky bylo třeba našroubovat šroubení pro připojení napájení hadice, 2 tlumiče a 3 zaslepovací prvky.

4.5 Obvod zvedacího válce

Zde bylo použito CPE 5/3 monostabilního ventilu s vrácením do základní polohy pomocí pružin, řízení opět nepřímé s upevněním do přípojovací desky. V základní poloze bylo třeba ventil odvětrávat. Důvod je vidět dále.

Jelikož záměr zvedacích válců byl přemísťovat natahovací válec ve směru svislém, bylo nutno použít 2 válců kvůli odstranění klopného momentu. Dále bylo použito 3 vodicích tyčí k zajištění stability s valivými pouzdry pro odstranění zadrhávání, či vzpříčení a snížení tření.

Protože bylo požadováno, aby PM setrval delší dobu v zasunuté (horní) poloze, nebylo možné k tomuto účelu použít ventil se základní polohou uzavřenou, jelikož ventily mají svodovou propustnost a válce by počaly pomalu sjíždět dolů. Dále nebylo vhodné použít ventil, který napájí v základní poloze, poněvadž při výpadku tlakového vzduchu by válce opět změnilly svoji polohu.

Z těchto důvodů bylo použito HGL ventilů, což jsou zpětné, řízené ventily, které propouští tekutiny pouze v jednom směru. Až po přivedení signálu na řídicí vstup propouští tekutinu druhým směrem. Aby tedy HGL ventil přestal propouštět zpětným směrem, je nutno řídicí signál odstranit, což se stane odvětráním ventilu v základní poloze.

Aby nedošlo ke vzpříčení z důvodu různých rychlostí válců, jejich škrcení bylo provedeno pomocí jednoho společného škrticího ventilu na výstupu pro každý směr pohybu, kde délky hadic od škrticího ventilu k výstupu z PM by měly být přibližně stejně dlouhé.

4.6 Obvod zajišťovacího válce

Zde bylo použito podobného ventilu, jako v předchozím případě, s tím rozdílem, že ventil je v základně poloze uzavřen, jelikož bylo vhodné, aby PM držel svoji aktuální polohu. Nicméně nebyla to nutná podmínka a bylo přípustné, aby se po delší době začal vysunovat hmotností samosvorného mechanismu a pružinami, které pojišťují sevřenou polohu.

Pouze bylo nutno na tuto vlastnost pamatovat při programování a válec zasunout před samotným zasouváním natahovacího válce.

Řízení rychlosti je opět pomocí škrticích ventilů.

4.7 Obvod posunovacího válce

V tomto obvodu bylo použito stejného ventilu a řízení rychlosti jako v předchozím zapojení. Ventil je v základní poloze uzavřen pro případ, že by při zkoušce nárazem nastal pohyb vozíku ve směru kolejnic ven ze zařízení, čímž se tento pohyb zadrží. Pohyb vozíku v ostatních směrech je zamezen pomocí vymezovacích lišt.

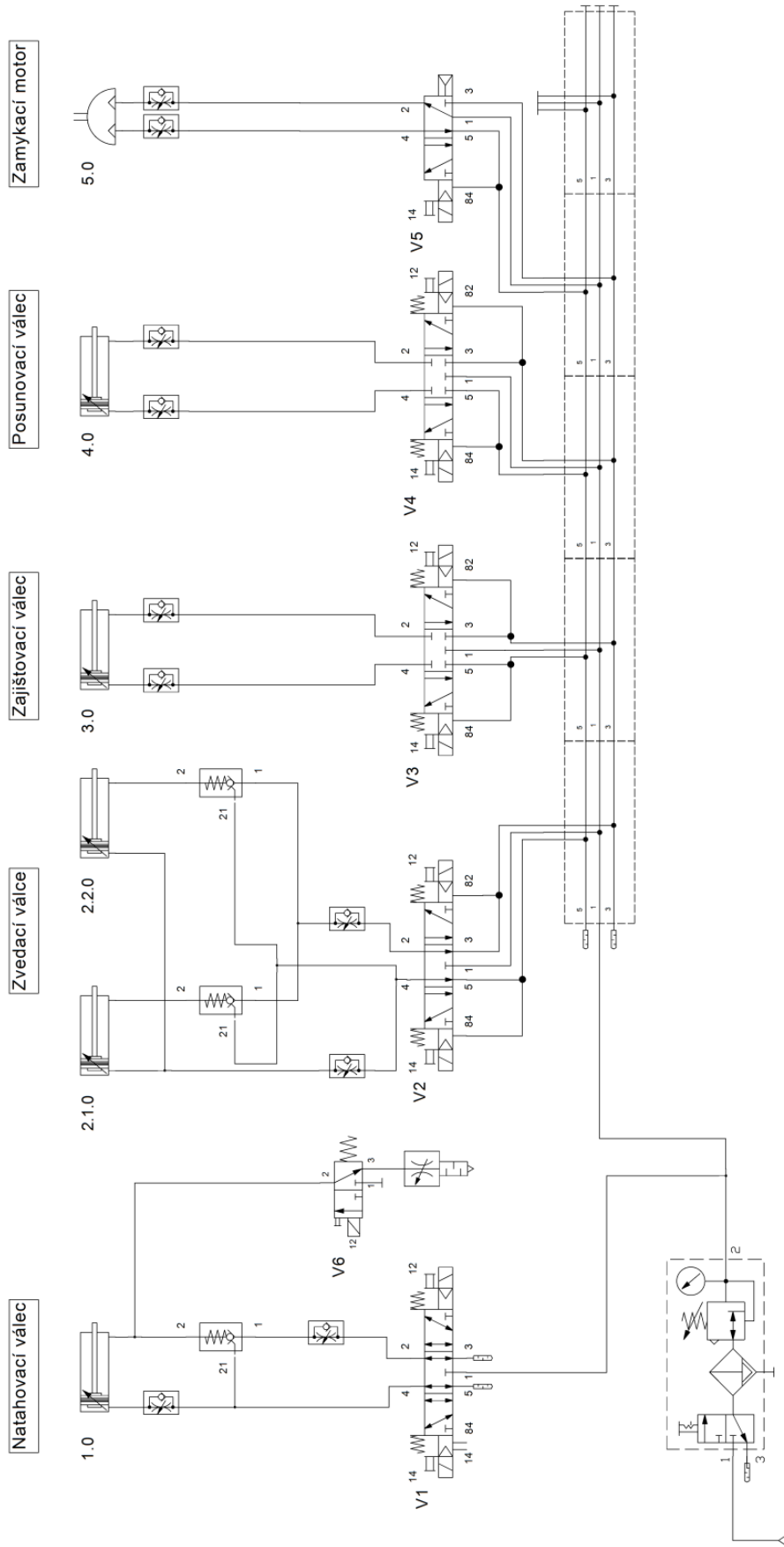
4.8 Obvod zamykacího motoru

Zde byl ventil použit ventil 3/2, aby se v případě výpadku elektrického napětí dal vozík vytáhnout. Samovolné otáčení se nepředpokládalo, jelikož zatížení je symetrické.

4.9 Schéma obvodu

Po shrnutí předešlých informací a požadavků bylo možné sestavit předběžný celkový obvod, viz obr. 7, podle kterého se dále navrhovaly prvky.

Jednotlivé prvky nebylo možné ještě rozpracovat, protože nejdříve bylo nutné navrhnout válce, poté ventily, hadice a pak bylo možné podle průtoku, připojovacích závitů a rychlospojek navrhovat další prvky jako jsou škrticí ventily, šroubení apod.

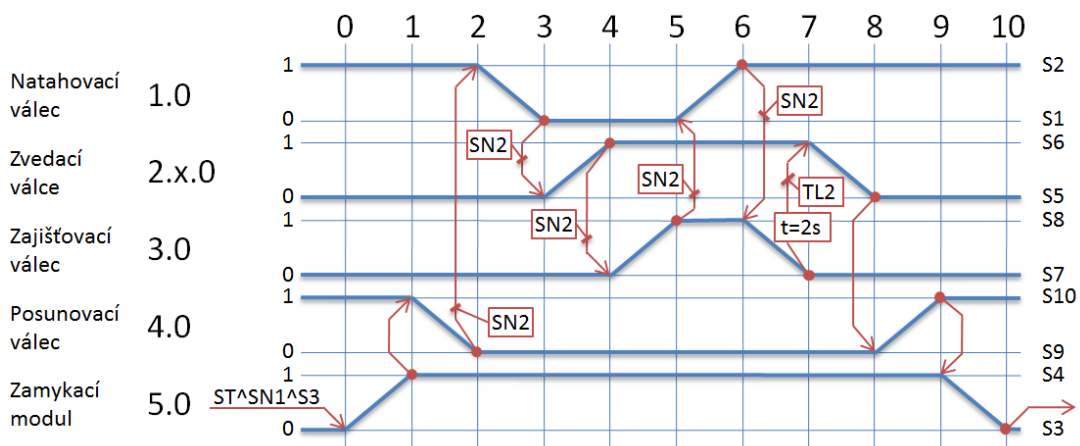


Obr. 7 – Předběžné schéma obvodu

4.10 Krokový diagram

Nyní bylo možné sestavit krokový diagram, který byl důležitý pro jednoznačné definování pořadí spuštění válců, stanovení podmínek a také byl potřebný pro programátora.

Jak je možno vidět na obr. 8, celý cyklus byl rozdělen do deseti kroků. Ke spuštění cyklu dojde po přisunutí vozíku ke kyvnému modulu 5.0, jehož přítomnost je značena snímačem SN1, po zmáčknutí tlačítka START a po zkontrolování, zda je kyvný modul ve výchozí poloze snímačem S3. Pak se kyvný modul může otočit. Po jeho otočení s indikací snímačem S4 dojde k zasunutí válce 4.0, čímž se vozík přitáhne. Po signalizaci snímačem S9 nastane zasunutí válce 1.0 atd., viz diagram. Při zasouvání válce 1.0 je nutná přítomnost vozíku, který je indikován snímačem SN2 (šikmá čárka přes spojnice značí logickou podmínku AND). Dále po zasunutí 3.0 je časová prodleva 2 s a je nutné vyčkat na obsluhu, která tlačítkem TL2 potvrdí a spustí zasunutí.



Obr. 8 – Krokový diagram

5 Rozbor bezpečnosti

Aby bylo dosaženo spolehlivého a bezpečného provozu stroje, bylo nutno provést rozbor bezpečnosti. Analýza byla provedena před výpočtovou částí z důvodu toho, aby se v případě nutnosti změny konstrukce nemusel návrh přepočítávat.

Podle zdroje [18] provést analýzu bezpečnosti strojních zařízení již není možné podle normy EN 954-1, jelikož byla od roku 2007 nahrazena normou ČSN EN ISO 13849-1, která zahrnuje i integraci bezpečnostních částí ovládacích systémů včetně návrhu softwaru. Protože zde neproběhnul návrh řídicího systému, který v době psaní této práce dokonce nebyl známý, ani programu, jelikož toto by sahalo již nad rámec zadání, nebylo vhodné zohledňovat tyto části.

Z toho důvodu aplikována norma *ČSN EN 12100 Bezpečnost strojních zařízení - Všeobecné zásady pro konstrukci - Posouzení rizika a snižování rizika*, která definuje terminologii, zásady a metodologii pro dosažení bezpečnosti při konstrukci strojního zařízení. Tato norma je stejná s britskou normou BS EN 12100 – s odlišností jazykovou, jejíž formulář vytvořený podle této normy je možno získat ze zdroje [19]. Touto normou se zajistila mechanická bezpečnost zařízení.

Rám konstrukce, přístupová dvířka a jejich zakrytování byly navrženy tak, aby při provozu stroje chránily nebezpečný prostor vůči přístupu osob, ať již povolanych, či nepovolanych. Dvířka jsou jištěna elektronickým zámkem ovládaným programovatelným logickým automatem, s naprogramovanými podmínkami, kdy je možno otevřít dvířka jak k přístupu k natahovacímu válci, ke sběrnému koši a uložit zkoušený předmět. Dále je celé zařízení oplocené a přístupový prostor je kontrolován pomocí optické závory.

Přesto bylo dále vhodné provést analýzu rizik, jelikož systematickým přístupem se dají odhalit problémy, které mohly vzniknout z nepozornosti, či neuvědomění si jednotlivých okolností, které by mohly být nebezpečné zejména pro seřizovače.

Rozbor bezpečnosti byl tedy proveden pomocí formuláře podle normy BS EN 12100, kde se pronásobují čtyři faktory nebezpečí a posuzuje se výsledné číslo daného nebezpečí. Hodnotí se možnost výskytu nebezpečné události, frekvence vystavení osoby nebezpečí, úroveň možného nebezpečí a počet osob vystavených této situaci.

Pro svoji rozměrnost byla tabulka doložena formou přílohy do zadní části práce. Vzhledem k tomu, že byl použit dostatek bezpečnostních prvků, nebyla shledána žádná závažnější rizika.

Je ovšem nutno poukázat na zjištěnou okolnost, která vyplynula při vyplňování formuláře, kdy bylo zamýšleno použít 2/2 válec a škrtecího ventilu jako vedlejší bezpečnostní větev. Bylo zjištěno, že pokud by došlo po natáhnutí pružiny k uzamčení mechanismu a poté k výpadku tlakového vzduchu, či elektrického napětí, pak by pružina zůstala natažena po delší dobu. Což bylo nepřijatelné, protože by došlo k namáhání rámu a navíc obsluha by neměla možnost, jak uvést pružinu do uvolněného bezpečného stavu a chování zařízení by mohlo být nepředvídatelné. Z tohoto důvodu

byl zrušen 2/2 ventil a na zamykací mechanismus byly umístěny pružiny, které při výpadku tlaku, či elektrického napětí odjistí mechanismus a dojde k výstřelu.

Dimenzování válce bylo počítáno bez těchto pružin, protože bylo potřebné zjistit skutečnou sílu na odjištění. Síla je tedy ve výsledku zdvojená, což je vhodné kvůli jistotě odjištění.

6 Navržení prvků

Ke stanovení skutečných pneumotorů bylo třeba stanovit zatěžovací síly a z nich stanovit příslušný průměr válce.

Pohyb pneumotoru se řeší ve dvou částech a to při rozběhu, kde se tlak působící na válec uvažuje $p_A = 0,7 * p_N$, přičemž p_N je tlak nastavený na redukčním ventilu, který se bere jako 0,9násobek tlaku v rozvodu tlakového vzduchu p_s a poté pro rozběhnutý motor se bere $p_A = 0,5 * p_N$. Při rozběhu se uvažují setrvačné síly. [5]

Pro upínací válce se bere $p_A = p_N$. [5]

Předchozí uvažované hodnoty tlaků se berou pro vysoké rychlosti, kde se uvažuje rozpínání plynu.

Podle literatury [10] lze pro pomalé vysouvání uvažovat $p_A = p_N$.

Dále se předpokládá, že vnitřní třecí síla je konstantní (je funkcí mnoha vlivů) a má tvar $R = b * p_A * S_A$, kde b se obvykle bere 0,05. [5]

Pro určení setrvačných sil se uvažuje rozběh rovnoměrně zrychlený s konstantní hodnotou zrychlení podle vztahu $a = \frac{v_u^2}{2 * h}$, kde v_u je rychlost ustáleného pohybu a h zdvih pístu pro rozběh, přičemž se tato dráha uvažuje jako délka zdvihu zabudovaného vnitřního tlumení. [5]

Dráha zdvihu vnitřního tlumení závisí na velikosti pneumotoru a orientačně se dá určit podle tab. 2. Při velkých zdvizích lze uvažovat větší dráhu rozběhu. [5]

Pro válce, které jsou jiné normy, než ISO 6431, je nutné tuto hodnotu vyčíst z dokumentace.

