



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

NÁVRH A DIGITÁLNÍ ZPROVOZNĚNÍ CHAPADLA PRO MANIPULACI S PYTLI

DESIGN AND DIGITAL COMMISSIONING OF THE BAG HANDLING GRIPPER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Daniel Vávra

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Vetiška, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Daniel Vávra**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojírenství
Vedoucí práce: **Ing. Jan Vetiška, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

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

Návrh a digitální zprovoznění chapadla pro manipulaci s pytlí

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Stále aktuálním cílem průmyslu je zvyšování produktivity práce. Možností jak tohoto cíle dosáhnout robotizace rutinních činností. Jednou z takových je manipulace s pytlí. Cílem práce je zjistit aktuální stav dané problematiky z ohledem na univerzálnost chapadla a rychlost přípravy manipulace.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše dané problematiky.
Konceptuální návrh chapadla.
Systémový rozbor.
Digitální zprovoznění.

Seznam doporučené literatury:

SICILIANO, Bruno a Oussama. KHATIB. Springer handbook of robotics. Berlin: Springer, 2008. ISBN 978-3-540-23957-4.

KOLÍBAL, Z. a kol.: Roboty a robotizované výrobní technologie. VUTIUM Brno, 2016, ISBN 978-80-214-4828-5.

NOF, S. Y. Springer Handbook of Automation. Springer, 2009. 1812 s. ISBN 978-3-540-78830-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se věnuje konceptuálnímu návrhu chapadla pro manipulaci s pytlí o hmotnosti 25kg a jeho následnému digitálnímu zprovoznění. Teoretická část se věnuje problematice koncových efektorů pro manipulaci, včetně představení konkrétních koncepcí chapadel pro manipulaci s pytlí vybraných firem a nakonec problematice virtuálního zprovoznění. Praktická část je zaměřena na samotný konceptuální návrh chapadla, který je následně podložený potřebnou pevností a kinematickou analýzou ve výpočtové zprávě. Hlavní předností navrženého řešení je kromě vysoké rychlosti pohybů také mechanismus úchopu palet, díky kterému je chapadlo schopno samo automaticky chytat palety pro následnou paletizaci pytlů. Na závěr je zvolené konceptuální řešení digitálně zprovozněno v programu ABB Robot Studio společně s vytvořením simulace pohybů chapadla.

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with a conceptual design of a handling gripper for 25-kilo bags and its subsequent digital commissioning. The theoretical part explains the issue with end effectors for handling, including introduction of specific concepts of bag handling grippers by chosen companies. There is also a problematic of virtual commissioning mentioned in the end of the theoretical part. The practical part deals with the conceptual design of the gripper itself, which is then substantiated by needed strength and kinematic analysis in a calculation report. The main advantage of designed solution is, apart from high moving speed, pallet gripping mechanism, due to which the gripper is able to prepare pallets for subsequent bag palletization automatically. In the end, the chosen conceptual solution is digitally commissioned in ABB Robot Studio program, along with creating a simulation of gripper moves.

KLÍČOVÁ SLOVA

digitální zprovoznění, úchopný mechanismus, pneumatický válec, solenoidový rozvaděč, chapadlo pro manipulaci s pytlí

KEYWORDS

digital commissioning, gripping mechanism, pneumatic cylinder, solenoid valve, bag handling gripper

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VÁVRA, Daniel. *Návrh a digitální zprovoznění chapadla pro manipulaci s pytli*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139609>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jan Vetiška.

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych touto cestou vyjádřit poděkování vedoucímu mé práce panu Ing. Janu Vetiškovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a věcné připomínky, kterých jsem se při psaní této bakalářské práce držel.

Dále bych také rád poděkoval své rodině za silnou psychickou podporu během psaní bakalářské práce, ale i během celého studia.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jana Vetišky, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20.5.2022

.....

Vávra Daniel

OBSAH

1	ÚVOD.....	15
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ.....	17
2.1	Průmyslová robotizace a roční statistika	17
2.2	Základní přehled o koncových efektorech PraM pro manipulaci.....	19
2.2.1	Koncové efekty s mechanickými pasivními úchopnými prvky	19
2.2.2	Koncové efekty s mechanickými aktivními úchopnými prvky.....	20
2.2.3	Koncové efekty s magnetickými úchopnými prvky.....	22
2.2.4	Koncové efekty s podtlakovými úchopnými prvky	23
2.3	Konstrukce chapadel pro manipulaci s pytlí.....	23
2.3.1	Podtlakové koncové efekty pro manipulaci s pytlí	24
2.3.2	Mechanické koncové efekty pro manipulaci s pytlí.....	24
2.4	Virtuální zprovoznění PRaM	26
2.4.1	Simulační softwary	27
3	SYSTÉMOVÝ ROZBOR	29
4	KONCEPTUÁLNÍ NÁVRH CHAPADLA	31
4.1	Schéma mechanismu úchopu pytle.....	31
4.2	Schéma mechanismu úchopu palety	32
4.3	Popis modelu a zvoleného konceptuálního řešení	33
4.3.1	Popis mechanismu úchopu pytle	34
4.3.2	Popis mechanismu úchopu palety.....	36
4.3.3	Popis bočního přítlačného mechanismu	38
4.3.4	Popis horního přítlačného mechanismu.....	40
4.3.5	Popis rámu chapadla.....	41
4.4	Pohony chapadla a jejich řízení	43
4.4.1	Pohony mechanismů chapadla.....	43
4.4.2	Řízení pohonů mechanismů chapadla	44
5	DIGITÁLNÍ ZPROVOZNĚNÍ CHAPADLA.....	47
5.1	Import modelu do prostředí ABB Robot Studio.....	47
5.2	Vytvoření mechanismu v prostředí ABB Robot Studio	48
5.3	Varianta 1 – I/O systém řízení rozvaděčů jednotlivě.....	50
5.3.1	Pozice vytvořeného mechanismu GRIPPER varianty 1	50
5.3.2	I/O schéma chapadla a vytvoření simulace varianty 1	51
5.4	Varianta 2 - I/O systém řízení rozvaděčů v definovaném sledu.....	53
5.4.1	Pozice vytvořeného mechanismu GRIPPER varianty 2.....	53
5.4.2	I/O schéma chapadla a vytvoření simulace varianty 2	54
6	ZHODNOCENÍ A DISKUZE	57
7	ZÁVĚR.....	59
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	61
9	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, TABULEK A OBRÁZKŮ.....	65
9.1	Seznam zkratk	65
9.2	Seznam symbolů	65
9.3	Seznam tabulek	66
9.4	Seznam obrázků.....	66

10 SEZNAM PŘÍLOH.....	69
10.1 3D modely konstrukčního řešení.....	69
10.2 Soubory Robot Studia.....	69
10.3 Výpočtová zpráva chapadla.....	69

1 ÚVOD

V dnešní společnosti 21.století se stále více klade důraz na efektivitu a rychlost výrobního procesu. Při tak velkém objemu výrobků z různých oblastí průmyslu, které je nutné uvést na trh, již ruční ani mechanizovaná práce není dostačující. S tím jde ruku v ruce automatizace, resp. robotizace výrobního procesu, někdy nazývána průmysl 4.0, nebo-li čtvrtá průmyslová revoluce. Ta umožňuje jednak nahrazení rutinních činností, ale především dosažení mnohem lepší výše zmíněné efektivity a rychlosti výroby.

Automatizace lze na pracovišti docílit např. robotem či sérií robotů, které mezi sebou komunikují prostřednictvím IoT, potom hovoříme právě o robotizaci. Robot může provádět různé druhy úloh, např. svařovat, lepit, provádět kontrolní operace, realizovat 3D tisk nebo manipulovat s objekty, přičemž právě manipulací s objekty se bude tato práce zabývat. Schopnost robota manipulovat s objekty je zajištěna mimo jiné díky tzv. koncovému efektoru (výstupní hlavici). Ten může mít různou podobu, přičemž pro případ manipulace se jedná o tzv. chapadlo.

Cílem této práce je shrnout současný stav poznání v oblasti koncových efektorů pro manipulaci, tedy představit základní koncepty chapadel pro manipulaci s pytlí vybraných firem a stručně uvést problematiku a základní výhody digitálního zprovoznění, včetně možných software, které digitální zprovoznění umožňují. Dále vytvořit systémový rozbor návrhu chapadla a jednu konkrétní variantu konstrukce chapadla navrhnout s ohledem mimo jiné na rychlost přípravy manipulace, tedy rychlosti jednotlivých mechanismů chapadla. Bude se jednat o chapadlo pro manipulaci s pytlí brambor o hmotnosti 25kg. Tento návrh bude obsahovat výpočtovou zprávu se všemi důležitými výpočty pro danou konstrukci, tedy potřebné pevnostní a kinematické výpočty a následně model celé konstrukce zpracovaný v programu Autodesk Inventor Professional. Na závěr bude celé chapadlo digitálně zprovozněno v prostředí programu ABB Robot Studio ve dvou variantách, jejichž popis bude rozebrán v kapitole 5.



2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

V této kapitole bude velmi krátce a stručně uveden základní obecný přehled o robotizaci, jako o průmyslovém trendu 21. století a neefektivnějšího nástroje jak zlepšit produktivitu a efektivitu výrobních podniků, včetně roční statistiky za rok 2021, protože základní náhled do problematiky průmyslu 4.0 považují za velmi důležitý. Dále se tato kapitola bude zabývat koncovými efekty PRaM pro manipulaci obecně a následně budou uvedeny konkrétní koncepce chapadel pro manipulaci s pytlí některých firem. Nakonec v této kapitole bude vysvětlena podstata virtuálního zprovozňování.

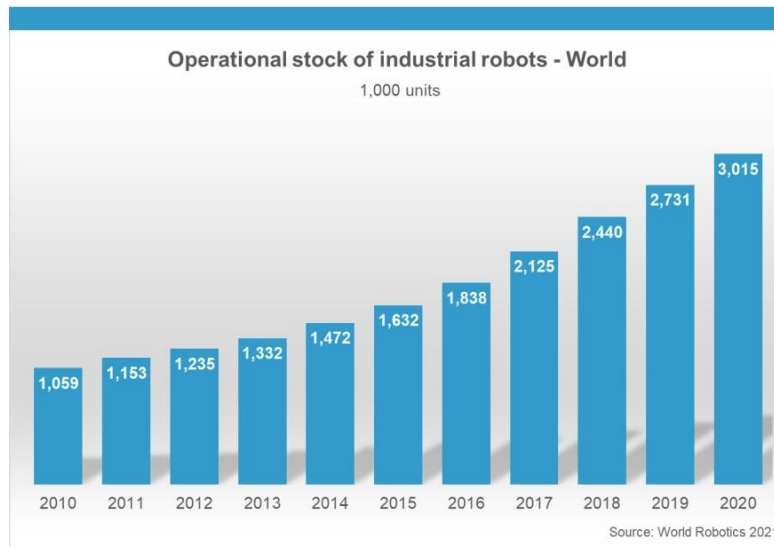
2.1 Průmyslová robotizace a roční statistika

„Pod pojmem robotizace si lze představit automaticky vykonávanou technologickou nebo manipulační činnost s využitím průmyslového robota nebo manipulátoru, která probíhá podle předem stanoveného postupu, u kterého se nepřetržitě opakuje pracovní takt“. [1]

Výhoda robotizace je například nezávislost na trhu práce. Nedostatek pracovníků zkrátka neovlivní produktivitu výrobního podniku, protože žádní pracovníci nejsou přímo v robotické výrobě potřeba (kromě servisních techniků, resp. údržby). Další z výhod pro výrobní podniky je zbavení se povinnosti platit za zaměstnance zákonné sociální a zdravotní pojištění, které u robota logicky neplatíme. Robotizace čím dál více představuje neodmyslitelnou součást výrobního procesu a to i v kusovém či malosériovém měřítku. Umožňuje zachovat výrobní proces v provozu 24 hodin denně a 7 dní v týdnu. Díky robotizaci není nutné vystavovat zaměstnance nezdavému prostředí, zatěžovat je výraznou fyzickou zátěží a nebo po nich požadovat přílišnou preciznost, svědomitost a pečlivost. Robotizace tedy sice nahrazuje monotónní práce, ale současně podporuje uplatnění lidí v tvůrčí práci. [2] [3]

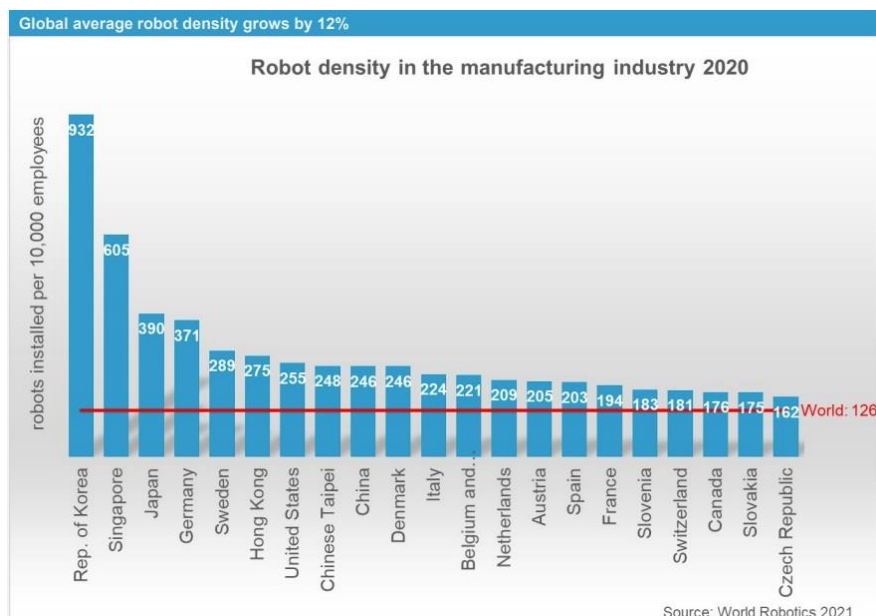
Naopak jednou z nevýhod robotizace je odlišnost od lidí v určitém okruhu činností. Například jde o schopnost rozeznávat předměty v prostoru. Tato nevýhoda je sice částečně potlačena senzorickými systémy robotů, ale dokonalým motorickým způsobem lidského těla se v současné době nevyrovnají. [3]

Robotizace v české republice patří nad světový průměr. Jak uvádí následující graf (Obr. 1), v českém průmyslu připadalo v roce 2020 na 10 tisíc zaměstnanců celkem 162 robotů, světový průměr přitom byl 126 robotů na 10 tisíc zaměstnanců. Jedná se přitom v ČR především o průmysl automobilní. Lídrem v hustotě robotizace na 10 tisíc zaměstnanců je potom Jižní Korea, následovaná Singapurem. Vysoké hodnoty těchto zemí jsou způsobené relativně nízkým počtem zaměstnanců v porovnání s místním rozmachem robotizace. [4] [5]



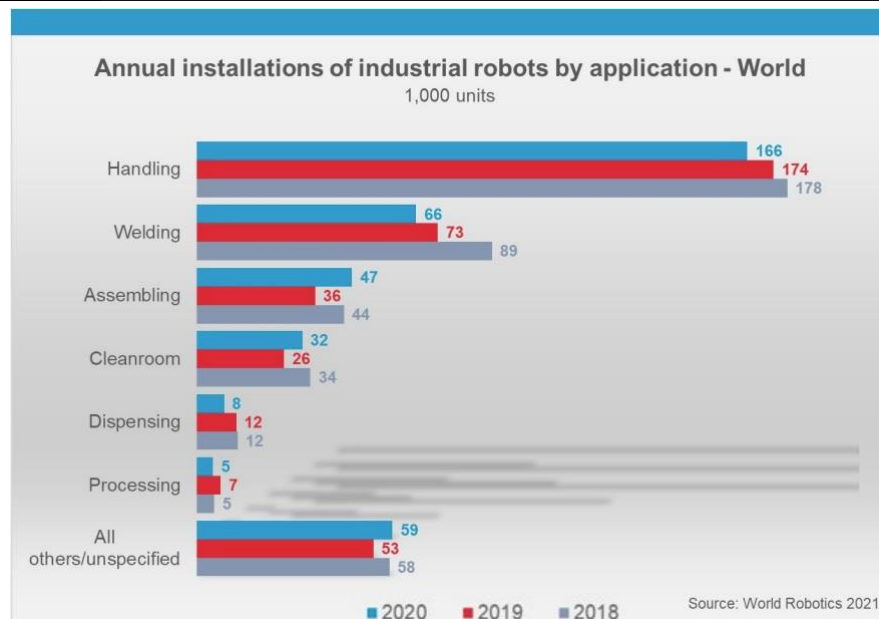
Obr. 1) Počet celosvětově instalovaných průmyslových robotů za rok 2020 [5]

Podle jiného grafu (Obr. 2) Mezinárodní federace robotiky bylo v roce 2020 na světě v provozu celkem 3 015 000 průmyslových robotů, což představuje téměř 10,4% nárůst ve srovnání s rokem 2019. V roce 2020 bylo celosvětově nainstalováno 384 000 průmyslových robotů. Jasným lídrem potom je Čína se svými 168 400 nových průmyslových robotů, což na celosvětovém měřítku činí její podíl téměř 44%. Současné predikce dokonce ukazují, že např. v roce 2024 bude nainstalováno celosvětově až 507 000 robotů. [5]



Obr. 2) Počet průmyslových robotů na 10 tisíc zaměstnanců v jednotlivých zemích v roce 2020 [5]

Na následujícím grafu (Obr. 3) lze zase např. vidět celosvětový počet instalovaných robotů v roce 2020 podle aplikace. Z grafu lze vidět, že asi 166 000 robotů se použilo právě na manipulaci. Následuje 66 000 robotů určených ke svařování. Téměř ve všech aplikacích je zde ale vidět znepokojivý pokles instalovaných robotů v roce 2020 oproti předchozím roků, který je projevem pandemie COVID-19 a obavám z předpokládané ekonomické krize. [5] [6]



Obr. 3) Počet celosvětově instalovaných robotů s ohledem na aplikaci v roce 2020 [5]

2.2 Základní přehled o koncových efektorech PraM pro manipulaci

Výstupní hlavice je výkonným orgánem robota. Je přišroubována ke konci orientačního ústrojí PRaM a její tvar odpovídá tomu, k jakému účelu bude robot použit. Těchto účelů může být celá řada od technologických operací (svařování, lepení apod...) přes manipulační operace až po měřicí operace nebo 3D tisk. Tato kapitola bude zaměřena pouze na koncové efekторы používané pro manipulaci (tzv. chapadla), speciálně potom na jednotlivé konstrukce chapadel pro manipulaci s pytlí vybraných výrobců. [7]

Koncové efekторы lze rozdělit podle druhu úchopných prvků na:

- Mechanické
- Magnetické
- Podtlakové

Dále podle schopnosti ovládat úchopnou sílu lze chapadla dělit na:

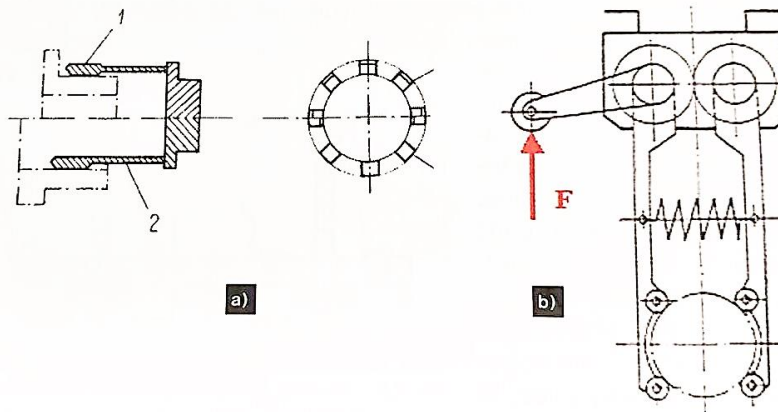
- Pasivní
- Aktivní

[7]

2.2.1 Koncové efekторы s mechanickými pasivními úchopnými prvky

Mechanické pasivní úchopné prvky jsou relativně málo používané, kvůli jejich značné nevýhodě v nemožnosti automatizovaně uvolnit manipulovaný objekt. K vyjmutí objektu z koncového efektoru je zapotřebí buďto ruční zásah v podobě člověka, což by ale znamenalo odstavení celé pracovní buňky a po odchodu pracovníka její opětovný start, což je značně neefektivní, a nebo využití jiného robota či manipulátoru k vyjmutí manipulovaného objektu. [8]

Může se jednat o různé podpěry, čepy a prizmatická lůžka. Nejčastěji se však lze setkat s kleštinou s pružnými čelistmi (obr. 4a) nebo s odpruženými čelistmi (obr. 4b). [7]



Obr. 4) Příklad pasivní mechanické výstupní hlavice [7]

Kleština s pružnými čelistmi (Obr. 4a) buďto najede na vnější průměr uchopovaného objektu (bod 1 na obrázku) a nebo na vnitřní průměr (bod 2). Robot svými vlastními pohony axiálně najede do součásti a pružnou silou od kleštin drží na kleštině. Pro uvolnění je nutná přítomnost jiného manipulátoru a následný zpětný axiální pohyb kleštiny. Toto řešení se používá při axiálním pohybu koncového efektoru. [7]

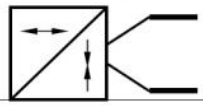
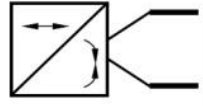
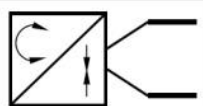
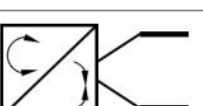
Dvojice odpružených čelistí jsou potom vzájemně provázány ozubeným soukolím. Pružina mezi čelistmi stahuje čelisti k sobě a realizuje úchop, přičemž na koncích obou čelistí jsou umístěné kladky, kvůli zabránění poškození součásti. Uvolnění se provádí přes páku na jednom z ozubených kol jedné z čelistí silou F (Obr. 4b). Toto řešení je vhodné pro radiální pohyb koncového efektoru. [7]

2.2.2 Koncové efekty s mechanickými aktivními úchopnými prvky

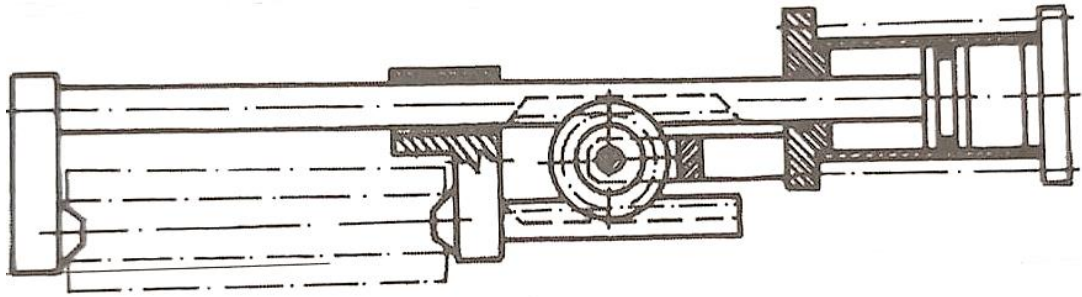
Mechanické aktivní úchopné prvky jsou ty nejčastěji používané koncové efekty pro manipulaci vůbec. Od pasivních úchopných prvků se dělí tím, že jimi lze ovládat úchopnou sílu. Úchopné prvky (čelisti) konají buďto rotační nebo translační pohyb a motor, kterým jsou tyto čelisti poháněny, rovněž. Mezi motorem a čelistmi je umístěn tzv. transformační blok, který transformuje druhy pohybů motoru a čelistí mezi sebou. [7] [8]

Podle jednotlivých kombinací převodů druhu pohybu dělíme tyto transformační bloky (Tab. 1) následovně:

Tab 1) Jednotlivé typy převodů transformačního bloku [9]

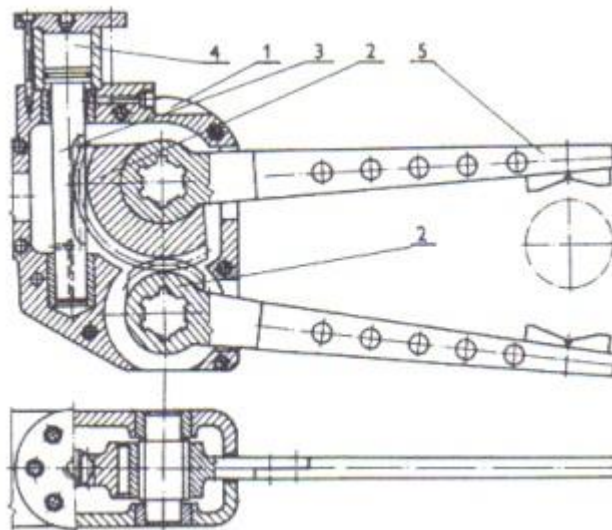
Motor	Úchopné prvky	Transformace pohybu	Typ MÚE
posuvný	posuvné		T1
posuvný	rotační		T2
rotační	posuvné		T3
rotační	rotační		T4

Příkladem skupiny T1 může být chapadlo poháněné lineárním pneumatickým motorem s pastorkem pro realizaci protiběžného pohybu druhé z čelistí (Obr. 5).



Obr. 5) Příklad konstrukce chapadla s převodem typu T1 [7]

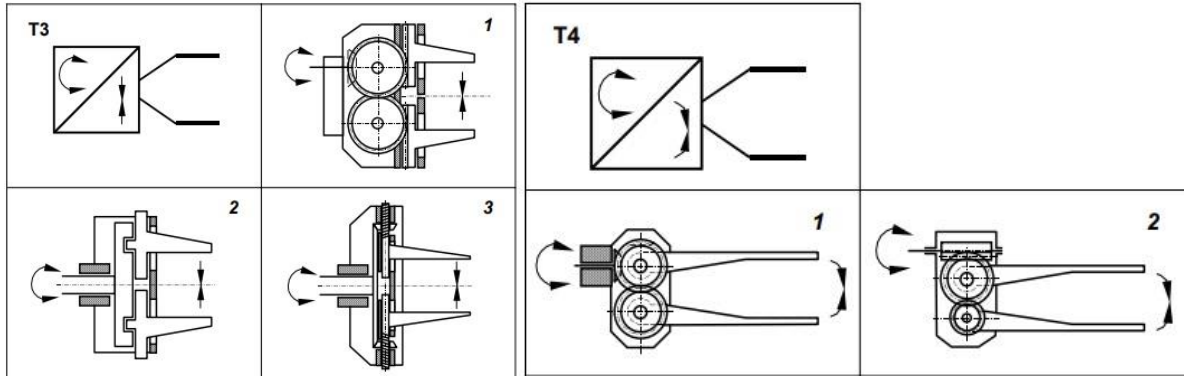
Příkladem skupiny T2 může být např. chapadlo (Obr. 6), které je poháněné buďto pneumatickým válcem, lineárním hydromotorem nebo jiným typem lineárního pohonu (4). Na lineárním členu je na části vyroben ozubený hřeben (3), který zabírá do ozubeného kola (2) nasazeného na společnou hřídel s jednou z čelistí (5). Druhá čelist je na společné hřídeli se spoluzabírajícím kolem. Pohybem lineárního členu nahoru se tedy manipulovaný objekt uchopí a pohybem dolů se uvolní.



Obr. 6) Příklad konstrukce mechanické úchopné hlavice s převodem typu T2 [10]

Skupiny transformačních bloků T3 a T4 jsou většinou v provedení s ozubeným převodem, a proto je jejich konstrukce robustnější, používají se tedy většinou u robotů s vyšší nosností. Jednotlivé varianty provedení T3 (Tab. 2 vlevo) a T4 (Tab.2 vpravo). [9]

Tab 2) Jednotlivé varianty provedení transformačních bloků T3 a T4 [9]

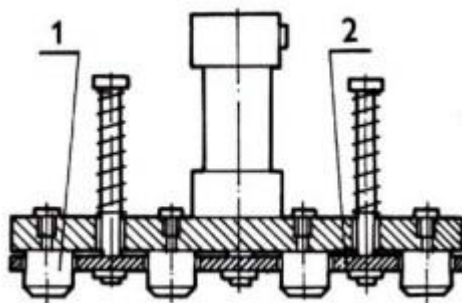


Variantu T3 si lze tedy představit např. jako pohon přes kuželové soukolí třech kol, přičemž jedno je hnací pastorek a zbylé dvě zabírají jednak do sebe a každý zvlášť do ozubeného hřebenu, přes který je realizován pohyb čelistí (1). Nebo může být hřídel spojen s nábojem, na kterém je z čela vyroben závit, přes který je následně realizován pohyb čelistí podobně jako ve sklíčidle soustruhu (2). Jiný způsob může být pohon hřídele přes kuželové kolo, které zabírá do dvou menších kuželových kol, které tvoří každý jedno těleso s maticí, která je pevně přichycena k rámu, pohybovat se tedy může pouze šroub, který tvoří každý jedno těleso s čelistmi (3).

Varianta T4 je realizována buďto přes kuželový pastorek nebo šnek, který tvoří soukolí dohromady třech kol, přičemž zbylá dvě kola jsou pevně spojena s čelistmi, které se tudíž pohybují rotačně.

2.2.3 Koncové efekty s magnetickými úchopnými prvky

Magnetické koncové efekty se vyznačují jednou hlavní výhodou, a to jednoduchostí jejich konstrukce. U pasivních koncových efektorů se používají permanentní magnety (1), které jsou uloženy v pouzdře a spojeny s rámem chapadla (Obr. 7). Nevýhodou těchto koncových efektorů je uvolňování manipulovaných objektů, z těchto důvodů se často používají magnetické aktivní úchopné prvky. Je ale možné uvolňování řešit např. tečným stažením objektu z chapadla přes nárazku, doraz, či jiný robot. Často se také lze setkat s výtláčnou deskou (2) spojenou s pneumatickým válcem, pak se již ale jedná o aktivní uvolňování. [7]



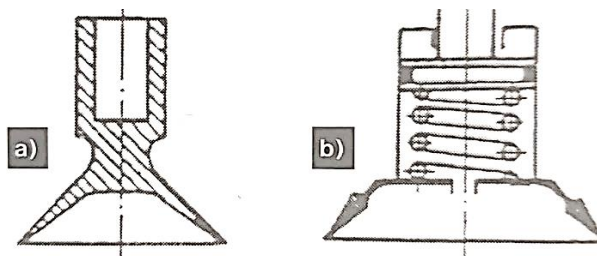
Obr. 7) Konstrukce pasivní magnetické úchopné hlavice [10]

Aktivní magnetické úchopné prvky jako alternativa k pasivním využívají elektromagnety, napájené stejnosměrným proudem. K uvolňování již není potřebný strhávací tečný pohyb nebo pneumatický válec zmíněný výše. Většinou stačí vypnout přívod proudu, jehož vinutí je přímo ve stykové desce. Někdy ale v manipulovaných objektech po přerušení

přívodu proudu zůstane remanentní (zbytkový) magnetismus, tento problém se řeší krátkodobým obrácením polarity, tedy směru proudu.

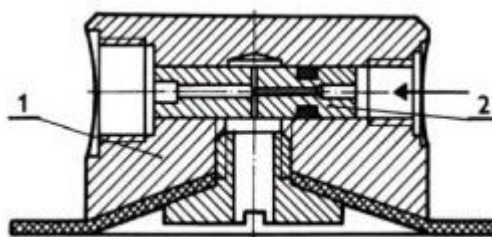
2.2.4 Koncové efekty s podtlakovými úchopnými prvky

Podtlakové úchopné prvky mohou být opět pasivní nebo aktivní. Pasivní úchopné prvky se vyznačují velmi jednoduchou konstrukcí a principem. Další velikou výhodou těchto úchopných prvků je, že mohou pracovat prakticky v plynném, kapalném i výbušném prostředí. Princip pasivních úchopných prvků je ve změně objemu uvnitř přísavky. Přísavka, která je znázorněna na, dojde k manipulovanému objektu a následně se zdeformuje, protože je vyrobena z pružného materiálu, tím se zmenší objem uvnitř přísavky, a při následném zpětném pohybu se objem naopak zvětší, čímž vzniká za konstantní teploty podtlak. Pro těsnější přilnutí přísavky na povrch manipulovaného objektu se někdy užívá viskozní tekuté látky, která se před přilnutím přísavky rozstříkuje do styku přísavky a povrchu objektu. Přísavky se dělají v zásadě ve dvou provedeních, přičemž jedním je přísavka (Obr. 8a), která je uchycena na čep a druhé provedení je s odpruženým pístem (Obr. 8b), který umožňuje plynulou změnu objemu a umožňuje udržovat podtlak i při mírných netěsnostech styku přísavky s objektem, velikost úchopné síly je pak určena mimo jiné tuhostí pružiny. [7]



Obr. 8) Typické provedení deformačních přísavek [7]

Aktivní úchopné prvky jsou nejčastěji řízené ejektorem (2), jehož konstrukce (Obr. 9) funguje tak, že rychlý proud stlačeného vzduchu v trysce naráží na vzduch v propojení ejektoru s pracovním prostorem v přísavce, kde je rychlost v počátku prakticky nulová, a tím uvede tento vzduch do pohybu, čímž díky Venturiho efektu vzniká žádaný podtlak. [11]



Obr. 9) Ejektorové provedení přísavky [10]

2.3 Konstrukce chapadel pro manipulaci s pytlí

Výše uvedené konstrukce mechanických chapadel nejsou pro manipulaci s pytlí vhodné, protože jednak nedokáží vyvinout dostatečnou úchopnou sílu pro realizaci manipulace z hlediska hmotnosti pytle, ale také jejich rozsah otevření čelistí není dostatečně velký k pojmutí rozměrů většiny pytlů. K realizaci manipulace s pytlí je tedy nutná robustnější konstrukce chapadla s vícero čelistmi (úchopnými prvky) a s výkonnějšími pohony a nebo je

možné použít chapadla s podtlakovými úchopnými prvky, které ovšem vyžadují poměrně hladký povrch pytle.

2.3.1 Podtlakové koncové efekty pro manipulaci s pytli

Podtlakové koncové efekty lze využít při manipulaci s pytli buďto menších rozměrů či hmotností a nebo s pevnými pytli, které se pod svou tíhou neroztrhnou. Tyto efekty nabízí např. švédská firma Piab pod názvem Kenos Sack Gripper (Obr. 10). Hlavní výhodou je nízký poměr hmotnosti chapadla ku jeho nosnosti. [12]



Obr. 10) Piab Kenos Sack Gripper [12] [13]

Další podtlakovou konstrukcí je konstrukce od Irské firmy Liftrite (Obr. 11 vlevo) a od britské firmy Palamatic (Obr. 11 vpravo). Jedná se o podtlakové hlavice navržené pro manipulaci s pytli s manuální obsluhou. Hlavice není tedy připojena k robotu, ale je zavěšená na nosné konstrukci a obsluhována přímo člověkem, což je ale pro sériovou paletizaci značně neefektivní.



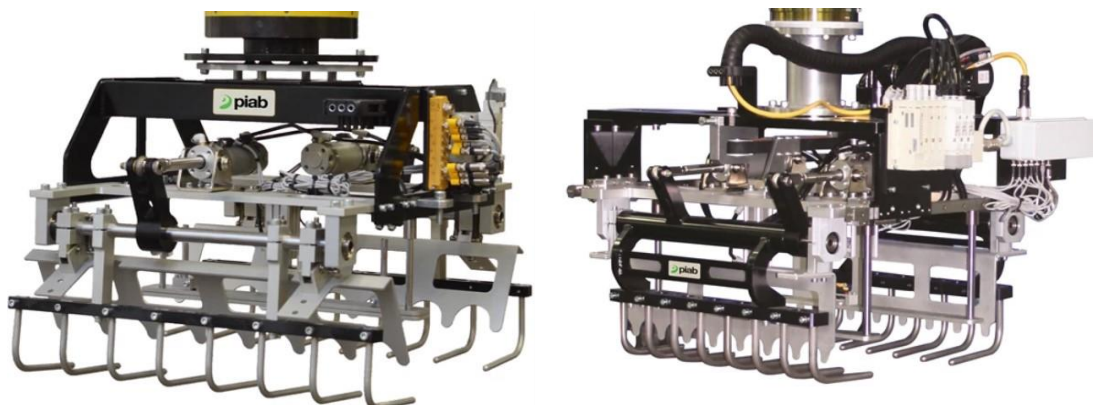
Obr. 11) Podtlaková hlavice pro manipulaci s pytli firem Liftrite a Palamatic [14] [15]

2.3.2 Mechanické koncové efekty pro manipulaci s pytli

V případech, kdy nelze použít podtlakový koncový efektor nebo není na pracovišti dostupný tlakový vzduch, je nutné pro manipulaci s pytli použít mechanické koncové efekty. Firma Piab ze svého sortimentu nabízí i tyto koncové efekty a to v několika provedeních.

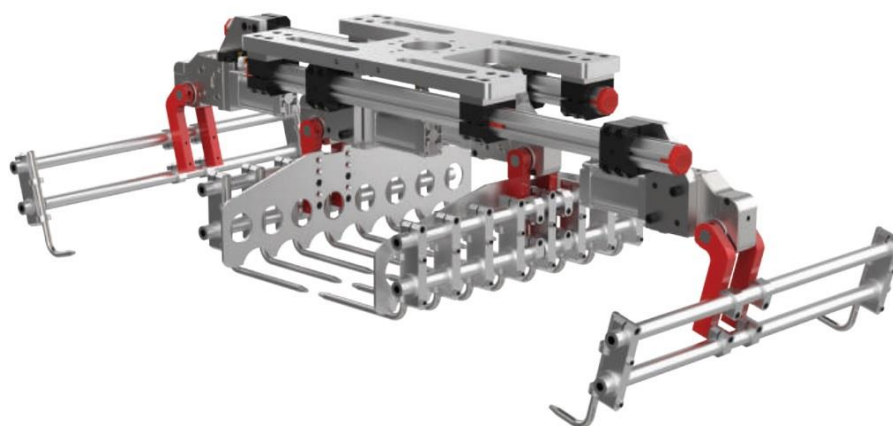
Prvním provedením je nejjednodušší model FBG (Obr. 12 vlevo). Jeho úchopné prvky jsou poháněny pneumatickými válci, přičemž horní přítlak je nezávislý na pohybu úchopných prvků, což umožňuje manipulaci s pytli různých rozměrů. Další provedení je dražší a komplexnější model SBG (Obr. 12 vpravo), který již disponuje samostatným pohonem nejen pro horní přítlak, ale také pro boční přítlak. Je tedy možné šířku pytle nastavovat automaticky

a není k tomu nutný lidský zásah. Jedná se o velmi univerzální provedení do provozů, kdy šířka pytle není vždy stejná. Hlavní výhodou tohoto typu chapadla je možnost manipulovat s pytli velkých hmotností i rozměrů, se síťovanými pytli, kde podtlakové chapadla nepřipadají v úvahu. Nevýhodou naopak je poměrně vysoká hmotnost samotného chapadla, takže v součtu s hmotností pytle je nutná poměrně vysoká nosnost robota. [16]



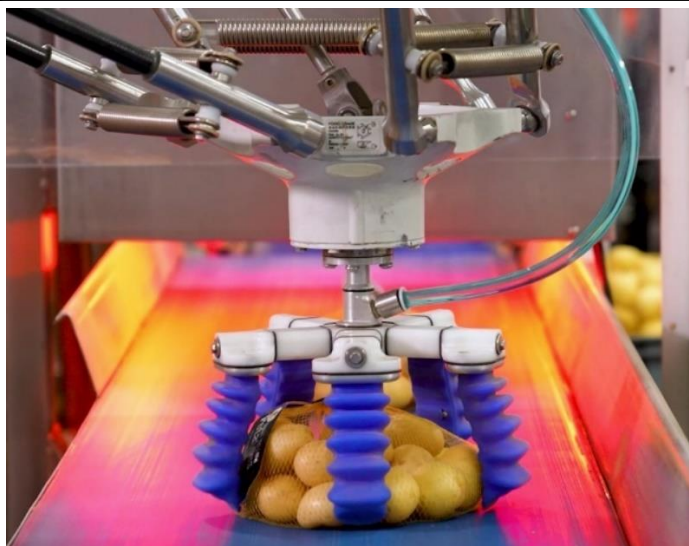
Obr. 12) Mechanická úchopná hlavice firmy Piab provedení FBG a SBG [16] [17]

Další konstrukci nabízí firma Destaco sídlící v americkém Michiganu. Tato konstrukce (Obr. 13) disponuje úchopnými prvky pro manipulaci se samotnými paletami, robot je tedy prostřednictvím takového chapadla schopen přichystat paletu na výstupní dopravník před samotným paletováním, což přispívá k produktivitě celého procesu. Pohon úchopných prvků samotného pytle je u této konstrukce realizován prostřednictvím servomotoru s převodovkou s možností kontroly úhlu natočení hřídele.



Obr. 13) Mechanická úchopná hlavice firmy Destaco provedení s úchopem palet [18]

Zajímavou konstrukci mechanických koncových efektorů tzv. mGrip (Obr. 14) nabízí také firma Soft Robotics, která nabízí úchopné prvky z velmi elastického materiálu, tudíž nedojde k poškození objektu manipulace, z toho plyne výrazné uplatnění v potravinářském průmyslu. Další výhodou je poměrně jednoduchá konstrukce, z čehož vyplývá velmi nízká hmotnost chapadla, a tedy i náklady na výrobu a vysoká rychlost manipulace. Nevýhodou takové konstrukce naopak je poměrně nízká pevnost elastických úchopných prvků, a proto není možné takovou konstrukci používat na pytle větších hmotností. [19]



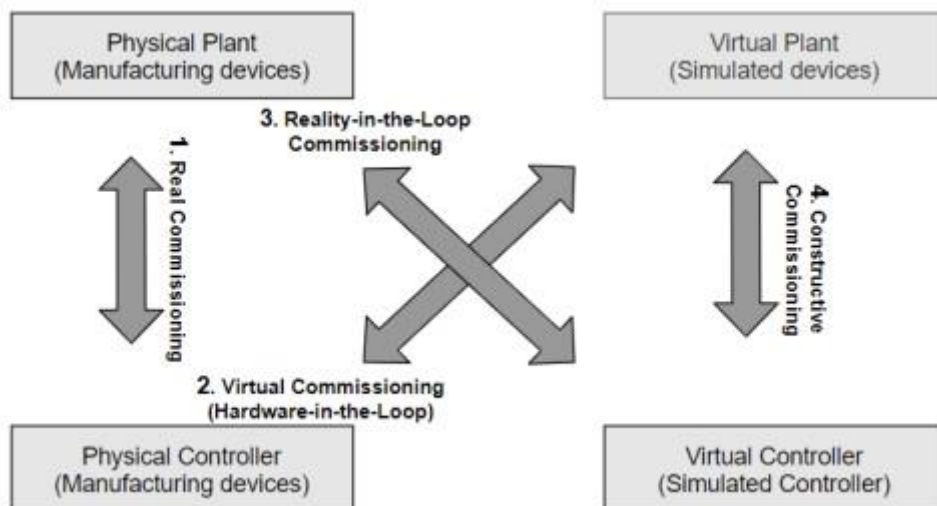
Obr. 14) Konstrukce mGrip firmy Soft Robotics pro manipulaci s lehkými pytlí [20]

2.4 Virtuální zprovoznění PRaM

Zprovoznění obecně je zajištění, že všechny procesy ve výrobním či montážním systému se chovají tak, jak by měli a že všechny sekvence v tomto systému se spouští ve správném pořadí a nehrozí žádné kolize nebo narušení bezpečnosti. Zejména je důležité zajistit, aby řídicí jednotka (controller) správně komunikovala se senzory a pohyblivými částmi. [21]

Schéma (Obr. 15), vysvětluje a přiřazuje jednotlivým kombinacím komunikace různé typy zprovoznění. Ještě v relativně nedávné minulosti bylo totiž jediným typem tzv. reálné zprovoznění (1), které umožňovalo komunikaci mezi reálným pracovištěm a reálným controllerem, ale dnes tomu tak již není. Tlak společnosti, ale i ekonomické důvody si vyžádaly zavedení dalších typů zprovoznění, které již komunikují i s virtuálním pracovištěm, resp. virtuálním controllerem. Hovoříme-li o komunikaci reálného pracoviště s virtuálním controllerem, jedná se o metodu RiL (Reality-in-the-Loop) (3), která se nicméně často nepoužívá, protože většinou když máme k dispozici reálné pracoviště, tak máme k dispozici také reálný controller. [21]

Další metodou je právě virtuální zprovoznění, které lze rozdělit do dvou případů. První z nich je komunikace virtuálního pracoviště s fyzickým controllerem, tedy PLC, potom hovoříme o tzv. metodě HiL (Hardware-in-the-Loop) (3). Druhou metodou je pak komunikace virtuálního pracoviště a virtuálního controlleru, tedy SiL (Software-in-the-Loop) (4), která bude použita v praktické části této práce, protože fyzické pracoviště ani fyzický controller nejsou k dispozici. Nutno podotknout, že virtuální controller se chová identicky s reálným, protože je to jeho virtuální kopie. [21] [22]



Obr. 15) Schéma jednotlivých kombinací typů zprovoznění [21]

Virtuální zprovoznění tedy nabízí velmi velkou výhodu v možnosti odzkoušení komunikace mezi senzory, controllerem a samotnými pohony robotu a koncového efektoru, odstranění kolizí a odladění celého systému ještě před samotným pořízením reálného pracoviště. Takový přístup s sebou ale nese i značnou nevýhodu v tom, že reálné pracoviště bude vždy od toho virtuálního odlišné, díky montážním vzlím i výrobním nepřesnostem u reálného pracoviště. [21] [23]

Mezi další velkou výhodu virtuálního zprovoznění patří např. časová úspora v době zprovoznění oproti reálnému zprovoznění nebo možnost prezentace pracoviště zákazníkovi ještě před samotnou montáží reálného pracoviště. [21] [23]

2.4.1 Simulační softwary

K realizaci virtuálního zprovoznění je nutné virtuální prostředí, ve kterém je k dispozici jednak modelovací rozhraní, ale především také rozhraní umožňující tvorbu logických obvodů signálů a vytváření drah pro robot, přehrávání simulací a synchronizaci s daným programovacím jazykem.

Prvním simulačním softwarem je ABB Robot Studio, ve kterém je zprovozněno i chapadlo v praktické části této práce. První verze tohoto softwaru byla vydána v roce 1998 právě firmou ABB, která je současně výrobcem průmyslových robotů. Výhodou tohoto programu je, že umožňuje import vlastních 3D modelů jak koncových efektorů, tak i vlastních konstrukcí dopravníků, ale i celého pracoviště, a to ve formátu STEP či IGES. Další výhodou je automatická detekce kolize tak, aby zprovoznění bylo možné. Naopak velkou, ale pochopitelnou nevýhodou je nutnost použití robotů pouze od ABB k vytváření simulací. [24] [25]

Jiným simulačním softwarem je Kuka Sim od výrobce KUKA AG. V důsledku konkurenčních bojů obou společností jsou funkce a vychytávky obou softwarů na velmi podobné úrovni. Software Kuka Sim rovněž umožňuje automatické detekce kolizí, import vlastních modelů ve formátu STEP či IGES a je omezen na použití pouze průmyslových robotů firma KUKA. [26]

Dalším simulačním softwarem je Siemens TECNOMATIX Process Simulate, který disponuje jednak virtuálním prostředím a jednak testováním PLC programů v simulaci. Tento program nabízí následujících pět kategorií řešení [27] [28]:

- Process Simulate Assembly, kde je možné ověřit nejefektivnější způsob a pořadí montáže či vymezení montážních vůlí.
- Process Simulate Human, kde je možné navrhnout či ověřit ergonomii pracoviště pomocí simulace lidských pohybů a navrhnout nejkomfortnějšího řešení.
- Process Simulate Robotics, kde je možné navrhnout dráhy robota s funkcí automatické detekce kolizí a optimalizovat časy jednotlivých cyklů. [27] [28]

3 SYSTÉMOVÝ ROZBOR

Cílem je konstrukce chapadla pro manipulaci s pytli brambor o hmotnosti 25kg, je tedy nutné k tomu chapadlo přizpůsobit. V ČR se pro brambory v drtivé většině používají rašlové (síťované) pytle (Obr. 16). Pro účely své práce uvažuji často užívaný rozměr pytle 50x80cm, pro který bude celé chapadlo navrženo. Odhaduji, že rozměry pytle se až na tloušťku v přítomnosti brambor nezmění. Tloušťku pytle přitom po nasypání brambor a zavibrování odhaduji na 15cm. [29]



Obr. 16) Objekt manipulace – pytel brambor 25kg [30]

Pro případ rašlového (síťovaného) pytle tedy nepřipadá v úvahu volit podtlakové chapadlo, protože rašlový pytel je z logiky věci prodyšný a nedocházelo by tedy k úchopnému efektu, ale pouze k vysávání vzduchu z prostoru uvnitř pytle. Jedinou skupinou chapadel, která připadají v úvahu jsou tedy mechanická chapadla, přičemž při konstrukci takového chapadla je nutné brát v potaz následující faktory:

- Váha chapadla a s tím související vzdálenost těžiště chapadla od připojovací příruby k robotu
- Ekonomičnost výroby, provozu a pořízení robota pro danou operaci manipulace
- Pevnostní a kinematické výpočty jednotlivých konstrukčních uzlů chapadla
- Kinematické parametry jako např. rychlost pohybů chapadla, setrvačnost pytle apod..
- Univerzálnost chapadla (např. použitím úchopného mechanismu palet)
- Kompatibilita připojovací příruby s robotem
- Poloha pytle (středění) vůči ose orientačního ústrojí robota, za účelem rovnoměrného pádu na paletu při otevření úchopného mechanismu
- Prašné prostředí v důsledku přítomnosti brambor
- Životnost chapadla
- Jednoduchost údržby
- Poškození brambor v důsledku vysokého kontaktního tlaku s úchopnými prvky

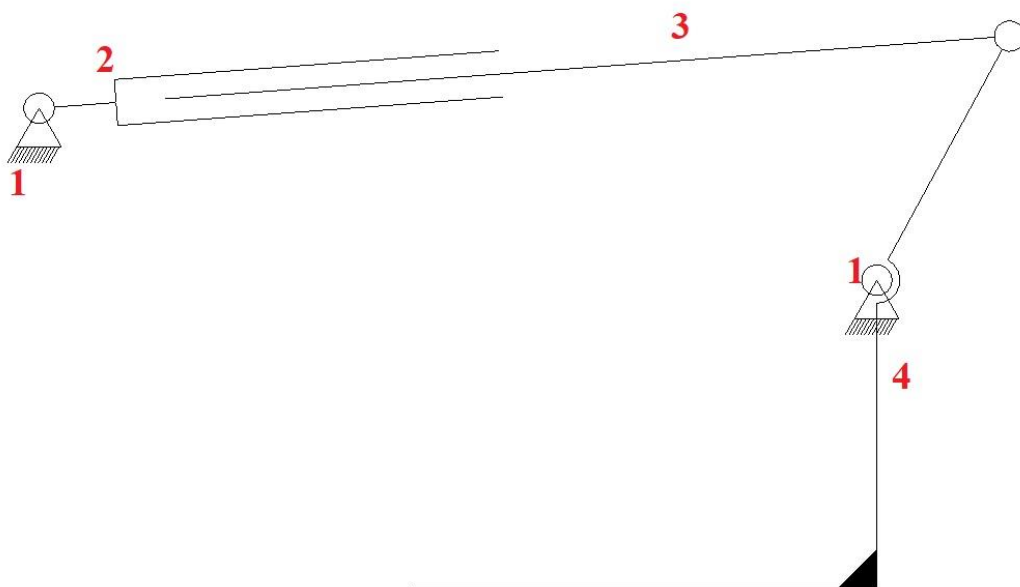
Chapadlo bude smontováno z důvodu váhy chapadla z větší části z dílů z duralu (slitina hliníku a mědi s legujícími prvky jako mangan či hořčík). Ocel bude použita pouze pro hřídele a spojovací ramena či úchopné prvky, které jsou pomocí per spojené s hřídelemi tak, aby nedocházelo k velkému otlacení v bočních drážkách náboje. Celé chapadlo budou pohánět pneumatické válce od firmy Stránský a Petržík, spol. s.r.o., které budou řízeny elektromagnetickými solenoidovými rozvaděči od stejnojmenné firmy. Ložiska budou

nakupována od výrobce SKF. Digitální zprovoznění bude spočívat ve vytvoření mechanismu řízených pohybů a vytvoření logického obvodu pro signály k řídicí jednotce. [31]

4 KONCEPTUÁLNÍ NÁVRH CHAPADLA

V této kapitole se budu dle znalostí z rešeršní části zabývat návrhem chapadla s přihlédnutím k parametrům a faktorům uvedených v předešlé kapitole systémový rozbor. Celé chapadlo od přípojovací příruby k robotu až po úchopné mechanismy pytle i palety včetně pohonů je vymodelováno v programu Autodesk Inventor Professional. Celé vymodelované konstrukční řešení chapadla je podloženo potřebnými pevnostními i kinematickými výpočty ve výpočtové zprávě. Zmíněný model, výpočtová zpráva, ale mimo jiné i obě varianty řešení digitálního zprovoznění jsou přílohami této práce.

4.1 Schéma mechanismu úchopu pytle



Obr. 17) Schéma mechanismu úchopu pytle

Na (Obr. 17) lze vidět schematické znázornění zvoleného mechanismu úchopu pytle. Mechanismus je rozdělen na 4 členy (tělesa), přičemž:

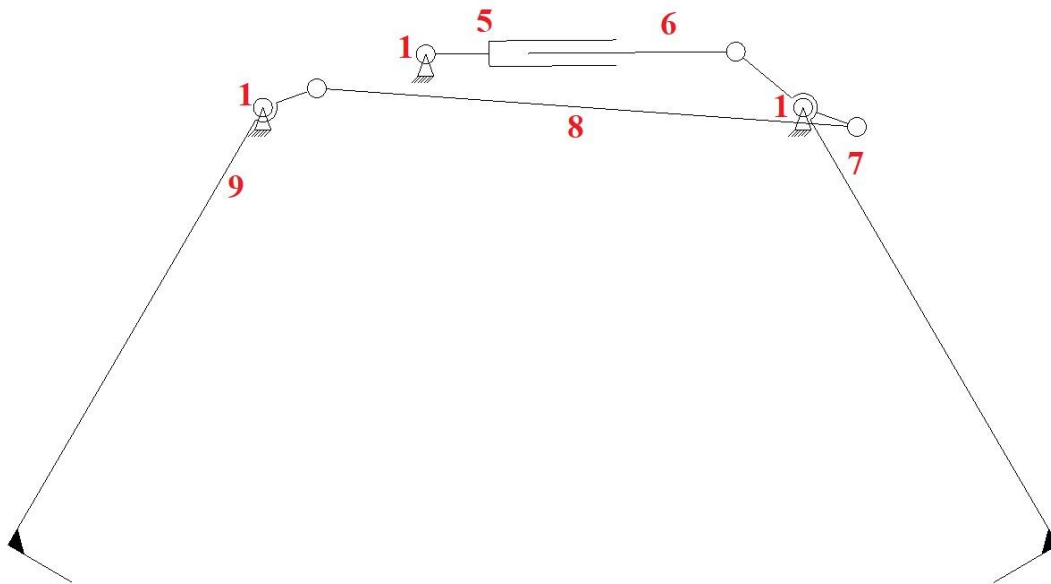
- Člen 1 je základní těleso (rám)
- Člen 2 je pneumatický válec
- Člen 3 je pístnice pneumatického válce
- Člen 4 je úchopné těleso pytle

Nyní bude provedeno ověření, zda se skutečně jedná o mechanismus:

$$i = 3 * (T - 1) - 2 * (R + P) - O = 3 * (4 - 1) - 2 * (3 + 1) = 1 \text{ } ^\circ V \quad (1)$$

Z rovnice (1) vyšel jeden stupěň volnosti, jedná se tedy skutečně o mechanismus. Člen 1 sestává vlevo z čepu, který je pevně spojený s rámem chapadla a vpravo z hřídele, která je přes ložiska a ložiskové domky také spojena s rámem chapadla. Člen 2 rotuje kolem čepu (člen 1 vlevo), člen 3 jednak rotuje kolem čepu vpravo, ale především se posouvá relativně vůči členu 2. Člen 4 rotuje kolem hřídele (člen 1 vpravo).

4.2 Schéma mechanismu úchopu palety



Obr. 18) Schéma mechanismu úchopu palety

Na (Obr. 18) lze vidět schematické znázornění zvoleného mechanismu úchopu palety. Mechanismus je rozdělen na 6 členů (tělesa), přičemž:

- Člen 1 je základní těleso (rám)
- Člen 5 je pneumatický válec
- Člen 6 je pístnice pneumatického válce
- Člen 7 je první část úchopného tělesa palety
- Člen 8 je spojovací tyč mezi oběma částmi úchopného tělesa palety
- Člen 9 je druhá část úchopného tělesa palety

Nyní bude provedeno ověření, zda se skutečně jedná o mechanismus:

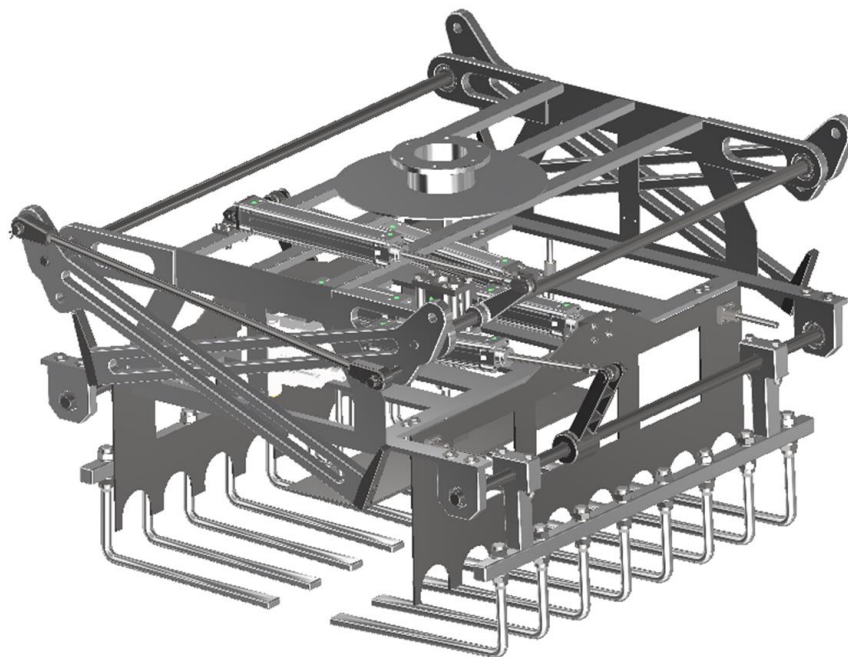
$$i = 3 * (T - 1) - 2 * (R + P) - O = 3 * (6 - 1) - 2 * (6 + 1) = 1 \text{ } ^\circ V \quad (2)$$

Z rovnice (2) vyšel jeden stupeň volnosti, jedná se tedy skutečně o mechanismus. Člen 1 sestává vlevo od pneumatického válce z čepu, který je pevně spojený s rámem chapadla a vpravo i vlevo z hřídelů, které jsou přes ložiska a ložiskové domky také spojeny s rámem chapadla podobně jako u mechanismu úchopu pytlů. Člen 5 rotuje kolem čepu (člen 1 vlevo od něj), člen 6 jednak rotuje kolem čepu vpravo, ale především se posouvá relativně vůči členu 5. Člen 7 rotuje kolem hřídele (člen 1 vpravo), člen 8 koná obecný rovinný pohyb (členy 7, 8 a 9 dohromady tvoří tzv. čtyřkloubový mechanismus), člen 9 rotuje kolem hřídele (člen 1 vlevo). Hlavní výhodou tohoto mechanismu je použití pouze jediného pneumatického válce pro realizaci pohybu obou částí úchopného tělesa, nevýhodou naopak je rozdílná úhlová rychlost členů 7 a 9 a z toho vyplývající nutnost seřízení mechanismu tak, aby byl symetrický v poloze úchopu palety.

4.3 Popis modelu a zvoleného konceptuálního řešení

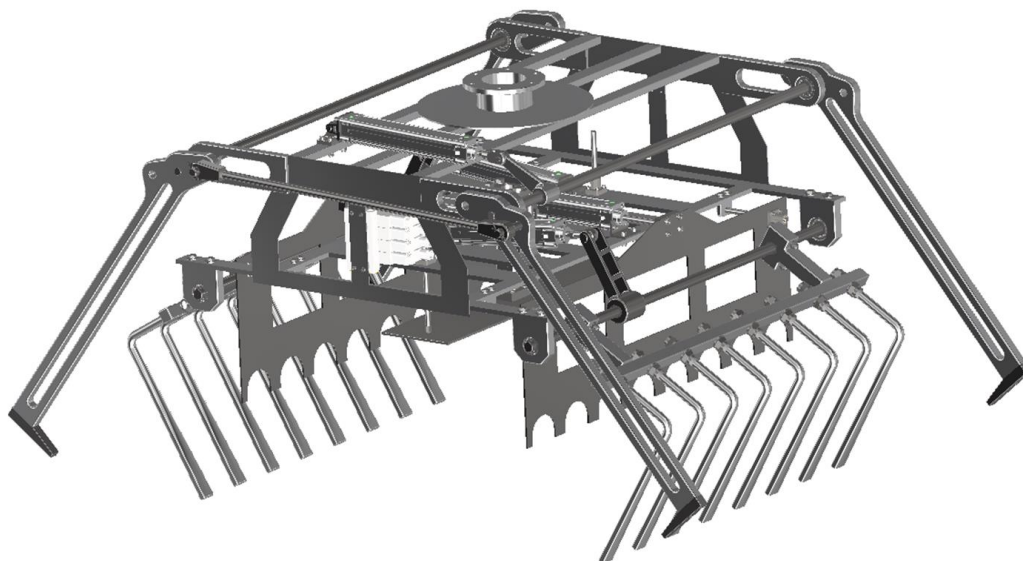
Zvolené konceptuální řešení (Obr. 19) vymodelované v programu Autodesk Inventor obsahuje celkem 579 dílů a lze jej rozdělit do pěti základních konstrukčních celků, a to:

- Mechanismus úchopu pytle
- Mechanismus úchopu palety
- Boční přítlak
- Horní přítlak
- Rám chapadla



Obr. 19) Konceptuální řešení chapadla pro manipulaci s pytli brambor – uzavřený stav

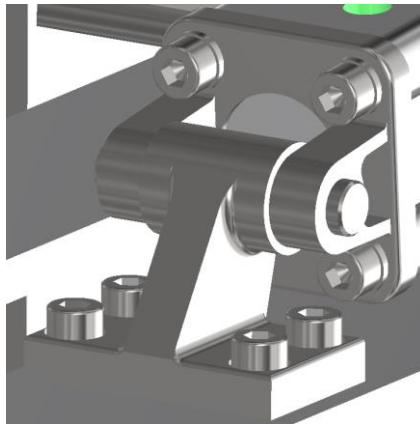
Na (Obr. 20) lze rovněž vidět chapadlo v otevřeném stavu, tedy písty jsou na opačném konci zdvihu.