Průměr válce D [mm]	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250
Dráha vnitřního tlumení h [mm]	9	13	17,5	18	23	23	27	33	35	36	46	46	62

Tab. 2 – Závislost dráhy vnitřního tlumení na průměru válce podle ISO 6431 [5]

S využitím výše uvedených hodnot a vzorců lze dimenzovat velikost válce pro rozběh $S_A = \frac{m_{RED} \cdot a + F_{RED}}{p_A \cdot (1-b)}$ a pro ustálenou rychlost $S_A = \frac{F_{RED}}{p_A \cdot (1-b)}$. [5]

Podobným způsobem se provádí kontrola i pro opačný směr pohybu pneumotoru, je-li třeba. [5]

6.1 Obvod natahovacího válce

6.1.1 Návrh válce

Rozběh

Jelikož tlakový vzduch je odebírán z rozvodu, který dodává stlačený vzduch od tlaku 10 barů, tlak p_s bylo možné uvažovat 10 barů. V případě nižšího tlaku je vzduch odebírán z multiplikátoru, který zvětšuje tlak ze 6 barů na 10 a je poté zapojen za jednotkou pro úpravu vzduchu. Ovšem multiplikátor slouží jako záloha a měl by být použit v krajní nouzi. Nastavený tlak na redukčním ventilu

$$p_N = 0,9 \cdot 10 = 9 \text{ bar.}$$

Protože není požadováno, aby se píst pohyboval rychle, také s přihlédnutím k předpokládanému průměru, tedy nižší rychlosti, byl tlak p_A uvažován roven tlaku p_N ,

$$p_A = p_N = 9 \text{ bar.}$$

Dráhu vnitřního tlumení bylo třeba nejprve odhadnout, spočítat potřebný průměr válce a opravit toto číslo a celé opět přepočítat. Tento proces se udával do nalezení vhodných rozměrů.

Dráha vnitřního tlumení byla odhadnuta na 50 mm, byla kratší, než již dříve uvažovaná vůle pružiny 150 mm, čímž pružina není urychlována, jelikož je uchycená na jinou část konstrukce.

Nyní bylo třeba určit rychlost. Jelikož zdvih měl být 350 mm a doba natahování by měla být okolo 2 sekund, pak rychlost

$$v_1 = \frac{s_1}{t_1} = \frac{0,350}{2} = 0,175 \text{ m/s,}$$

Kde bylo nutné si uvědomit, že tato rychlost je teoretická, jelikož z počátku je síla od pružiny nulová a postupně narůstá. Následně s narůstající silou je třeba většího tlaku a je nutno dotlakovat vzduch ve válci. Dá se tedy očekávat přibližně hyperbolický průběh rychlosti.

$$\text{Zrychlení } a_1 = \frac{v_1^2}{2 \cdot h_1} = \frac{0,175^2}{2 \cdot 0,05} = 0,31 \text{ m/s}^2.$$

Hmota, která je urychlována, je vidět na obr. 9. Její celková hmotnost činí 23,02 kg.



Obr. 9 – Urychlované hmoty natahovacím válcem

Pro výpočet bylo třeba zvýšit hodnotu hmotnosti koeficientem bezpečnosti, pak $m_{red} = m_1 \cdot k = 23,02 \cdot 1,2 = 27,62 \text{ kg}$.

Síla působící na pneumotor je v případě rozběhu síla dynamická a síla gravitační.

$$F_{RED1} = F_{G1} = m_{red} \cdot g = 27,62 \cdot 9,81 \cong 270,95 \text{ N}.$$

Třecí síly v kladkách a valivém lineárním vedení bylo možno zanedbat, protože se nepředpokládalo zatížení, které by tyto vodící prvky měly přenášet. Tomuto zanedbání nahrává fakt, že samotný koeficient tření valivých vedení je 0,005 podle zdroje [6] a tyto síly jsou vzhledem k síle pružiny minimální.

Nyní bylo možno vypočítat potřebnou plochu válce,

$$S_{A1} = \frac{m_{red} \cdot a_1 + F_{RED1}}{p_A \cdot (1-b)} = \frac{27,62 \cdot 0,31 + 270,95}{9 \cdot 10^5 \cdot (1-0,05)} = 32,69 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2.$$

$$\text{Potřebný průměr } D_{A1} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{A1}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 32,69 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 0,021 \text{ m.}$$

Ustálená rychlost

Jelikož je pružina na jedné straně opřena, pohybuje se jenom část její hmoty. Zrychlení je v polovině pružiny poloviční, a na druhém konci nulové, pak dynamická síla vlivem urychlování hmot mohla být zanedbána.

Největší silou pružina působí v krajní zasunuté poloze PM, tedy při maximálním stlačení pružiny. V této poloze se pak již píst nehýbe, nedochází k rozpínání, poklesu tlaku a bylo tedy možné tlak brát jako v upínacím válci $p_{A2} = p_N = 9 \text{ bar}$, navíc se také předpokládalo menší využití maximální síly pružiny.

Pružiny mají maximální sílu 14470 a 6311 N, při koeficientu bezpečnosti 1,2 je poté síla

$$F_{RED2} = F_{PR} * k = (14470 + 6311) * 1,2 = 24\,937 \text{ N.}$$

Aktivní plocha pístu musí být

$$S_{A2} = \frac{F_{RED2} + F_{RED1}}{p_{A2} * (1-b)} = \frac{24\,937 + 270,95}{9 * 10^5 * (1-0,05)} = 0,0295 \text{ m}^2$$

$$\text{Potřebný průměr } D_{A1} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{A2}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0,0295}{\pi}} = 0,1937 \text{ m.}$$

Nyní bylo třeba vyhledat v katalogu příslušný PM s průměrem pístu větší, než 194 mm, spočítat plochu pístu a odečíst plochu pístnice.

Nejbližšímu vyššímu průměru pístu se blížil pneumotor DNG-200-350-PPV-A s průměrem pístu 200 mm, pístnice 40 mm a délkou tlumení 50 mm, jehož aktivní plocha ve směru zasunování činí

$$S_{A2,skut} = \frac{\pi * (D_{pistu}^2 - d_{pistnice}^2)}{4} = \frac{\pi * (0,2^2 - 0,04^2)}{4} = 0,03 \text{ m}^2, \text{ čímž je tato plocha vyšší, než}$$

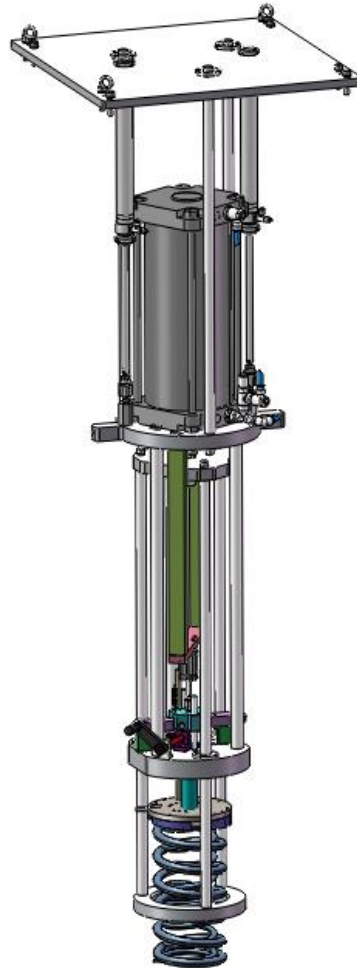
S_{A2} a PM je tím finálně zvolený.

Se zvolením pneumotoru přibyl údaj o hmotnosti pístu s pístnicí, což bylo možné přibližně zjistit ze staženého modelu. Hmotnost činí $m_2 = 19 \text{ kg}$, kterou bylo potřeba promítnout do předchozích výpočtů. Vzhledem ke značné síle pružiny stačilo přepočítat fázi ustálené rychlosti.

$$F_{RED1} = F_{G1} * k = (m_1 + m_2) * g * k = (23,02 + 19) * 9,81 * 1,2 \cong 494,7 \text{ N,}$$

$$S_{A2} = \frac{F_{RED2} + F_{RED1}}{p_{A2} * (1 - b)} = \frac{24\,937 + 494,7}{9 * 10^5 * (1 - 0,05)} = 0,02975 \text{ m}^2$$

Jak je vidět z předcházejícího výpočtu, pneumotor stále vyhovuje. Jeho umístění v konstrukci je možno shlédnout na obr. 10 ve vrchní části mezi dvěma zvedacími válci.



Obr. 10 – Natahovací a zvedací válce v konstrukční zástavbě

6.1.2 Návrh ventilu

Pro návrh ventilu bylo důležité určit potřebný průtok, který se přepočítává na normální jmenovitou hodnotu, to znamená na objem vzduchu při atmosférickém tlaku, jelikož jsou ventily pro snazší porovnání uváděny s tímto přepočtem. Děje se tak pomocí stavové rovnice

$$Q_n = S_A * v * \frac{p + p_a}{p_a},$$

kde Q_n je průtok v kubických metrech za sekundu, S_A je činná plocha pístu, v je rychlost pístu, p přetlak ve válci a p_a atmosférický tlak.

Nebo přesněji pro rychlé změny

$$Q_{max} = 1,4 * S_A * v_{max} * \frac{p_a+p}{p_a} [5],$$

pak normální průtok pro natahovací válec se vypočítal

$$Q_{max} = 1,4 * S_{A2,skut} * v_{max} * \frac{p_a+p}{p_a} = 1,4 * 0,03 * 0,175 * \frac{101,32+847,8}{101,32} = 4131 \frac{dm^3}{min},$$

přičemž skutečný tlak se vypočítal podle činné plochy a síly na ni působící

$$p = \frac{F_{RED2}+F_{RED1}}{S_{A2,skut}} = \frac{24\,937+494,7}{0,03} = 847,8 \text{ kPa}.$$

Pomocí konfigurátoru na stránkách firmy FESTO bylo shledáno, že 5/3 ventil s takovým průtokem neexistuje. Pokud se požadavek na dobu natáhnutí zvýší na 4 s, pak průtok je poloviční – 2066 l/min. Tento čas platí pro plné natažení pružiny. Jelikož se ovšem očekávalo zejména poloviční využití pružiny, pak klesne potřebný tlak a pružina bude připravena okolo 2 s.

Požadavky na ventil byly: průtok 2066 l/min, typ ventilu 5/3 ve střední poloze odvětrán, pracovní tlak 10 bar, návrat mechanickou pružinou do střední polohy (kvůli jistému navrácení do základní polohy), elektrické připojení 24 V DC. Při snížení požadavku na průtok o zanedbatelných 66 l/min pak těmto požadavkům vyhověl ventil s označením MVH-5/3E-3/8-B, ke kterému bylo třeba přibjednat dva konektory KMV-1-24DC-2,5-LED.

6.1.3 Návrh hadice

Aby byl zajištěn požadovaný průtok, bylo také nutno zvolit správný průměr hadice. To je možné provést pomocí rovnosti potřebného průtoku od činné plochy a rychlosti válce, průřezu hadice a rychlosti proudění v hadici, kdy rychlost proudění vzduchu se uvažuje max. 30 m/s [10]. Pak lze sestavit rovnici

$$f = S_A * v_{max}/w [5],$$

kde f je průřez hadice, S_A činná plocha pístu, v_{max} požadovaná maximální rychlost, w zvolená hodnota rychlosti proudění v hadici. Po doplnění vzorce se spočítal průřez a hadice

$$f = 0,03 * \frac{0,175}{2} * \frac{1}{20} = 131,25 \text{ mm}^2,$$

a dopočítal potřebný vnitřní průměr

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 131,25}{\pi}} = 12,93 \text{ mm},$$

kterého bylo téměř dosaženo při použití hadice s vnějším průměrem 16 mm, což je maximální standardní vyráběný průměr s vnitřním průměrem hadice 11 mm.

6.1.4 Kontrola průtoku a tlaku

Poněvadž při průtoku vzduchu jednotkou pro úpravu vzduchu, hadicemi a šroubeními dochází k tlakovým ztrátám a škrcení průtoku, bylo nutno zkontrolovat tyto hodnoty.

Podle literatury [12] bylo možné určit výsledný průtok pomocí vzorce

$$Q = 54,44 \cdot S,$$

který platí při tlakovém spádu 1 bar a vstupním tlaku 6 bar, přičemž průtok je v l/min a S celkový poměrný průřez soustavy v mm^2 vypočítaný

$$\Sigma S = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{S_1^2} + \frac{1}{S_2^2} + \dots + \frac{1}{S_n^2}}} \quad [12],$$

pak celkový poměrný průřez mezi jednotkou pro úpravu vzduchu až po natahovací válec tedy je

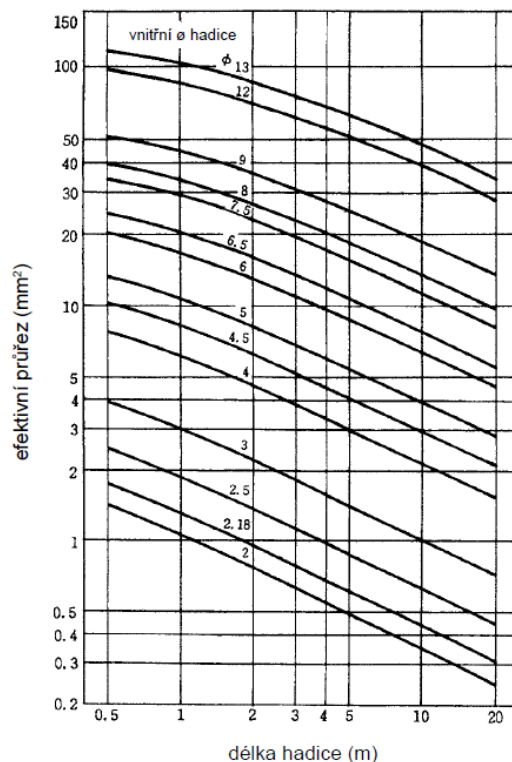
$$\Sigma S = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{S_1^2} + \frac{1}{S_2^2} + \frac{1}{S_3^2} + \frac{1}{S_4^2} + \frac{1}{S_5^2} + \frac{1}{S_6^2} + \frac{1}{S_7^2} + \frac{1}{S_8^2}}} =$$

$$\sqrt{\frac{1}{\frac{1}{93,31^2} + \frac{1}{45,36^2} + \frac{1}{45,36^2} + \frac{1}{70^2} + \frac{1}{83,32^2} + \frac{1}{83,32^2} + \frac{1}{113,1^2} + \frac{1}{79,35^2}}} = 23,47 \text{ mm}^2,$$

kde $S_1 = 93,31 \text{ mm}^2$ je průřez šroubení na JÚV, $S_2 = S_3 = 45,36 \text{ mm}^2$ je průřez T rozbočky s redukcí, bez redukce $S_9 = S_{10} = 89,9 \text{ mm}^2$.

Ekvivalentní průřez $S_4 = 70 \text{ mm}^2$ podle obr. 11., kde vnitřní průměr hadice je 11 mm a délka hadice 2,3 m, $S_5 = S_6 = 83,32 \text{ mm}^2$ jako průřez šroubení na ventilu, průřez ventilu $S_7 = 113,1 \text{ mm}^2$. Průřez škrticího ventilu není uveden a je třeba jej dopočítat z uvedeného normálního průtoku

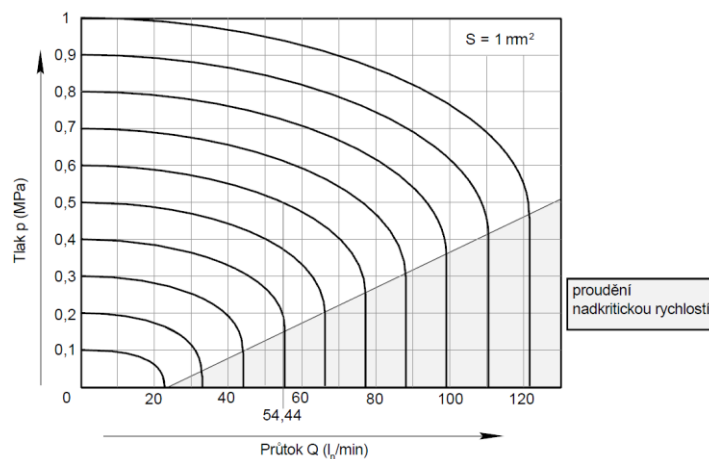
$$S_8 = \frac{Q}{54,44} = \frac{4320}{54,44} = 79,35 \text{ mm}^2.$$



Obr. 11 – Efektivní průřez hadic v závislosti na jejich délce [12]

Skutečný průtok nebylo možné určit z výše uvedeného vzorce, protože vstupní tlak není 6 bar. Bylo třeba použít tzv. P/Q diagram z obr. 12, kde tlakový spád byl na JÚV uvažován 0,5 bar. Pak tlak před celkovým ekvivalentním průřezem je 9,5 bar, tlak vzniklý od zatížení 8,48 bar. Přípustný spád tedy je 1,02 baru. Z grafu je možno vyčíst, že průtok je 70 l/min při průřezu 1 mm² a daném tlakovém spádu.