Obr. 20) Konceptuální řešení chapadla pro manipulaci s pytli brambor – otevřený stav

4.3.1 Popis mechanismu úchopu pytle

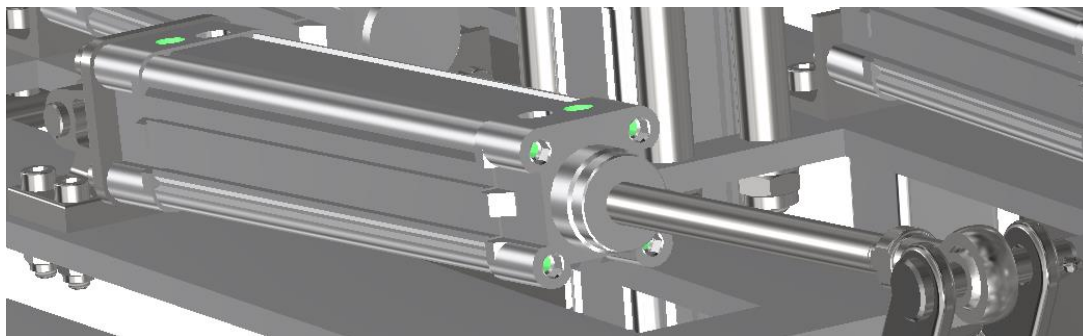
Mechanismy úchopu pytle jsou ve skutečnosti dva, ale jsou shodné a zrcadlově vůči sobě otočené. Každý je poháněn svým vlastním pneumatickým válcem. Pneumatický válec je k rámu přichycen (Obr. 21) tak, že na jeho zadní čelo je pomocí čtyř šroubů s vnitřním šestihranem o velikosti přišroubovaná vidlicová příruba. Na konstrukci rámu je rovněž pomocí stejných čtyř šroubů s vnitřním šestihranem přišroubovaná příruba s válcovou dírou. Přes vidlicovou přírubu a válcovou díru druhé příruby je prostrčen s vůlí čep, kolem kterého válec může rotovat, což je velmi důležité pro jeho funkčnost.



Obr. 21) Spojení rámu a pneumatického válce mechanismu úchopu pytle

Všechny pneumatické válce včetně příslušenství jsou (jak již bylo zmíněno v kapitole Systémový rozbor) dvojčinné a jsou nakupovány od firmy Stránský a Petržík spol. s.r.o. 3D modely těchto válců i příslušenství byli poskytnuty od stejnojmenné firmy. Pneumatický válec mechanismu úchopu pytle (Obr. 22) má zdvih 140mm. Podélný řez válcem je na (Obr. 23). Na horní straně válce jsou díry jednak pro aretaci tlumení válce při dorazu na konec zdvihu a jednak díry pro připojení hadic stlačeného vzduchu.

Na pístnici je na konci přišroubované oko, které je součástí příslušenství válce, a to je čepem spojeno s vidlicovým spojovacím ramenem. Čep má z jedné strany hlavu a z druhé strany je radiálně od výroby vyvrtaná díra pro závlačku, která slouží jako axiální zajištění čepu.



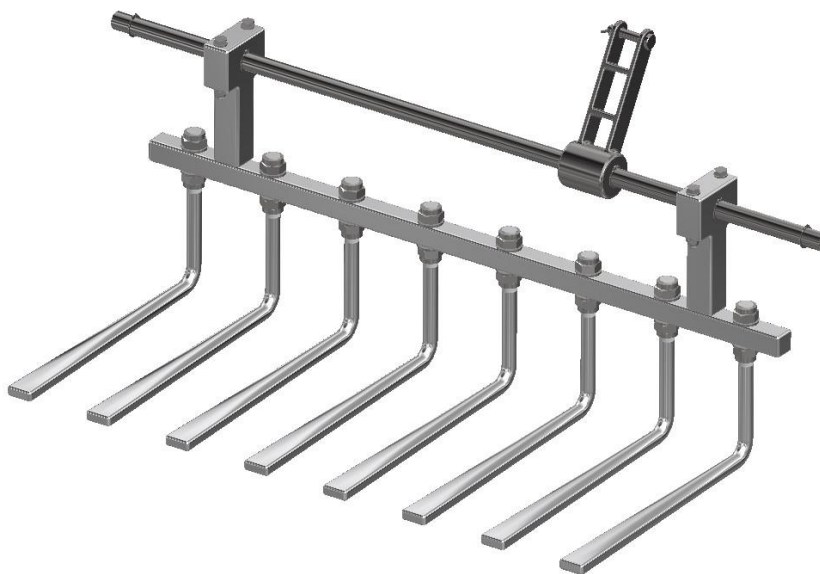
Obr. 22) Pneumatický válec mechanismu úchopu pytle



Obr. 23) Podélný řez pneumatickým válcem mechanismu úchopu pytle

Navržené řešení tělesa 4 (Obr. 17) lze vidět na (Obr. 24). Spojovací rameno má délku od osy čepu po osu hřídele 145mm a je spojeno s hřídelem o průměru 20mm pomocí pera o délce 50mm a axiálně zajištěno pojistnými kroužky z obou stran (Obr. 25). Spojovací ramena hřídele a samotných úchopných prvků je řešena identickým způsobem, přičemž tato spojovací ramena jsou řešena jako dělený náboj, který je spojen vždy dvěma šrouby se šestihrannou hlavou a s maticí na druhém konci. To je z důvodu snadnější montáže celého kompletu úchopných prvků se spojovací tyčí a spojovacími rameny na hřídel.

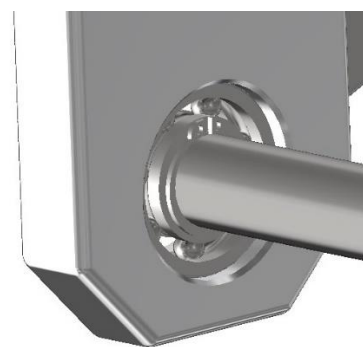
Na (Obr. 26) je znázorněno axiální zajištění ložiska na hřídeli, které je z jedné strany na vnějším kroužku zajištěno, díky opěrné ploše na ložiskovém domku a z druhé strany je na vnitřním kroužku zajištěno pojistným kroužkem.



Obr. 24) Hlavní část mechanismu úchopu pytle



Obr. 25) Axiální zajištění spojovacího ramene na hřídeli



Obr. 26) Axiální zajištění ložiska na hřídeli

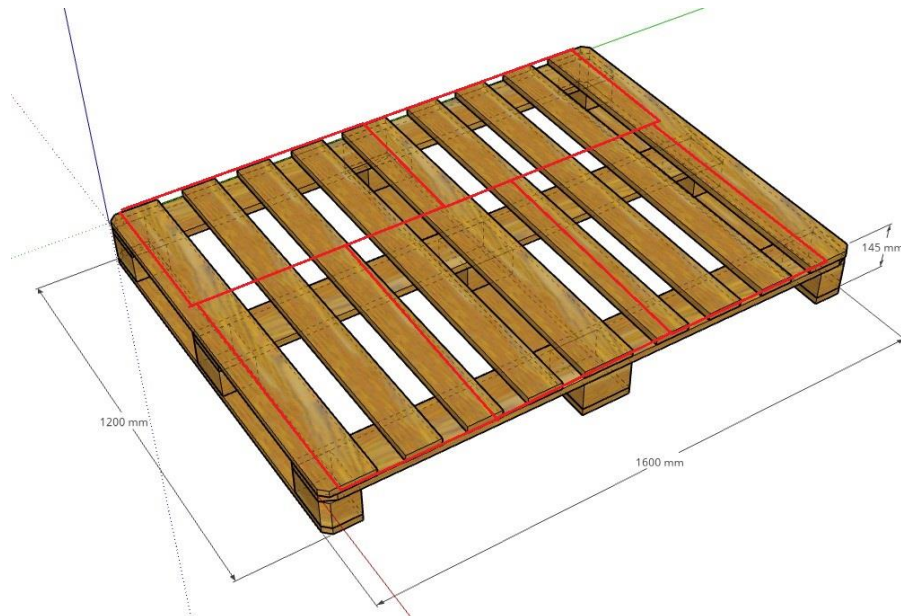
Ke spojovacím ramenům je přivařena spojovací čtvercová tyč, která propojuje obě spojovací ramena v jeden celek. V čtvercové spojovací tyči jsou po rozteči 100mm vyvrtané díry pro samotné úchopné prvky, které mají na svém konci vyrobený závit M16 tak, aby bylo možné na něj našroubovat dvě samojistné matice, díky kterým je možné úchopné prvky utáhnout tak, aby si v průběhu manipulace s pytli zachovaly svou polohu. Úchopné prvky na své vodorovné části plynule přecházejí v obdélníkový průřez z důvodu zvětšení kontaktní plochy se samotnými bramborami v pytli tak, aby nedošlo k znatelnému poškození jejich

hlízy. Současně se však budou úchopné prvky pohybovat mezi válečky válečkového dopravníku tak, aby byla možná realizace úchopu pytle. Díky tomu je šířka obdélníkového průřezu úchopného prvku na jeho konci 30mm, aby nebyla nutná příliš velká mezera mezi válečky dopravníku. Úchopné prvky, čtvercová spojovací tyč a spojovací ramena k úchopným prvkům včetně jejich horních polovin jsou vyrobeny z duralu. Hřídel a spojovací rameno k pístnici jsou z důvodu únosnosti vyrobené z oceli 11 600.

4.3.2 Popis mechanismu úchopu palety

Mechanismus úchopu palety (Obr. 28) se skládá ze dvou hlavních částí, které jsou si velmi podobné. Každá z nich pracuje na různých stranách chapadla a jsou vzájemně spojeny spojovací tyčí.

Mechanismus je nastaven na palety o formátu 1600x1200mm, které nemají rozměr Euro palety, je to dáno způsobem skládání pytlů na paletu. Pytle brambor se svým rozměrem 500x800mm se skládají následujícím způsobem (Obr. 27). Tedy dva pytle na délku palety, což je $800 \cdot 2 = 1600$ mm a paralelně tři pytle rovněž na délku palety, tedy $3 \cdot 500 = 1500$ mm. Šířka palety je pak dána jako $500 + 800 = 1300$ mm. Přestože je zde připuštěný přesah 100mm, je tento formát nutný.



Obr. 27) Paleta o formátu 1600x1200mm použitá pro pytle brambor [32]

Zajištění spojovací tyče na rameni úchopného prvku (Obr. 29) je provedeno pomocí oka našroubovaného na samotnou spojovací tyč. Oko je následně nasazeno na čep, který je spojen s ramenem úchopného prvku a axiálně zajištěn jednak hlavou z druhé strany ramena a jednak závlačkou z viditelné strany. Druhý konec spojovací tyče a její zajištění na rameni úchopného prvku druhé hlavní části mechanismu je provedeno identicky.

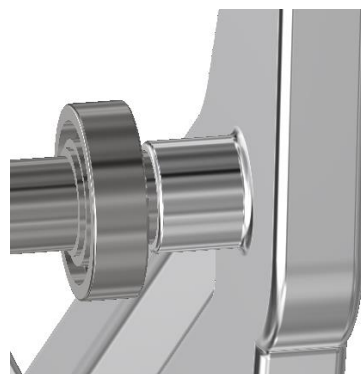
Hřídel má na obou svých koncích menší průměr, který má také díra v rameni úchopného prvku, je tedy možné rameno úchopného prvku nasadit na hřídel tak, aby se opřelo o opěrnou plochu v místě osazení hřídele (Obr. 30). Z druhé strany je potom rameno na hřídeli zajištěno pomocí pojistného kroužku. Přenos točivého momentu z hřídele na rameno je realizován opět pomocí pera. Ložisko je axiálně zajištěno na hřídeli pomocí pojistného kroužku a z druhé strany pomocí osazení na ložiskovém domku (stejně jako tomu bylo u mechanismu úchopu pytle).



Obr. 28) Mechanismus úchopu palety



Obr. 29) Zajištění spojovací tyče k rameni úchopného prvku palety

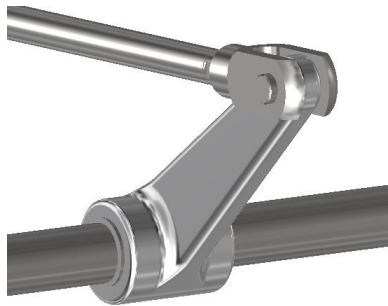


Obr. 30) Axiální zajištění ložiska a ramene úchopného prvku palety na hřídeli

Na jedné z hlavních částí mechanismu úchopu palety je na hřídeli nasazeno spojovací rameno k pístnici pneumatického válce, který celý mechanismus pohání. Zajištění pneumatického válce k rámu chapadla a také samotný pneumatický válec jsou stejného provedení jako u mechanismu úchopu pytle. Rovněž také zajištění spojovacího ramene k hřídeli je stejné jako u mechanismu úchopu pytle. Mírná odlišnost je pouze v konstrukci spojovacího ramene, která není vidlicového charakteru, ale má pouze válcovou díru skrz, takže spojení ramene a pístnice (Obr. 31) je realizován pomocí vidlice, která je rovněž součástí příslušenství válce a která je našroubovaná na pístnici a následně je skrz vidlici i válcovou díru spojovacího ramena prostrčen čep, který má opět z jedné strany hlavu a z druhé je zajištěn závlačkou.

Délka samotného ramene úchopného prvku palety je 636mm. Rameno má podél své délky vyrobenou dlouhou drážku sloužící jako odlehčení a ve vzdálenosti 60mm od osy hřídele jsou vyrobeny dvě díry sloužící pro montáž čepu spojovací tyče (Obr. 29). Na konci ramena je pomocí dvou zapuštěných šroubů s vnitřním šestihranem z čela ramena

přišroubovaný samotný úchopný prvek (Obr. 32), který je vyroben z oceli, kvůli kontaktnímu tlaku s paletou v průběhu manipulace.



Obr. 31) Spojení spojovacího ramena k pístnici



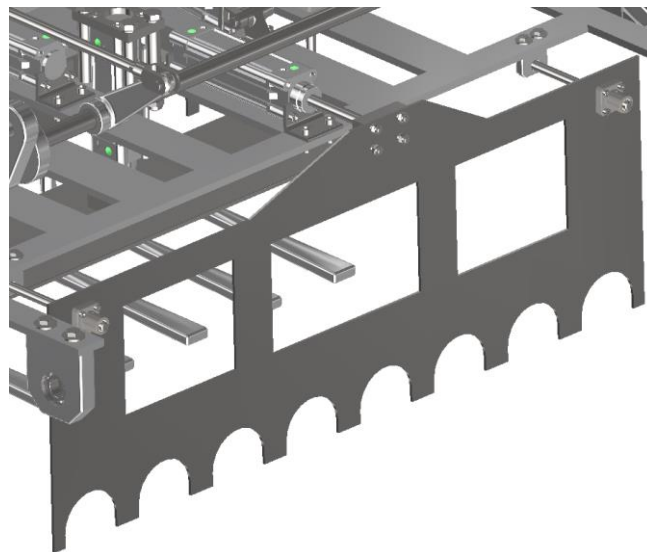
Obr. 32) Spojení úchopného prvku k jeho rameni

Výhodou tohoto provedení a zároveň důvod volby této konstrukce mechanismu úchopu palety je především postačující použití pouze jednoho pohonu na celý mechanismus, což je následně promítnuto do ekonomičnosti chapadla.

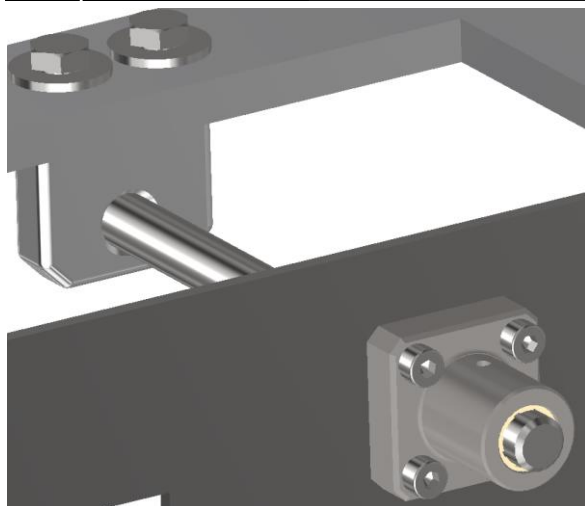
Nevýhodou tohoto provedení je, že díky spojení obou hlavních částí mechanismu spojovací tyčí je na obou hřídelích dosaženo rozdílného úhlového zrychlení, tedy úhlové rychlosti i polohy v různém čase. Díky tomu bylo nutné celý mechanismus seřídit tak, aby v úchopné poloze bylo docíleno symetrické polohy obou hlavních částí úchopného mechanismu, a tedy úchopné prvky doléhali na paletu ve správné poloze. Toho je docíleno při montáži mechanismu dotažením resp. povolením oka na závitu na spojovací tyči (Obr. 29).

4.3.3 Popis bočního přítlačného mechanismu

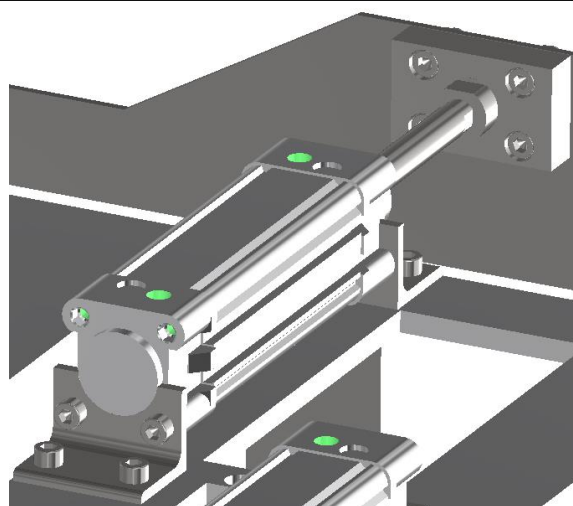
Boční přítlačný mechanismus je velmi jednoduchý mechanismus (Obr. 33), který slouží k zamezení pohybu pytle v průběhu manipulace a současně k částečnému středění pytle vůči ose orientačního ústrojí průmyslového robota, na který by toto chapadlo bylo namontováno. Boční přítlačný plech je přišroubován pomocí čtyř šroubů s vnitřním šestihranem na přírubu, která obsahuje závitovou díru pro našroubování pístnice (Obr. 35). Zároveň jsou v přítlačném plechu vypáleny odlehčující díry. Pneumatický válec je potom přichycen k rámu pomocí dvou pravoúhlých patek a příslušných šroubů.



Obr. 33) Boční přítlačný mechanismus



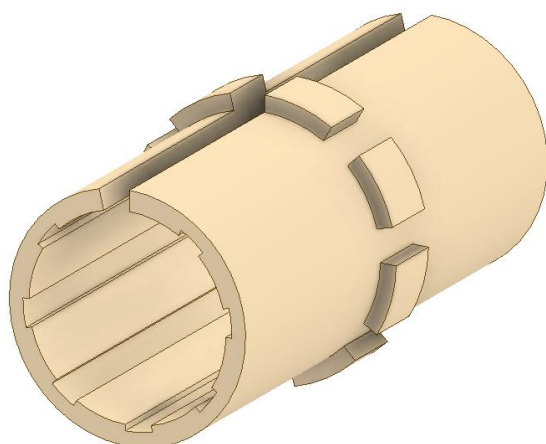
Obr. 34) Lineární kluzné vedení bočního přítlačného mechanismu



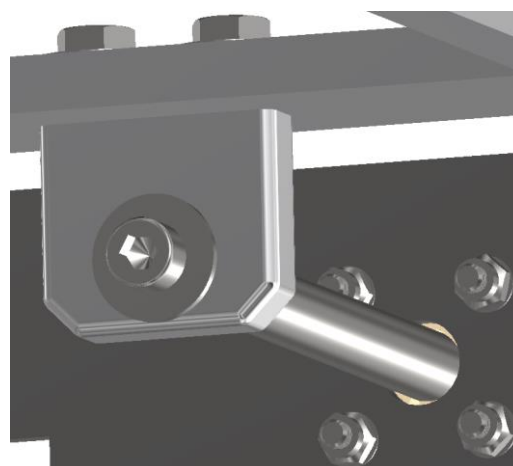
Obr. 35) Uložení pneumatického válce bočního přítlačného mechanismu

Na krajích přítlačného plechu jsou přišroubovaná kluzná ložiska vodící tyče kluzného lineárního vedení (Obr. 34), které je pro boční přítlačný mechanismus velmi důležité. Lineární vedení zabraňuje v rotaci přítlačného plechu kolem osy pístnice a současně zamezuje namáhání pístnice radiálními silami. Kluzná ložiska jsou zakoupeny od firmy Hennlich. Jedná se o lineární kluzná ložiska Drylin R FJUM 02-10. 3D model celého lineárního kluzného ložiska včetně vložky byl poskytnut od firmy Hennlich. Kluzná vložka z materiálu „iglidur J“ má na svém vnitřním průměru po celé délce několik vybrání (Obr. 36), která slouží pro stírání nečistot z vodící tyče, což je dle výrobce také opatření proti prašnému prostředí a není nutné instalovat dodatečné stírací kroužky. Rezistence vůči prašnému prostředí byl hlavní důvod volby právě tohoto lineárního kluzného ložiska. Dynamický součinitel tření mezi vodící tyčí a kluzným materiálem se dle výrobce pohybuje mezi 0,06 až 0,12. [33] [34]

Samotná vodící tyč je k rámu přichycena přes speciální domeček (Obr. 37), ve kterém je vyvrtaná díra. Vodící tyč je k domečku přichycena pomocí šroubu s vnitřním šestihranem a podložky z čela vodící tyče, samotný domeček je k rámu přišroubován dvěma šrouby s šestihrannou hlavou. Vodící tyč je potom stacionární a lineární kluzné ložisko se pohybuje společně s přítlačným plechem.



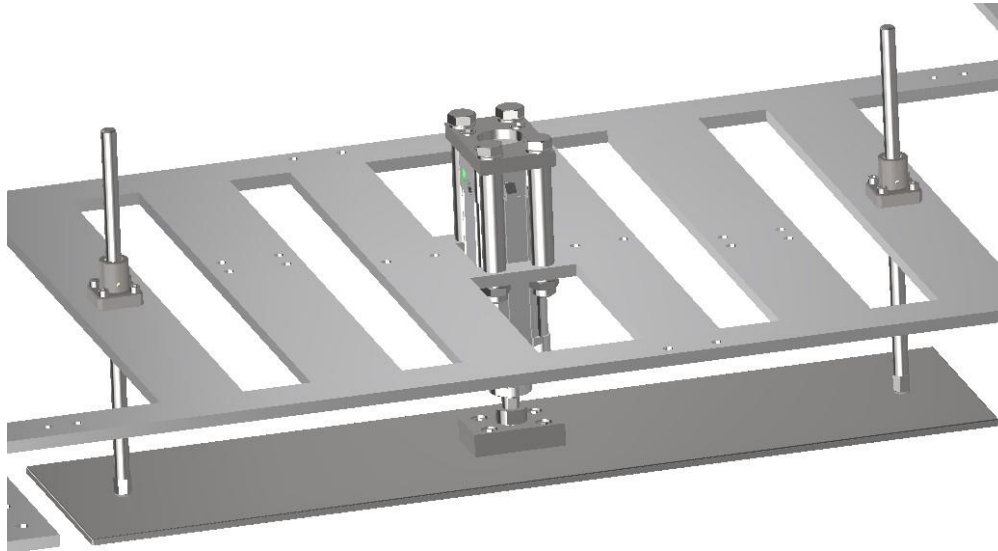
Obr. 36) Lineární kluzná vložka



Obr. 37) Spojení vodící tyče lineárního kluzného vedení k rámu

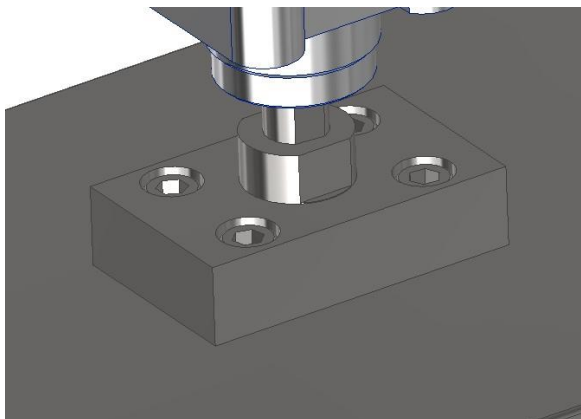
4.3.4 Popis horního přitlačného mechanismu

Horní přitlačný mechanismus (Obr. 38) je opět jednoduchý mechanismus fungující na stejném principu jako boční přitlačný mechanismus. Pneumatický válec se zdvihem 50mm je uložen vertikálně a slouží primárně ke zvedání horního přitlačného plechu o tloušťce 5mm, ale částečně také jako pomocná přitlačná síla k jeho tíze.

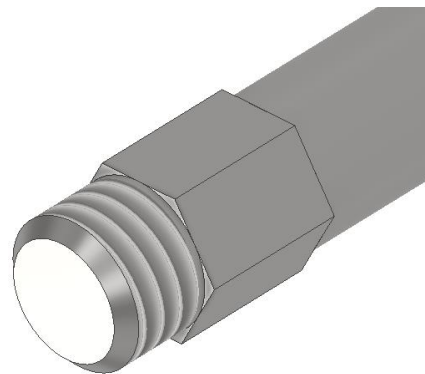


Obr. 38) Horní přitlačný mechanismus

Horní přitlačný plech je opět přišroubován k pístnici přes přírubu pomocí čtyř šroubů s vnitřním šestihranem (Obr. 39), jediný rozdíl je však v tom, že šrouby nejsou z druhé strany zajištěny maticí, ale jsou pouze našroubovány do závitové díry v plechu. Stejným způsobem jsou řešeny také vodící tyče kluzných vedení, které lze na (Obr. 38) také vidět. Na konci vodící tyče je vyroben závit a šestihran (Obr. 40), pomocí kterého je vodící tyč přímo našroubována na přitlačný plech a dotažena. Délka závitu je přitom 5mm, stejně jako tloušťka přitlačného plechu. Toto řešení je zvoleno proto, aby matice nepoškozovali přitlačovaný pytel, zejména tedy samotné brambory. Lineární kluzné vedení je stejné jako v případě bočního přitlačného mechanismu a má stejný účel, jediný rozdíl je, že v tomto případě je vodící tyč pohyblivá a lineární kluzné ložisko je přišroubované k rámu, a je tedy stacionární.

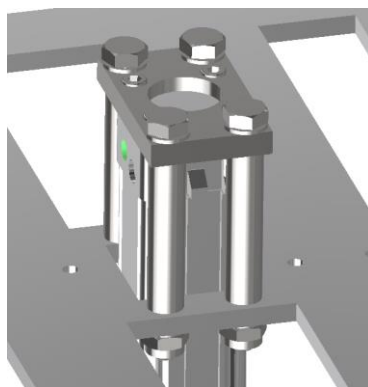


Obr. 39) Příruba spojující pístnici a horní přitlačný plech



Obr. 40) Řešení závitového konce vodící tyče lineárního vedení

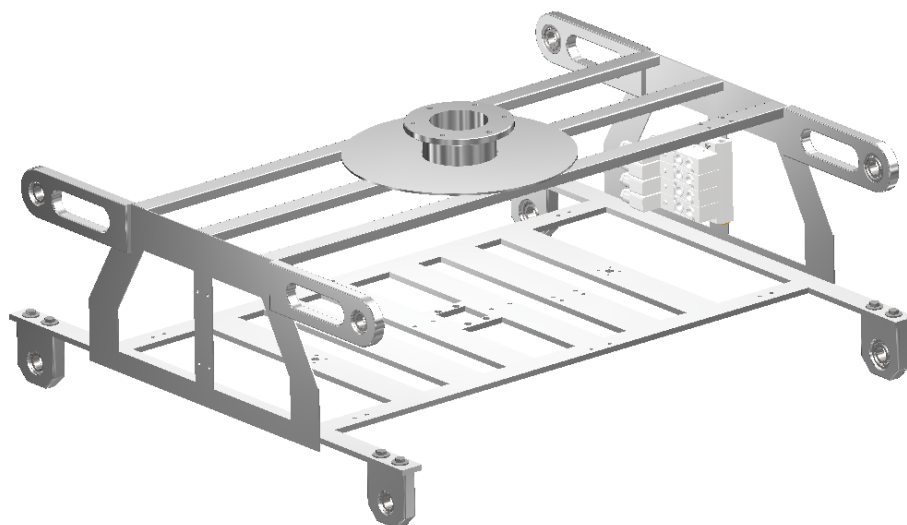
Díky relativně malého výškového prostoru pro pytel a současného použití válce se zdvihem 50mm bylo nutné válec uložit takovým způsobem, aby při nejnižší poloze přitlačného plechu nebyla nejkratší vzdálenost horního přitlačného plechu a úchopných prvků pytle menší, než 150mm, což je předpokládaná tloušťka pytle, a tím se pytel při manipulaci horním přitlačným plechem nepoškozoval. Pneumatický válec je tedy uložen dle (Obr. 41). Ze zadního čela pneumatického válce je přišroubovaná příruba obsahující rovněž díry na větším roztečném rozměru, takže je možné válec s přírubou přichytit pomocí šroubů rovnoběžných s osou válce skrz rám a zajistit maticí z druhé strany rámu. K zamezení vyššího ohybového napětí na přírubě i na rámu byly použity distanční kroužky. Šrouby i distanční kroužky by sice mohli být kratší při zvolení menšího zdvihu pneumatického válce, ale vzhledem k případným nerovnostem pytle by menší vzdálenost, než 50mm již nemusela pro pytel být dostačující.



Obr. 41) Uložení pneumatického válce horního přitlačného mechanismu

4.3.5 Popis rámu chapadla

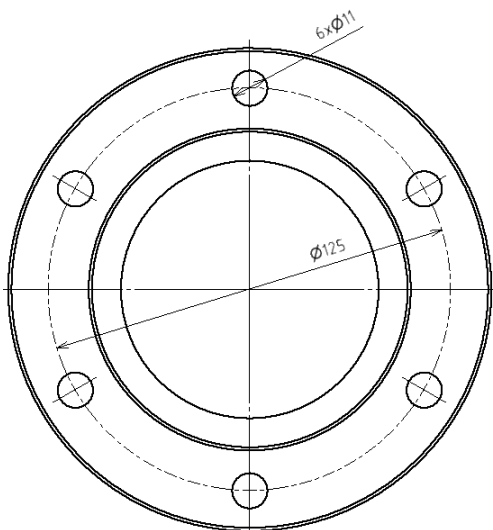
Rám chapadla (Obr. 42) je poměrně jednoduchá stacionární svařovaná duralová konstrukce pouze unášena robotem, která se dá rozdělit na horní část, která sestává z přípojovací příruby k orientačnímu ústrojí průmyslového robota, nosných profilů a ložiskových domků pro mechanismus úchopu palety, a na spodní část sestávající z hlavního rámového tělesa a ložiskových domků pro mechanismus úchopu pytle. Horní a spodní část rámu je spojena pomocí bočních plechů, které jsou jak k profilům na horní části, tak k hlavnímu rámovému tělesu svařeny.



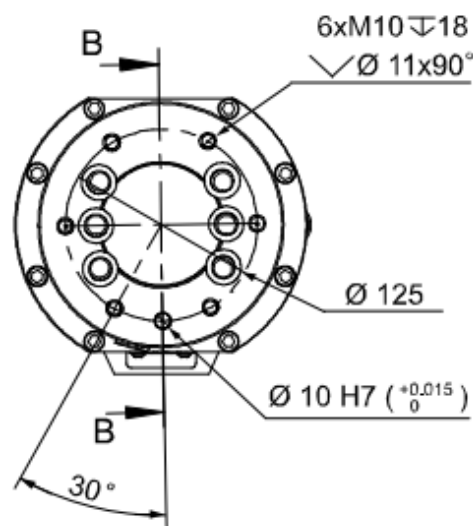
Obr. 42) Rám chapadla

Připojovací příruba k robotu se skládá ze dvou vzájemně svařených částí. První část (Obr. 43) obsahuje díry pro přišroubování celého chapadla k orientačnímu ústrojí průmyslového robota a druhá část je 3mm tlustý disk, který je na své spodní straně svařen s třemi profily tvořící zbytek horní části rámu. Nejdůležitějším aspektem při navrhování připojovací příruby je její kompatibilita s přírubou na orientačním ústrojí robota, jejichž díry pro vzájemné přišroubování musí být na stejných roztečných kružnicích, musí jich být stejný počet a mít stejný průměr.

Na (Obr. 44) je vidět schéma z produktového listu průmyslového robota ABB IRB 460 s nosností 110kg a dosahem 2,4m, který je zvolen jako standardní robot pro použití k tomuto chapadlu. Volba tohoto robota byla učiněna především z důvodu jeho vhodnosti právě na paletizační (resp. manipulační) operace. Porovnáním obou obrázků se lze přesvědčit, že volba rozměrů na přírubě koresponduje s přírubou na průmyslovém robotu. V případě nutnosti volby jiného robota zákazníkem, je potom nutné k této přírubě přišroubovat ještě dodatečnou rozšiřující přírubu, která bude korespondovat s rozměry příruby na tom robotu, který si zákazník vybere.



Obr. 43) Rozměry připojovací příruby na chapadlu



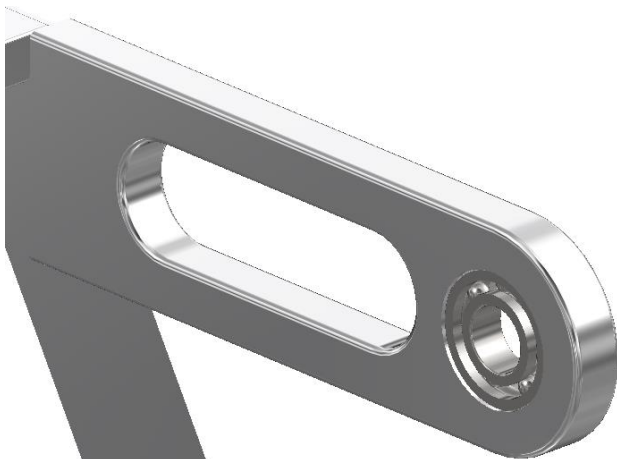
Obr. 44) Rozměry připojovací příruby na orientačním ústrojí robota ABB IRB 460 [35]

Duralové tenkostěnné duté obdélníkové profily, které také tvoří horní část rámu mají vnější rozměry průřezu 30x15mm a tloušťku 1,5mm, jejich délka je 900mm. Tyto profily jsou svařené jednak jak již bylo výše zmíněno k druhé části připojovací příruby (disku o tloušťce 3mm) a také k bočním plechům, které spojují horní a dolní část rámu. Na jednom z těchto profilů jsou vyvrtané díry, přes které je na profil uchycen pneumatický válec mechanismu úchopu palety.

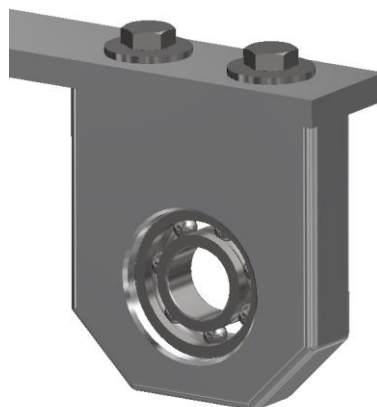
Dalším prvkem horní části rámu jsou ložiskové domky pro mechanismus úchopu palety (Obr. 45). Tyto ložiskové domky jsou uloženy přes drážku do bočního plechu spojující horní a dolní část rámu a následně k němu svařeny. V ložiskových domcích je vždy vyrobena odlehčující drážka. Při svařování je nutné dbát zvýšené preciznosti, protože je nutné, aby dvojice děr pro ložiska v ložiskových domcích určené pro stejný hřídel byly pokud možno sousedé a nedocházelo k nežádoucí deformaci hřídele, ba dokonce nesmontovatelnosti.

Spodní část rámu, tedy hlavní rámové těleso o tloušťce 8mm je nejdůležitější částí rámu, protože je k němu připojena drtivá většina mechanismů chapadla. Zejména se tedy jedná o ložiskové domky pro mechanismus úchopu pytle (Obr. 46).

Spojení horní a spodní části rámu je realizováno pomocí bočních plechů, ve kterých jsou vypáleny odlehčení a na prostřední části jsou vyvrtány čtyři díry sloužící pro montáž základní desky elektromagnetických solenoidových rozvaděčů, které budou podrobněji rozebrány v následující podkapitole.



Obr. 45) Ložiskový domek mechanismu úchopu palety



Obr. 46) Ložiskový domek mechanismu úchopu pytle

4.4 Pohony chapadla a jejich řízení

4.4.1 Pohony mechanismů chapadla

Jako druh pohonu všech mechanismů přítomných na chapadle byl zvolen pneumatický pohon, především pro jeho vysokou rychlost a poměrně nízkou cenu. Konkrétně se jedná vždy o dvojčinné přímočaré pneumatické válce s magnetickým snímáním polohy a tlumením na dorazech. Pneumatické válce (Obr. 47) splňují normu ISO 15552 a jsou zakoupeny společně s veškerým příslušenstvím i jejich řízením od firmy Stránský a Petržík spol. s.r.o. 3D modely byli rovněž poskytnuty od této firmy. Válce obsahují stírací kroužky, je tedy možné je použít do prašného prostředí v přítomnosti pytlů brambor. Alternativou by mohlo být namontování prachovky na pístnici. Nákup od firmy Stránský a Petržík ovšem není podmínkou, neboť existuje spousta výrobců, kteří nabízejí stejné válce se stejnými rozměry a parametry (Tab. 3). [36]

Tab 3) Parametry pneumatických válců použitých na chapadlu [36]

Pracovní tlak	0,6 MPa
Minimální tlak	0,1 MPa
Maximální tlak	1,0 MPa
Pracovní teplota	-20°C až +80°C
Pracovní médium	upravený stlačený vzduch



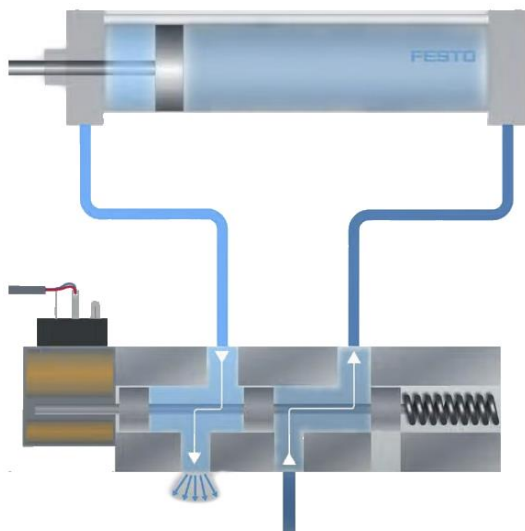
Obr. 47) Konstrukce pneumatického válce firmy Stránský a Petržík s.r.o. [36]

4.4.2 Řízení pohonů mechanismů chapadla

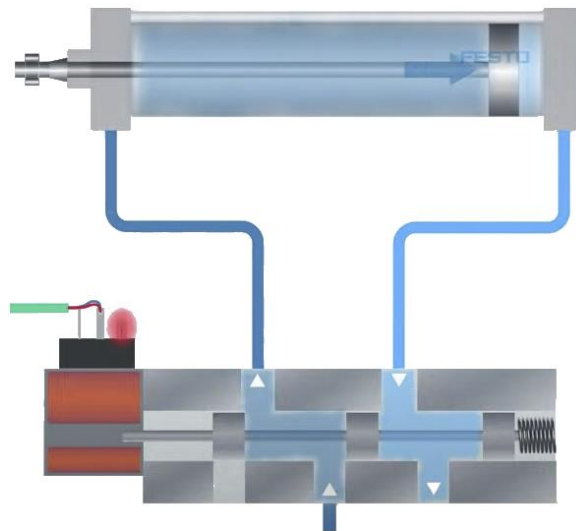
Pro řízení pneumatických válců jsou použity elektromagnetické solenoidové rozvaděče (Obr. 48) rozvňěž od firmy Stránský a Petržík. Princip funkce elektromagnetických solenoidových rozvaděčů je na (Obr. 49) resp. (Obr.50). Rozvaděč má na levé straně samotný solenoid, který translačně pohybuje s pístnicí rozvaděče. Tato pístnice je průběžná a jsou na ní celkem tři písty. Pístnice může být ve dvou polohách, a to v poloze 1 nebo 2. Na (Obr. 49) je zakreslena situace, kdy solenoidem neprotéká proud a pístnice je v poloze 1. Stlačený vzduch díky tomu proudí z označeným směrem z okruhu stlačeného vzduchu na pracovišti přímo do pneumatického válce a vytlačí pístnici ven z válce. Opačná situace je zakreslena na (Obr. 50), kdy solenoidem již protéká proud, a tedy zatlačí pístnici rozvaděče proti pružině směrem do polohy 2. Stlačený vzduch nyní proudí do válce tak, že vtlačí pístnici do válce. Jakmile solenoidem přestane protékat proud, tak pružina zatlačí pístnici rozvaděče zpět do polohy 1. Tok elektrického proudu skrz solenoid určují signály z řídicí jednotky robota. [37]



Obr. 48) Elektromagnetický rozvaděč řady MVSC firmy Stránský a Petržík s.r.o. [38]



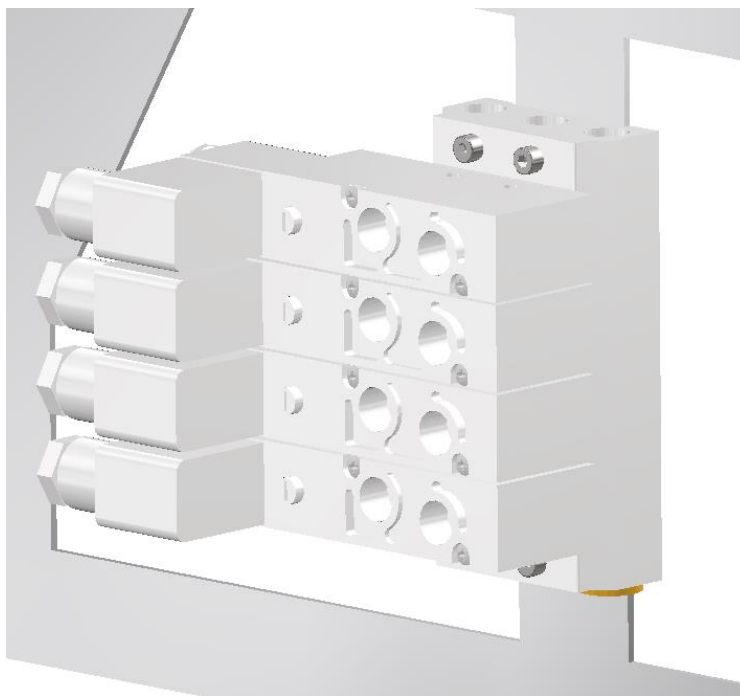
Obr. 49) Schéma elektromagnetického solenoidového rozvaděče v poloze 1 [37]



Obr. 50) Schéma elektromagnetického solenoidového rozvaděče v poloze 2 [37]

Rozvaděče použité na chapadlu fungují na stejném principu, jediný rozdíl je však v tom, že mechanismus úchopu pytlů a boční přítlačný mechanismus jsou na chapadlu dvakrát, vždy pro jednu polovinu chapadla, oba tyto mechanismy obsahují po dvou válce. Protože je ale nutné, aby byli obě poloviny obou mechanismů synchronizovány a pohybovaly se v každý čas naprosto stejně, tak je pro obě poloviny obou těchto mechanismů použit vždy jen jeden rozvaděč. Hadice jsou potom řešeny tím způsobem, že jeden výstup z rozvaděče je hadicí veden do rozpojky, ze které vedou dvě hadice do stejné pozice, ale na různých válcích tak, aby bylo výše zmíněné synchronizace pohybů obou polovin výše zmíněných mechanismů dosaženo. Stejně provedení je realizované i na druhém výstupu z rozvaděče a takto i na rozvaděči druhého mechanismu.

Na chapadle je tedy přítomno šest válců a čtyři rozvaděče vzájemně propojené pomocí dlouhých šroubů s křížovou drážkou k základové desce (Obr. 51), která je rovněž zakoupena od firmy Stránský a Petržík a do které je již přímo přiveden hlavní přívod stlačeného vzduchu z pracoviště. Protože jsou ale díry pro hlavní přívod v základové desce vyrobené skrz, tak bylo nutné druhý konec děr z čela zaslepit zátkou, rovněž zakoupenou od firmy Stránský a Petržík. Celý komplet rozvaděčů a základové desky je následně přišroubován k bočnímu plechu na rámu a z druhé strany je zajištěn maticemi.



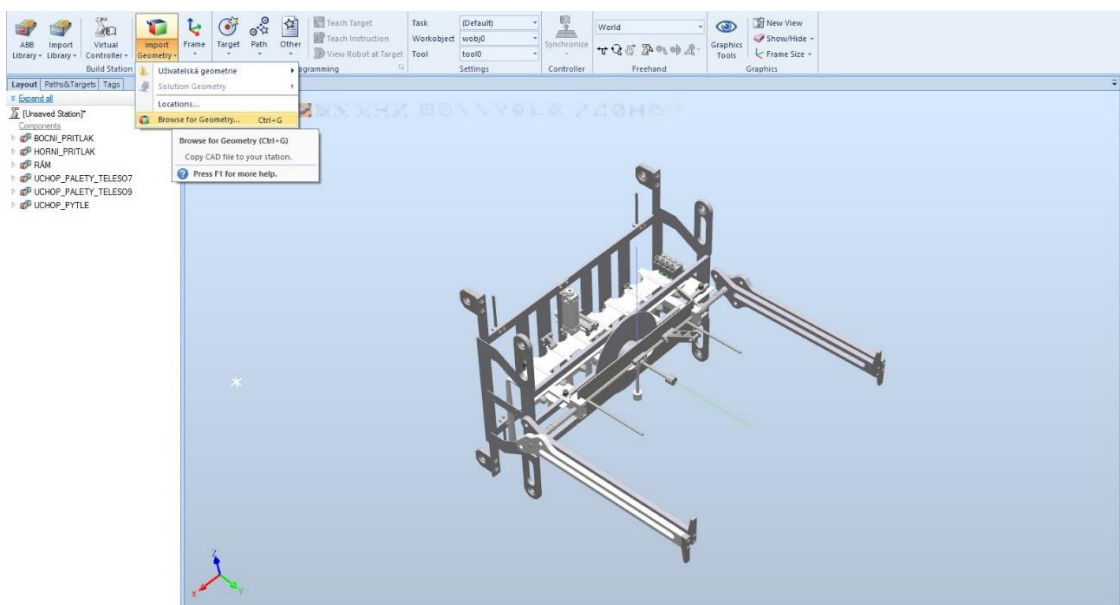
Obr. 51) Elektromagnetické solenoidové rozvaděče řady MVSC

5 DIGITÁLNÍ ZPROVOZNĚNÍ CHAPADLA

V této kapitole se budu věnovat digitálnímu zprovoznění chapadla, přesněji řečeno vytvoření I/O signálů pro komunikaci mezi chapadlem a řídicí jednotkou robota a následné simulaci jednotlivých pohybů mechanismů chapadla. Protože reálný controller, ani reálné chapadlo není k dispozici, je nutné celé zprovoznění provést virtuálně. Digitální zprovoznění je tedy provedeno v softwaru ABB RobotStudio, které bylo zmíněno v rešeršní části. Tento program byl pro digitální zprovoznění zvolen po domluvě s vedoucím práce a mimo jiné díky dostupné školní licenci právě na tento simulační program. Digitální zprovoznění bude provedeno ve dvou variantách, přičemž první z nich se bude týkat vytvoření I/O signálů pro elektromagnetické rozvaděče, které byly zmíněny v předchozí kapitole. Druhá varianta bude příklad konkrétního provedení I/O signálů pro případ, kdy chapadlo disponuje vlastní řídicí jednotkou.

5.1 Import modelu do prostředí ABB Robot Studio

Aby bylo možné začít pracovat v prostředí ABB Robot Studio, je nutné kompletní model chapadla v programu Autodesk Inventor vyexportovat do formátu, který je s programem ABB Robot Studio kompatibilní. Jedná se o formát STEP, konkrétně přípona „.sat“. Protože ale bude v Robot Studiu nutné znovu vytvořit vazby mechanismů, tak je vyexportováno do tohoto formátu hned několik souborů. Konkrétně se jedná o rám chapadla, pohyblivé těleso bočního i horního přítlačného mechanismu, tělesa 7 a 9 (obou polovin) mechanismu úchopu palety a těleso 4 mechanismu úchopu pytle. Jedná se tedy celkem o 6 souborů, které je nutné v programu Autodesk Inventor vyexportovat a následně v Robot Studiu naimportovat pomocí příkazu „Import Geometry“ a poté „Browse for Geometry“ (Obr. 52).

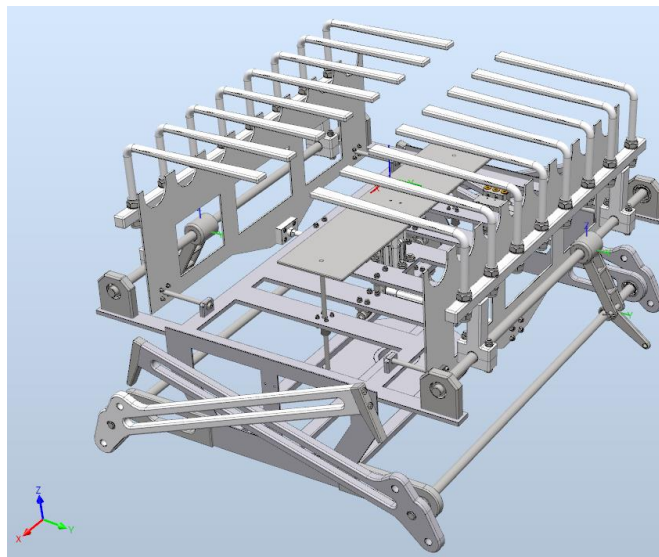


Obr. 52) Import CAD modelu do prostředí ABB Robot Studio

Jednotlivá tělesa se umístili do počátku hlavního souřadného systému „World“. Nyní je tedy nutné je přeskládat tak, jak mají být, tedy tak jak jsou složeny v programu Autodesk Inventor. Zejména je nutné, aby kladný směr osy z souřadného systému „World“ směřoval směrem od přípojovací příruby k úchopným prvkům pytle, jinak by totiž při následném

namontování chapadla na robot nedošlo ke správné orientaci chapadla. Rotace či translace vzhledem k souřadnému systému „World“ jednotlivých částí chapadla lze provést pravým kliknutím na příslušnou část chapadla, poté „Position“ a následně „Set Position...“. Poté je chapadlo poskládáno jako na (Obr. 53).

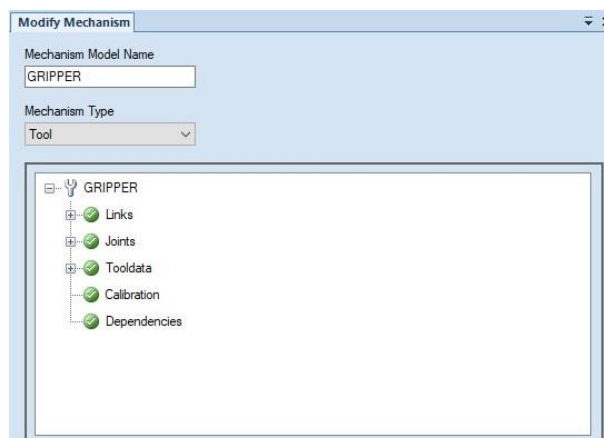
Do prostředí Robot Studia nejsou zahrnuty pneumatické válce ani pístnice mechanismu úchopu palety i pytle, ani spojovací tyč obou polovin mechanismu úchopu palety. Tyto členy totiž buďto konají obecný rovinný pohyb a nebo je jejich pohyb z jiného důvodu obtížně definovatelný v prostředí Robot Studia. Definice krajních poloh pístů ve válcích všech mechanismů lze totiž v programu Autodesk Inventor změřit i pro úchopné prvky, které v Robot Studiu umístěné jsou. Z pohledu digitálního zprovoznění je totiž pouze nutné znát časy jednotlivých cyklů a krajní polohy, pneumatické válce ani pístnice či jiná tělesa konající obecný rovinný pohyb nejsou v Robot Studiu zobrazeny.



Obr. 53) Složený model chapadla v prostředí ABB Robot Studio

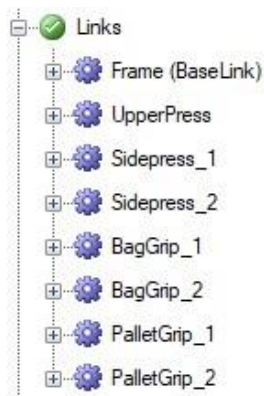
5.2 Vytvoření mechanismu v prostředí ABB Robot Studio

Aby bylo možné s digitálním zprovozněním pokračovat dále, je nutné definovat jednotlivé pohyby mechanismů chapadla. To je provedeno pomocí funkce „Create Mechanism“ na kartě „Modeling“ (Obr. 54). Nejprve je nutné pojmenovat mechanismus, následně zvolit typ mechanismu, který je v tomto případě „Tool“ (nástroj).

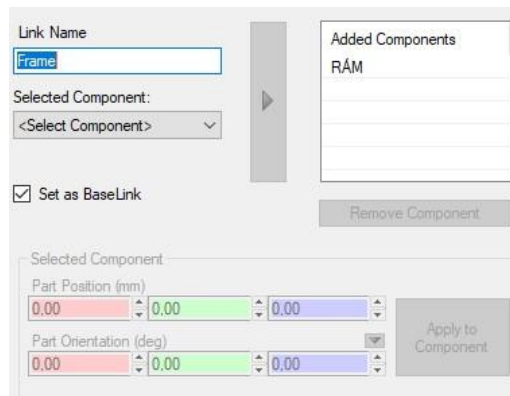


Obr. 54) Ilustrace funkce „Create Mechanism“

Následuje definování těles mechanismu tzv. „Links“, tedy těles, které budou předmětem mechanismu (Obr. 55). Nejprve je nutné definovat rám, tedy „BaseLink“. Rám je stacionární a pohyby všech částí chapadla jsou k němu vztaženy. Následně je pro každou pohyblivou část chapadla nutné vytvořit příslušný „Link“ podle (Obr. 56), tedy z výběru „Select Component“ vybrat konkrétní část chapadla a pomocí šipky na prostřední části okna jej přidat a potvrdit.



Obr. 55) Seznam těles mechanismu „Links“

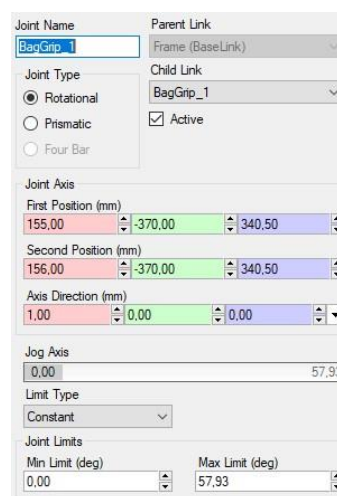


Obr. 56) Definice těles mechanismu „Links“

Další částí je definování kloubů, typu a rozsahů pohybů jednotlivých těles mechanismu „Joints“ (Obr. 57). Nejprve je dle (Obr. 58) nutné definovat tzv. „Child Link“ a „Parent Link“, tedy které těleso se vůči kterému bude pohybovat. V případě chapadla se budou všechna tělesa pohybovat vůči rámu, tedy vůči „BaseLink“. Následně je nutné definovat typ pohybu daného tělesa vůči rámu buďto jako rotační nebo prizmatický (lineární, translační). Dále je nutné nastavit počáteční polohu pohyblivého tělesa, směr pohybu a rozsah pohybu (koncové polohy). Zde je zejména nutné podotknout, že mechanismy úchopu pytle i palety se otáčejí kolem osy hřídele, ale hodnoty vyplňované se standardně váží k souřadnému systému „World“. Je tedy nutné vytvořit nový souřadný systém pomocí funkce „Frame“, který bude nastavený jako UCS, tedy uživatelský souřadný systém, a který bude umístěn do osy hřídelů všech mechanismů tak, aby bylo možné definovat také rotační pohyby mechanismů.



Obr. 57) Seznam kloubů mechanismu „Joints“



Obr. 58) Definice kloubů mechanismu „Joints“

Poslední částí ve vytváření mechanismu je „Tooldata“, tedy data nástroje (Obr. 59). Je nutné dle (Obr. 60) vyplnit souřadnice TCP, tedy souřadného systému nástroje (chapadla), hmotnost nástroje, souřadnice jeho těžiště a také moment setrvačnosti k těžišti.

Obr. 59) Vlastnosti chapadla

Obr. 60) Definice dat nástroje „Tooldata“

Po zadefinování všech výše uvedených částí jsou všechny části zelené jako na (Obr. 54), následně je tedy kliknutím na „Compile Mechanism“ celý mechanismus dokončen.

5.3 Varianta 1 – I/O systém řízení rozvaděčů jednotlivě

Varianta 1 je zaměřena na řízení solenoidů elektromagnetických rozvaděčů jednotlivě, tedy každého pohybu zvlášť, přičemž vzájemné provázání těchto pohybů do konkrétní aplikace včetně zpoždění signálů a sensoriky chapadla je již úkolem programátora případného pracoviště. Tato varianta je určena pro případ, kdy je chapadlo řízeno controllerem robota. První věcí, kterou je nutné zadefinovat jsou jednotlivé pozice již vytvořeného mechanismu, zpravidla se bude jednat o koncové polohy jednotlivých mechanismů. Následně je pomocí funkce „Smart Component“ vytvořeno I/O schéma této „Smart Componenty“. Nejprve je však do této „Smart Componenty“ naimportován vytvořený mechanismus, což je provedeno přetažením mechanismu do „Smart Componenty“ myší.

Po vytvoření I/O schématu, který je stěžejní částí digitálního zprovoznění je již možné do Robot Studia pomocí integrované ABB knihovny naimportovat robot ABB IRB 460 s jeho příslušným controllerem tak, aby bylo možné chapadlo na robot namontovat přetažením myší. Následně je na závěr možné spustit simulaci jednotlivých pohybů chapadla.

5.3.1 Pozice vytvořeného mechanismu GRIPPER varianty 1

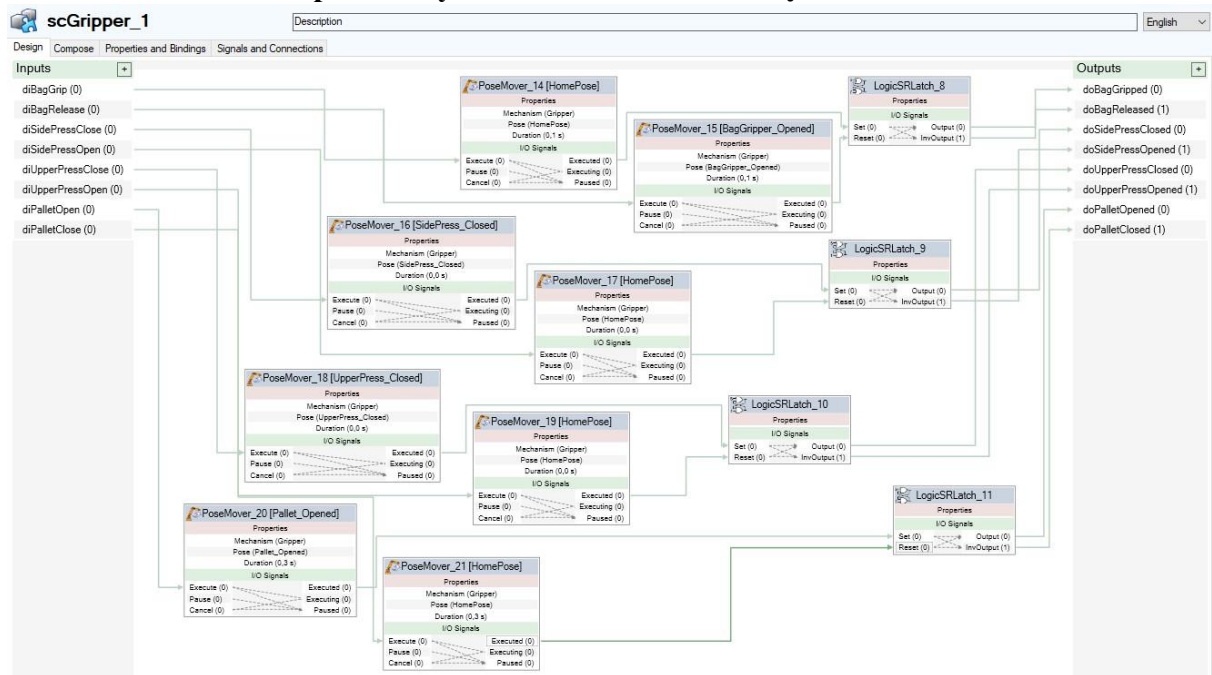
Pozice tzv. „Pose“ jednotlivých mechanismů chapadla lze definovat kliknutím pravým tlačítkem myši na mechanismus GRIPPER a výběrem „Modify Mechanism...“. Otevře se tabulka s možností úpravy mechanismu. V dolní části tabulky je možné přidávat pozice „Pose“ (Obr. 61).