Pak skutečný průtok při průřezu 23,47 mm² je 1642,9 l/min, což se liší od požadovaného průtoku. Teoretická doba natáhnutí pak je přibližně o 1 sekundu delší, což je zanedbatelné vzhledem k tomu, že plné natažení pružiny se téměř nevyužívá.



Obr. 12 – P/Q diagram [13]

Pokud by byl požadován původně předpokládaný průtok, bylo by vhodné odstranit z obvodu redukční T rozbočky, protože ty škrťí obvod nejvíce, nahradit je obyčejnými T rozbočkami a k nim teprve použít redukci.

Celkový průřez by byl

$$\Sigma S = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{S_1^2} + \frac{1}{S_9^2} + \frac{1}{S_{10}^2} + \frac{1}{S_4^2} + \frac{1}{S_5^2} + \frac{1}{S_6^2} + \frac{1}{S_7^2} + \frac{1}{S_8^2}}} =$$

$$\sqrt{\frac{1}{\frac{1}{93,31^2} + \frac{1}{89,9^2} + \frac{1}{89,9^2} + \frac{1}{70^2} + \frac{1}{83,32^2} + \frac{1}{83,32^2} + \frac{1}{113,1^2} + \frac{1}{79,35^2}}} = 30,26 \text{ mm}^2,$$

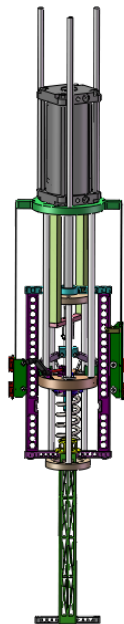
a dosáhlo by se průtoku $Q = S * Q_{S=1} = 30,26 * 70 = 2118 \frac{l}{min}$.

6.2 Obvod zvedacích válců

6.2.1 Návrh zvedacího válce

Tento válec, resp. tyto válce, zvedají samotný natahovací válec s pružinami, vodicími tyčemi, které tvoří uložení pro natahovací válec, zamykací mechanismus a také samotný vyražec.

Hmota, která je urychlována, je vidět na obr. 13, jejíž celková hmotnost činí 148 kg, ale protože tyto hmoty jsou manipulovány 2 paralelními PM, hmotnost připadající na 1 pneumotor je poloviční, a to 74 kg.



Obr. 13 - Hmoty zvedané zvedacími válci

Prvotním odhadem byla délka vnitřního tlumení válce určena 18 mm, doba pohybu volena 3 s.

Požadovaný zdvih činil 320 mm, z předložených informací se spočítala přibližná ustálená rychlost.

$$v_2 = \frac{s_2}{t_2} = \frac{0,32}{3} = 0,101 \text{ m/s.}$$

$$\text{Pak je tedy zrychlení } a_2 = \frac{v_2^2}{2 \cdot h_2} = \frac{0,101^2}{2 \cdot 0,018} = 0,28 \text{ m/s}^2.$$

Redukovaná hmotnost $m_{RED2} = m_2 \cdot \frac{k}{n} = 148 \cdot 1,2/2 = 88,8 \text{ kg}$, kde bezpečnostní součinitel k byl volen 1,2.

Dále působí síla od gravitačního zrychlení, což se připočetlo ke zrychlení od změny rychlosti.

Třecí síly ve valivém lineárním vedení bylo možno zanedbat, nepředpokládal se vznik zatížení, které by tyto vodící prvky měly přenášet. Potřebná plocha válce byla

$$S_{A2} = \frac{m_{RED2} \cdot (a_2 + g)}{p_A \cdot (1 - b)} = \frac{88,8 \cdot (0,28 + 9,81)}{9 \cdot 10^5 \cdot (1 - 0,05)} = 0,001 \, 047 \, 943 \text{ m}^2.$$

$$\text{Potřebný průměr } D_{A2} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{A2}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,001055024}{\pi}} = 0,0367 \text{ m.}$$

Těmto požadavkům vyhověl válec s označením DSNU-40-320-PPS-A, průměr pístnice činí 16 mm, hmotnost 0,74 kg, pak skutečná plocha

$$S_{A3,skut} = \frac{\pi \cdot (D_{pistu}^2 - d_{pístnice}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,04^2 - 0,016^2)}{4} = 0,001 \, 055 \, 575 \text{ m}^2,$$

hmotnost včetně pístnice

$$m_{RED3} = m_2 \cdot \frac{k}{n} = (148 + 0,74) \cdot \frac{1,2}{2} = 89,25 \text{ kg},$$

potřebná činná plocha pístu

$$S_{A3} = \frac{m_{RED3} \cdot (a_2 + g)}{p_A \cdot (1 - b)} = \frac{89,25 \cdot (0,28 + 9,81)}{9 \cdot 10^5 \cdot (1 - 0,05)} = 0,001 \, 053 \, 254 \text{ m}^2$$

je menší, než skutečná a válec vyhovuje.

Snímačů bylo třeba jen na jednom válci z důvodu mechanického svázání, ale protože cena válce bez magnetu pro snímače je větší, než s magnetem, byly použity oba ve verzi pro snímače.

Umístění válců v konstrukci je vidět na obr. 10.

6.2.2 Návrh ventilu

Pro návrh ventilu byl proveden výpočet na normální jmenovitý průtok

$$Q_{max} = 1,4 * S_{A3,skut} * v_{max} * \frac{p_a+p}{p_a} = 1,4 * 0,001055575 * 0,101 * \frac{101,32+853,12}{101,32} = 84,36 \text{ dm}^3/\text{min} [5],$$

přičemž skutečný tlak

$$p = \frac{m_{RED3} * (a_2 + g)}{S_{A3,skut}} = \frac{89,25 * (0,28 + 9,81)}{0,001055575} = 853,12 \text{ kPa}.$$

Na tento ventil ve skutečnosti jsou připojeny dva válce, pak je zřejmé, že požadovaný jmenovitý průtok ventilu musí být dvojnásobný – 169 l/min.

Pomocí konfigurátoru pak lze najít ventil CPE10-M1BH-5/3ES-M7-B se jmenovitým průtokem 250 l/min s požadavky na průtok alespoň 170 l/min, typ 5/3 s odvětráním v základní poloze, vnějším přívodem řídicího tlaku, provozním napětí 24 V DC. Protože ventil s vnitřním přívodem tlaku lze použít pouze do 8 bar, bylo nutno použít vnější přívod.

6.2.3 Návrh hadice

Dále bylo třeba vypočítat potřebný průřez hadice

$$f = S_A * \frac{v_{max}}{w} = 0,001055575 * \frac{0,101}{20} = 5,33 \text{ mm}^2,$$

a dopočítal se potřebný vnitřní průměr

$$D = \sqrt{\frac{4 * f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 5,33}{\pi}} = 2,61 \text{ mm}.$$

Bylo by možné zvolit hadici s vnějším průměrem 4 mm a vnitřním 2,6 mm. Pro jistotu byla použita hadice s vnějším průměrem 6 mm a vnitřním 4 mm. I ostatní hadice, které výpočtem vyšly menší, byly použity průměru 6 mm kvůli sjednocení, pokud to bylo možné. Je zřejmé, že při sjednocení hadic a připojovacích závitů se podstatně redukuje potřebný sortiment šroubení, hadic, eliminují se redukce a montáž je pak snadnější a rychlejší a nerozšiřuje se sortiment hadic.

6.2.4 Kontrola průtoku a tlaku

Protože je zde veliké využití tlaku a veliký počet prvků v obvodu, bylo třeba zkontrolovat skutečný průtok a tlak. Celkový efektivní průřez je

$$\Sigma S = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{S_1^2} + \frac{1}{S_2^2} + \frac{1}{S_3^2} + \frac{1}{S_4^2} + \frac{1}{S_5^2} + \frac{1}{S_6^2} + \frac{1}{S_7^2} + \frac{1}{S_8^2} + \frac{1}{S_9^2} + \frac{1}{S_{10}^2} + \frac{1}{S_{11}^2} + \frac{1}{S_{12}^2}}} =$$

$$\sqrt{\frac{1}{\frac{1}{93,31^2} + \frac{1}{45,36^2} + \frac{1}{45,36^2} + \frac{1}{70^2} + \frac{1}{40^2} + \frac{1}{31,17^2} + \frac{1}{15,57^2} + \frac{1}{13,2^2} + \frac{1}{15,9^2} + \frac{1}{4,78^2} + \frac{1}{12,56^2} + \frac{1}{4,95^2}}} =$$

$$3,05 \text{ mm}^2,$$

prvky s plochou S_1 až S_4 jsou stejné jako u natahovacího válce, $S_5 = 40 \text{ mm}^2$ je ekvivalentní průřez hadice průměru 12 mm při délce 0,5 m, průřez šroubení na přípojovací desce $S_6 = 31,17 \text{ mm}^2$, $S_7 = 15,57 \text{ mm}^2$ pro ventil, průřez šroubení na ventilu $S_8 = 13,2 \text{ mm}^2$, $S_9 = 15,9 \text{ mm}^2$ pro hadici s průměrem 6 mm a délkou 2,3 m, $S_{10} = \frac{260}{54,44} = 4,78 \text{ mm}^2$ pro škrtkový ventil v propustném směru, $S_{11} = 12,56 \text{ mm}^2$ pro T rozbočku a $S_{12} = \frac{270}{54,44} = 4,95 \text{ mm}^2$ pro HGL ventil v propustném směru.

Tlakový spád na JÚV byl uvažován 0,5 bar, tlak za JÚV 9,5 bar, potřebný tlak 8,53 bar, možný tlakový spád 0,97 bar. Pak podle P/Q diagramu na obr. 12 protéká při průřezu 1 mm^2 70 l/min. Při $3,05 \text{ mm}^2$ tedy protéká 213,5 l/min.

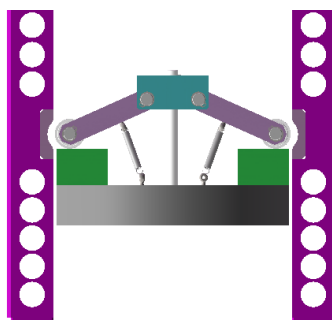
Jelikož kontrola tlaku a průtoka vyšla pro takto složitě zapojení, nebylo nutné dělat kontrolu pro zajišťovací a posunovací válec a pro kyvný modul, jelikož u nich nebylo dosaženo tak velkého průtoky, potřebného tlaku (zůstává tedy velký tlakový spád) a nemají tak složitý obvod.

6.3 Obvod zajišťovacího válce

Protože zajištění pružiny se děje pomocí mechanismu, u kterého nejsou zřejmé poměry sil, bylo nutno provést rozbor sil.

6.3.1 Rozbor sil

Na obr. 14 je zobrazen zamykací mechanismus, sestávající z vidlice (modrá část), na kterou je upevněn válec, vedená pomocí KU pouzder a vodicích tyčí, ovládající páky, na jejichž konci jsou kladky s ložisky. Ve vysunutém poloze pneumotoru kladky zapadnou do zámku a zajistí mechanismus proti vystřelení. Na pákách jsou umístěny pružiny, které přidržují kladky na vedení.



Obr. 14 – Zamykací mechanismus

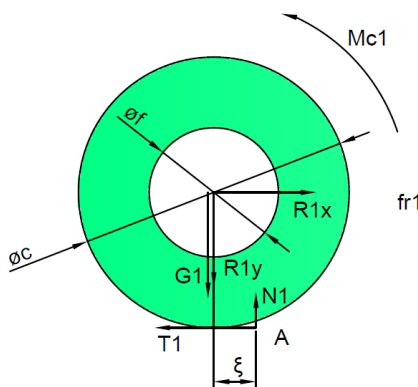
Zde bylo třeba rozebrat dvě polohy tohoto mechanismu a to při odjišťování samosvorného mechanismu a polohu mechanismu při pohybu těsně před zastavením v horní poloze pístu, kdy je pružina více napnutá. Byly rozebrány i mezipolohy, jelikož vlivem převodu mechanismu je z počátku vyvozená síla do pneumotoru limitně nekonečná a se zasouváním se tato síla snižuje.

Bylo nutno uvolnit jednotlivé díly, sestavit soustavy rovnic a ty následně vyřešit pomocí freewarového programu SCILAB, který dokáže pomocí iterační funkce fsolve vyřešit soustavy nelineárních rovnic.

Horní poloha

V horní poloze již není vliv zámku a dalo se tedy předpokládat, že kladka se bude valit, bylo tedy zahrnuto rameno valivého odporu. Zde byl zřejmý největší vliv od sil gravitačních a od pružin. Natáhnutí pružiny bylo odměřeno v CAD programu z modelu, vypočítána její síla a poté dosazena do následujících rovnic.

Pokud se uvolní jednotlivé části z obr. 14, pak na obr. 15 je levá kladka. Jelikož je mechanismus symetrický a stejně taktéž bylo možné předpokládat symetrické síly, uvolněna byla pouze jedna polovina mechanismu.



Obr. 15 – Uvolněná kladka mechanismu

Nyní sestavené jednotlivé rovnice:

$$G_1 = m_1 * g, \quad (1)$$

kde m_1 je hmotnost kladky, g je gravitační zrychlení, dále 3 rovnice rovnováhy – ve 2 směrech a 1 okolo bodu A, tzv. momentová,

$$\uparrow: -G_1 - R_{1y} + N_1 = 0, \quad (2)$$

přičemž složky x a y síly R_1 jsou reakce od čepu procházejícího kladkou, N_1 je reakce od vedení po kterém kladka jezdí, dále

$$\rightarrow: R_{1x} - T_1 = 0, \quad (3)$$

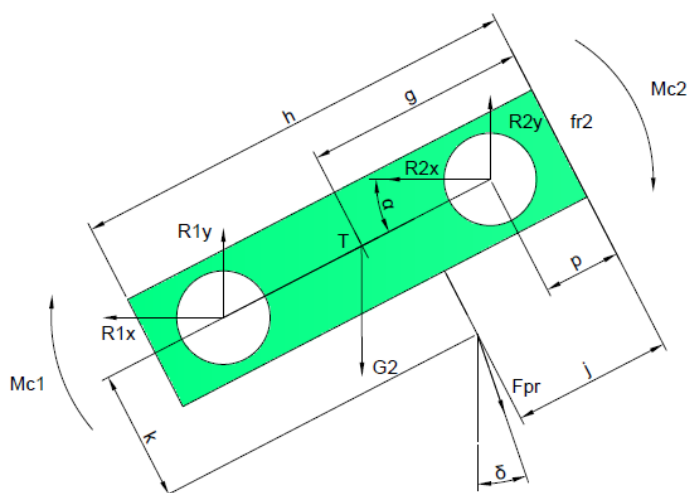
kde T_1 je třecí síla mezi vedením a kladkou. V momentové rovnici rovnováhy je rameno valivého odporu ξ , které vyjadřuje, jak se kladka „boří“ do vedení a M_{c1} vyjadřující odpor čepu proti otáčení v kladce.

$$\curvearrowright A: -G_1 * \xi - R_{1y} * \xi + R_{1x} * \frac{c}{2} - M_{c1} = 0, \quad (4)$$

$$M_{c1} = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} * \frac{f}{2} * fr_1, \quad (5)$$

$$T_1 \leq N_1 * fr_2. \quad (6)$$

Druhým uvolněným objektem je páka, již je možno vidět na obr. 16.