Poses	
Pose Name	Pose Values
SyncPose	[0.00; 0.00; 0.00; 0.00; 0.00; 0.00; 0.00]
HomePose	[0.00; 0.00; 0.00; 0.00; 0.00; 0.00; 0.00]
BagGripper_Opened	[0.00; 0.00; 0.00; 57.93; 57.93; 0.00; 0.00]
UpperPress_Closed	[50.00; 0.00; 0.00; 0.00; 0.00; 0.00; 0.00]
SidePress_Closed	[0.00; 70.00; 70.00; 0.00; 0.00; 0.00; 0.00]
Pallet_Opened	[0.00; 0.00; 0.00; 0.00; 0.00; 114.82; 103.99]

Obr. 61) Pozice jednotlivých mechanismů „Poses“ varianty 1

Přičemž „SyncPose“ a „HomePose“ jsou domovské pozice. Jde o takovou pozici, v jaké byl zkompileován mechanismus. Pozice „BagGripper_Opened“ je pozice, ve které je maximálně otevřený mechanismus úchopu pytle. Pozice „UpperPress_Closed“ resp. „SidePress_Closed“ jsou pozice, ve kterých je uzavřený horní resp. boční přítlačný plech (plechy). A konečně pozice „Pallet_Opened“ je pozice, ve které je maximálně otevřený mechanismus úchopu palety.

5.3.2 I/O schéma chapadla a vytvoření simulace varianty 1



Obr. 62) I/O schéma varianty 1 digitálního zprovoznění chapadla

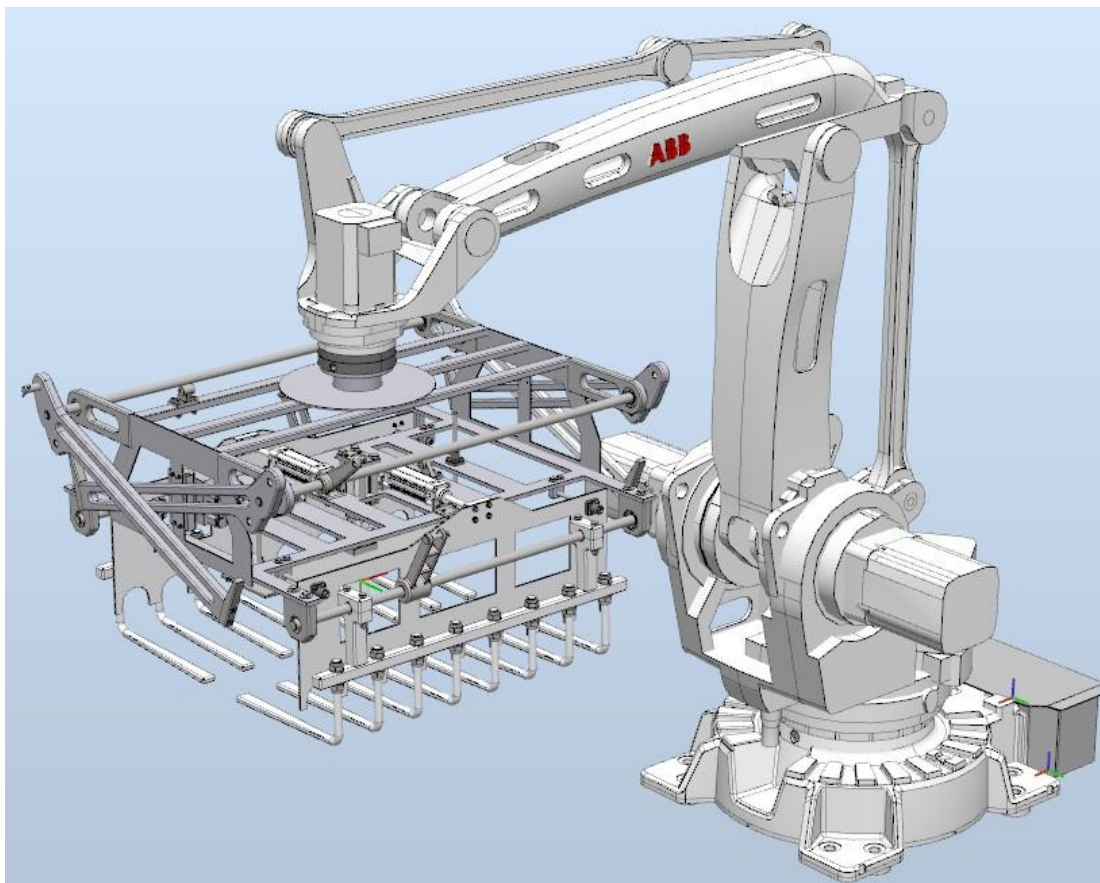
Na (Obr. 62) lze vidět I/O schéma chapadla, které lze vytvořit kliknutím pravého tlačítka myši na „Smart Componentu“ a vybrání „Edit Component“. Na kartě „Design“ je možné vytvářet a upravovat celé I/O schéma. Nejprve bylo tedy nutné definovat vstupní a výstupní signály „Smart Componenty“. Je zde 8 vstupních signálů, což odpovídá dvěma činnostem každého rozvaděče. Vždy jde o činnost „otevři/zavři“ jednotlivých mechanismů, což odpovídá dvěma situacím na rozvaděči dle (Obr. 49) resp. (Obr. 50). Každý vstupní signál má svůj korespondující výstupní signál s podobným jménem, který dává řídicí jednotce zpětnou vazbu, že daná operace proběhla, resp. v jakém stavu se chapadlo nachází.

Pohyb chapadla je realizován funkcí „PoseMover“, která umožňuje pohyb chapadla do již zadefinovaných pozic (viz podkapitola 5.3.1), zároveň je nutné zadefinovat čas cyklu jednotlivých pohybů, který byl vypočítán ve výpočtové zprávě pro každý mechanismus.

Protože výstupní signály jsou ve stavu, do kterého je daný signál naposledy přivedl, je nutné, aby druhý signál týkající se opačného pohybu téže mechanismu přivedl tento výstupní signál do stavu 0 současně s přivedením „svého“ výstupního signálu do stavu 1. To je zajištěno pomocí „Logic Set/Reset Latch“. Nakonec jsou všechny části schématu vzájemně propojeny tak, aby tvořili funkční část.

Jako poslední část je nutné vytvořit simulaci pohybů namontovaného chapadla na robot. Toho je docíleno na kartě „Simulation“, následně „I/O Simulator“, poté je vybrána vytvořená „Smart Component“ a tlačítkem „Record Simulation“, následně „Play“ je simulace nahrávána a spuštěna. Aktivací jednotlivých vstupních signálů v „I/O Simulator“ je možné ověřit funkčnost I/O schématu i s definovanými vypočtenými časy cyklů. Poslední věcí je uložení celé „Smart Componenty“ jako knihovny. Nahrávka simulace včetně vytvořené knihovny je přílohou této práce. Tato knihovna slouží jako podklad pro programátora konkrétního pracoviště, ve kterém je chapadlo aplikováno.

Na (Obr. 63) lze vidět chapadlo namontované na robotu ABB IRB 460.



Obr. 63) Chapadlo namontované na robotu ABB IRB 460

5.4 Varianta 2 - I/O systém řízení rozvaděčů v definovaném sledu

Varianta 2 je zaměřena na řízení solenoidů elektromagnetických rozvaděčů v definovaném sledu, tedy jednotlivých pohybů tak, jak je to vhodné pro danou příkladnou aplikaci. Tato varianta je určena pro případ, kdy je chapadlo řízeno vlastním PLC. První věcí, kterou je nutné zadefinovat jsou jednotlivé pozice již vytvořeného mechanismu, zpravidla se bude jednat o koncové polohy jednotlivých mechanismů. Následně je pomocí funkce „*Smart Component*“ vytvořeno I/O schéma této „*Smart Componenty*“. Nejprve je však do této „*Smart Componenty*“ naimportován vytvořený mechanismus, což je provedeno přetažením mechanismu do „*Smart Componenty*“ myší, stejně jako tomu bylo u varianty 1.

Po vytvoření I/O schématu, který je stěžejní částí digitálního zprovoznění je již možné do Robot Studia pomocí integrované ABB knihovny naimportovat robot ABB IRB 460 s jeho příslušným controllerem tak, aby bylo možné chapadlo na robot namontovat přetažením myší. Následně je na závěr možné spustit simulaci jednotlivých pohybů chapadla. Je ovšem nutné podotknout, že u této varianty 2 je zde robot použit jen pro účely simulace, chapadlo má v tomto případě své vlastní PLC.

5.4.1 Pozice vytvořeného mechanismu GRIPPER varianty 2

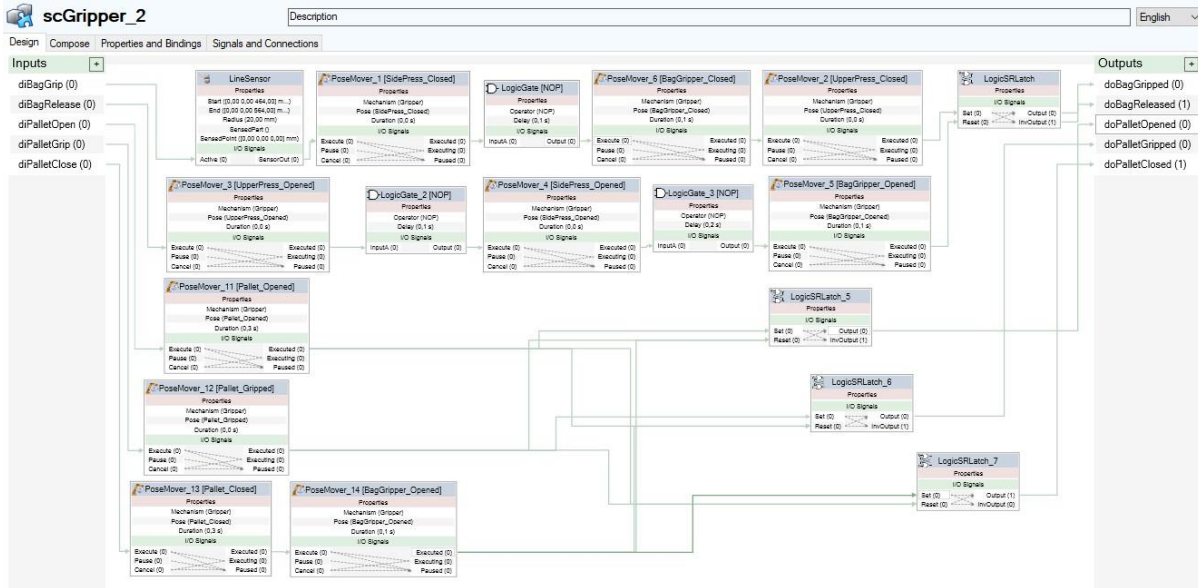
Pozice tzv. „*Pose*“ jednotlivých mechanismů chapadla lze definovat stejným způsobem jako u varianty 1, protože vytvořený mechanismus je pro obě varianty shodný. V dolní části tabulky je tedy opět možné přidávat pozice „*Pose*“ (Obr. 64).

Pose Name	Pose Values
SyncPose	[0,00; 0,00; 0,00; 0,00; 0,00; 0,00; 0,00]
HomePose	[0,00; 0,00; 0,00; 0,00; 0,00; 0,00; 0,00]
UpperPress_Closed	[50,00; 70,00; 70,00; 0,00; 0,00; 0,00; 0,00]
UpperPress_Opened	[0,00; 70,00; 70,00; 0,00; 0,00; 0,00; 0,00]
SidePress_Opened	[0,00; 0,00; 0,00; 0,00; 0,00; 0,00; 0,00]
BagGripper_Opened	[0,00; 0,00; 0,00; 57,93; 57,93; 0,00; 0,00]
Pallet_Gripped	[0,00; 0,00; 0,00; 0,00; 0,00; 105,30; 97,67]
Pallet_Opened	[0,00; 0,00; 0,00; 0,00; 0,00; 114,82; 103,99]
Pallet_Closed	[0,00; 0,00; 0,00; 0,00; 0,00; 0,00; 0,00]
SidePress_Closed	[0,00; 70,00; 70,00; 57,93; 57,93; 0,00; 0,00]
BagGripper_Closed	[0,00; 70,00; 70,00; 0,00; 0,00; 0,00; 0,00]

Obr. 64) Pozice jednotlivých mechanismů „*Poses*“ varianty 2

Přičemž „*SyncPose*“ a „*HomePose*“ jsou domovské pozice. Jde o takovou pozici, v jaké byl zkompilován mechanismus. Pozice „*BagGripper_Opened*“ resp. „*BagGripper_Closed*“ je pozice, ve které je maximálně otevřený resp. zavřený mechanismus úchopu pytle. Pozice „*UpperPress_Closed*“ či „*SidePress_Closed*“ resp. jejich otevřené varianty jsou pozice, ve kterých je uzavřený resp. otevřený horní či boční přítlačný plech (plechy). A konečně pozice „*Pallet_Opened*“ resp. „*Pallet_Gripped*“ resp. „*Pallet_Closed*“ jsou pozice, ve kterých je maximálně otevřený resp. zavřený mechanismus úchopu palety. Pozice „*Pallet_Gripped*“ slouží pouze pro ilustraci polohy, ve které je uchopená paleta, do simulace. Reálně však rozvaděč vyše vzduch do pneumatického válce, který se v této pozici nezastaví „svým přičiněním“, ale zastaví jej samotná paleta při úchopu.

5.4.2 I/O schéma chapadla a vytvoření simulace varianty 2



Obr. 65) I/O schéma varianty 2 digitálního zprovoznění chapadla

Na (Obr. 65) lze vidět I/O schéma chapadla, které lze vytvořit stejným způsobem jako u varianty 1. Nejprve bylo tedy nutné definovat vstupní a výstupní signály „Smart Component“. Je zde 5 vstupních signálů. Vždy jde o sled činností, které jsou pro danou aplikaci chapadla vhodné. Každý vstupní signál má svůj korespondující výstupní signál s podobným jménem, který dává řídicí jednotce na chapadle zpětnou vazbu, že daná operace proběhla, resp. v jakém stavu se chapadlo nachází.

Pohyb chapadla je realizován funkcí „PoseMover“, která umožňuje pohyb chapadla do již zadefinovaných pozic (viz podkapitola 5.4.1), zároveň je nutné zadefinovat časy cyklů jednotlivých pohybů, které byly vypočítány ve výpočtové zprávě pro každý mechanismus.

Na začátek signálové cesty pro úchop pytle je přidán senzor „LineSensor“, který detekuje přítomnost pytle v prostoru chapadla. Ten je zde přidán pro případ, kdy by chapadlo bylo připraveno na úchop dalšího pytle, ale takt linky (dopravníku) by nebyl tak vysoký, tedy pytel by pro paletizaci připraven nebyl. Chapadlo by v tomto případě čekalo na konci dopravníku v otevřeném stavu na sepnutí senzoru a teprve následně při jeho aktivaci by byl proces úchopu pytle zahájen.

Jelikož se při úchopu pytle jedná o pohyb třech mechanismů, nejprve boční přítlačný mechanismus, následně samotný úchopný mechanismus pytle a na závěr horní přítlačný mechanismus, je rovněž nutné nastavit zpoždění mezi pohyby těchto mechanismů tak, aby se nesepli všechny rozvaděče současně, za účelem zrovnoměnění spotřeby vzduchu. Toho je docíleno pomocí logické operace „LogicGate [NOP]“, která se samotnou strukturou signálu nedělá nic, ale je možné nastavit zpoždění signálu. Zpoždění je nastaveno individuálně pro každý „NOP Gate“ dle (Obr. 65).

Stejný princip je použit i při uvolňování pytle, kdy se nejprve uvolní horní přítlačný mechanismus, následně boční přítlačný mechanismus a na závěr je otevřen úchopný mechanismus pytle, díky čemuž pytel spadne do požadované polohy na paletě.

Protože výstupní signály jsou ve stavu, do kterého je daný signál naposledy přivedl, je nutné, aby jiný signál týkající se jiného pohybu téže mechanismu přivedl všechny výstupní

signály všech ostatních pozic na témže mechanismu do stavu 0 současně s přivedením „svého“ výstupního signálu do stavu 1. To je zajištěno pomocí třech „*Logic Set/Reset Latch*“. Nakonec jsou všechny části schématu vzájemně propojeny tak, aby tvořili funkční část.

Jako poslední část je nutné, stejně jako u varianty 1, vytvořit simulaci pohybů namontovaného chapadla na robot. Toho je docíleno stejným způsobem jako právě u varianty 1. Nahrávka simulace včetně vytvořené knihovny varianty 2 je opět přílohou této práce. Tato knihovna opět slouží jako podklad pro programátora konkrétního pracoviště, ve kterém je chapadlo aplikováno.

6 ZHODNOCENÍ A DISKUZE

V této práci se podařilo navrhnout jednu zvolenou koncepci konstrukčního řešení chapadla pro manipulaci s pytlí brambor o hmotnosti 25kg, včetně dvou možných variant řešení digitálního zprovoznění zvolené koncepce.

Zvolené konstrukční řešení je sice možné použít pouze pro pracoviště se stlačeným vzduchem, nicméně hlavním kritériem použití pneumatických mechanismů jako druh pohonu ve zvoleném konstrukčním řešení je jejich vysoká rychlost a částečně také relativně přijatelná cena.

Ve výpočtové zprávě byly provedeny všechny potřebné jak pevnostní výpočty jednotlivých konstrukčních celků, tak i kinematické výpočty časů cyklů použitých v I/O schématu obou variant digitálního zprovoznění a nárazové rychlosti obou přítlačných mechanismů do objektu manipulace (pytle brambor). Pevnostní výpočty vyšli nadmíru bezpečně již při relativně malých rozměrech v daném výpočtu. Nárazové rychlosti přítlačných mechanismů vyšly relativně vysoké, a proto byli použity tlumené válce. Cykly mechanismu jsou velmi rychlé, což je hlavní důvod výběru právě pneumatického mechanismu a současně pozitivní fakt, vzhledem ke stále zvětšujícímu se tlaku na rychlosti výrobních, resp. paletizačních linek.

Zpracovány byly dvě varianty digitálního zprovoznění. V první variantě je chapadlo řízeno řídicí jednotkou (controllerem) robota a vstupní signály do chapadla pouze přemísťují jednotlivé mechanismy chapadla do koncových poloh pomocí aktivace solenoidových elektromagnetických rozvaděčů použitých v konstrukčním řešení. Sensorika a zpoždění signálů, tedy naprogramování konkrétního sledu pohybů jednotlivých mechanismů na chapadlu je potom řešena v externím I/O schématu mezi controllerem a chapadlem, jehož zpracování je již úkolem programátora konkrétní aplikace tohoto chapadla na konkrétním pracovišti.

Ve druhé variantě je chapadlo řízeno vlastní řídicí jednotkou a I/O schéma chapadla je již naprogramováno na pohyb mechanismů chapadla v konkrétním zvoleném sledu. Je zde aplikován senzor pytle u signálu pro úchop pytle. To je pro případ, kdyby takt linky (dopravníku) byl pomalejší, než paletizace chapadla. V takovém případě by robot čekal s otevřeným chapadlem u dopravníku, dokud by senzor nezachytil pytel, poté by došlo k samotnému úchopu. Současně jsou ve druhé variantě nastaveny zpoždění signálů tak, aby bylo docíleno postupného sepnutí rozvaděčů, za účelem snížení okamžitého odběru vzduchu z okruhu stlačeného vzduchu na pracovišti. V případě druhé varianty již programátor použije předdefinovanou sensoriku a zpoždění signálů a naprogramuje pouze dráhy robota na konkrétním pracovišti a propojení signálů s řídicí jednotkou.

V konceptuálním návrhu by alternativně mohli být použity elektrické pohony, protože ne každé pracoviště má dostupný stlačený vzduch. Mohlo by se např. jednat o servomotory, které by byly přes pohybový šroub a matici převodovány na translační pohyb. Tento pohon by následně byl použit na stejnou konstrukci chapadla místo pneumatických válců. Místo rozvaděčů by byli použity frekvenční měniče a v případě použití DC servomotoru s permanentními magnety také přepínače polarity. PLC na chapadle nebo na robotu (podle zvolené varianty) by řídilo frekvenční měnič tak, aby po určitém počtu otáček, resp. času v koncové poloze daného mechanismu, servomotor zastavil. Následně by došlo ke změně polarity a PLC by vyslal jiný signál do měniče, kde by došlo k rozběhu motoru již se

změněnou polaritou, takže by se otáčel opačným směrem, a tedy by došlo k opačnému pohybu mechanismu. Velkou výhodou by pak byla možnost plynulé změny polohy mechanismů s definovatelnou rychlostí a především možnost použití do pracovišť bez stlačeného vzduchu. Zdánlivou nevýhodou by mohla být případná vyšší pořizovací cena a nižší rychlost pohonu, nicméně pro pracoviště bez stlačeného vzduchu by se jednalo o variantu řešení při jinak velmi omezených možnostech.

Jiná varianta konstrukčního řešení by mohla být např. použití převodu typu hřeben-kolo místo spojovacích ramen na hřídelích. Výhodou by bylo zjednodušení mechanismu úchopu pytle i palety včetně jejich výpočtů a přesný chod mechanismu. Např. by mohlo být navrženo použití jednoho pneumatického válce na mechanismus úchopu palety za současného přesného chodu se stejnou konstantní úhlovou rychlostí obou polovin mechanismu. Tohoto by bylo docíleno použitím pneumatického válce s průběžnou pístnicí (pístnice vycházející z obou stran pneumatického válce), která by na každé straně byla spojena s ozubeným hřebenem, který by se na obou polovinách mechanismu nacházel vždy na opačné straně ozubeného kola tak, aby docházelo k synchronnímu pohybu obou polovin mechanismu k sobě, resp. od sebe. Velkou nevýhodou by byla obtížná možnost mazání převodu a především, i v případě dosažení nějaké metody mazání, absence ochrany proti prašnému prostředí v důsledku přítomnosti pytlů brambor. Další značnou nevýhodou by byla pořizovací cena převodu.

7 ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo shrnout současný stav poznání v oblasti koncových efektorů pro manipulaci, včetně představení konceptů chapadel pro manipulaci s pytlí vybraných firem a v oblasti virtuálního zprovoznování, softwarů používaných pro jeho realizaci a jeho výhod. Dále vytvořit systémový rozbor návrhu chapadla a jednu konkrétní variantu konstrukce chapadla navrhnout s ohledem mimo jiné na rychlost přípravy manipulace a nakonec je digitálně zprovoznit.

Práce byla rozčleněna do několika hlavních kapitol. První kapitolu tvořil úvod.

Ve druhé kapitole byla nejprve stručně uvedena definice robotizace a roční statistika vývoje robotiky z Mezinárodní federace robotiky, která každoročně tyto statistiky zveřejňuje. Následně byl vysvětlen princip koncových efektorů pro manipulaci, zejména s ohledem na typ úchopných prvků a ovládání úchopné síly. Poté se tato kapitola věnuje představení konceptů chapadel pro manipulaci s pytlí zejména firem Piab a Destaco. A na závěr je v této kapitole shrnuta problematika virtuálního zprovoznování včetně vybraných softwarů a její základní výhoda v ušetření času oproti zprovoznování reálnému.

Ve třetí krátké kapitole bylo uvedeno základní zamyšlení a rozebrání následujícího konstrukčního řešení chapadla. Zejména bylo v této krátké kapitole uvedeno několik základních parametrů objektu manipulace a především zde bylo shrnuto, jaké aspekty je při konstrukčním procesu chapadla nutné brát v potaz.

Ve čtvrté kapitole se práce zabývala samotným návrhem konkrétního konceptu chapadla. Nejprve byl podrobně popsán zhotovený model chapadla v programu Autodesk Inventor Professional. Poté bylo krátce pojednáno o použitých pohonech, včetně jejich parametrů a jejich řízení.

V poslední páté kapitole se práce zabývala dvěma variantami digitálního zprovoznění chapadla. První varianta se týkala pouze přímého ovládání mechanismů chapadla a byla při ní použita řídicí jednotka robota. Druhá varianta se týkala ovládání mechanismů chapadla včetně použití senzoru a zpoždění signálů, byla při ní použita vlastní řídicí jednotka chapadla. Celkově se pátá kapitola věnuje potřebným krokům, které v prostředí programu ABB Robot Studio bylo nutné učinit, aby bylo obou variant dosaženo. Jednalo se tedy o import modelu z programu Autodesk Inventor, následně vytvoření mechanismu z celého chapadla a na závěr vytvoření I/O schématu a finální simulace pro obě varianty.

Přílohou této práce je také výpočtová zpráva navrženého konceptu, která celý konceptuální návrh podkládá potřebnými jak pevnostními, tak i kinematickými výpočty. Z pevnostních výpočtů šlo především o výpočet potřebného tlaku stlačeného vzduchu ve válci pro udržení mechanismu v koncových zatížených polohách a následně výpočet bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti v kritickém místě a také kontrola ložisek na statickou únosnost a návrh potřebné délky per, které spojují hřídel s příslušnými spojovacími rameny. Z kinematických výpočtů bylo nutné metodou redukce spočítat zrychlení pístnic jednotlivých mechanismů chapadla. Díky zrychlení bylo možné spočítat časy cyklů a v případě bočního či horního přítlačného mechanismu také nárazové rychlosti do objektu manipulace (pytle).

Přílohou této práce jsou mimo výpočtovou zprávu také kompletní projekt s konstrukčním řešením zvoleného konceptu chapadla a obě varianty digitálního zprovoznění chapadla uložené jako knihovna, včetně simulací obou těchto variant.



8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Robotizace. *TEMEX* [online]. Ostrava: TEMEX [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://www.temex.cz/sluzby/automatizace/robotizace/>
- [2] KMEC, Ján, Jan VALÍČEK, Roman DANEL a Michal ŘEPKA. *PRŮMYSL 4.0 - AUTOMATIZACE A ROBOTIZACE PRO PRŮMYSLOVOU SFÉRU* [online]. České Budějovice, 2020 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: https://is.vstecb.cz/do/vste/ustav_technicko-technologicky/pr/kurzy_pro_spolecnost_4_0/robotika/Opora_Robotika.pdf. Kurz. Vysoká škola technická a ekonomická v Českých Budějovicích.
- [3] LEDVINKOVÁ, Petra. *Vliv robotizace na zaměstnanost* [online]. České Budějovice, 2021 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://theses.cz/id/8cu7wn/BP-ledvinkova.pdf>. Bakalářská práce. Jihočeská univerzita v Českých Budějovicích, Ekonomická fakulta, Katedra řízení. Vedoucí práce Martin Pech.
- [4] FEJFAROVÁ, Adéla. Robotizace a její dopad na profese. *Svět průmyslu* [online]. 2020, 30.3.2020 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://svetprumyslu.cz/2020/03/30/robotizace-a-jeji-dopad-na-profese/>
- [5] World Robotics 2021. *International Federation of Robotics* [online]. Lyoner Strasse 18 60528 Frankfurt/Main, Germany, 2021 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: https://ifr.org/downloads/press2018/2021_10_28_WR_PK_Presentation_long_version.pdf
- [6] ADOLT, Lukáš. *Virtuální zprovoznění robotizovaného pracoviště pro obloukové svařování* [online]. Brno, 2021 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=225532. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jan Vetiška.
- [7] KOLÍBAL, Zdeněk. *Roboty a robotizované výrobní technologie*. Brno: VUTIUM, 2016. ISBN 978-80-214-4828-5.
- [8] KRATOCHVÍL, Tomáš. *Koncové efekторы průmyslových robotů pro manipulaci* [online]. Brno, 2013 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=66998. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Lukáš Flekal.
- [9] BARTOŠEK, Michal. *Konstrukce úchopné hlavice s mechanickým transformačním blokem* [online]. Praha, 2017 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/73061/F2-BP-2017-Bartosek-Michal-BP0216.pdf?sequence=-1&isAllowed=y>. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení. Vedoucí práce Vladimír Andrlík.
- [10] SKAŘUPA, Jiří. *Průmyslové roboty a manipulátory* [online]. Ostrava: Ediční středisko VŠB – TUO, 2007 [cit. 2022-05-17]. ISBN 978-80-248-1522-0. Dostupné z: http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/PRM/Text/Skripta_PRaM.pdf
- [11] BRUS, A., M. DONOVALOVÁ a Š. NOVOTNÝ. *Bernoulliho rovnice a její aplikace* [online]. Břehová 7, 115 19 Praha 1: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta jaderná a fyzikálně inženýrská [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <http://fyzsem.fjfi.cvut.cz/2008-2009/Zima08/proc/bernuli.pdf>
- [12] Kenos® Vakuové uchopovací systémy. *Gripper systems* [online]. Gripper systems [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: https://eshop.grippersystems.cz/smartblog/8_Manipulace.html

- [13] KSG. *Piab* [online]. Sjöflygvägen 35 Täby Sweden: Piab AB [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://www.piab.com/robot-and-cobot-gripping-solutions/kenos-vacuum-gripping-systems/ksg/>
- [14] Sack Handling – Vacuum & Mechanical Grippers. *Lifrite* [online]. Maynooth: Lift Rite [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://lifrite.ie/sack-handling-vacuum-mechanical-grippers/>
- [15] Sack Lifter for Food Areas. *Palamatic* [online]. Chesterfield (Great Britain): Palamatic [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://www.palamatic.com/en-gb/products/sack-lifter-for-food-areas>
- [16] FBG. *Piab* [online]. Täby: Piab AB [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://www.piab.com/robot-and-cobot-gripping-solutions/palletizing-solutions/fbg/>
- [17] SBG. *Piab* [online]. Täby: Piab AB [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://www.piab.com/robot-and-cobot-gripping-solutions/palletizing-solutions/sbg/>
- [18] DBG Series: Bag Gripper and Palletizing Solutions. *Destaco: A Dover Company* [online]. Oberursel: DESTACO Europe [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: https://www.destaco.com/content/destaco/language-masters/en/destaco-search-results/jcr:content/root/container/search_results.pdf?pdfPath=/content/dam/destaco-assets/documents/pdf/flyers/2018_EE_DBG_Bag_Gripper_Flyer_US_WEB-3462.pdf
- [19] Modular gripping system - mGrip. *Soft Robotics* [online]. Bedford (Massachusetts): Soft Robotics, 2021 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: https://www.softroboticsinc.com/uploads/2022/01/mGrip_SoftGripper_LR.pdf
- [20] Largest Grower of Small Potatoes Gets a Grip on Growth with Soft Robotics. *Soft Robotics* [online]. Bedford (Massachusetts): Soft Robotics, 2021, 27.10.2021 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://blog.softroboticsinc.com/resource/tasteful-selections-utilizes-soft-robotics-mgrip-to-automate-potato-production/>
- [21] SVANTESSON, Andreas. *Investigation of Virtual Commissioning for a Small Enterprise* [online]. SE-58183 Linköping, Sverige 013-28 10 00, 2020 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1452523/FULLTEXT01.pdf>. Master thesis. Linköping University, Department of Management and Engineering. Vedoucí práce Martin Hochwallner.
- [22] ŽALUDEK, Jan. *Digitální zprovoznění robotizovaného systému pro laserové řezání* [online]. Brno, 2021 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/198309/final-thesis.pdf?sequence=2&isAllowed=y>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jan Vetiška.
- [23] JACKSON, Chad. The blurring line between virtual commissioning and digital twins. *Virtual Commissioning* [online]. 2020, 1.4.2020 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://virtualcommissioning.com/the-blurring-line-between-virtual-commissioning-and-digital-twins/>
- [24] SARVAŠ, Matej. *Digitální zprovoznění robotizovaného svařovacího pracoviště* [online]. Brno, 2021 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=224301. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jan Vetiška.

- [25] Robot Studio: Soubor nástrojů pro uživatele průmyslových robotů. *ABB* [online]. Praha: ABB [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://search.abb.com/library/Download.aspx?DocumentID=9AKK107991A4796&LanguageCode=cs&DocumentPartId=&Action=Launch>
- [26] KUKA.Sim. *KUKA* [online]. Augsburg: KUKA [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://www.kuka.com/cs-cz/produkty,-slu%C5%BEby/robotick%C3%A9-syst%C3%A9my/software/pl%C3%A1nov%C3%A1n%C3%AD-projektov%C3%A1n%C3%AD-servis-bezpe%C4%8Dnost/kuka,-d,-sim>
- [27] KARN, Pavel. *Digitální zprovoznění zakladače paletek* [online]. Brno, 2020 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=213446. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jan Vetiška.
- [28] Process Simulate. *Siemens* [online]. Berlin: Siemens [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: https://www.plm.automation.siemens.com/en_gb/Images/7457_tcm642-80351.pdf
- [29] Rašlové pytle na brambory 25 kg (100 ks) - žluté. *Webobal* [online]. Čáslav: Czechobal [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: https://www.webobal.cz/pytle-tasky/vysokopevnostni-pytle/raslove-pytle-25-kg?varianta=1417&gclid=CjwKCAjwgr6TBhAGEiwA3aVuIZ-bj-71pPHbl9n2QhAICmKcQfFatphCk8HXyOgQrITpOAg6CnV7xoCBUEQAvD_BwE
- [30] Žluté konzumní brambory. *Chlebovické brambory* [online]. Chlebovice: Chlebovické brambory [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://chlebovickebrambory.cz/produkt/zlute-konzumni-brambory/>
- [31] Dural. *Ehlinik* [online]. Pardubice: ALUPA [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://www.ehlinik.cz/dural>
- [32] 3Dwarehouse. *3Dwarehouse* [online]. Sunnyvale (California): Trimble [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: <https://3dwarehouse.sketchup.com/model/98692cb1-d4ee-4335-bb6f-e1fe79c877c7/Pallet-1600x1200?login=true>
- [33] Iglidur® J - údaje o materiálu. *Igus: plastics for longer life* [online]. Litoměřice: Hennlich [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: <https://www.igus.cz/info/plain-bearings-iglidur-j-material-data>
- [34] Drylin® R Lineární kluzná vedení. *Hennlich* [online]. Litoměřice: Hennlich [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/fileadmin/_migrated/DryLin_R.pdf
- [35] IRB 460 - Product Specification. *ABB* [online]. Praha: ABB, 2020 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://search.abb.com/library/Download.aspx?DocumentID=3HAC039611-001&LanguageCode=en&DocumentPartId=&Action=Launch>
- [36] Pneumatické válce dvojčinné. *Stránský a Petržík* [online]. Bílá Třemešná: Stránský a Petržík [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: https://www.stranskyapetrzik.cz/objekty/katalog_15_strana_2-2.pdf
- [37] Directional Control Valve Working Animation | 5/2 Solenoid Valve | Pneumatic Valve Symbols Explained. In: *Youtube* [online]. San Bruno (Kalifornie): Upmation, 2020 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=bXXL-0sf8gs&list=PLsVHEmtzcg4MogPXsgcXWzhlzVk2IwsaI&index=4&ab_channel=Upmation

[38] Elektromagnetické rozvaděče řady MVSC. *Stránský a Petržík* [online]. Bílá Třemešná: Stránský a Petržík [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.stranskyapetrzik.cz/pneu/rozvadece/rozvadece-elektromagneticke-menu/rozvadece-elektromagneticky-ovladane-5-menu/rozvadece-el-mvsc/>

9 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, TABULEK A OBRÁZKŮ

9.1 Seznam zkratek

IoT	Internet of Things (Internet věcí)
3D	Trojrozměrný
PRaM	Průmyslové roboty a manipulátory
ČR	Česká republika
MÚE	Mechanický úchopný efektor
RiL	Reality in the Loop (Realita v cyklu)
HiL	Hardware in the Loop (Hardware v cyklu)
SiL	Software in the Loop (Software v cyklu)
PLC	Programmable Logic Controller (Programovatelný logický automat)
STEP	Standard for The Exchange of Product data
IGES	Initial Graphics Exchange Specification
AG	Aktiengesellschaft (Akciová společnost)
spol. s.r.o.	Společnost s ručením omezeným
SKF	Svenska Kullagerfabriken (Švédská továrna kuličkových ložisek)
M16	Metrický závit o velkém průměru závitu 16mm
mm	Milimetr
m	Metr
kg	Kilogram
MPa	Mega Pascal
°C	Stupeň Celsia
ISO pro normalizaci)	International Organization for Standardization (Mezinárodní organizace pro normalizaci)
I/O	Input/Output (Vstup/Výstup)
UCS	User Coordinate System (Souřadný systém uživatele)
TCP	Tool Centre Point (Středový bod nástroje)
DC	Direct Current (Stejnoseměrný proud)

9.2 Seznam symbolů

i	Počet stupňů volnosti
T	Počet těles
R	Počet rotačních kinematických dvojic
P	Počet posuvných kinematických dvojic
O	Počet obecných kinematických dvojic

9.3 Seznam tabulek

Tab 1)	Jednotlivé typy převodů transformačního bloku	20
Tab 2)	Jednotlivé varianty provedení transformačních bloků T3 a T4.....	22
Tab 3)	Parametry pneumatických válců použitých na chapadlu	43

9.4 Seznam obrázků

Obr. 1)	Počet celosvětově instalovaných průmyslových robotů za rok 2020.....	18
Obr. 2)	Počet průmyslových robotů na 10 tisíc zaměstnanců v jednotlivých zemích v roce 2020.....	18
Obr. 3)	Počet celosvětově instalovaných robotů s ohledem na aplikaci v roce 2020..	19
Obr. 4)	Příklad pasivní mechanické výstupní hlavice	20
Obr. 5)	Příklad konstrukce chapadla s převodem typu T1	21
Obr. 6)	Příklad konstrukce mechanické úchopné hlavice s převodem typu T2.....	21
Obr. 7)	Konstrukce pasivní magnetické úchopné hlavice	22
Obr. 8)	Typické provedení deformačních přísavek	23
Obr. 9)	Ejektorové provedení přísavky.....	23
Obr. 10)	Piab Kenos sack gripper	24
Obr. 11)	Podtlaková hlavice pro manipulaci s pytli firem Liftrite a Palamatic	24
Obr. 12)	Mechanická úchopná hlavice firmy Piab provedení FBG a SBG	25
Obr. 13)	Mechanická úchopná hlavice firmy Destaco provedení s úchopem palet	25
Obr. 14)	Konstrukce mGRIP firmy Soft Robotics pro manipulaci s lehkými pytlí	26
Obr. 15)	Schéma jednotlivých kombinací typů zprovoznění	27
Obr. 16)	Objekt manipulace – pytel brambor 25kg	29
Obr. 17)	Schéma mechanismu úchopu pytle	31
Obr. 18)	Schéma mechanismu úchopu palety.....	32
Obr. 19)	Konceptuální řešení chapadla pro manipulaci s pytlí brambor – uzavřený stav	33
Obr. 20)	Konceptuální řešení chapadla pro manipulaci s pytlí brambor – otevřený stav	33
Obr. 21)	Spojení rámu a pneumatického válce mechanismu úchopu pytle.....	34
Obr. 22)	Pneumatický válec mechanismu úchopu pytle.....	34
Obr. 23)	Podélný řez pneumatickým válcem mechanismu úchopu pytle.....	34
Obr. 24)	Hlavní část mechanismu úchopu pytle.....	35
Obr. 25)	Axiální zajištění spojovacího ramene na hřídeli	35
Obr. 26)	Axiální zajištění ložiska na hřídeli	35
Obr. 27)	Paleta o formátu 1600x1200mm použitá pro pytle brambor.....	36
Obr. 28)	Mechanismus úchopu palety	37
Obr. 29)	Zajištění spojovací tyče k rameni úchopného prvku palety	37

Obr. 30) Axiální zajištění ložiska a ramene úchopného prvku palety na hřídeli	37
Obr. 31) Spojení spojovacího ramena k pístnici	38
Obr. 32) Spojení úchopného prvku k jeho rameni	38
Obr. 33) Boční přitlačný mechanismus.....	38
Obr. 34) Lineární kluzné vedení bočního přitlačného mechanismu	39
Obr. 35) Uložení pneumatického válce bočního přitlačného mechanismu.....	39
Obr. 36) Lineární kluzná vložka	39
Obr. 37) Spojení vodící tyče lineárního kluzného vedení k rámu.....	39
Obr. 38) Horní přitlačný mechanismus	40
Obr. 39) Příruba spojující pístnici a horní přitlačný plech.....	40
Obr. 40) Řešení závitového konce vodící tyče lineárního vedení.....	40
Obr. 41) Uložení pneumatického válce horního přitlačného mechanismu	41
Obr. 42) Rám chapadla	41
Obr. 43) Rozměry připojovací příruby na chapadlu	42
Obr. 44) Rozměry připojovací příruby na orientačním ústrojí robota ABB IRB 460 ...	42
Obr. 45) Ložiskový domek mechanismu úchopu palety.....	43
Obr. 46) Ložiskový domek mechanismu úchopu pytle	43
Obr. 47) Konstrukce pneumatického válce firmy Stránský a Petržík s.r.o.	43
Obr. 48) Elektromagnetický rozvaděč řady MVSC firmy Stránský a Petržík s.r.o.	44
Obr. 49) Schéma elektromagnetického solenoidového rozvaděče v poloze 1	44
Obr. 50) Schéma elektromagnetického solenoidového rozvaděče v poloze 2.....	44
Obr. 51) Elektromagnetické solenoidové rozvaděče řady MVSC	45
Obr. 52) Import CAD modelu do prostředí ABB Robot Studio	47
Obr. 53) Složený model chapadla v prostředí ABB Robot Studio	48
Obr. 54) Ilustrace funkce „ <i>Create Mechanism</i> “	48
Obr. 55) Seznam těles mechanismu „ <i>Links</i> “	49
Obr. 56) Definice těles mechanismu „ <i>Links</i> “	49
Obr. 57) Seznam kloubů mechanismu „ <i>Joints</i> “	49
Obr. 58) Definice kloubů mechanismu „ <i>Joints</i> “	49
Obr. 59) Vlastnosti chapadla.....	50
Obr. 60) Definice dat nástroje „ <i>Tooldata</i> “	50
Obr. 61) Pozice jednotlivých mechanismů „ <i>Poses</i> “ varianty 1	51
Obr. 62) I/O schéma varianty 1 digitálního zprovoznění chapadla	51
Obr. 63) Chapadlo namontované na robotu ABB IRB 460	52
Obr. 64) Pozice jednotlivých mechanismů „ <i>Poses</i> “ varianty 2	53

Obr. 65) I/O schéma varianty 2 digitálního zprovoznění chapadla 54

10 SEZNAM PŘÍLOH

10.1 3D modely konstrukčního řešení

- Soubor projektu chapadla Autodesk Inventor CHAPADLO.ipj
- Soubor sestavy chapadla Autodesk Inventor CHAPADLO.iam
- Univerzální soubor modelu formátu STEP CHAPADLO.stp

10.2 Soubory Robot Studia

- Soubor knihovny varianty 1 digitálního zprovoznění scGripper_1.rslib
- Soubor knihovny varianty 2 digitálního zprovoznění scGripper_2.rslib
- Simulace varianty 1 digitálního zprovoznění SIMULACE_VARIANTA_1.mp4
- Simulace varianty 2 digitálního zprovoznění SIMULACE_VARIANTA_2.mp4

10.3 Výpočtová zpráva chapadla

- VÝPOČTOVÁ_ZPRÁVA_CHAPADLO_VÁVRA.pdf



VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

CHAPADLO PRO MANIPULACI S PYTLI

AUTOR
DANIEL VÁVRA
217751

OBSAH

1	ÚVOD.....	3
2	ÚCHOPNÉ PRVKY PYTLE.....	4
	2.1 Základní schéma.....	4
	2.2 Výpočet stupňů volnosti.....	4
	2.3 Zadané a ostatní důležité hodnoty.....	4
	2.4 Silový rozbor pro zjištění zrychlení pístnice.....	6
	2.5 Výpočet zrychlení a rychlosti na konci zdvihu pneumatického válce a času cyklu.....	7
	2.6 Výpočet potřebného tlaku vzduchu pro udržení mechanismu ve stálé poloze.....	9
3	ÚCHOPNÉ PRVKY PALETY.....	11
	3.1 Základní schéma.....	11
	3.2 Výpočet stupňů volnosti.....	11
	3.3 Zadané a ostatní důležité hodnoty.....	12
	3.4 Silový rozbor pro zjištění zrychlení pístnice.....	14
	3.5 Výpočet zrychlení a rychlosti pneumatického válce a času cyklu.....	16
	3.6 Výpočet potřebného tlaku vzduchu pro udržení mechanismu ve stálé poloze.....	18
4	BOČNÍ PŘÍTLAK.....	21
	4.1 Základní schéma.....	21
	4.2 Výpočet nárazové rychlosti přítlačného tělesa do pytle a času cyklu.....	21
5	HORNÍ PŘÍTLAK.....	22
	5.1 Základní schéma.....	22
	5.2 Výpočet potřebného tlaku pP3 pneumatického válce.....	23
	5.3 Výpočet nárazové rychlosti přítlačného tělesa do pytle a času cyklu.....	23
6	VÝPOČET HŘÍDELŮ.....	24
	6.1 Hřídel úchopných prvků pytle.....	24
	6.2 Hřídel úchopných prvků palety.....	31
7	VÝPOČET LOŽISEK.....	39
	7.1 Nastřelení konkrétního ložiska.....	39
	7.2 Výpočet statické únosnosti.....	40
8	VÝPOČET PER.....	40
	8.1 Stanovení maximálního dovoleného tlaku na bočních plochách drážek v náboji.....	40
	8.2 Pera na mechanismus úchopu pytle.....	41
	8.3 Pera na mechanismus úchopu palety.....	43
9	DOPLŇKOVÉ VÝPOČTY.....	45
	9.1 Stanovení bezpečnosti vzhledem k MSP na svaru připojovací příruby k rámu.....	45
	9.2 Stanovení bezpečnosti vzhledem k MSP mezi spodním rámem a ložiskovým domkem.....	46
	9.3 Stanovení bezpečnosti vzhledem k MSP úchopných prvků pytle.....	47
10	ZÁVĚR.....	48

1 ÚVOD

Tato zpráva je přílohou k bakalářské práci a zabývá se potřebnými kinematickými a pevnostními výpočty chapadla pro manipulaci s pytli brambor o hmotnosti 25kg.

Celé chapadlo je v této zprávě rozděleno do pěti částí:

- 1) Výpočty týkající se mechanismu úchopu pytle, mechanismu úchopu palety, horního přítlaku a bočního přítlaku.
- 2) Pomocí zjištěných sil z těchto mechanismů následně výpočet hřídelů mechanismu úchopu palety a pytle.
- 3) Pomocí reakčních sil zjištěných z výpočtu hřídele, výpočet ložisek.
- 4) Kontrola per na otláčení na bocích drážek v nábojích (spojovacích ramenech).
- 5) A nakonec doplňkové kontrolní výpočty jako ohyb úchopných prvků pytle a také výpočet svarů na rámu.

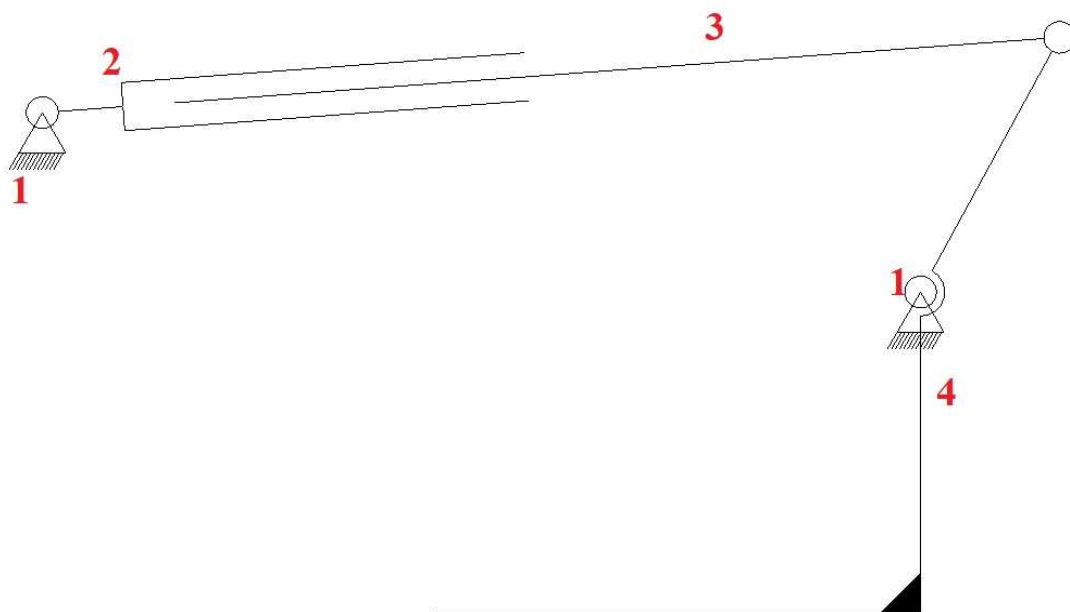
Spousta zadaných hodnot se v průběhu chodu mechanismu mění, ale z důvodu náročnosti zjišťování závislosti jednotlivých veličin na zdvihu příslušného válce, resp. na čase, je výpočet proveden pro konkrétní klíčové polohy mechanismu a zadané hodnoty jsou následně změřeny z již zhotoveného modelu v programu Autodesk Inventor.

Všechny pevnostní výpočty, až na výpočet per, jsou tedy prováděny jako kontrolní, nikoliv jako návrhové.

Kinematické výpočty jsou prováděny zejména za účelem zjištění konkrétních časů cyklů jednotlivých mechanismů, u bočního a horního přítlaku také za účelem zjištění nárazové rychlosti do pytle.

2 ÚCHOPNÉ PRVKY PYTLE

2.1 Základní schéma



Na obrázku lze vidět 3 tělesa (těleso 1 je rám):

2 - Pneumatický válec

3 - Pístnice pneumatického válce

4 - Úchopný prvek pytle pevně spojený na hřídeli perem se spojovacím ramenem

2.2 Výpočet stupňů volnosti

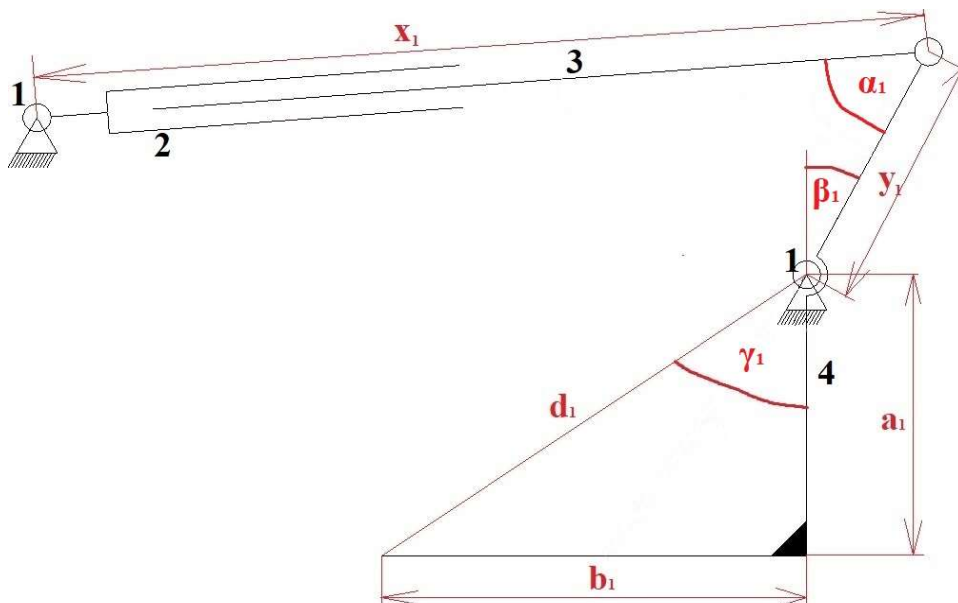
$T_1 := 3$ POČET TĚLES

$Ro_1 := 3$ POČET ROTAČNÍCH VAZEB

$Po_1 := 1$ POČET POSUVNÝCH VAZEB

$i := 3 \cdot T_1 - 2 \cdot (Ro_1 + Po_1) = 1$ Jde tedy skutečně o mechanismus (1 stupeň volnosti).

2.3 Zadané a ostatní důležité hodnoty:



$$x_1 := 466 \text{ mm} \quad ZDVIH_1 := 140 \text{ mm} \quad \alpha_1 := 57,201^\circ$$

$$y_1 := 145 \text{ mm} \quad g := 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad \beta_1 := 25,5^\circ$$

$$a_1 := 276 \text{ mm} \quad \gamma_1 := 90^\circ - \alpha_1 - \beta_1 = 7,299^\circ$$

$$b_1 := 320 \text{ mm}$$

Celková hmotnost tělesa 4 byla zjištěna z programu Autodesk Inventor. Na skutečném modelu je těleso 4 ve skutečnosti složeno z několika dílů, které ale nejsou samostatně pro účely mechanismu důležité a nijak se relativně vůči sobě nepohybují. Pomocí programu Inventor byl tedy zjištěn součet hmotností všech těchto dílů (tělesa 4).

Materiál

Hustota $3,904 \text{ g/cm}^3$ Požadovaná přesnost Nizká

Obecné vlastnosti

Zahrnout kosmetické svary Zahrnout přepsání množství

Hmotnost $9,088 \text{ kg}$ (Relativní) X $-19,437 \text{ mm}$ (Relativní)

Povrch $551994,016 \text{ mm}^2$ Y $-100,773 \text{ mm}$ (Relativní)

Objem $2328110,912 \text{ mm}^3$ Z $-34,338 \text{ mm}$ (Relativní)

Vlastnosti setrvačnosti

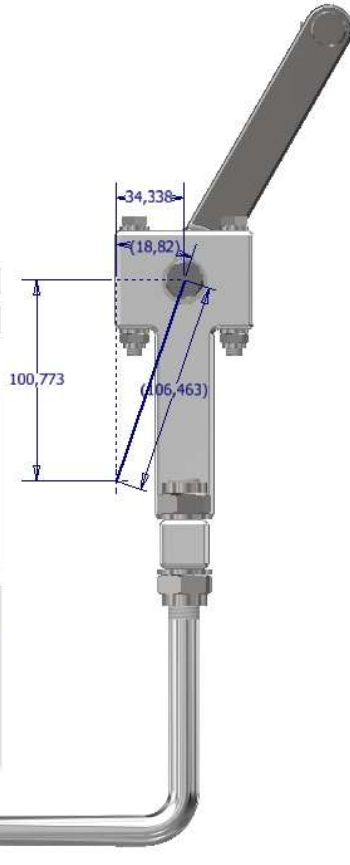
Hlavní Globální Těžiště

Momenty hmotnosti

Ixx $182829,690 \text{ kg mm}^2$ Vypočteno pomocí negativního integrálu

Ixy $22752,557 \text{ kg mm}^2$ Iyy $584521,043 \text{ kg mm}^2$

Ixz $8924,602 \text{ kg mm}^2$ Iyz $-61485,391 \text{ kg mm}^2$ Izz $638390,721 \text{ kg mm}^2$



$$m_4 := 9,088 \text{ kg}$$

Program Inventor umožňuje rovněž výpočet těžiště tělesa 4 a výpočet momentu setrvačnosti k těžišti (viz. obr vlevo).

Vzdálenost těžiště k ose rotace (hřídele):

$$L_{T4} := 106,463 \text{ mm}$$

Úhel svislé přímky se spojnicí LT4:

$$\varepsilon_1 := 18,82^\circ$$

Moment setrvačnosti tělesa 4 k těžišti:

$$I_{4T} := 182829,69 \text{ kg mm}^2$$

Moment setrvačnosti tělesa 4 k ose rotace (výpočet pomocí Steinerovy věty):

$$I_4 := I_{4T} + m_4 \cdot L_{T4}^2 = 2,8584 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2$$

Hmotnost tělesa 2:

Materiál

Hustota $3,070 \text{ g/cm}^3$ Požadovaná přesnost Nizká

Obecné vlastnosti

Zahrnout kosmetické svary Zahrnout přepsání množství

Hmotnost $0,887 \text{ kg}$ (Relativní) X $0,000 \text{ mm}$ (Relativní)

Povrch $97649,314 \text{ mm}^2$ Y $0,796 \text{ mm}$ (Relativní)

Objem $288734,813 \text{ mm}^3$ Z $116,672 \text{ mm}$ (Relativní)

Vlastnosti setrvačnosti

Hlavní Globální Těžiště

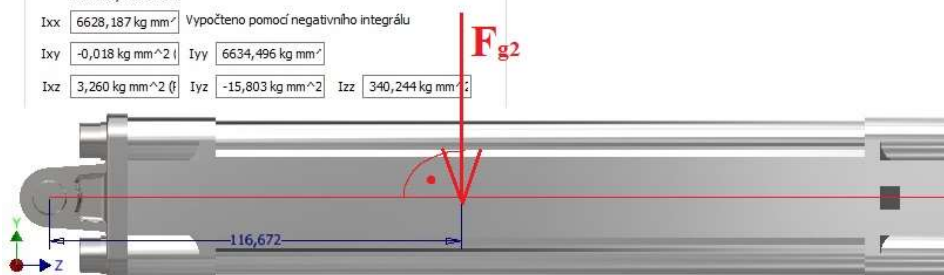
Momenty hmotnosti

Ixx $6628,187 \text{ kg mm}^2$ Vypočteno pomocí negativního integrálu

Ixy $-0,018 \text{ kg mm}^2$ Iyy $6634,496 \text{ kg mm}^2$

Ixz $3,260 \text{ kg mm}^2$ Iyz $-15,803 \text{ kg mm}^2$ Izz $340,244 \text{ kg mm}^2$

ÚHEL MEZI TÍHOVOU SILOU VÁLCE A OSOU VÁLCE SICE NA REÁLNÉM MODELU NENÍ PRAVÝ, ALE VZHLEDEM K JEN MÍRNÉ ODCHYLCE JEJ LZE ZA PRAVÝ POVAŽOVAT.



$$m_2 := 0,887 \text{ kg}$$

Vzdálenost těžiště k ose rotace čepu:

$$L_{T2} := 106,463 \text{ mm}$$

Moment setrvačnosti tělesa 2 k těžišti:

$$I_{2T} := 6628,187 \text{ kg mm}^2$$

Moment setrvačnosti tělesa 2 k ose rotace (výpočet pomocí Steinerovy věty):

$$I_2 := I_{2T} + m_2 \cdot L_{T2}^2$$

$$I_2 = 16681,7735 \text{ kg mm}^2$$

Tíhová síla tělesa 2:

$$F_{g2} := m_2 \cdot g = 8,7015 \text{ N} \quad F_{g2t} := F_{g2} = 8,7015 \text{ N}$$

Hmotnost tělesa 3:

Materiál Aktualizovat

Hustota Požadovaná přesnost Schránka

Obecné vlastnosti

Zahrnout kosmetické svary Zahrnout přepsání množství

Těžiště

Hmotnost X

Povrch Y

Objem Z

Vlastnosti setrvačnosti

Hlavní Globální **Těžiště**

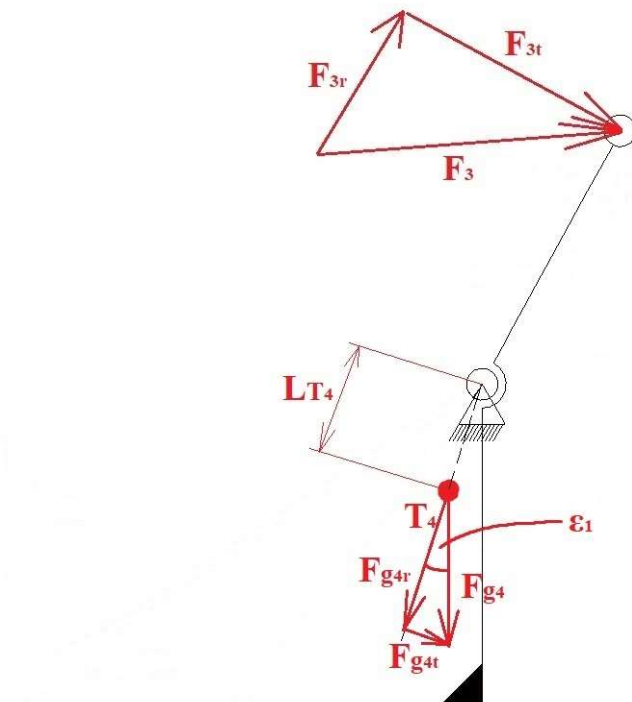
Momenty hmotnosti

Ixx Vypočteno pomocí negativního integrálu

Ixy Iyy

Ixz Iyz Izz

$$m_3 := 0,435 \text{ kg}$$

2.4 Silový rozbor pro zjištění zrychlení pístnice:

Z obrázku lze vidět, že jednotlivé síly lze rozložit na dvě složky. Jedna zatěžuje radiálně hřídel a druhá působí tečně a ovlivňuje potřebný točivý moment k hřídeli, který musí pohon vyvolat (minimální sílu F_{3min}) pro chod mechanismu.

Tento silový rozbor slouží pro určení zrychlení pístnice, které bude použito pro výpočet času cyklu (doba, za kterou se úchopné prvky z úplného otevření úplně zavřou).

Poté bude tento silový rozbor doplněn o tíhovou sílu poloviny pytle F_{gPYT} a následně bude vypočítána potřebný tlak na píst pro udržení mechanismu ve stálé poloze v průběhu manipulace s pytlkem.

Při výpočtu zrychlení pístnice síla F_{gPYT} započítána nebude, protože při pohybu mechanismu nejsou úchopné prvky zatíženy pytlkem.

Točivý moment tečné složky tíhové síly tělesa 2:

$$M_2 := F_{g2t} \cdot L_{T2} = 926,3846 \text{ N mm}$$

Výpočet tíhové síly tělesa 4:

$$F_{g4} := m_4 \cdot g = 89,1533 \text{ N}$$

Výpočet síly F3:

Síla F3 celý mechanismus pohání, je to osová síla vyvolána stlačeným vzduchem ve válci.