Obr. 16 – Uvolněná páka

Bylo možno získat 6 rovnic, přičemž 3 jsou opět rovnice rovnováhy:

$$G_2 = m_2 * g, \quad (7)$$

kde m_2 je hmotnost páky i s čepu. Další byla rovnice rovnováhy, kde F_{pr} byla síla vypočítána ze změřeného prodloužení a dané tuhosti. Síla R_2 je reakce od čepu ve vidlici. Následující rovnice je rovnice rovnováhy ve vodorovném a svislém směru,

$$\uparrow: -G_2 + R_{1y} + R_{2y} - F_{pr} * \cos\delta = 0, \quad (8)$$

$$\rightarrow: -R_{1x} - R_{2x} + F_{pr} * \sin\delta = 0, \quad (9)$$

rovnice dále popisují rovnováhu momentů okolo těžiště T a odpor otáčení páky okolo čepu na vidlici,

$$\begin{aligned} \cup T: \cos\alpha * R_{1y} * (h - g) + R_{1x} * \sin\alpha * (h - g) - R_{2x} * \sin\alpha * \\ (g - p) - R_{2y} * \cos\alpha * (g - p) + M_{c2} + F_{pr} * \cos(\alpha - \delta) + F_{pr} * \\ \sin(\alpha - \delta) * k + M_{c1} = 0, \end{aligned} \quad (10)$$

$$M_{c2} = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} * \frac{d}{2} * f_{r2}. \quad (11)$$

Aby bylo možné vyřešit soustavu rovnic, bylo třeba zadat vstupní hodnoty:

vnější průměr kladky $c = 0,03484 \text{ m}$, průměr hřídele $d = 0,015 \text{ m}$, vzdálenost oka pro zachycení pružiny od těžiště $k = 0,0205 \text{ m}$, rameno valivého odporu $\xi = 0,00001 \text{ m}$ [14], hmotnost kladky $m_1 = 0,113 \text{ kg}$, vnitřní průměr, po kterém běhají kuličky ložiska $f = 0,0175 \text{ m}$, součinitel tření $f_{r2} = 0,15$ [14], součinitel tření ložisek $f_{r1} = 0,005$ [7], vzdálenost $g = 0,063 \text{ m}$, hmotnost páky včetně čepů $m_2 = 0,756 \text{ kg}$, vzdálenost $j = 0,05 \text{ m}$, úhel naklonění páky $\alpha = 24^\circ$, směr působení pružiny $\delta = 19,77^\circ$, rozměry $h = 0,111 \text{ m}$, $p = 0,012 \text{ mm}$ a síla pružiny $F_{pr} = 37 \text{ N}$.

Protože program SCILAB bere jako řešené proměnné pouze písmeno x, bylo každé reakci přiřazeno následující označení a rovnou byly zde vypsány i výsledky:

$$R_{1y} = x(1) = 18,45 \text{ N}, R_{1x} = x(2) = 0,06 \text{ N}, R_{2y} = x(3) = 23,8 \text{ N},$$

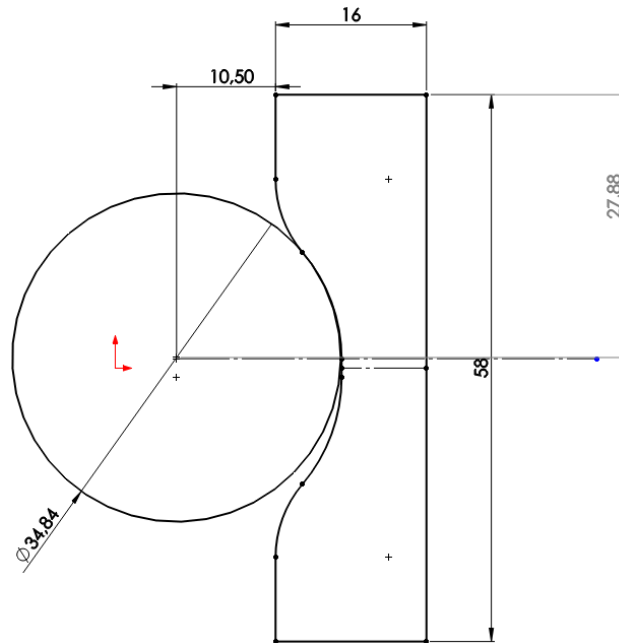
$$R_{2x} = x(4) = 12,46 \text{ N}, T_1 = x(5) = 0,058 \text{ N}, N_1 = x(6) = 19,56 \text{ N}.$$

Jelikož byla splněna podmínka valení, je zřejmé, že se kladka skutečně odvaluje. Pro návrh válce byla důležitá síla $R_{2y} = 23,8 \text{ N}$, která působí - kvůli symetrii - na vidlici dvakrát, je tedy dvojnásobná. Dále bylo nutno připočíst gravitační sílu na vidlici. Síla R_{2x} vymizela kvůli symetrii mechanismu.

Dolní poloha

Aby bylo možno změřit úhel dotyku ν mezi zámkem a kladkou, byla vytvořena skica s rozměry těchto částí (viz obr. 17) a tento úhel byl měřen. Stejně tak byly měřeny i vzájemné polohy pro vypočítání úhlu alfa a pro výpočet změny síly pružiny.

Obr. 17 dává představu o zaklesnutí kladky do zámku. Zámek s kladkou se dotýkají válcovými plochami. Vzdálenost středu kladky od zámku je $a = 10,5 \text{ mm}$.



Obr. 17 – Zamknutá poloha

Uvolněním vznikají tři objekty pro které bylo třeba stanovit rovnice. Prvním z nich je zámek, viz obr. 18, na který působí poloviční síla pružiny F_{prV} , reakce R od kladek podepírajících kolejnici, síla N_1 zabraňující pohybu kolejnice, resp. zámku a třecí síla T_1 .

Úhel ν byl měřen ve vzdálenosti a osy kladky od kraje zámku ve výchozí poloze 10,5 mm, poté 10,6 mm, 12 mm, 13,5 mm, 15 mm, 16,5 mm, až do krajní polohy 17,4 mm. Dále byly měřeny úhly α , δ a vzdálenost l a jejich odpovídající hodnoty ke vzdálenosti a jsou shrnuty v tab. 3.

Síla F_{pr} byla doložena ze vzdálenosti l , délky pružiny ve volném stavu $l_0 = 38,6 \text{ mm}$, předpětí pružiny $F_0 = 4,4 \text{ N}$, tuhosti pružiny $k_{pr} = 1,04 \text{ N/mm}$ a vzorec byl pak tedy

$$F_{pr} = (l - l_0) * k_{pr} + F_0. \quad (12)$$

a [mm]	v [°]	α [°]	δ [°]	l [mm]	Fpr [N]
10,5	39,99	0	38,34	45,92	12,01
10,6	39,81	2,58	35,32	47,84	14,01
12	35,31	9,99	27,55	53,53	19,93
13,5	29,92	14,14	23,66	57,11	23,65
15	25,81	17,34	20,9	59,96	26,61
16,5	14,37	20,05	18,72	64,44	31,27
17,4	2,11	21,52	17,57	63,82	30,63

Tab. 3 – Souhrn naměřených a dopočítaných hodnot

Rovnice pro uvolněný zámek na obr. 18 jsou pak následující:

$$F_{prV} = \frac{F_{prCelk}}{2} + \frac{G_1}{2}, \quad (13)$$

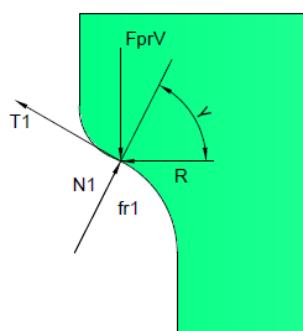
přičemž F_{prCelk} je celková síla pružiny. Protože zámkové jsou dva, pak byla brána pouze polovina této síly, stejně tak hmotnost části mechanismu, který je mezi pružinou a zámkem.

$$G_1 = m_1 * g, \quad (14)$$

$$\uparrow: -F_{prV} + T_1 * \cos v + N_1 * \cos v = 0, \quad (15)$$

$$\rightarrow: -R - T_1 * \sin v + N_1 * \cos v = 0, \quad (16)$$

$$T_1 \leq N_1 * f_{r1}. \quad (17)$$

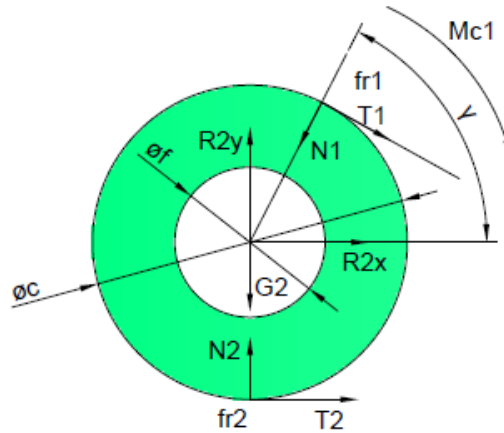


Obr. 18 – Uvolněný zámek

Třecí síla byla zde psána jako podmínka valení. Ve výpočtu byla ovšem brána jednou jako podmínka valení a jednou jako třecí síla od sunutí, protože nebylo možné předem říci, jestli se kladka odvaluje po vedení, nebo po zámkem. Toto rozhodnutí bylo učiněno až na základě posouzení výsledků.

Z důvodu uložení kolejnic na 4 vodící kladky a symetrie nejsou kolejnice naklápěny a nebylo třeba řešit momentovou rovnováhu. Pak se síly stýkají v jednom společném bodě a bylo možné psát pouze 2 rovnice rovnováhy.

Ve styku se zámkem je kladka, která je zobrazena na obr. 19. Protože nebylo předem známo, jestli se bude kladka valit po zámku, nebo po vedení, bylo zanedbáno rameno valivého odporu.



Obr. 19 – Uvolněná kladka

Sestavené rovnice pro kladku vypadají takto:

$$T_2 \leq N_2 * f_{r2}, \quad (18)$$

kde tato rovnice představuje opět podmínku valení, ale ve výpočtu, jak bylo psáno u T_1 , se vyzkoušely různé varianty. N_2 je reakce od vedení a R reakce od čepu.

Následují 3 rovnice rovnováhy s parametrem ν představující úhel dotyku zámků a kladky:

$$\uparrow: -G_2 + N_2 + R_{2y} - N_1 * \sin \nu - T_1 * \cos \nu = 0, \quad (19)$$

$$\rightarrow: R_{2x} + T_2 - N_1 * \cos \nu + T_1 * \sin \nu = 0, \quad (20)$$

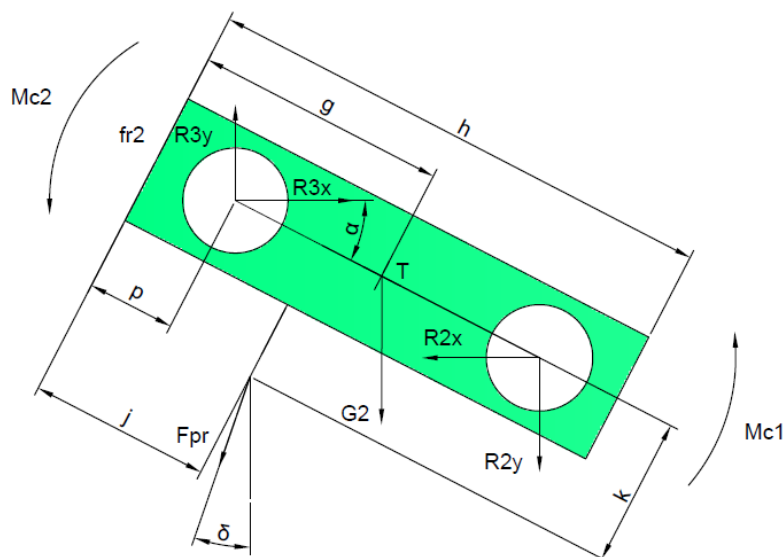
$$\curvearrowright: T_1 * \frac{c}{2} + M_{c1} - T_2 * \frac{c}{2} = 0, \quad (21)$$

$$M_{c1} = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} * f_{r3} * \frac{f}{2}, \quad (22)$$

$$G_2 = m_2 * g_a, \quad (23)$$

kde g_a je gravitační zrychlení Země.

Tím byly vyčerpány rovnice pro kladku a zbylo stanovit rovnice pro páku, viz obr. 20, na kterou působí reakce od čepů R_2 a R_3 , momenty od odporu čepů proti otočení vlivem tření, gravitační síla a síla od pružiny F_{pr} .



Obr. 20 – Uvolněná páka

Pak soustava rovnic se sestává z

$$G_3 = m_3 * g, \quad (24)$$

$$\uparrow: R_{y3} - G_3 - R_{2y} - F_{pr} * \cos \delta = 0, \quad (25)$$

$$\rightarrow: R_{3x} - F_{pr} * \sin \delta - R_{2x} = 0, \quad (26)$$

$$\curvearrow T: R_{3y} * \cos \delta * (g - p) + R_{3x} * \sin \alpha * (g - p) - M_{c1} + R_{2x} * \sin \alpha * (h - g) + R_{2y} * \cos \alpha * (h - g) - F_{pr} * \cos(\alpha - \delta) * (g - j) - F_{pr} * \sin(\alpha - \delta) * k - M_{c2}, \quad (27)$$

$$M_{c2} = \sqrt{R_{3y}^2 + R_{3x}^2} * f_{r3} * \frac{f}{2}. \quad (28)$$

Poté se nadeřinovaly konstanty. Síla pruřiny $F_{prVcelk} = 20\,000\,N$, hmotnost kolejnic se zámky $m_1 = 15,36\,kg$, hmotnost kladky $m_2 = 0,113\,kg$, rozměry $b = 0,099\,m$, $c = 0,03484\,m$, $f = 0,0175\,m$, tření lořisek $f_{r3} = 0,005$, hmotnost páky $m_3 = 0,756\,kg$, rozměry $g = 0,063\,m$, $p = 0,012\,m$, $h = 0,111\,m$, $j = 0,05\,m$ a $k = 0,0205\,m$, tření při sunutí $f_{r1} = f_{r2} = 0,15$.

V programu bylo zavedeno 11 proměnných, které jsou značené takto:

$$T_1 = x(1), N_1 = x(2), R = x(3), N_2 = x(4), T_2 = x(5), R_{2y} = x(6), R_{2x} = x(7), R_{3y} = x(8), R_{3x} = x(9), M_{c1} = x(10) \text{ a } M_{c2} = x(11).$$

Po nadeřinování konstant probíhal výpočet pro jednotlivé polohy kladky, kde bylo třeba měnit hodnoty pro sílu přitlačné pruřiny a další naměřené hodnoty podle tab. 3 a byly získány průběhy sil, které jsou shrnuty v tab. 4 a v tab. 5, kterou znázorňuje

graf 1. Toto bylo provedeno dvakrát, jelikož nebylo známo, zda se kladka bude valit po zámku, nebo po vedení. V případě, že T_2 byla brána jako třecí síla od valení, pak rovnice $T_2 \leq N_2 * f_{r2}$ byla podmínka valení, nebyla zahrnuta do výpočtu a byla použita rovnice $T_1 = N_1 * f_{r1}$ (v programu pak vypadá zápis jako $f_{3=x(2)} \cdot fr1-x(1)$).

a [mm]	R [N]	N1 [N]	T1 [N]	N2 [N]	T2 [N]	R3y [N]
10,5	8907,5	13299,5	1994,9	10079,4	2012,2	13,9
10,6	8964	13336,6	2000,5	10393,3	2018	-297,9
12	10491,6	14385,1	2157,8	11545,7	2179	-1444,1
13,5	12688,2	16023,2	2403,5	12665,2	2430,1	-2559,6
15	14747,4	17663	2649,5	13847,1	2681,2	-3738,3
16,5	23850,9	25605,2	3840,8	17356,3	3894,1	-7242,8
17,4	53626,3	53960,9	8094,1	27951,7	8216,7	-17838,6

Tab. 4 – Vybrané spočítané hodnoty v případě valivé T_2

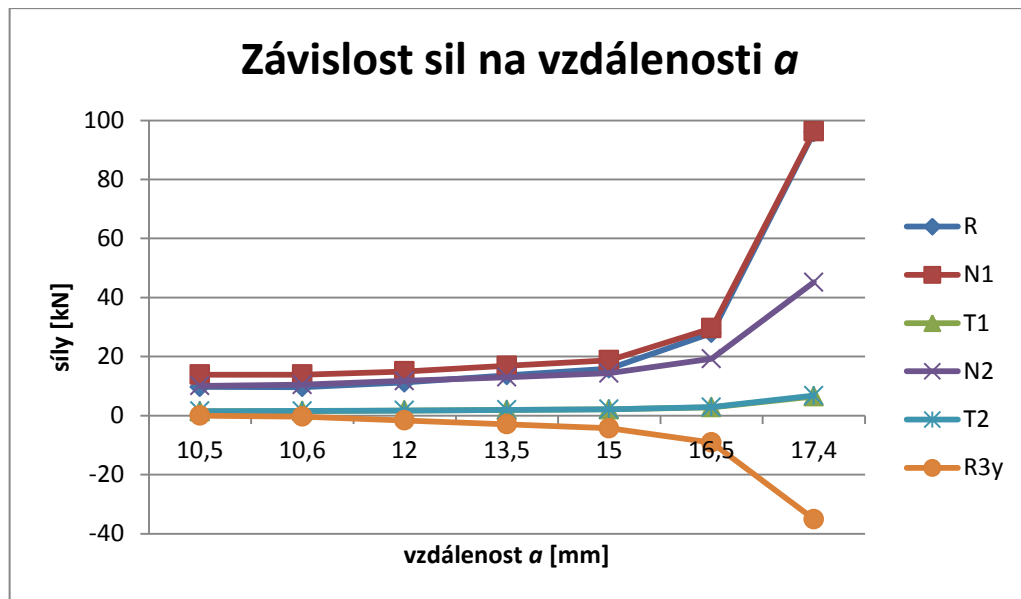
Protože v případě valivého T_2 nebyla splněna podmínka valení a neplatí rovnice $T_2 \leq N_2 * f_{r2}$, pak tyto výsledky nejsou platné.

V druhém případě pak bylo počítáno s $T_2 = N_2 * f_{r2}$ (v programu $f_{3=x(4)} \cdot fr2-x(5)$) a pro T_1 platila rovnice $T_1 \leq N_1 * f_{r1}$ jako podmínka valení.

a [mm]	R [N]	N1 [N]	T1 [N]	N2 [N]	T2 [N]	R3y [N]
10,5	9691,3	13900	1491,2	10078,2	1511,7	15,1
10,6	9673,4	13881,5	1546,3	10444,5	1566,7	-349,2
12	11218,2	14978	1737,8	11746,1	1761,9	-1644,5
13,5	13650,9	16857,1	1923,6	13026,2	1953,9	-2920,6
15	15959,4	18754	2121,8	14387,2	2158,1	-4287,4
16,5	27976,9	29602,1	2816,8	19225,7	2883,9	-9112,2
17,4	95970,7	96276,6	6535,1	45172,2	6775,8	-35059,1

Tab. 5 – Vybrané spočítané hodnoty v případě valivé T_1

Z tab. 5 je patrné, že zde již byla podmínka $T_1 \leq N_1 * f_{r1}$ splněna a výsledky jsou tedy platné.



Graf 1 – Závislost vybraných sil na vzdálenosti „a“

Z 2. řádku tab. 5 lze vyčíst, že nebyť pružiny, která zde působí silou 12 N, pak by stačila síla 3,1 N k odemčení mechanismu. Tohoto bylo dosaženo použitým klikovým mechanismem, který je teoreticky schopen vytvořit nekonečně velkou sílu. Zpětně je tedy třeba síla velmi malá. U síly N_1 je typický průběh síly klikového mechanismu.

Dále je vidět, že po posunutí kladek již o 0,1 mm dochází k otočení síly R_{3y} a bylo by třeba spíše působit opačnou silou. To ale není třeba, jelikož nebylo žádáno dojít rovnovážného stavu, ale je naopak nutno kladku rychle odstranit z dotyku se zámkem, aby nevznikaly doprovodné síly jako například síla R , která by mohla být nebezpečná pro kolejnice a rám celé konstrukce, jelikož dorůstá síly až 95 970 N. Nicméně kladka je vytlačována a doprovodné síly nevznikají.

Pro návrh válce byla důležitá hodnota $R_{3y} = 15,1 \text{ N}$, která je ovšem menší než v horní poloze a byla uvažována dříve spočítaná síla 23,8 N.

6.3.2 Návrh zajišťovacího válce

Jak bylo psáno výše, bylo nutno, aby se válec zasunul velmi rychle a nevznikaly tak doprovodné síly. Protože dříve spočítaná síla zahrnuje i sílu pružiny, byl model v horní poloze přepočítán s nulovou silou pružiny, čímž byla získána hmotnost působící gravitační silou na válec podělením gravitačním zrychlením a tedy

$$m_g = \frac{F}{g} = \frac{3,6}{9,81} = 0,37 \text{ kg}.$$

Protože model je symetrický, bylo nutno tuto hmotnost uvažovat dvakrát a také připočíst hmotnost vidlice,

$$m_{RED} = (2 * m_g + m_v) * k = (2 * 0,37 + 1,3) * 1,2 = 2,3 \text{ kg}.$$

Vzhledem k požadovanému rychlému rozběhu, předpokládaným malým rozměrům válce a malé setrvačné hmotě m_{RED} bylo možné použít válec s pružnými tlumícími dorazy, který je levnější, než válec s tlumením. Tímto odpadá vnitřní tlumení a není známa dráha rozběhu. Jelikož k zasunutí kladky o 0,1 mm dochází při zvednutí vidlice o 4 mm, byla jako dráha rozběhu brána tato hodnota – 4 mm. Požadovaný zdvih 40 mm, odhadnutý požadovaný čas zdvihu $t = 0,3 \text{ s}$.

$$v_2 = \frac{s_2}{t_2} = \frac{0,04}{0,3} = 0,14 \text{ m/s},$$

pak tedy zrychlení

$$a_1 = \frac{v_2^2}{2 * h_2} = \frac{0,14^2}{2 * 0,004} = 2,45 \text{ m/s}^2.$$

Protože jde o rychlý pohyb, tlak p_A byl brán jako polovina p_N . Nesměla se ani opomenout síla od pružin při zasunutí válce o 4 mm, pak potřebná plocha

$$S_{A1} = \frac{m_{RED} * (a_1 + g) + 2 * F_{pr} * k}{p_A * (1 - b)} = \frac{2,3 * (2,45 + 9,81) + 2 * 13,8 * 1,2}{4,5 * 10^5 * (1 - 0,05)} = 143,44 \text{ mm}^2.$$

V případě, že válec je rozběhnut, již nepůsobí d'Alembertova síla, pružiny působí větší silou – v případě úplného zasunutí silou 37 N, pak potřebná plocha je

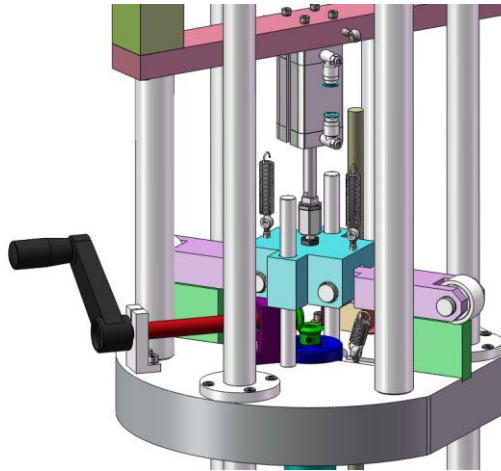
$$S_{A2} = \frac{m_{RED} * g + 2 * F_{pr} * k}{p_A * (1 - b)} = \frac{2,3 * 9,81 + 2 * 37 * 1,2}{4,5 * 10^5 * (1 - 0,05)} = 260,5 \text{ mm}^2.$$

$$\text{Potřebný průměr } D_{A2} = \sqrt{\frac{4 * S_{A2}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 260,5}{\pi}} = 18,21 \text{ mm}.$$

Zmíněným a spočítaným požadavkům vyhověl válec s označením ADNP-25-40-A-P-A, s průměrem pístu 25 mm, průměrem pístnice 10 mm. Skutečná plocha

$$S_{A2,skut} = \frac{\pi * (D_{pistu}^2 - d_{pístnice}^2)}{4} = \frac{\pi * (0,025^2 - 0,01^2)}{4} = 412 \text{ mm}^2$$

a vhodnost výběru byla tímto potvrzena i po odečtení plochy pístnice. Zabudovaný válec s mechanismem zamykání je možno spatřit na obr. 21.



Obr. 21 – Umístění zajišťovacího válce

6.3.3 Návrh ventilu

Potřebný normální jmenovitý průtok

$$Q_{max} = 1,4 * S_{A2,skut} * v_{max} * \frac{p_a+p}{p_a} = 1,4 * 0,000412 * 0,14 * \frac{101,32+270,3}{101,32} = 17,78 \text{ dm}^3/\text{min} [5],$$

přičemž skutečný tlak

$$p = \frac{m_{RED} * g + 2 * F_{pr} * k}{S_{A2,skut}} = \frac{2,3 * 9,81 + 2 * 37 * 1,2}{0,000412} = 270,3 \text{ kPa}.$$

Pak nejbližší možný ventil z řady CPE (kvůli připojovací desce CPE je nutno zachovat jednotnost) je CPE10-M1BH-5/3ES-M5-B s průtokem 180 l/min. V rámci sjednocení byl ovšem použit stejný ventil jako předchozí, který se liší pouze připojovacím závitem (má M7 místo M5) a větším průtokem, přitom cena je totožná.

6.3.4 Návrh hadice

Dále bylo třeba vypočítat potřebný průřez hadice

$$f = S_{A2,skut} * \frac{v_{max}}{w} = 0,000412 * \frac{0,14}{20} = 2,88 \text{ mm}^2,$$

a dopočítat potřebný vnitřní průměr

$$D = \sqrt{\frac{4 * f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 2,88}{\pi}} = 1,92 \text{ mm}.$$

Zde by stačila hadice s vnějším průměrem 3 mm a vnitřním 2,1 mm, ovšem v rámci sjednocení byla použita hadice s vnějším průměrem 6 mm a vnitřním 4 mm.

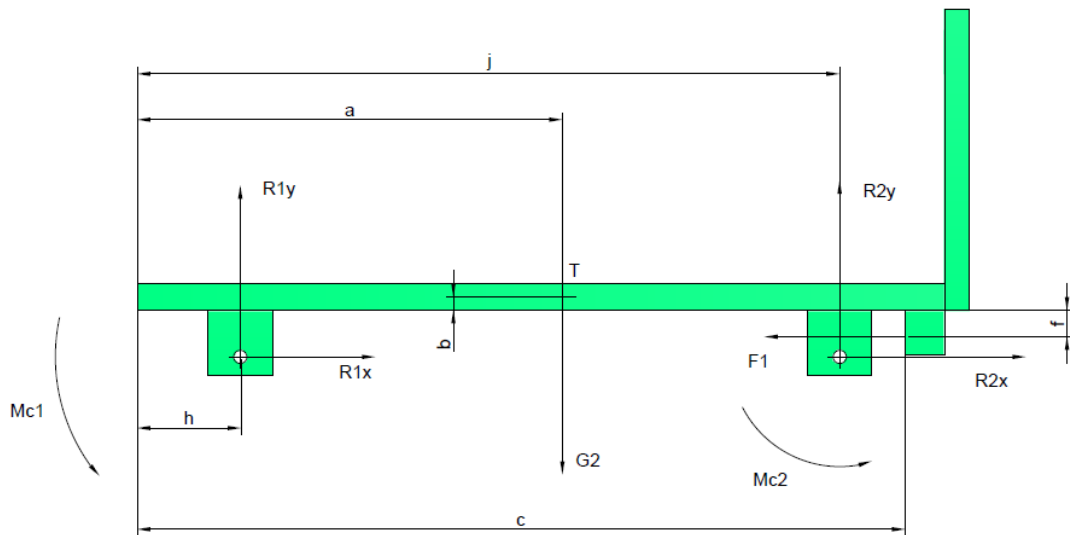
6.4 Obvod posunovacího válce

Pohyb vozíku po ručním zasunutí dále zprostředkovává posunovací válec. Chvilí jej tlačí po kolejničích, aby jej mohl vytlačit po klínech nad kolejnici. Nastávají tady dva případy, které bylo nutno vyšetřit – valení a sunutí.

6.4.1 Rozbor sil

Valení

První bylo provedeno uvolnění sestavy vozíku, aby bylo možno zjistit potřebné síly. Vozík tak byl rozdělen na desku a čtyři kolečka. Vzhledem k symetrickému provedení byl výpočtový model stanoven jako jedna polovina hmotnosti a dvě kolečka, přičemž hmotnost koleček byla přičtena k hmotnosti desky.



Obr. 22 – Uvolněná deska vozíku

Rovnice pro desku pro svislý směr sil je

$$\uparrow: R_{1y} + R_{2y} - G_2 = 0, \quad (29)$$

kde R_1 a R_2 jsou reakce od koleček, G_2 – poloviční hmotnost vozíku, F_1 – potřebná síla pro posuv vozíku. Pro vodorovný směr

$$\rightarrow: R_{1x} + R_{2x} - F_1 = 0, \quad (30)$$

a momentová rovnice rovnováhy okolo těžiště T

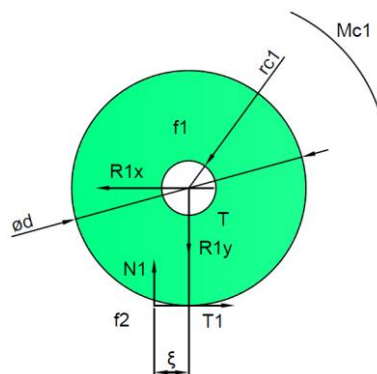
$$\begin{aligned} \curvearrowright T: -M_{c1} - M_{c2} + R_{1y} * (a - h) - R_{1x} * (e + b) - R_{2y} * (j - a) - \\ R_{2x} * (e + b) + F_1 * (b + f) = 0, \end{aligned} \quad (31)$$

a rovnice zohledňující hmotnost sestavy, resp. poloviční hmotnost

$$G_1 = m_1 * g, \quad (32)$$

$$G_2 = G_1/2. \quad (33)$$

Dále se sestavily rovnice pro uvolněné kolečko, které je uvolněno na obr. 23.



Obr. 23 – Uvolněné přední kolečko

Rovnice pro přední kolečko nezahrnující hmotnost:

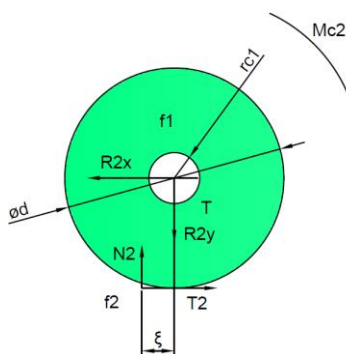
$$M_{c1} = f_1 * r_{c1} * \sqrt{R_{1y}^2 + R_{1x}^2}, \quad (34)$$

$$\uparrow: N_1 - R_{1y} = 0, \quad (35)$$

$$\rightarrow: -R_{1x} + T_1 = 0, \quad (36)$$

$$\cup T: M_{c1} + \xi * N_1 - T_1 * \frac{d}{2} = 0, \quad (37)$$

$$T_1 \leq N_1 * f_2. \quad (38)$$



Obr. 24 – Uvolněné zadní kolečko

Rovnice pro zadní kolečko:

$$M_{c2} = f_1 * r_{c1} * \sqrt{R_{2y}^2 + R_{2x}^2}, \quad (39)$$

$$\uparrow: N_2 - R_{2y} = 0, \quad (40)$$

$$\rightarrow: -R_{2x} + T_2 = 0, \quad (41)$$

$$\cup T: M_{c2} + N_2 * \xi - T_2 * \frac{d}{2} = 0, \quad (42)$$

$$T_2 \leq N_2 * f_2. \quad (43)$$

Před vypočtením proměnných ještě nadefinování konstant:

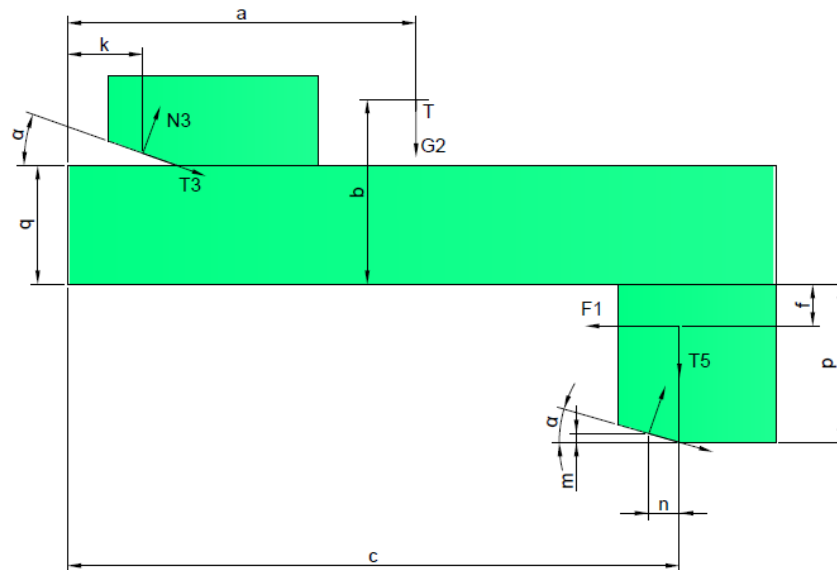
rozměry $a = 0,891 \text{ m}$, $b = 0,102 \text{ m}$, $c = 1,371 \text{ m}$, $d = 0,06 \text{ m}$, $e = 0,044 \text{ m}$, $f = 0,019 \text{ m}$, $h = 0,113 \text{ m}$, $j = 1,599 \text{ m}$, součinitel tření $f_1 = 0,1$, $f_2 = 0,15$, celková hmotnost vozíku, přípravku a zkoušeného předmětu $m_1 = 202 \text{ kg}$, z čehož 142 kg je hmotnost samotného vozíku, poloměr valivého odporu $\xi = 0,00001 \text{ m}$, poloměr čepu $r_{c1} = 0,01 \text{ m}$.