Parametry pneumatického válce:

$$d_p := 32 \text{ mm}$$

$$p := 0,6 \text{ MPa}$$

$$S := \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = 804,2477 \text{ mm}^2$$

p je pracovní tlak ve válci

S je průřez pístu

dp je průměr pístu

$$F_3 := p \cdot S = 482,5486 \text{ N}$$

Výpočet radiálních sil zatěžujících hřídel:

$$F_{3r} := F_3 \cdot \cos(\alpha_1) = 261,3935 \text{ N}$$

$$F_{g4r} := F_{g4} \cdot \cos(\varepsilon_1) = 84,3869 \text{ N}$$

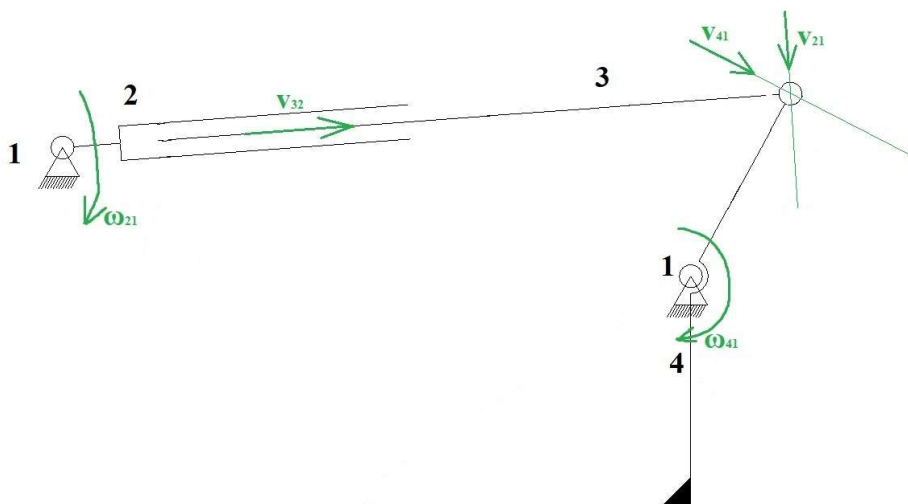
Výpočet tečných sil ovlivňujících točivý moment:

$$F_{3t} := F_3 \cdot \sin(\alpha_1) = 405,6188 \text{ N}$$

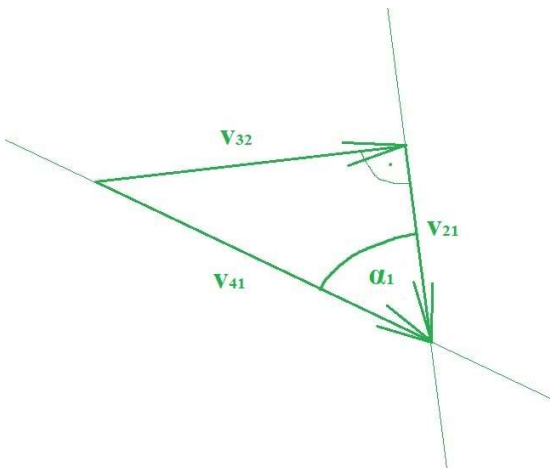
$$F_{g4t} := F_{g4} \cdot \sin(\varepsilon_1) = 28,7605 \text{ N}$$

Výpočet točivého momentu tečné složky tíhové síly tělesa 4:

$$M_4 := -F_{g4t} \cdot L_{T4} = -3061,9293 \text{ N mm} \quad \text{Znaménko minus, protože moment působí proti směru pohybu.}$$

2.5 Výpočet zrychlení a rychlosti na konci zdvihu pneumatického válce a času cyklu:

$$\text{Platí: } v_{41} = \omega_{41} \cdot Y_1 \quad v_{21} = \omega_{21} \cdot X_1$$

Vztah mezi rychlostmi v_{41} , v_{21} a v_{32} :

$$v_{32} = v_{21} \cdot \tan(\alpha_1)$$

$$v_{32} = v_{41} \cdot \sin(\alpha_1)$$

Výpočet zrychlení pístnice (tělesa 3):

Zrychlení tělesa 3 lze spočítat pomocí 2. Newtonova zákona metodou redukce. Je redukováno na těleso 3 (pístnici).

$$F_{RED1} = m_{RED1} \cdot a_{32}$$

Výpočet redukované hmotnosti m_{RED} :

Redukovanou hmotnost získáme porovnáním kinetických energií redukovaného tělesa a celého mechanismu.

$$\frac{1}{2} \cdot m_{RED1} \cdot v_{32}^2 = \frac{1}{2} \cdot I_4 \cdot \omega_{41}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_3 \cdot v_{32}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_2 \cdot \omega_{21}^2$$

Dosazení rovnic kinematických vazeb (vztahy mezi rychlostmi popsané výše):

$$\frac{1}{2} \cdot m_{RED1} \cdot v_{32}^2 = \frac{1}{2} \cdot I_4 \cdot \left(\frac{v_{32}}{y_1 \cdot \sin(\alpha_1)} \right)^2 + \frac{1}{2} \cdot m_3 \cdot v_{32}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_2 \cdot \left(\frac{v_{32}}{x_1 \cdot \tan(\alpha_1)} \right)^2$$

Vydělení rovnice číslem 0,5 a kvadrátem rychlosti v_{32} :

$$m_{RED1} := \frac{I_4}{(y_1 \cdot \sin(\alpha_1))^2} + m_3 + \frac{I_2}{(x_1 \cdot \tan(\alpha_1))^2} = 19,7079 \text{ kg}$$

Výpočet redukované síly F_{RED} :

Redukovanou sílu získáme porovnáním výkonů redukovaného tělesa a celého mechanismu.

$$F_{RED1} \cdot v_{32} = M_4 \cdot \omega_{41} + F_3 \cdot v_{32} + M_2 \cdot \omega_{21}$$

Dosazení rovnic kinematických vazeb (vztahy mezi rychlostmi popsané výše):

$$F_{RED1} \cdot v_{32} = M_4 \cdot \frac{v_{32}}{y_1 \cdot \sin(\alpha_1)} + F_3 \cdot v_{32} + M_2 \cdot \frac{v_{32}}{x_1 \cdot \tan(\alpha_1)}$$

Vydělení rovnice rychlostí v_{32} :

$$F_{RED1} := \frac{M_4}{y_1 \cdot \sin(\alpha_1)} + F_3 + \frac{M_2}{x_1 \cdot \tan(\alpha_1)} = 458,708 \text{ N}$$

Výpočet samotného zrychlení pístnice:

Pro zahrnutí tření ve válci a čepového tření na čepu mezi tělesem 3 a 4 je redukovaná síla empiricky snížena o 5%.

$$a_{32} := \frac{0,95 \cdot F_{RED1}}{m_{RED1}} = 22,1116 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Odvození vztahu a výpočet času cyklu:

Vzhledem k velmi malému poměru všech tíhových sil k síle od pístu, která je při uvažování netlumeného válce v průběhu pohybu pístnice konstantní, lze uvažovat jako **konstantní** rovněž výše spočtené zrychlení.

Je tedy možné spočítat maximální rychlost v_{32} v ose pístnice v okamžiku doražení pístu na konec zdvihu (při uvažování netlumeného válce).

K výpočtu bude využita definice rychlosti a zrychlení, tedy:

$$v = \frac{dx}{dt} \quad a = \frac{dv}{dt}$$

Jelikož lze zrychlení uvažovat konstantní, tak lze rovnici pro zrychlení vynásobit dt a zintegrovat:

$$a \cdot dt = dv$$

$$a \cdot t = v$$

Dosazením do rovnice pro rychlost:

$$a \cdot t \cdot dt = dx$$

Integrací:

$$a \cdot \frac{t^2}{2} = x$$

$$t = \sqrt{\frac{2 \cdot x}{a}}$$

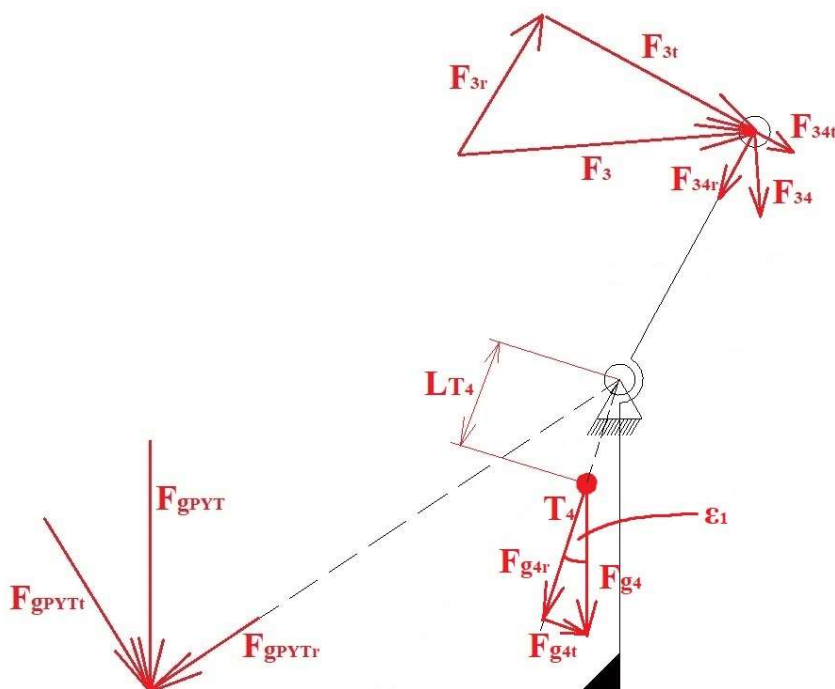
Tedy:

$$t_1 := \sqrt{\frac{2 \cdot ZDVIH_1}{a_{32}}} = 0,1125 \text{ s}$$

2.6 Výpočet potřebného tlaku vzduchu pro udržení mechanismu ve stále poloze:

Pro realizaci manipulace je nutné, aby objekt manipulace svou tíhou nepřetlačil píst ve válci a celý mechanismus neselhal.

K předešlému silovému rozboru je tedy nutné přidat tíhu poloviny pytle, protože druhou polovinu ponese stejný mechanismus z druhé strany.



Nyní do výpočtu bude započítána tíhová síla poloviny pytle F_{gPYT} a reakce od tíhové síly těles 2 a 3.

Výpočet tíhové síly poloviny pytle F_{gPYT} a radiální a tečné složky této tíhové síly:

$$m_{PYT} := 25 \text{ kg}$$

$$F_{gPYT} := \frac{m_{PYT}}{2} \cdot g = 122,625 \text{ N}$$

$$F_{gPYTt} := F_{gPYT} \cdot \sin(\gamma_1) = 92,8576 \text{ N}$$

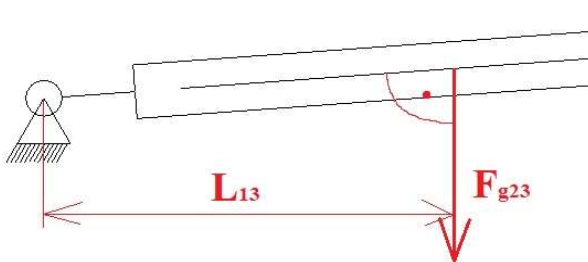
$$F_{gPYTr} := F_{gPYT} \cdot \cos(\gamma_1) = 80,0897 \text{ N}$$

Pro výpočet radiální a tečné složky je nutné znát úhel γ_1 (viz. výše):

$$\gamma_1 := \text{atan}\left(\frac{b_1}{a_1}\right) = 49,2222^\circ$$

Výpočet ramena tečné složky tíhové síly poloviny pytle:

$$d_1 := \sqrt{a_1^2 + b_1^2} = 422,5825 \text{ mm}$$

Výpočet příspěvku od tíhové síly těles 2 a 3:

Hodnota převzata z modelu:

$$L_{13} := 183,287 \text{ mm}$$

Tíhová síla od těles 2 a 3:

$$F_{g23} := (m_2 + m_3) \cdot g = 12,9688 \text{ N}$$

$$F_{g23t} := F_{g23} = 12,9688 \text{ N}$$

Výpočet síly F_{34} :

Sílu F_{34} lze vypočítat z momentové podmínky statické rovnováhy.

$$F_{34} \cdot x_1 = F_{g23t} \cdot L_{13}$$

$$F_{34} := \frac{F_{g23t} \cdot L_{13}}{x_1} = 5,1009 \text{ N}$$

$$F_{34r} := F_{34} \cdot \cos(90^\circ - \alpha_1) = 4,2877 \text{ N}$$

$$F_{34t} := F_{34} \cdot \sin(90^\circ - \alpha_1) = 2,7631 \text{ N}$$

Výpočet potřebné tečné složky poháněcí síly F_{3t} na čepu spojujícím tělesa 3 a 4:

Uvažujeme momentovou podmínku statické rovnováhy tělesa 4.

$$F_{3tP} := \frac{F_{g4t} \cdot L_{T4} + F_{gPYTt} \cdot d_1 - F_{34t} \cdot y_1}{Y_1} = 288,9743 \text{ N}$$

Výpočet potřebné síly na pístnici F_{3P} :

$$F_{3P} := \frac{F_{3tP}}{\sin(\alpha_1)} = 343,7813 \text{ N}$$

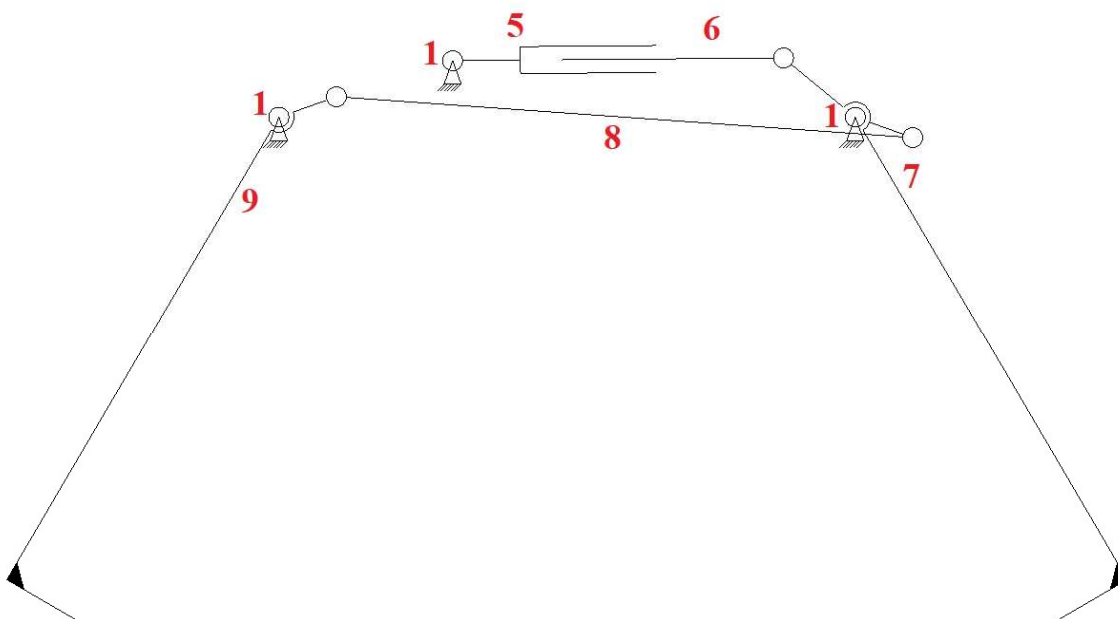
Výpočet potřebného tlaku pro udržení mechanismu ve stálé poloze:

$$p_{P1} := \frac{F_{3P}}{S} = 0,4275 \text{ MPa}$$

Provozní tlak 0,6MPa je tedy dostačující, a proto z tohoto hlediska pneumatický válec **VYHOVUJE**.

3 ÚCHOPNÉ PRVKY PALETY

3.1 Základní schéma



Na obrázku lze vidět 5 těles (těleso 1 je rám):

5 - Pneumatický válec

6 - Pístnice pneumatického válce

7 - Pravý úchopný prvek palety pevně spojený se spojovacím ramenem s pístnicí

8 - Spojovací tyč mezi pravým a levým úchopným prvkem

9 - Levý úchopný prvek palety

3.2 Kinematický rozbor

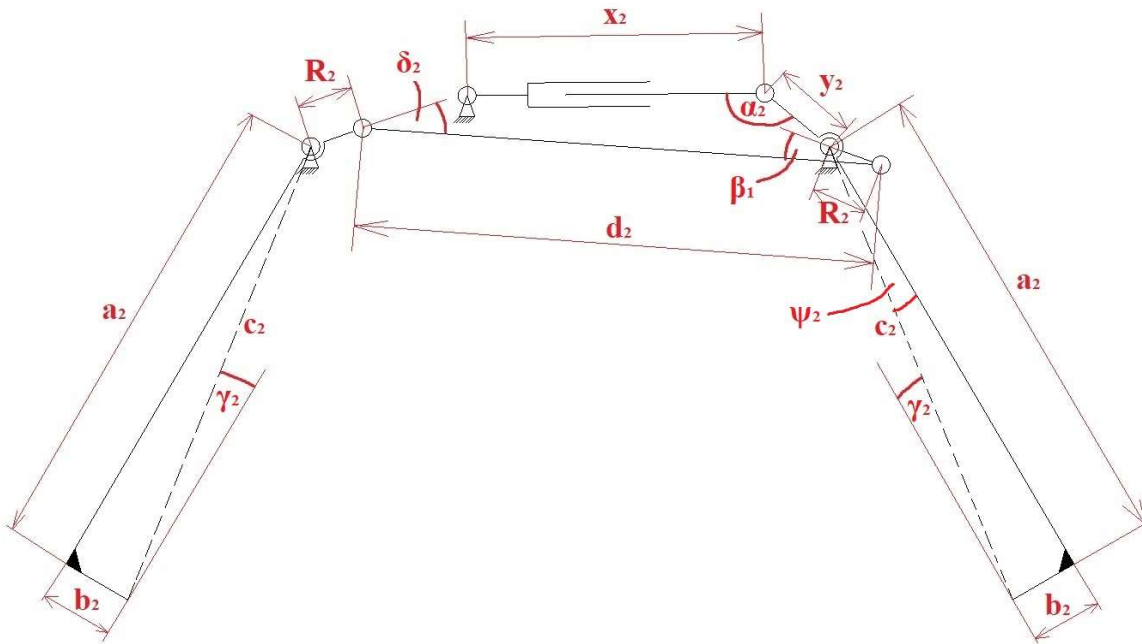
$T_2 := 5$ POČET TĚLES

$Ro_2 := 6$ POČET ROTAČNÍCH VAZEB

$Po_2 := 1$ POČET POSUVNÝCH VAZEB

$i := 3 \cdot T_2 - 2 \cdot (Ro_2 + Po_2) = 1$ Jde tedy skutečně o mechanismus (1 stupeň volnosti).

3.3 Zadané a ostatní důležité hodnoty:



$$\begin{aligned} x_2 &:= 378,4 \text{ mm} & \alpha_2 &:= 139,79^\circ \\ y_2 &:= 110 \text{ mm} & \beta_2 &:= 16,31^\circ \\ a_2 &:= 646 \text{ mm} & \delta_2 &:= 23,11^\circ \\ b_2 &:= 87,5 \text{ mm} & ZDVIH_2 &:= 185 \text{ mm} \\ R_2 &:= 60 \text{ mm} & \gamma_2 &:= 16,82^\circ \\ d_2 &:= 681,2 \text{ mm} & c_2 &:= 648,74 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tíhová síla tělesa 8 (spojovací tyče) je z důvodu složitosti výpočtu zanedbána. Její hodnota je ve výpočtu FRED zanedbána (viz níže):

$$m_8 := 0,532 \text{ kg}$$

Moment setrvačnosti k těžišti:

$$I_{8T} := 31468,292 \text{ kg mm}^2$$

$$\psi_2 := 90^\circ - \arcsin\left(\frac{c_2 \cdot \sin(90^\circ - \gamma_2)}{a_2}\right) + \gamma_2 = 32,8165^\circ$$

Hmotnostní parametry tělesa 7:

Celková hmotnost tělesa 7 byla zjištěna z programu Autodesk Inventor. Na skutečném modelu je těleso 7 ve skutečnosti složeno z několika dílů, které ale nejsou pro účely mechanismu důležité a nijak se relativně vůči sobě nepohybují. Pomocí programu Inventor byl tedy zjištěn součet hmotností všech těchto dílů (tělesa 7).

$$m_7 := 6,797 \text{ kg}$$

Program Inventor umožňuje rovněž výpočet těžiště tělesa 7 a výpočet momentu setrvačnosti k těžišti (viz. obr vlevo).

Vzdálenost těžiště k ose rotace (hřídele):

$$L_{7T} := 174,657 \text{ mm}$$

Úhel svíslé přímky se spojnicí LT7 (pozor svíslá přímka není svíslá na obr. vlevo, ale šikmá pod úhlem ε_2 , protože celý pohled je natočený):

$$\varepsilon_2 := 39,93^\circ$$

Moment setrvačnosti tělesa 7 k těžišti:

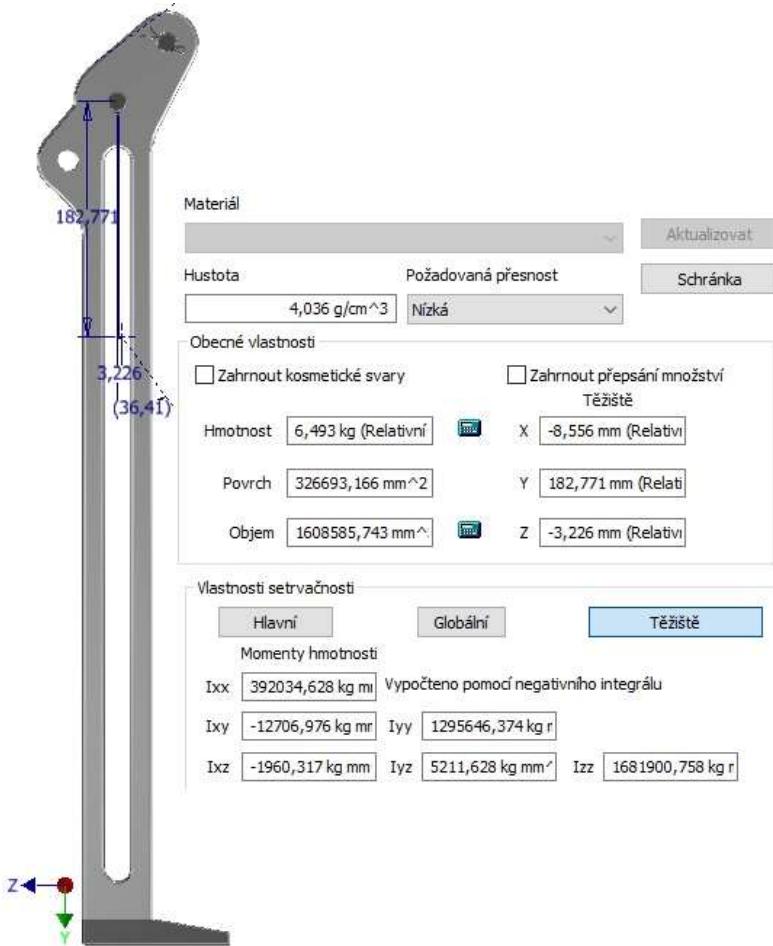
$$I_{7T} := 402689,774 \text{ kg mm}^2$$

Moment setrvačnosti tělesa 7 k ose rotace (výpočet pomocí Steinerovy věty):

$$I_7 := I_{7T} + m_7 \cdot L_{7T}^2 = 6,1003 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2$$

Obecné vlastnosti	
Hmotnost	6,797 kg (Relativní)
Povrch	341353,701 mm ²
Objem	1647414,590 mm ³
Vlastnosti setrvačnosti	
Těžiště	
X	-31,674 mm (Relativní)
Y	174,657 mm (Relativní)
Z	2,229 mm (Relativní)
Momenty hmotnosti	
Ixx	402689,774 kg m ²
Iyy	1193383,444 kg m ²
Izz	1589822,379 kg m ²
Ixy	-37782,965 kg m ²
Iyz	-6033,021 kg m ²
Ixz	-2129,642 kg m ²

Hmotnostní parametry tělesa 9:



Materiál

Hustota 4,036 g/cm³ Požadovaná přesnost Nízká

Obecné vlastnosti

Zahrnout kosmetické svary Zahrnout přepsání množství

Těžiště

Hmotnost 6,493 kg (Relativní) X -8,556 mm (Relativní)

Povrch 326693,166 mm² Y 182,771 mm (Relativní)

Objem 1608585,743 mm³ Z -3,226 mm (Relativní)

Vlastnosti setrvačnosti

Hlavní Globální Těžiště

Momenty hmotnosti

Ixx 392034,628 kg mm² Vypočteno pomocí negativního integrálu

Ixy -12706,976 kg mm² Iyy 1295646,374 kg mm²

Ixz -1960,317 kg mm² Iyz 5211,628 kg mm² Izz 1681900,758 kg mm²

$$m_g := 6,493 \text{ kg}$$

Program Inventor umožňuje rovněž výpočet těžiště tělesa 9 a výpočet momentu setrvačnosti k těžišti (viz. obr vlevo).

Vzdálenost těžiště k ose rotace (hřídele):

$$L_{Tg} := 182,799 \text{ mm}$$

Úhel svislé přímky se spojnicí LT9:

$$\varepsilon_{21} := 35,4^\circ$$

Moment setrvačnosti tělesa 7 k těžišti:

$$I_{gT} := 392034,628 \text{ kg mm}^2$$

Moment setrvačnosti tělesa 7 k ose rotace (výpočet pomocí Steinerovy věty):

$$I_g := I_{gT} + m_g \cdot L_{Tg}^2 = 6,09 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2$$

Hmotnost tělesa 2:



Materiál

Hustota 3,024 g/cm³ Požadovaná přesnost Nízká

Obecné vlastnosti

Zahrnout kosmetické svary Zahrnout přepsání množství

Těžiště

Hmotnost 0,998 kg (Relativní) X 0,000 mm (Relativní)

Povrch 113034,258 mm² Y -138,093 mm (Relativní)

Objem 329859,618 mm³ Z 0,822 mm (Relativní)

Vlastnosti setrvačnosti

Hlavní Globální Těžiště

Momenty hmotnosti

Ixx 10155,677 kg mm² Vypočteno pomocí negativního integrálu

Ixy -3,976 kg mm² Iyy 388,911 kg mm²

Ixz -0,018 kg mm² Iyz 19,256 kg mm² Izz 10160,101 kg mm²

F_{g5}

ÚHEL MEZI TÍHOVOU SILOU VÁLCE A OSOU VÁLCE SICE NA REÁLNÉM MODELU NENÍ PRAVÝ, ALE VZHLEDEM K JEN MÍRNÉ ODCHYLCE JEJ LZE ZA PRAVÝ POVAŽOVAT.

$$m_5 := 0,998 \text{ kg}$$

Vzdálenost těžiště k ose rotace čepu:

$$L_{T5} := 138,093 \text{ mm}$$

Moment setrvačnosti tělesa 5 k těžišti:

$$I_{5T} := 10155,677 \text{ kg mm}^2$$

Moment setrvačnosti tělesa 5 k ose rotace (výpočet pomocí Steinerovy věty):

$$I_5 := I_{5T} + m_5 \cdot L_{T5}^2$$

$$I_5 = 29187,2143 \text{ kg mm}^2$$


Tíhová síla tělesa 5:

$$F_{g5} := m_5 \cdot g = 9,7904 \text{ N}$$

$$F_{g5t} := F_{g5} = 9,7904 \text{ N}$$

Hmotnost tělesa 6:

Materiál		Aktualizovat	
Hustota	Požadovaná přesnost	Schránka	
7,850 g/cm ³	Nízká		
Obecné vlastnosti			
<input type="checkbox"/> Zahrnout kosmetické svary		<input type="checkbox"/> Zahrnout přepsání množství	
Těžiště			
Hmotnost	0,488 kg (Relativní)	X	0,000 mm (Relativní)
Povrch	19727,365 mm ²	Y	177,390 mm (Relativní)
Objem	62144,801 mm ³	Z	0,000 mm (Relativní)
Vlastnosti setrvačnosti			
Hlavní		Globální	
Těžiště			
Momenty hmotnosti			
Ixx	6382,770 kg mm ²	Vypočteno pomocí negativního integrálu	
Ixy	0,002 kg mm ² (f)	Iyy	30,917 kg mm ²
Ixz	0,006 kg mm ² (f)	Iyz	0,000 kg mm ² (f)
		Izz	6384,470 kg mm ²

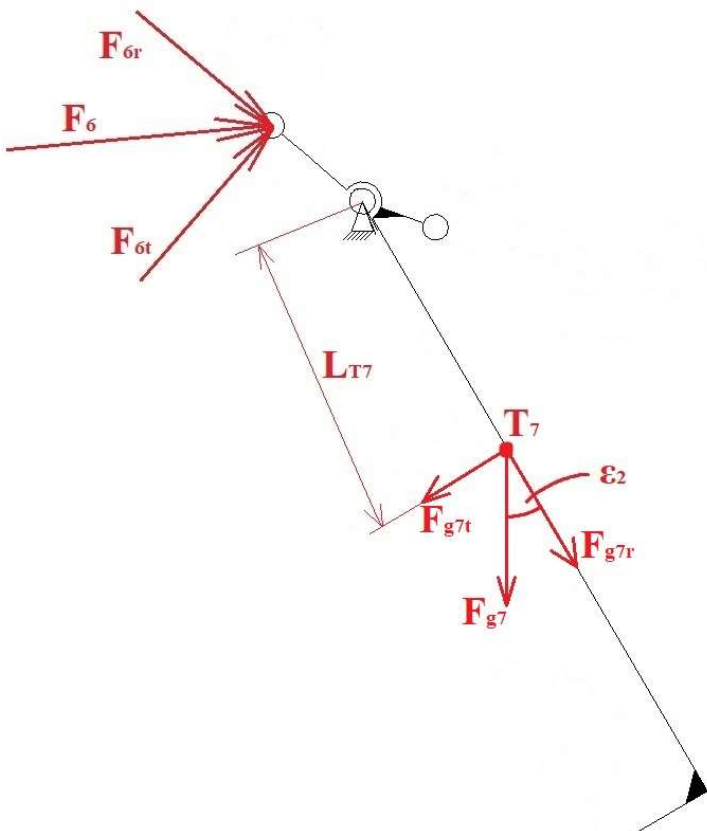


$$m_6 := 0,488 \text{ kg}$$

3.4 Silový rozbor pro určení zrychlení pístnice:

Protože by celkový silový rozbor byl značně nepřehledný, bude těleso 7 a 9 uvolněno zvlášť.

Uvolnění tělesa 7:



Z obrázku lze vidět, že jednotlivé tíhové síly, ale i síly od jiných těles lze rozložit na dvě složky. Jedna zatěžuje radiálně hřídel a druhá působí tečně a ovlivňuje potřebný točivý moment k hřídeli, který musí pohon vyvolat (minimální sílu F_{6min}) pro chod mechanismu.

Tento silový rozbor slouží pro určení zrychlení pístnice, které bude použito pro výpočet času cyklu (doba, za kterou se úchopné prvky zavřou).

Poté bude tento silový rozbor doplněn o tíhovou sílu poloviny palety F_{gPAL} a následně bude vypočítán potřebný tlak na píst pro udržení mechanismu ve stálé poloze v průběhu manipulace s paletou.

Při výpočtu zrychlení pístnice síla F_{gPAL} započítána nebude, protože při pohybu mechanismu nejsou úchopné prvky zatíženy paletou.