Přiřazení programových proměnných je $M_{c1} = x(1)$, $R_{1y} = x(2)$, $R_{1x} = x(3)$, $T_1 = x(4)$, $M_{c2} = x(5)$, $R_{2y} = x(6)$, $R_{2x} = x(7)$, $T_2 = x(8)$, $F_1 = x(9)$, $N_1 = x(10)$, $N_2 = x(11)$.

Po nadefinování potřebných hodnot a spuštění programu byl znám výsledek síly F_1 činící $33,4 \text{ N}$.

Sunutí

Aby vozík při nárazu úderníku nestál na kolečkách, vyjíždí pomocí klínů nad kolejnice. Zde se daly předpokládat značnější síly, než při sunutí po vrchní vodorovné části klínu. Protože se vozík pohybuje i ve svislém směru, vzniká síla T_5 v místě zámku (má také funkci klínu) pro kyvný modul.



Obr. 25 – Zjednodušený model vozíku s klíny

Vozík nemá již žádné volné prvky, které by se mohly pohybovat, rovnice jsou:

$$\uparrow: N_3 * \cos \alpha - T_3 * \sin \alpha - G_2 - T_5 + N_4 * \cos \alpha - T_4 * \sin \alpha = 0, \quad (44)$$

$$\rightarrow: N_3 * \sin \alpha + T_3 * \cos \alpha - F_1 + N_4 * \sin \alpha + T_4 * \cos \alpha = 0, \quad (45)$$

$$\begin{aligned} \cup: N_3 * \cos \alpha * (a - k) - T_3 * \sin \alpha * (a - k) + T_5 * (c - a) - N_4 * \\ \cos \alpha (c - n - a) + T_4 * \sin \alpha (c - n - a) + N_3 * \sin \alpha * \\ (q - b + m) + T_3 * \cos \alpha * (q - b + m) + F_1 * (b + f) - N_4 * \\ \sin \alpha * (b + p - m) - T_4 * \cos \alpha * (b + p - m) = 0, \end{aligned} \quad (46)$$

$$T_3 = N_3 * f_3, \quad (47)$$

$$T_4 = N_4 * f_3, \quad (48)$$

$$T_5 = F_1 * f_3. \quad (49)$$

Konstanty byly v tomto případě stejné, jako u předchozí varianty, jen je bylo třeba doplnit o rozměry $k = 8,5 \text{ mm}$, $m = 0,7 \text{ mm}$, $n = 5 \text{ mm}$, $p = 78 \text{ mm}$, $q = 120 \text{ mm}$ a sklon klínu $\alpha = 15^\circ$.

Definice sil v programu byla $N_3 = x(1)$, $T_3 = x(2)$, $N_4 = x(3)$, $T_4 = x(4)$, $T_5 = x(5)$ a $F_1 = x(6)$. Po zpracování rovnic vyšla síla $F_1 = 553,9 \text{ N}$.

6.4.2 Návrh posunovacího válce

Zde nebylo vhodné pohybovat prudce s vozíkem, požadovaný čas byl stanoven na tři sekundy při zdvihu 80 mm. Pro tento pomalý pohyb byl použit opět válec s pružnými dorazy a nebyla tak známa délka tlumení. Protože dráha, kdy se vozík měl valit, byla 30 mm, bylo vhodné, aby byl již urychlen před najetím na klín. Pak rozběhová dráha byla zvolena 30 mm. Výpočet bylo třeba rozdělit na část rozběhovou, kdy vozík jede po kolečkách a po té na část, kdy vozík je již urychlen a sune se po klínech. Rychlost se vypočítala

$$v_1 = \frac{s_1}{t_1} = \frac{0,08}{3} = 0,027 \text{ m/s},$$

$$\text{pak tedy zrychlení } a_1 = \frac{v_1^2}{2 * h_1} = \frac{0,027^2}{2 * 0,03} = 0,01215 \text{ m/s}^2,$$

redukovaná hmotnost

$$m_{RED1} = m_1 * k = 202 * 1,2 = 242,4 \text{ kg},$$

redukovaná síla potřebná pro valení násobená bezpečnostním součinitelem

$$F_{RED1} = F_1 * 2 * k = 33,4 * 2 * 1,2 = 80,16 \text{ N}$$

a potřebná plocha pístu,

$$S_{A1} = \frac{m_{RED1} * a_1 + F_{RED1}}{p_A * (1 - b)} = \frac{242,4 * 0,01215 + 80,16}{9 * 10^5 * (1 - 0,05)} = 97,2 \text{ mm}^2.$$

Po urychlení nepůsobí již setrvačná síla a je třeba působit silou pouze na překonání třecí síly,

$$F_{RED2} = F_1 * 2 * k = 553,9 * 2 * 1,2 = 1329,4 \text{ N},$$

minimální činná plocha

$$S_{A2} = \frac{F_{RED2}}{p_A * (1-b)} = \frac{1329,4}{9 * 10^5 * (1-0,05)} = 1554,9 \text{ mm}^2.$$

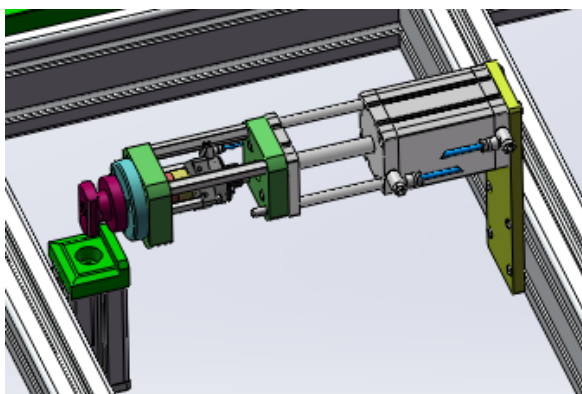
Potřebný průměr byl vypočítán na základě větší potřebné plochy

$$D_{A2} = \sqrt{\frac{4 * S_{A2}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 1554,9}{\pi}} = 44,5 \text{ m}.$$

Na základě parametrů byl vybrán válec ADNGF-63-80-P-A, s průměrem pístu 63 mm, průměrem pístnice 16 mm, a skutečná plocha je

$$S_{A3,skut} = \frac{\pi * (D_{pistru}^2 - d_{pistnice}^2)}{4} = \frac{\pi * (0,063^2 - 0,016^2)}{4} = 3318,3 \text{ mm}^2.$$

Navržený válec, který vyhovuje, je ukázán v konstrukci na obr. 26 společně s kyvným modul navrženým v další části práce.



Obr. 26 - Posunovací válec a kyvný modul

6.4.3 Návrh ventilu

K návrhu ventilu se vypočet potřebný normální průtok

$$Q_{max} = 1,4 * S_{A3,skut} * v_{max} * \frac{p_a + p}{p_a} = 1,4 * 0,0033183 * 0,027 * \frac{101,32 + 400,63}{101,32} = 37,28 \text{ dm}^3 / \text{min},$$

kde skutečný tlak

$$p = \frac{F_{RED2}}{S_{A3,skut}} = \frac{1329,4}{0,0033183} = 400,63 \text{ kPa}.$$

V rámci sjednocení byl použit podobný ventil jako předchozí a tedy CPE10-M1BH-5/3GS-M7-B s tím rozdílem, že je v základní poloze uzavřen, což značí písmeno G v typovém značení.

6.4.4 Návrh hadice

Potřebný průřez hadice

$$f = S_{A3,skut} * \frac{v_{max}}{w} = 0,0033183 * \frac{0,027}{20} = 4,48 \text{ mm}^2,$$

a odpovídající vnitřní průměr

$$D = \sqrt{\frac{4*f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4*4,48}{\pi}} = 2,4 \text{ mm}.$$

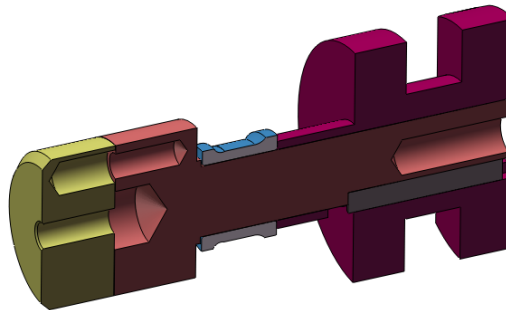
Zde byla opět použita hadice s vnějším průměrem 6 mm a vnitřním 4 mm.

6.5 Obvod zamykacího motoru

6.5.1 Návrh kyvného modulu

Protože síla, kterou může kyvný modul v axiálním směru přenášet je značně malá, byla zkonstruována spojka, viz obr. 27, která axiální i radiální sílu přenáší mimo modul pomocí dvouřadého ložiska, mající moment setrvačnosti $182972,47 \text{ g} * \text{mm}^2$. Zvětšený moment setrvačnosti o součinitel bezpečnosti

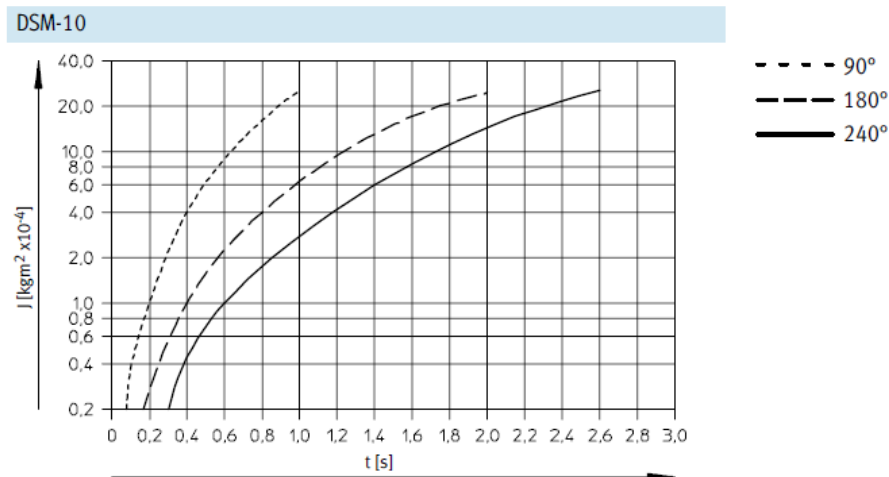
$$J_{RED} = J * k = 182972,47 * 1,2 = 2,2 * 10^{-4} \text{ kg} * \text{m}^2.$$



Obr. 27 – Řez spojkou

Protože nebylo potřeba překonávat jakoukoliv sílu kromě sil od urychlení hmot, byl kyvný modul zvolen podle zástavbového prostoru. Modul je umístěn mezi sloupky, takže nesměl být příliš velký a sám stojí na sloupcích, mezi kterými je spojka – nesměl být ani malý. Z tohoto hlediska vyhověl kyvný modul DSM-10-90-P-A s úhlem kyvu 90° .

Pak jedině, co bylo třeba posoudit je největší možný moment setrvačnosti při daném úhlu, resp. doba pohybu. Z obr. 28 je patrné, že s momentem setrvačnosti $J_{RED} = 2,2 * 10^{-4} \text{ kg} * \text{m}^2$ je minimální doba pohybu 0,3 sekundy, což bylo vyhovující. Navržený modul spolu s posunovacím válcem je na obr. 26.



Obr. 28 – Moment setrvačnosti v závislosti na době kyvu [11]

Důležité u toho prvku bylo neopomenout tu vlastnost, že smí být použit pouze do 6 barů. Z toho plyne, že bylo nutno před tento prvek umístit redukční ventil, jelikož v obvodě je až 10 bar.

6.5.2 Návrh ventilu

Bylo třeba spočítat normální průtok, který by se měl spočítat pomocí geometrického objemu, nebo činné plochy. Tyto údaje ovšem v katalogu dostupné nejsou. Katalog uvádí průtok při 6 barech a úhlu otočení o 90° 5,5 ccm³. Otočení bylo uvažováno za 0,3 s, pak bylo možno průtok vypočítat

$$Q_{max} = \frac{Q_{katalog}}{t} = \frac{5,5}{0,3} = 1,1 \text{ dm}^3/\text{min}.$$

Jelikož bylo potřeba před ventil dát redukční ventil, pak jej nebylo možné připojit na přípojovací desku a šlo použít 3/2 ventil CPE10-M1BH-5L-M7, který má průtok 400 l/min.

6.5.3 Návrh hadice

Potřebný průřez hadice

$$f = \frac{Q_{max}}{w} = \frac{0,0011}{20 \cdot 60} = 0,92 \text{ mm}^2,$$

a odpovídající vnitřní průměr

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,92}{\pi}} = 1,1 \text{ mm}.$$

Jelikož bylo možno použít na tomto kyvném modulu šroubení, které má rychlospojku na vnější průměr hadice pouze 4 mm, bylo nutno tuto hadici použít.

6.6 Jednotka pro úpravu vzduchu

Výběr jednotky pro úpravu vzduchu stačilo vybrat pomocí konfigurátoru, jelikož nebyly zjištěny žádné speciální požadavky. Pak do programu se zadal potřebný filtr 40 µm. Dále se zaškrtnuly požadované prvky, jako je ručně ovládaný spouštěcí ventil, elektricky ovládaný spínací ventil (pro možnost vypnutí pomocí PLC), ventil pro pomalý náběh tlaku (v případě, že jsou válce v nestandardní poloze, nevystřelí prudce, ale vysouvají pomalu a snižuje se riziko zranění např. při seřizování). Konfigurátor nabídl 5 jednotek, ze kterých byla vybrána jednotka s průtokem 3250 l/min a automatickým vypouštěním kondenzátu s označením MSB6-1/2:C4:J2:D4:A1-WP.

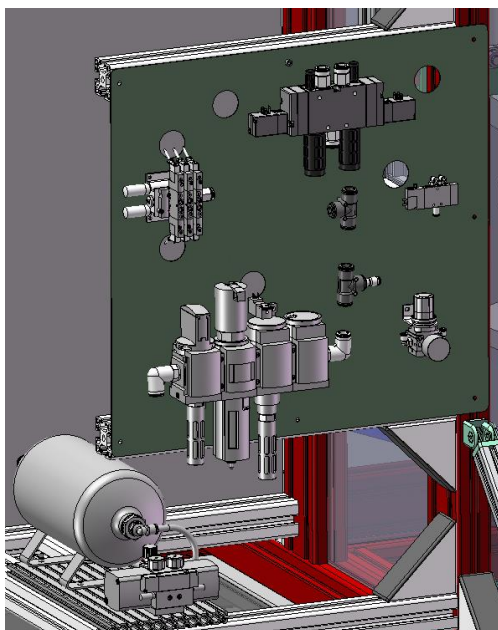
6.7 Redukční ventil pro kyvný modul

Pro kyvný modul byl vybrán malý redukční ventil, který má výstupní rozsah 0,5 až 7 bar, průtok 800 l/min označený LR-1/8-DB-7-MINI, ke kterému se přiojednal držák HR-D-MINI.

6.8 Multiplikátor

Protože se očekávalo, že může dojít k poklesu tlaku v centrálním rozvodu, pak bylo třeba použít multiplikátor, který by zvětšil tlak až na 10 bar, přičemž se toto uvažovalo jako krajní řešení. Byl vybrán multiplikátor DPA-40-10CRVZS5 s výstupním tlakem 4,5 až 10 bar a 5 litrovým vzdušníkem. Protože natahovací válec má objem 10,6 litrů při natahování a minimální tlak v rozvodu je 6 bar (multiplikátor pracuje až od potřeby vyššího tlaku, než je dostupný), pak je teoreticky třeba doplnit polovinu tohoto objemu, tedy přibližně 5 litrů. Přitom je ale nutné počítat s prodloužením doby natahování natahovacího válce při plném stlačení pružiny.

Multiplikátor s 5l vzdušníkem, společně s CPE ventily, CPE připojovací deskou, ventilem Tiger, redukčním ventilem, T rozbočkami a jednotkou pro úpravu vzduchu je možno shlédnout na obr. 29.



Obr. 29 – Multiplikátor, JÚV, redukční a ovládací ventily

6.9 Ostatní prvky

Dále bylo nutno vybrat k ventilům konektory pro připojení elektroniky, šroubení pro připojení hadic podle navržených hadic a připojovacích závitů na prvcích. Také bylo třeba vybrat vhodné HGL ventily, škrticí ventily, rozbočky, spojky, redukce atd. Tyto všechny prvky jsou nicméně dány připojovacími rozměry na použitých prvcích a není nutno postup výběru rozebírat.

6.10 Schéma obvodu

Na základě navržených prvků a předběžné syntézy bylo možné již sestavit konečnou podobu obvodu i s kusovníkem všech potřebných prvků.

Do schématu obvodu byly zahrnuty i prvky, jako jsou šroubení, záslepky apod. pro stanovení celkového kusovníku, snadné objednání a poté snadnou montáž. Celkem bylo nutno vybrat přibližně 130 prvků a jejich 57 typů.

Ve schématu bylo provedeno značení prvků podle ventilu, větve, ve které se prvek vyskytuje a typu prvku. Např. škrticí ventil s katalogovým označením GRLA-3/4-B, který je v obvodu ventilu 1 a je ve větvi 4 přívodu tlakového vzduchu do válce, má označení 1.4.G. Toto označení se dále přeneslo na zařízení pomocí štítků. Po rozpojení obvodu, např. v případě výměny nějakého prvku, je velmi snadné jej opět zapojit do původního stavu. Číslo v rámečku značí označení hadic.

Schéma a kusovník byly pro svoji rozsáhlost uvedeny v příloze.

Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout pneumatické pohony pro jednoúčelové zkušební zařízení a provést rozbor bezpečnosti.

Práce se zabývá seznámením se strojem a místem, kde se stroj měl provozovat, které bylo důležité pro správné pochopení a vhodné navrhnutí jednotlivých částí.

Dále byl proveden rozbor pneumatických prvků od zdroje tlakového vzduchu, přes jednotky pro úpravu vzduchu, válce, ventily až po šroubení, aby bylo možné s přehledem vybrat vhodné prvky při pochopení jejich funkce a principu.

V praktické části byla provedena předběžná syntéza obvodu, kde byla nadefinována kritéria a vlastnosti prvků, podle kterých se prvky dále vybíraly. Na tomto základě bylo sestaveno předběžné schéma, aby mohlo být podrobena bezpečnostnímu rozboru, kde byly zjištěny nedostatky návrhu. Při tomto zjištění byl sestaven nový obvod, který je možno shlédnout v příloze, shrnující všechny navržené prvky v kapitole 6.

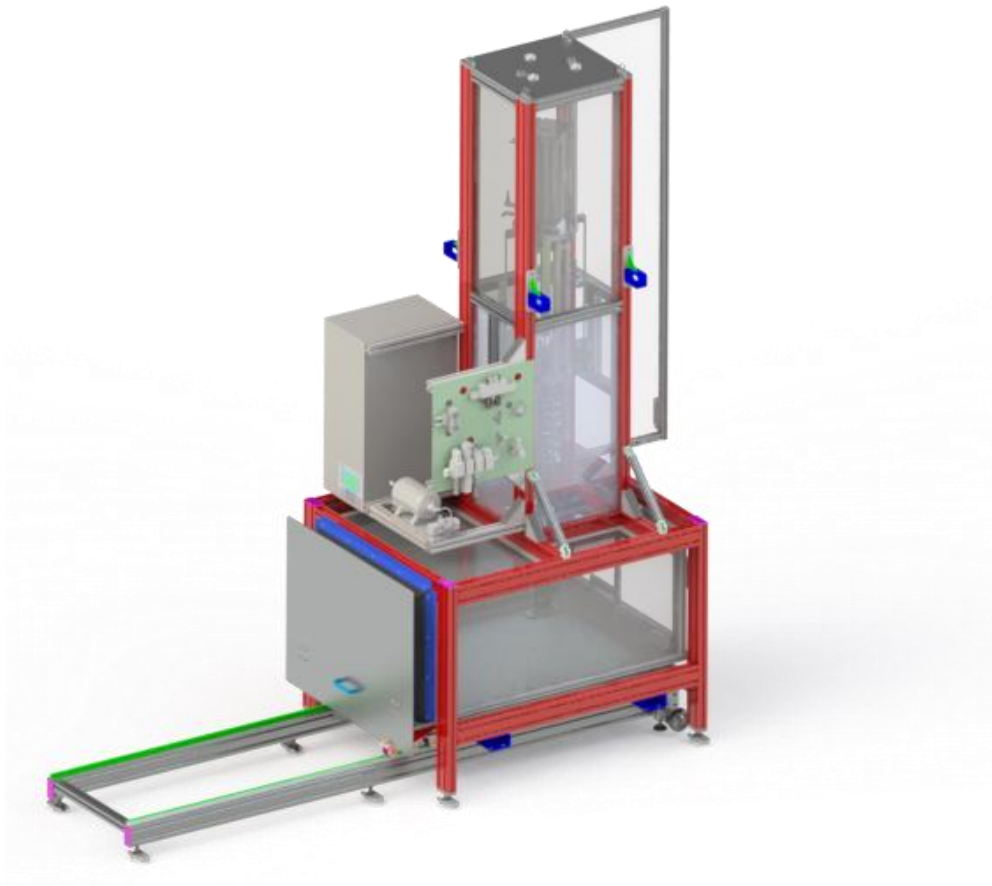
Poté proběhl samotný návrh válců pro jednotlivé obvody, tedy pro obvod natahovacího válce, zvedacích válců, zajišťovacího a posunovacího válce a zamykacího modulu, které byly zkoumány ve stavech přinášejících jim největší možné zatížení, či u kterých nebylo možné předem říci, jak velké zatížení vzniká. Byl proveden návrh také ventilů a hadic, aby byl zaručen bezproblémový průtok a malé tlakové ztráty. Tam, kde bylo třeba, byla provedena kontrola průtoku v závislosti na tlakovém spádu. Je důležité zmínit, že pneumatické obvody se obtížně navrhují přesně a výpočty se mohou lišit od skutečnosti, jelikož kvůli obtížnosti výpočtů (dáno stlačitelností vzduchu) se používají zjednodušené vzorce.

Dále byl proveden návrh ostatních důležitých prvků, jako je jednotka pro úpravu vzduchu, redukčního ventilu pro kyvný modul, multiplikátor a také ostatních prvků jako jsou HGL ventily, šroubení atd.

Tímto byly cíle práce splněny, jelikož byl navržen kompletně celý pneumatický obvod s aplikací normy ČSN EN 12100. Byly samozřejmě provedeny na stroji menší i větší konstrukční zásahy, které v této práci nebylo možno rozebírat.

I přes využití velkého tlaku v rozvodu se nepovedlo stroj udělat nižší než 3,6 m, což je výška vrat, a bylo tedy přistoupeno k možnosti snadného rozebrání stroje pomocí úhlových profilů ITEM. Konečnou konstrukci zařízení je možno spatřit na obr. 30.

Tato práce dále může sloužit jako zdroj důležitých informací, či podklad pro návrh pneumatického obvodu. Protože firma FESTO si chrání své know-how, není snadné dohledat podklady pro návrh a bylo nutno čerpat také z jiných zdrojů. Tímto se podstatné části zdrojů ucelily do jednoho podkladu.



Obr. 30 – Konečná podoba zařízení

Seznam použité literatury

- [1] *Univerzální zkušební a trhačí stroje pro zkoušení v tahu a tlaku*. [online]. [cit. 2012-06-23]. Dostupné z: <http://www.metrotest.cz/zkusebni-stroje-inspekt.html>
- [2] FMEA. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 17.1.2011, 29.11.2011 [cit. 2012-06-24]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/FMEA>
- [3] *Festo Czech Republic: FluidDraw. Festo* [online]. [cit. 2012-07-12]. Dostupné z: http://www.festo.com/cms/cs_cz/16775.htm
- [4] *Festo Czech Republic: Ventily CPE* [online]. [cit. 2012-07-12]. Dostupné z: http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/CPE_CZ.PDF
- [5] NOVOTNÝ, F. *Syntéza pneumatických pohonů, separáty skript na CD-ROM*. TU v Liberci, 2009.
- [6] Pouzdra s naklápěcími drahami. *UZIMEX* [online]. 2006 [cit. 2012-07-15]. Dostupné z: http://www.uzimex.cz/soubory/20060222_vedeni_vypocty.pdf
- [7] Valivá ložiska. *MITCalc* [online]. [cit. 2013-03-28]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.cz/doc/bearings/help/cz/bearingfag.htm>
- [8] *Citace.com* [online]. 2004, 2013 [cit. 2013-03-28]. Dostupné z: <http://www.citace.com/>
- [9] *Úvod do pneumatiky*. Praha: FESTO DIDACTIC, 1994. ISBN 3-8127-0810-8.
- [10] CERHA, Josef. *Hydraulické a pneumatické mechanismy II*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2008. ISBN 978-80-7372-297-5.
- [11] *FESTO: Kyvné pohony DSM* [online]. 2007 [cit. 2013-03-24]. Dostupné z: http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/DSM_CZ.PDF
- [12] *Kompresory a rozvod stlačeného vzduchu. SMC* [online]. 2007 [cit. 2013-03-27]. Dostupné z: http://2009.oc.smc-cee.com/cz/pdf/LG1_Verdichter-Verteilung.pdf
- [13] *Vlastnosti stlačeného vzduchu. SMC* [online]. 2007 [cit. 2013-03-27]. Dostupné z: http://2009.oc.smc-cee.com/cz/pdf/LG1_Einfuehrung.pdf

- [14] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka I*. 13. vyd. Praha: SNTL, 1977, 1296 s.
- [15] NOVOTNÝ, F. a M. HORÁK. FESTO DIDACTIC - ŠKOLICÍ STŘEDISKO TU V LIBERCI. *Úvod do pneumatiky. Doplnkové skriptum semináře PN111*. Liberec, 2011.
- [16] SMC: *Školící a výukové systémy* [online]. 2009 [cit. 2013-04-03]. Dostupné z: <http://2009.oc.smc-cee.com/cz/>
- [17] Failure mode and effects analysis. *Wikipedia* [online]. 2013 [cit. 2013-04-05]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Failure_mode_and_effects_analysis
- [18] Teorie měření a regulace. *Vysoké učení technické v Brně* [online]. 2012 [cit. 2013-04-05]. Dostupné z: www.fce.vutbr.cz/tst/rada.v/TMaR/t-mar-2011-bezp-ČSNENISO.ppt
- [19] Machine Safety Guides Free Downloads. *Procter Machine* [online]. 2011 [cit. 2013-04-08]. Dostupné z: <http://www.machinesafety.co.uk/guides/view-category/>

Seznam příloh

Příloha č. 1 – Kusovník

Příloha č. 2 – Rozbor bezpečnosti

Příloha č. 3 – Program samosvorného mechanismu pro horní polohu

Příloha č. 4 – Program samosvorného mechanismu pro dolní polohu

Příloha č. 5 – Program vozíku pro valení

Příloha č. 6 – Program vozíku pro sunutí

Příloha č. 7 – Výkres 03-KVS-VS-233-01-01

Příloha č. 1 – Kusovník

Č.	Označení	Ks	Typ	Popis prvku	Kód
1	1.0	1	DNG-200-350-PPV-A	Válec	DNG-200-350-PPV-A
2	1.0.D1, 1.0.D2	2	SMBZ-8-125/320	Držák snímače	537808
3	1.1.T2, 1.1.T1	2	QST-16-12	T rozbočka s redukcí	130616
4	1.2.Q1, 1.4.Q1, 1.1.Q	3	QS-G3/8-16	Šroubení do šroubení	186347
5	1.4, 1.2, JUV.1, 1.1	1	PUN-16	Hadice pr. 16	159672
6	1.4.G, 1.2.G	2	GRLA-3/4-B	Škrticí ventil	151180
7	1.4.K, 1.2.K	2	KMV-1-24DC-2,5-LED	Konektor	30939
8	1.4.Q2, 1.2.Q2	2	QS-G1/2-16	Šroubení do šroubení	186105
9	1.4.R, 1.2.R	2	NPFB-R-G34-G12-MF	Redukce závitů G3/4out-G1/2in	575668
10	1.5.U, 1.3.U	2	U-3/8	Tlumič	2309
11	1.84.U, 1.82.U	2	U-1/8	Tlumič	2307
12	2.1.0, 2.2.0	2	DSNU-40-320-PPS-A	Válec	559314
13	2.1.0.F, 2.2.0.F	2	FK-M12x1,25	Pružná spojka	6141
14	2.1.2.G, 2.1.4.G	2	GR-QS-6	Škrticí ventil do zástavby	193969
15	2.1.2.H, 2.2.2.H	2	HGL-1/8-QS-6	Řízený jednosměrný ventil	530040
16	2.1.2.R, 2.2.2.Q	2	NPFB-R-G14-G18-MF	Redukce závitů G14out-G18in	547832
17	2.1.4, 2.1.2, 2.2.4, 2.2.2, 3.4, 3.2, 4.4, 4.2, 5.1, LR1.1, 2.14.L.1, 3.12.L.1	1	PUN-6	Hadice pr. 6	159664
18	2.1.4.Q1, 2.1.2.Q1, 4.4.Q, 4.2.Q, 3.4.Q1, 3.2.Q1, 5.1.Q	7	QSM-M7-6-I	Šroubení	153321
19	2.1.4.Q2, 2.2.4.Q	2	QSL-G1/4-6	Nástrčné L šroubení	186118
20	2.1.4.Q3, 2.2.4.Q3	2	QSML-M5-6	Šroubení	153335
21	2.1.4.T2, 2.1.4.T1, 2.1.4.T3, 2.1.2.T1, 2.14.T	5	QST-6	T rozbočka	153129
22	2.14.L, 3.12.L	2	QST3-6-4	Rozbočovač s redukcí	153203
23	2.14.Q, 2.12.Q, 3.14.Q, 3.12.Q, 4.14.Q, 4.12.Q	6	QSML-M3-4	Šroubení	153332
24	2.2.0.D1, 2.2.0.D2	2	SMBR-8-40	Držák snímače	175098
25	2.4.K, 2.2.K, 3.4.K, 3.2.K, 4.4.K, 4.2.K, 5.4.K	7	KMYZ-9-24-2,5-LED-PUR-B	Konektor	193687
26	3.0	1	ADNP-25-40-A-P-A	Válec	571941
27	3.0.F	1	FK-M8	Pružná spojka	2062
28	3.12.Z	1	QSC-4H	Záslepka	153267
29	3.2.G, 3.4.G	2	GRLA-M5-QS-6-D	Škrticí ventil	193139
30	4.0	1	ADNGF-63-80-P-A	Válec	554276
31	4.2.G, 4.4.G	2	GRLA-1/8-QS-6-D	Škrticí ventil	193144
32	5.0	1	DSM-10-90-P-A	Kyvný modul	173199

33	5.3.U, 5.5.U	2	UC-M7	Tlumič	161418
34	5.4, 5.2, 2.14, 2.12, 3.14, 3.12, 4.14, 4.12	1	PUN-4	Hadice pr. 4	159662
35	5.4.G, 5.2.G	2	GRLA-M3	Škrticí ventil	175038
36	5.4.Q1, 5.2.Q1	2	QSML-B-M7-4-20	Šroubení do ventilu	132108
37	5.4.Q2, 5.2.Q2	2	QSM-B-M3-4-I-20	Šroubení	130909
38	5.84.U	1	U-M3	Tlumič	163978
39	DR1, DR2, DR3	3	CPE10-H5-SET	Držák CPE ventilu na desce	544394
40	JUV	1	MSB6- 1/2:C4:J2:D4:A1-WP	Jednotka úpravy vzduchu	MSB6- 1/2:C4:J2:D4:A1-WP
41	JUV.2.Q, JUV.1.Q	2	QSL-G1/2-16	Šroubení	186126
42	JUV.K	1	KMEB-1-24-2,5-LED	Konektor	151688
43	LR1	1	LR-1/8-DB-7-MINI	Redukční ventil	539681
44	LR1.1.Q1, LR1.2.Q	2	QSML-G1/8-6	Šroubení	186269
45	LR1.1.Q2	1	QS-12H-6	Šroubení	132981
46	PD1	1	CPE10-PRS-1/4-4	Připojovací deska	543823
47	PD1.1	1	PUN-12	Hadice pr. 12	159670
48	PD1.1.Q	1	QS-G1/4-12	Šroubení	186350
49	PD1.3.Z, PD1.1.Z, PD1.5.Z	3	B-1/4	Záslepka	3569
50	PD1.5.U, PD1.3.U	2	UC-1/4	Tlumič pro připojovací desku	165004
51	UPE	1	HR-D-MINI	Držák redukčního ventilu	164936
52	V1	1	MVH-5/3E-3/8-B	Ventil	14943
53	V2, V3	2	CPE10-M1BH-5/3ES- M7-B	Ventil	533144
54	V4	1	CPE10-M1BH-5/3GS- M7-B	Ventil	533142
55	V5	1	CPE10-M1BH-5L-M7	Ventil	196927
56	ZD1	1	CPE10-RP	Zaslepovací deska	544479
57	ZT	1	DPA-40-10-CRVZS5	Zesilovač tlaku	552930

Příloha č. 2 – Rozbor bezpečnosti

Typ nebo skupina nebezpečí	Původ	Potenciální důsledky	Komentář
Mechanická nebezpečí	Zrychlené zapojování Křehká energie Přehřívání částí Ostře hrany Nepostatečná izolace od proudů Přístup	Přehřívání Střasení Ukročování, zranění, šok Přehřívání Vybíjení Poranění Popálení	Vozík v případě při seřizování Vozík při zasobování seřizování Seřizování (včetně části stroje) Vozík při seřizování Při seřizování posouvání vozice Možnost poranění od pálení ohně Při neobdobném zásahu od rozbitého
Chroštění hlukem	soot nasádním		Vystavení v průběhu
Ergonomická nebezpečí	Poranění částí Přístup		Nulová se ohyb při upínání Běžného přístroje Při špatném zapojení
Montáž, instalace	Tesování	Přimáčknutí, efritn	
Nastavování, učení, programování	Montáž stroje Ověření programu	Páči Přimáčknutí, efritn	
Běh stroje	Restartování stroje po přehřívání, restartování	V případě zaměření zármu mobilně nečekaně vystřílení.	Při chybě při programování

Prvotní ohodnocení	Uroveň nebezpečí
1 0,5 2 1	1 Zpracovatelné
2 0,5 2 1	2 Zpracovatelné
3 0,5 2 1	2 Zpracovatelné
4 0,5 2 1	4 Zpracovatelné
5 0,5 2 1	1 Zpracovatelné
6 2,5 0,5 1	10 Nulové
7 0,5 15 1	7,5 Nulové
8 2,5 2 1	40 Nulové
9 2,5 0,1 1	3,75 Zpracovatelné
10 0,5 4 1	10 Nulové
11 0,5 4 2	4 Zpracovatelné
12 0,5 4 1	10 Nulové
13 1 0,1 1	0,5 Zpracovatelné

Prvotní ohodnocení	Uroveň nebezpečí
1 0,5 2 1	1 Zpracovatelné
2 0,5 2 1	2 Zpracovatelné
3 0,5 2 1	2 Zpracovatelné
4 0,5 2 1	4 Zpracovatelné
5 0,5 2 1	1 Zpracovatelné
6 2,5 0,5 1	10 Nulové
7 0,5 15 1	7,5 Nulové
8 2,5 2 1	40 Nulové
9 2,5 0,1 1	3,75 Zpracovatelné
10 0,5 4 1	10 Nulové
11 0,5 4 2	4 Zpracovatelné
12 0,5 4 1	10 Nulové
13 1 0,1 1	0,5 Zpracovatelné

Prvotní ohodnocení	Uroveň nebezpečí
1 0,5 2 1	1 Zpracovatelné
2 0,5 2 1	2 Zpracovatelné
3 0,5 2 1	2 Zpracovatelné
4 0,5 2 1	4 Zpracovatelné
5 0,5 2 1	1 Zpracovatelné
6 2,5 0,5 1	10 Nulové
7 0,5 15 1	7,5 Nulové
8 2,5 2 1	40 Nulové
9 2,5 0,1 1	3,75 Zpracovatelné
10 0,5 4 1	10 Nulové
11 0,5 4 2	4 Zpracovatelné
12 0,5 4 1	10 Nulové
13 1 0,1 1	0,5 Zpracovatelné

Prvotní ohodnocení	Uroveň nebezpečí
1 0,5 2 1	1 Zpracovatelné
2 0,5 2 1	2 Zpracovatelné
3 0,5 2 1	2 Zpracovatelné
4 0,5 2 1	4 Zpracovatelné
5 0,5 2 1	1 Zpracovatelné
6 2,5 0,5 1	10 Nulové
7 0,5 15 1	7,5 Nulové
8 2,5 2 1	40 Nulové
9 2,5 0,1 1	3,75 Zpracovatelné
10 0,5 4 1	10 Nulové
11 0,5 4 2	4 Zpracovatelné
12 0,5 4 1	10 Nulové
13 1 0,1 1	0,5 Zpracovatelné

Prvotní ohodnocení	Uroveň nebezpečí
1 0,5 2 1	1 Zpracovatelné
2 0,5 2 1	2 Zpracovatelné
3 0,5 2 1	2 Zpracovatelné
4 0,5 2 1	4 Zpracovatelné
5 0,5 2 1	1 Zpracovatelné
6 2,5 0,5 1	10 Nulové
7 0,5 15 1	7,5 Nulové
8 2,5 2 1	40 Nulové
9 2,5 0,1 1	3,75 Zpracovatelné
10 0,5 4 1	10 Nulové
11 0,5 4 2	4 Zpracovatelné
12 0,5 4 1	10 Nulové
13 1 0,1 1	0,5 Zpracovatelné

Typ nebo skupina nebezpečí	Původ	Potenciální důsledky	Komentář
Mechanická nebezpečí	Zrychlené zapojování Křehká energie Přehřívání částí Ostře hrany Nepostatečná izolace od proudů Přístup	Přehřívání Střasení Ukročování, zranění, šok Přehřívání Vybíjení Poranění Popálení	Vozík v případě při seřizování Vozík při zasobování seřizování Seřizování (včetně části stroje) Vozík při seřizování Při seřizování posouvání vozice Možnost poranění od pálení ohně Při neobdobném zásahu od rozbitého
Chroštění hlukem	soot nasádním		Vystavení v průběhu
Ergonomická nebezpečí	Poranění částí Přístup		Nulová se ohyb při upínání Běžného přístroje Při špatném zapojení
Montáž, instalace	Tesování	Přimáčknutí, efritn	
Nastavování, učení, programování	Montáž stroje Ověření programu	Páči Přimáčknutí, efritn	
Běh stroje	Restartování stroje po přehřívání, restartování	V případě zaměření zármu mobilně nečekaně vystřílení.	Při chybě při programování

Prvotní ohodnocení	Uroveň nebezpečí
1 0,5 2 1	1 Zpracovatelné
2 0,5 2 1	2 Zpracovatelné
3 0,5 2 1	2 Zpracovatelné
4 0,5 2 1	4 Zpracovatelné
5 0,5 2 1	1 Zpracovatelné
6 2,5 0,5 1	10 Nulové
7 0,5 15 1	7,5 Nulové
8 2,5 2 1	40 Nulové
9 2,5 0,1 1	3,75 Zpracovatelné
10 0,5 4 1	10 Nulové
11 0,5 4 2	4 Zpracovatelné
12 0,5 4 1	10 Nulové
13 1 0,1 1	0,5 Zpracovatelné

Prvotní ohodnocení	Uroveň nebezpečí
1 0,5 2 1	1 Zpracovatelné
2 0,5 2 1	2 Zpracovatelné
3 0,5 2 1	2 Zpracovatelné
4 0,5 2 1	4 Zpracovatelné
5 0,5 2 1	1 Zpracovatelné
6 2,5 0,5 1	10 Nulové
7 0,5 15 1	7,5 Nulové
8 2,5 2 1	40 Nulové
9 2,5 0,1 1	3,75 Zpracovatelné
10 0,5 4 1	10 Nulové
11 0,5 4 2	4 Zpracovatelné
12 0,5 4 1	10 Nulové
13 1 0,1 1	0,5 Zpracovatelné

Prvotní ohodnocení	Uroveň nebezpečí
1 0,5 2 1	1 Zpracovatelné
2 0,5 2 1	2 Zpracovatelné
3 0,5 2 1	2 Zpracovatelné
4 0,5 2 1	4 Zpracovatelné
5 0,5 2 1	1 Zpracovatelné
6 2,5 0,5 1	10 Nulové
7 0,5 15 1	7,5 Nulové
8 2,5 2 1	40 Nulové
9 2,5 0,1 1	3,75 Zpracovatelné
10 0,5 4 1	10 Nulové
11 0,5 4 2	4 Zpracovatelné
12 0,5 4 1	10 Nulové
13 1 0,1 1	0,5 Zpracovatelné

Prvotní ohodnocení	Uroveň nebezpečí
1 0,5 2 1	1 Zpracovatelné
2 0,5 2 1	2 Zpracovatelné
3 0,5 2 1	2 Zpracovatelné
4 0,5 2 1	4 Zpracovatelné
5 0,5 2 1	1 Zpracovatelné
6 2,5 0,5 1	10 Nulové
7 0,5 15 1	7,5 Nulové
8 2,5 2 1	40 Nulové
9 2,5 0,1 1	3,75 Zpracovatelné
10 0,5 4 1	10 Nulové
11 0,5 4 2	4 Zpracovatelné
12 0,5 4 1	10 Nulové
13 1 0,1 1	0,5 Zpracovatelné

Prvotní ohodnocení	Uroveň nebezpečí
1 0,5 2 1	1 Zpracovatelné
2 0,5 2 1	2 Zpracovatelné
3 0,5 2 1	2 Zpracovatelné
4 0,5 2 1	4 Zpracovatelné
5 0,5 2 1	1 Zpracovatelné
6 2,5 0,5 1	10 Nulové
7 0,5 15 1	7,5 Nulové
8 2,5 2 1	40 Nulové
9 2,5 0,1 1	3,75 Zpracovatelné
10 0,5 4 1	10 Nulové
11 0,5 4 2	4 Zpracovatelné
12 0,5 4 1	10 Nulové
13 1 0,1 1	0,5 Zpracovatelné

Příloha č. 3 – Program samosvorného mechanismu pro horní polohu

```
funcprot(0)
st=%pi/180

c=0.03484 //m
d=0.015 //m
k=0.0205 //m
ksi=0.00001 //m
m1=0.113 //kg
f=0.0175 //m
fr2=0.15
fr1=0.005
g=0.063 //m
m2=0.756 //kg
alfa=24*st //stupne
n=0.111 //m
p=0.012 //m
j=0.05 //m
delta=19.77*st //stupne
Fpr=37 //N pro silu pruziny 37 N
h=0.111 //m

G1=m1*9.81 //N
G2=m2*9.81 //N

deff('[y]=funkce(x)',...
['f_1=-G1-x(1)+x(6)',...
'f_2=x(2)-x(5)',...
'f_3=-G1*ksi-x(1)*ksi+x(2)*c/2-(x(2)*2+x(1)*2)*(0.5)*f/2*fr1',...
'f_4=-G2+x(1)+x(3)-Fpr*cos(delta)',...
'f_5=-x(2)-x(4)+Fpr*sin(delta)',...
'f_6=cos(alfa)*x(1)*(h-g)+x(2)*sin(alfa)*(h-g)-x(4)*sin(alfa)*(g-p)-x(3)*cos(alfa)*(g-
p)+(x(4)*2+x(4)*2)*(0.5)*d/2*fr2+Fpr*cos(alfa-delta)*(g-j)+Fpr*sin(alfa-
delta)*k+(x(2)*2+x(1)*2)*(0.5)*f/2*fr1',...
'y=[f_1;f_2;f_3;f_4;f_5;f_6]'])

x0=[0,0,0,0,0,0]
[xs,fxs,m]=fsolve(x0,funkce)
```


Příloha č. 5 – Program vozíku pro valení

```
funcprot(0)
```

```
//st=%pi/180
```

```
a=0.891 //m
```

```
b=0.102 //m
```

```
c=1.371 //m
```

```
d= 0.06 //m
```

```
e=0.044 //m
```

```
f=0.019 //m
```

```
g=9.81 //m/s2
```

```
h=0.113 //m
```

```
j=1.599 //m
```

```
ksi=0.00001 //m
```

```
rc1=0.01 //m
```

```
f1=0.1 //-
```

```
f2=0.15 //-
```

```
m1=202 //kg
```

```
G1=m1·g //N
```

```
G2=G1/2 //N
```

```
deff('f_y]=funkce(x)',...
```

```
['f_1=f1·rc1·(x(2)^2+x(3)^2)^0.5-x(1)',...
```

```
'f_2=x(10)-x(2)',...
```

```
'f_3=-x(3)+x(4)',...
```

```
'f_4=x(1)+ksi·x(10)-x(4)·d/2',...
```

```
'f_5=f1·rc1·(x(6)^2+x(4)^2)^0.5-x(5)',...
```

```
'f_6=x(11)-x(6)',...
```

```
'f_7=-x(7)+x(8)',...
```

```
'f_8=x(5)+x(11)·ksi-x(8)·d/2',...
```

```
'f_9=x(2)+x(6)-G2',...
```

```
'f_10=x(3)+x(7)-x(9)',...
```

```
'f_11=-x(1)-x(5)+x(2)·(a-h)-x(3)·(e+b)-x(6)·(j-a)-x(7)·(e+b)+x(9)·(b+f)',...
```

```
'y=[f_1;f_2;f_3;f_4;f_5;f_6;f_7;f_8;f_9;f_10;f_11]']
```

```
x0=[0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0]
```

```
[xs,fxs,m]=fsolve(x0,funkce)
```

Příloha č. 6 – Program vozíku pro sunutí

```
funcprot(0)
st=%pi/180

a=0.891 //m
b=0.102 //m
c=1.371 //m
d=0.06 //m
e=0.044 //m
f=0.019 //m
g=9.81 //m/s2
h=0.113 //m
j=1.599 //m
k=0.0085 //m
alfa=15*st //stupne
m=0.0007 //m
n=0.005 //m
p=0.078 //m
q=0.12 //m

ksi=0.00001 //m
rc1=0.01 //m

f1=0.1 //-
f2=0.15 //-
f3=0.15 //-

m1=202 //kg
G1=m1*g //N
G2=G1*1.2/2 //N

deff('[y]=funkce(x)',...
['f_1=x(1)*cos(alfa)-x(2)*sin(alfa)-G2-x(5)+x(3)*cos(alfa)-x(4)*sin(alfa)',...
'f_2=x(1)*sin(alfa)+x(2)*cos(alfa)-x(6)+x(3)*sin(alfa)+x(4)*cos(alfa)',...
'f_3=x(1)*cos(alfa)*(a-k)-x(2)*sin(alfa)*(a-k)+x(5)*(c-a)-x(3)*cos(alfa)*(c-n-
a)+x(4)*sin(alfa)*(c-n-a)+x(1)*sin(alfa)*(q-b+m)+x(2)*cos(alfa)*(q-
b+m)+x(6)*(b+f)-x(3)*sin(alfa)*(b+p-m)-x(4)*cos(alfa)*(b+p-m)',...
'f_4=x(1)*f3-x(2)',...
'f_5=x(3)*f3-x(4)',...
'f_6=x(6)*f3-x(5)',...
'y=[f_1;f_2;f_3;f_4;f_5;f_6]'])

x0=[0,0,0,0,0,0]
[xs,fxs,m]=fsolve(x0,funkce)
```