Točivý moment tečné složky tíhové síly tělesa 2:

$$M_5 := -F_{g5t} \cdot L_{T5} = -1351,9829 \text{ N mm} \quad \text{Znaménko minus, protože moment působí proti směru pohybu.}$$

Výpočet tíhové síly tělesa 7:

$$F_{g7} := m_7 \cdot g = 66,6786 \text{ N}$$

Výpočet síly F6:

Protože je úchopný mechanismus palet poháněn válcem o stejném průměru jako úchopný mechanismus pytlů, a rovněž se pracovní tlak nemění, tak platí:

$$F_6 := F_3 = 482,5486 \text{ N}$$

Výpočet radiálních sil zatěžujících hřídel:

$$F_{g7r} := F_{g7} \cdot \cos(\varepsilon_2) = 51,1311 \text{ N}$$

$$F_{6r} := F_6 \cdot \sin(\alpha_2 - 90^\circ) = 368,5144 \text{ N}$$

Výpočet tečných sil ovlivňujících točivý moment:

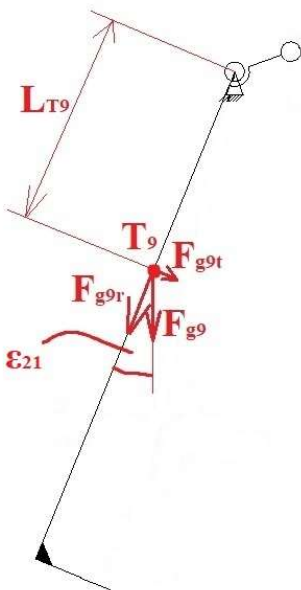
$$F_{g7t} := F_{g7} \cdot \sin(\varepsilon_2) = 42,7977 \text{ N}$$

$$F_{6t} := F_6 \cdot \cos(\alpha_2 - 90^\circ) = 311,529 \text{ N}$$

Výpočet točivého momentu tečné složky tíhové síly tělesa 7:

$$M_7 := F_{g7t} \cdot L_{T7} = 7474,9218 \text{ N mm} \quad \text{Znaménko plus, protože moment působí ve směru pohybu.}$$

Uvolnění tělesa 9:



Výpočet tíhové síly tělesa 9:

$$F_{g9} := m_9 \cdot g = 63,6963 \text{ N}$$

Výpočet radiální složky síly Fg9 zatěžující hřídel:

$$F_{g9r} := F_{g9} \cdot \cos(\varepsilon_{21}) = 51,9206 \text{ N}$$

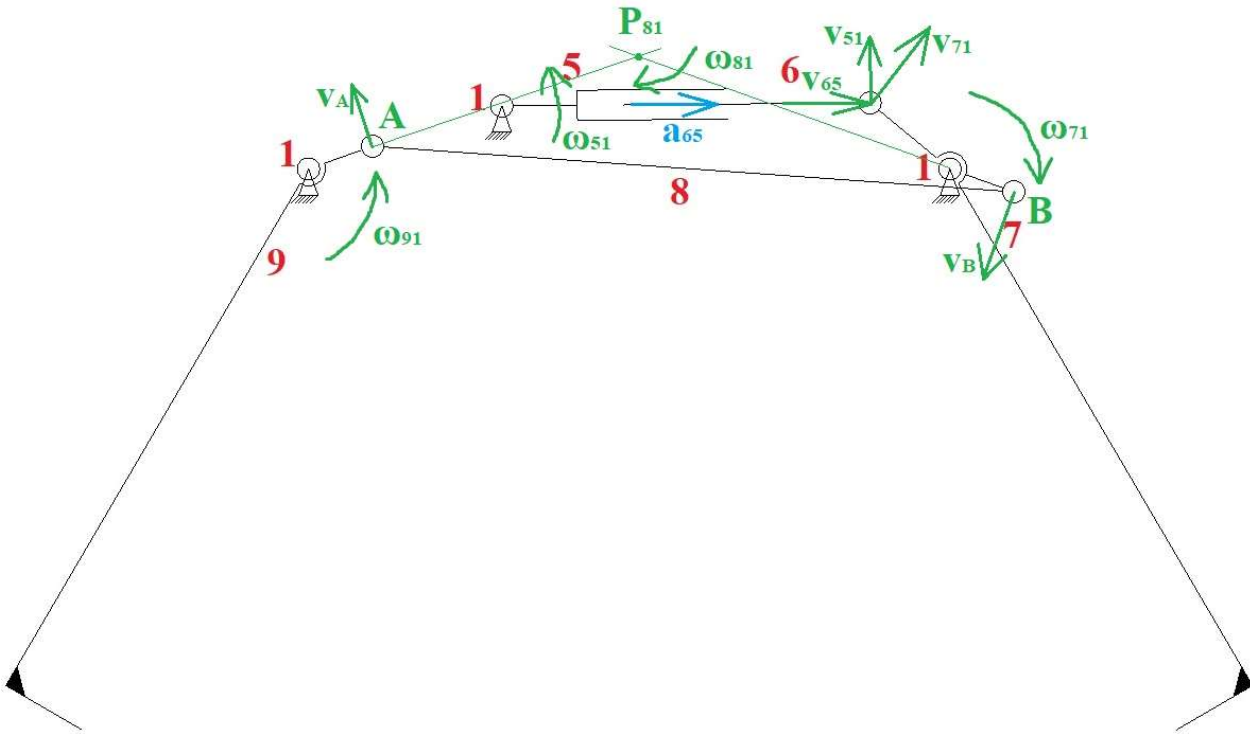
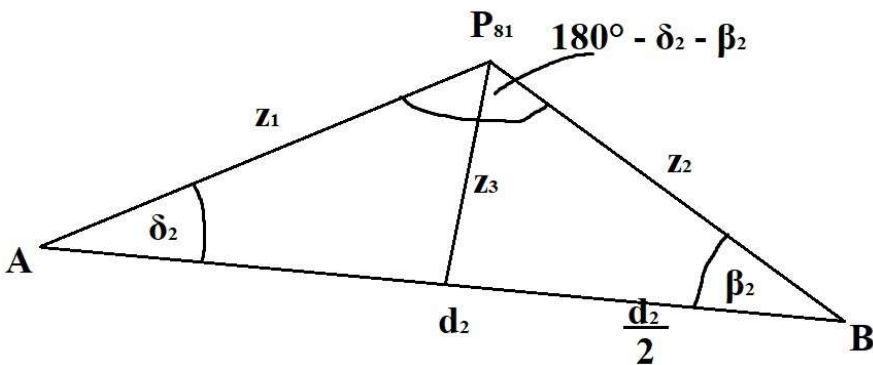
Výpočet tečné složky síly Fg9 otáčející s hřídelí:

$$F_{g9t} := F_{g9} \cdot \sin(\varepsilon_{21}) = 36,8981 \text{ N}$$

Výpočet točivého momentu tečné složky tíhové síly tělesa 9:

$$M_g := F_{g9t} \cdot L_{T9} = 6744,933 \text{ N mm}$$

Znaménko plus, protože moment působí ve směru pohybu.

3.5 Výpočet zrychlení a rychlosti pneumatického válce a času cyklu:Výpočet polohy pólu pohybu tělesa 8:

Pro následný výpočet je nutné zjistit polohu pólu pohybu tělesa 8 vůči rámu, které koná obecný rovinný pohyb. Díky znalosti pólu je ale ORP možné nahradit rotačním pohybem právě kolem pólu. Nutné je stanovit vzdálenosti z_1 a z_2 , které se následně použijí na převod úhlové rychlosti ω_{81} na příslušné obvodové rychlosti v_A a v_B .

Vzdálenosti z_1 a z_2 lze stanovit ze sinové věty:

$$\frac{d_2}{\sin(180^\circ - \beta_2 - \delta_2)} = \frac{z_1}{\sin(\beta_2)}$$

$$\frac{d_2}{\sin(180^\circ - \beta_2 - \delta_2)} = \frac{z_2}{\sin(\delta_2)}$$

$$z_1 := \frac{d_2 \cdot \sin(\beta_2)}{\sin(180^\circ - \beta_2 - \delta_2)} = 301,2665 \text{ mm}$$

$$z_2 := \frac{d_2 \cdot \sin(\delta_2)}{\sin(180^\circ - \beta_2 - \delta_2)} = 421,054 \text{ mm}$$

Výpočet vzdálenosti těžiště tělesa 8 od pólu pohybu:

Tato vzdálenost je důležitá pro výpočet momentu setrvačnosti tělesa 8 k jinému bodu, než k těžišti. Tímto bodem je pól, protože to je okamžitý střed otáčení tělesa 8.

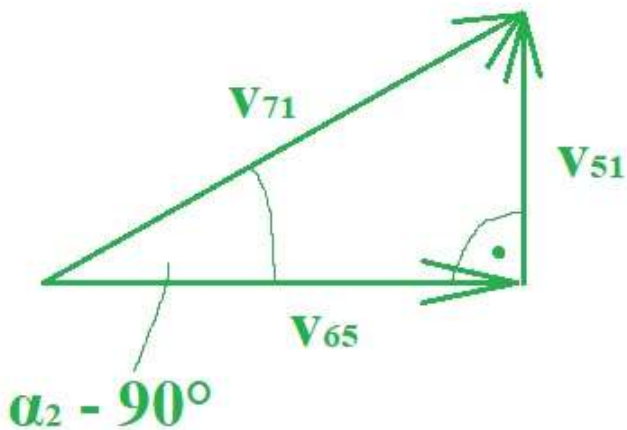
Vycházíme z cosinové věty:

$$z_3 := \sqrt{z_2^2 + \left(\frac{d_2}{2}\right)^2 - 2 \cdot z_2 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \cos(\beta_2)} = 134,2223 \text{ mm}$$

Výpočet momentu setrvačnosti tělesa 8 k pólu pohybu:

Výpočet je proveden pomocí Steinerovy věty.

$$I_8 := I_{gT} + m_8 \cdot z_3^2 = 41052,6085 \text{ kg mm}^2$$

Vztah mezi rychlostmi v_{71} , v_{51} a v_{65} :

$$v_{65} = \frac{v_{51}}{\tan(\alpha_2 - 90^\circ)}$$

$$v_{65} = v_{71} \cdot \cos(\alpha_2 - 90^\circ)$$

Zbylé rovnice kinematických vazeb:

$$\omega_{51} = \frac{v_{51}}{x_2} \quad \omega_{71} = \frac{v_{71}}{y_2} \quad v_B = \omega_{71} \cdot R_2 \quad \omega_{81} = \frac{v_B}{z_2} \quad \omega_{81} = \frac{v_A}{z_1} \quad \omega_{91} = \frac{v_A}{R_2}$$

Výpočet zrychlení pístnice (tělesa 6):

Zrychlení tělesa 6 lze spočítat pomocí 2. Newtonova zákona metodou redukce. Je redukováno na těleso 6 (pístnici).

$$F_{RED2} = m_{RED2} \cdot a_{65}$$

Výpočet redukové hmotnosti m_{RED} :

Redukovanou hmotnost získáme porovnáním kinetických energií redukováného tělesa a celého mechanismu.

$$\frac{1}{2} \cdot m_{RED2} \cdot v_{65}^2 = \frac{1}{2} \cdot I_5 \cdot \omega_{51}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_6 \cdot v_{65}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_7 \cdot \omega_{71}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_9 \cdot \omega_{91}^2$$

Dosazení rovnic kinematických vazeb (vztahy mezi rychlostmi popsané výše):

$$\frac{1}{2} \cdot m_{RED2} \cdot v_{65}^2 = \frac{1}{2} \cdot I_5 \cdot \left(\frac{v_{65} \cdot \tan(\alpha_2 - 90^\circ)}{x_2} \right)^2 + \frac{1}{2} \cdot m_6 \cdot v_{65}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_7 \cdot \left(\frac{v_{65}}{y_2 \cdot \cos(\alpha_2 - 90^\circ)} \right)^2 + \frac{1}{2} \cdot I_8 \cdot \left(\frac{R_2 \cdot v_{65}}{y_2 \cdot z_2 \cdot \cos(\alpha_2 - 90^\circ)} \right)^2 + \frac{1}{2} \cdot I_9 \cdot \left(\frac{z_1 \cdot v_{65}}{y_2 \cdot z_2 \cdot \cos(\alpha_2 - 90^\circ)} \right)^2$$

Vydělení rovnice číslem 0,5 a kvadrátem rychlosti v_{65} :

$$m_{RED2} := I_5 \cdot \left(\frac{\tan(\alpha_2 - 90^\circ)}{x_2} \right)^2 + m_6 + \frac{I_7}{(y_2 \cdot \cos(\alpha_2 - 90^\circ))^2} + I_8 \cdot \left(\frac{R_2}{y_2 \cdot z_2 \cdot \cos(\alpha_2 - 90^\circ)} \right)^2 + I_9 \cdot \left(\frac{z_1}{y_2 \cdot z_2 \cdot \cos(\alpha_2 - 90^\circ)} \right)^2$$

$$m_{RED2} = 183,7237 \text{ kg}$$

Výpočet redukové síly F_{RED} :

Redukovanou sílu získáme porovnáním výkonů redukováného tělesa a celého mechanismu.

$$F_{RED2} \cdot v_{65} = M_5 \cdot \omega_{51} + F_6 \cdot v_{65} + M_7 \cdot \omega_{71} + M_9 \cdot \omega_{91}$$

Dosazení rovnic kinematických vazeb (vztahy mezi rychlostmi popsané výše):

$$F_{RED2} \cdot v_{65} = M_5 \cdot \frac{v_{65} \cdot \tan(\alpha_2 - 90^\circ)}{x_2} + F_6 \cdot v_{65} + M_7 \cdot \frac{v_{65}}{y_2 \cdot \cos(\alpha_2 - 90^\circ)} + M_9 \cdot \frac{z_1 \cdot v_{65}}{y_2 \cdot z_2 \cdot \cos(\alpha_2 - 90^\circ)}$$

Vydělení rovnice rychlostí v_{65} :

$$F_{RED2} := \frac{M_5 \cdot \tan(\alpha_2 - 90^\circ)}{x_2} + F_6 + \frac{M_7}{y_2 \cdot \cos(\alpha_2 - 90^\circ)} + \frac{M_9 \cdot z_1}{y_2 \cdot z_2 \cdot \cos(\alpha_2 - 90^\circ)} = 651,5385 \text{ N}$$

Výpočet samotného zrychlení pístnice:

Pro zahrnutí tření ve válci a čepového tření na čepu mezi tělesem 6 a 7 je redukovaná síla empiricky snížena o 5%.

$$a_{65} := \frac{0,95 \cdot F_{RED2}}{m_{RED2}} = 3,369 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

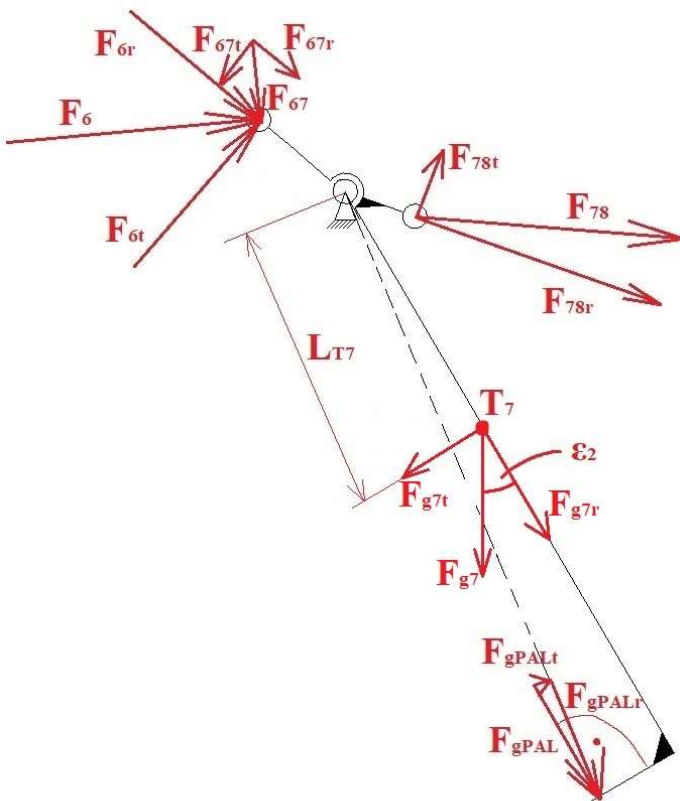
Odvození vztahu a výpočet času cyklu:

Vzhledem k velmi malému poměru všech tíhových sil k síle od pístu, která je při uvažování netlumeného válce v průběhu pohybu pístnice konstantní, lze uvažovat jako **konstantní** rovněž výše spočtené zrychlení.

$$t_2 := \sqrt{\frac{2 \cdot ZDVIH_2}{a_{65}}} = 0,3314 \text{ s}$$

3.6 Výpočet potřebného tlaku vzduchu pro udržení mechanismu ve stále poloze:

Pro realizaci manipulace je nutné, aby objekt manipulace svou tíhou nepřetlačil píst ve válci a celý mechanismus neselhal. K předešlému silovému rozboru je tedy nutné přidat tíhu poloviny palety, protože druhou polovinu ponese druhá polovina mechanismu z druhé strany.

Uvolnění tělesa 7:

Nyní do výpočtu bude započítána tíhová síla poloviny palety F_{gPAL} a reakce od tíhové síly těles 5 a 6 a reakce od tíhové síly tělesa 9.

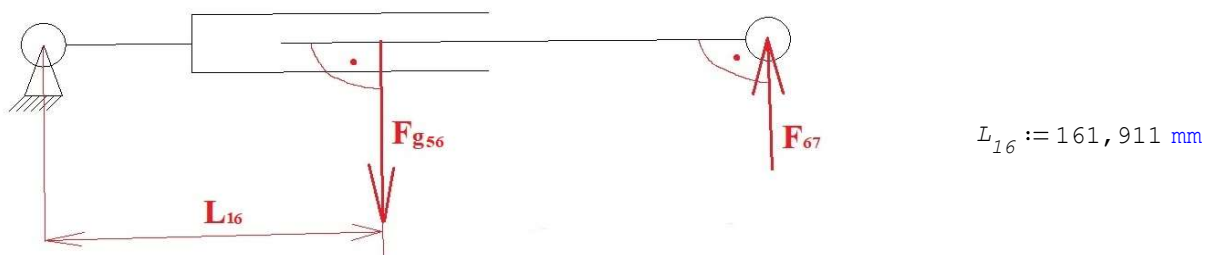
Výpočet tíhové síly poloviny palety F_{gPAL} a radiální a tečné složky této tíhové síly:

$$m_{PAL} := 25 \text{ kg}$$

$$F_{gPAL} := \frac{m_{PAL}}{2} \cdot g = 122,625 \text{ N}$$

$$F_{gPALt} := F_{gPAL} \cdot \sin(\gamma_2) = 35,4835 \text{ N}$$

$$F_{gPALr} := F_{gPAL} \cdot \cos(\gamma_2) = 117,3789 \text{ N}$$

Výpočet příspěvku od tíhové síly těles 5 a 6 (uvolnění soustavy těles 5 a 6):Tíhová síla od těles 5 a 6:

$$F_{g56} := (m_5 + m_6) \cdot g = 14,5777 \text{ N}$$

$$F_{g56t} := F_{g56} = 14,5777 \text{ N}$$

Výpočet síly F67:

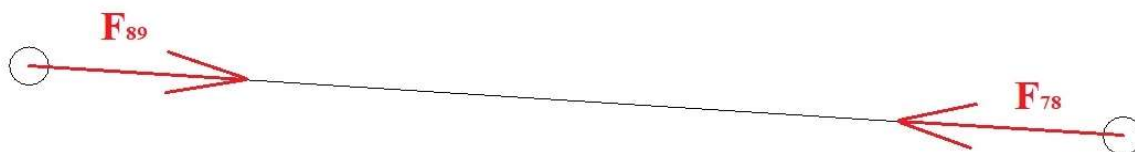
Síla F67 se vypočte z momentové podmínky statické rovnováhy.

$$F_{67} \cdot x_2 = F_{g56} \cdot L_{16}$$

$$F_{67} := \frac{F_{g56} \cdot L_{16}}{x_2} = 6,2375 \text{ N}$$

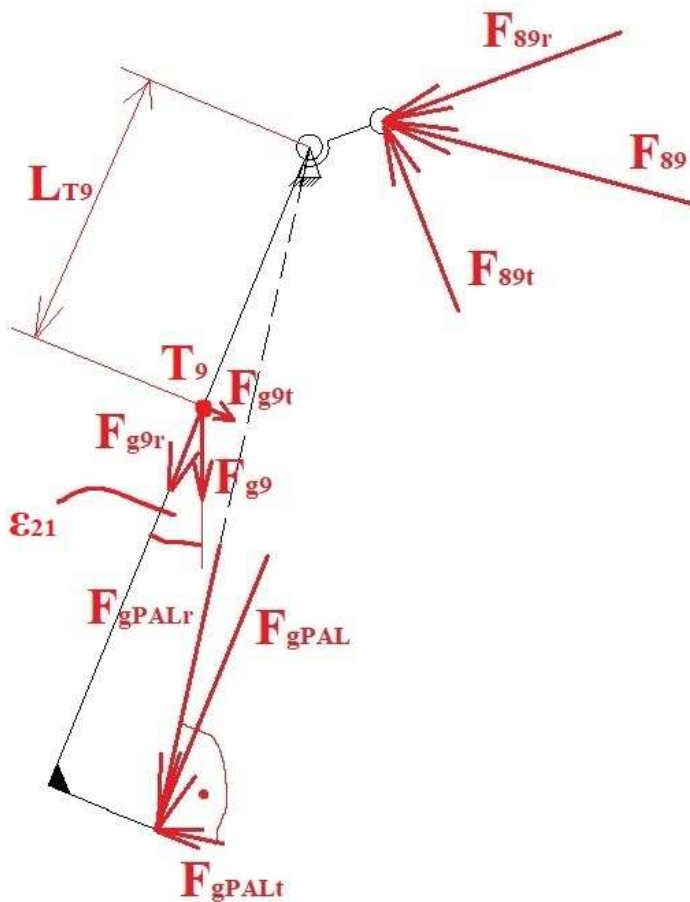
$$F_{67t} := F_{67} \cdot \sin(\alpha_2 - 90^\circ) = 4,7635 \text{ N}$$

$$F_{67r} := F_{67} \cdot \cos(\alpha_2 - 90^\circ) = 4,0269 \text{ N}$$

Uvolnění tělesa 8:

U tělesa 8 je, jak již bylo zmíněno výše, zanedbána tíha, a proto je jeho statická rovnováha zajištěna vzájemnou akcí a reakcí síly F78, kterou je nutné následně spočítat z uvolnění tělesa 9.

Platí přitom: $F_{89} = F_{78}$

Uvolnění tělesa 9:Výpočet tečné složky síly F89:

Výpočet bude proveden přes momentovou podmínku statické rovnováhy tělesa 9.

$$F_{89t} := \frac{F_{gPALt} \cdot c_2 - F_{g9t} \cdot L_{T9}}{R_2} = 271,2439 \text{ N}$$

Výpočet síly F89:

$$F_{89} := \frac{F_{89t}}{\sin(\delta_2)} = 691,0713 \text{ N}$$

Výpočet radiální složky síly F89:

$$F_{89r} := F_{89} \cdot \cos(\delta_2) = 635,6149 \text{ N}$$

Díky rovnosti sil F78 a F89 platí tedy:

$$F_{78} := F_{89} = 691,0713 \text{ N}$$

Výpočet tečné složky síly F78 na tělese 7:

$$F_{78t} := F_{78} \cdot \sin(\beta_2) = 194,0765 \text{ N}$$

Výpočet radiální složky síly F78 na tělese 7:

$$F_{78r} := F_{78} \cdot \cos(\beta_2) = 663,2601 \text{ N}$$

Výpočet tečné složky potřebné síly F6 na píst :

Při znalosti síly F78 je nyní možné spočítat tečnou složku síly F6 pomocí momentové podmínky statické rovnováhy na tělese 7.

$$F_{6tP} := \frac{F_{78t} \cdot R_2 + F_{gPALt} \cdot c_2 - F_{g7t} \cdot L_{T7} + F_{67t} \cdot Y_2}{Y_2} = 251,9383 \text{ N}$$

Výpočet potřebné síly na píst F6:

$$F_{6P} := \frac{F_{6tP}}{\cos(\alpha_2 - 90^\circ)} = 390,2445 \text{ N}$$

Výpočet potřebného tlaku vzduchu ve válci:

Průřez pístu:

$$d_p := 32 \text{ mm}$$

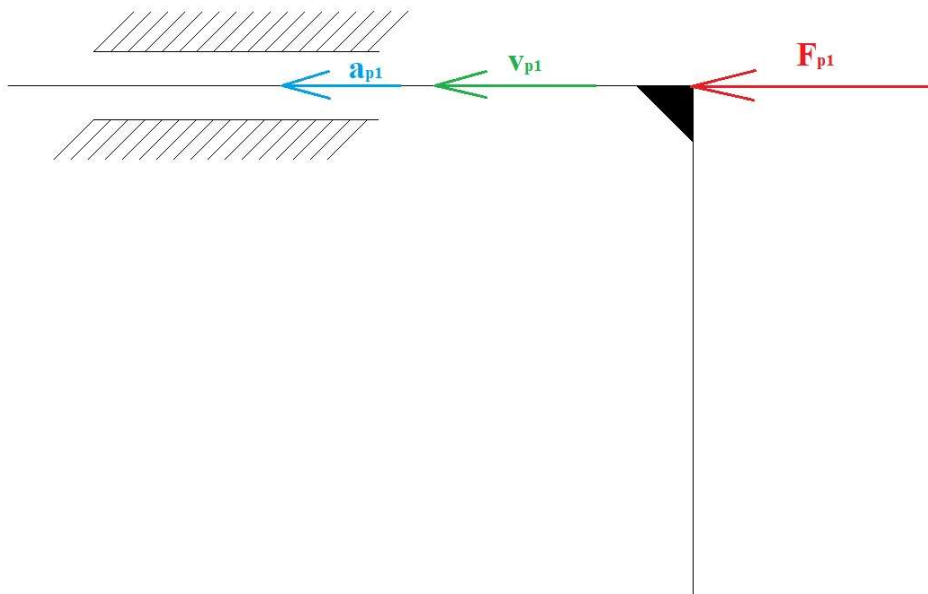
$$S := \frac{\pi}{4} \cdot d_p^2 = 804,2477 \text{ mm}^2$$

$$p_{P2} := \frac{F_{6P}}{S} = 0,4852 \text{ MPa}$$

Provozní tlak 0,6MPa je tedy dostačující, a proto z tohoto hlediska pneumatický válec **VYHOVUJE**.

4 BOČNÍ PŘÍTLAK PYTLE

4.1 Základní schéma



Zdvih válce:

$$ZDVIH_3 := 70 \text{ mm}$$

Boční přítlak slouží k přidržování pytle, aby při manipulaci sám nevypadl a také ke středění pytle k ose orientačního ústrojí. Mechanismus se skládá pouze z jednoho pohyblivého přítlačného tělesa, a proto je jeho výpočet triviální.

Proti síle F_{p1} vyvolané stlačeným vzduchem působí pouze třecí síly od vedení pístu ve válci.

Třecí síly jsou stanoveny na 10% síly F_{p1} .

Stanovení hmotnosti přítlačného tělesa:

Přítlačné těleso se skládá z pístu, pístnice, příruby spojující pístnici a přítlačnou desku a samotné přítlačné desky.

$$m_{př1} := 3,984 \text{ kg}$$

4.2 Výpočet nárazové rychlosti přítlačného tělesa do pytle a času cyklu:

Výpočet síly pneumatického válce:

$$D_p := 32 \text{ mm}$$

$$d_p := 12 \text{ mm}$$

Směr pohybu je takový, že stlačený vzduch ve válci působí ze strany pístnice a netlačí na celý průřez pístu, ale na mezikruhový profil, protože uprostřed se nachází pístnice.

$$S_0 := \frac{\pi}{4} \cdot (D_p^2 - d_p^2) = 691,1504 \text{ mm}^2$$

$$F_{p1} := p \cdot S_0 = 414,6902 \text{ N}$$

Výpočet zrychlení přitlačného tělesa:

$$a_{p1} := \frac{0,9 \cdot F_{p1}}{m_{př1}} = 93,68 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Koeficient 0,9 zahrnuje tření ve válci.

Výpočet nárazové rychlosti na konci zdvihu:

Rychlost je vypočítána bez uvažování tlumeného válce

K výpočtu bude využita definice rychlosti a zrychlení, tedy:

$$v = \frac{dx}{dt} \quad a = \frac{dv}{dt}$$

$$dt = \frac{dx}{v}$$

Dosazením do vztahu pro zrychlení:

$$a = \frac{dv}{\frac{dx}{v}}$$

$$a \cdot dx = v \cdot dv$$

$$a \cdot x = \frac{v^2}{2}$$

$$v = \sqrt{2 \cdot a \cdot x}$$

$$v_{p1} := \sqrt{2 \cdot a_{p1} \cdot ZDVIH_3} = 3,6215 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

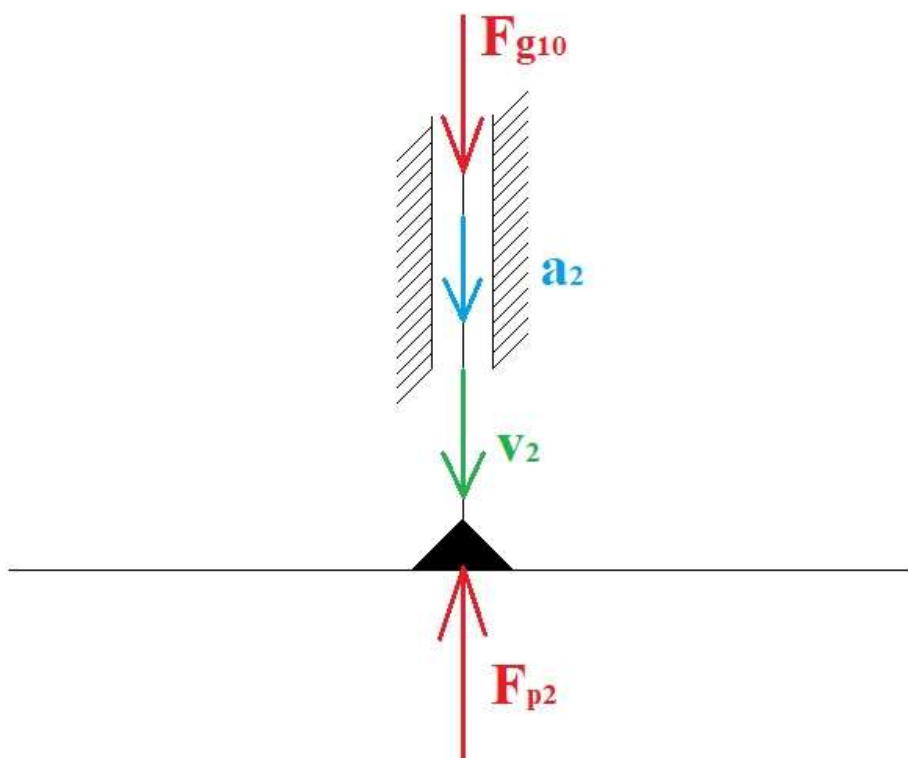
Nárazová rychlost je tedy relativně velká, a proto je vhodné použít tlumený válec.

Výpočet času cyklu:

$$t_{p1} := \sqrt{\frac{2 \cdot ZDVIH_3}{a_{p1}}} = 0,0387 \text{ s}$$

5 HORNÍ PŘÍTLAK PYTLE

5.1 Základní schéma



Zdvih válce:

$$ZDVIH_4 := 50 \text{ mm}$$

Horní přítlak slouží stejně jako boční k dodatečnému zajištění pytle proti setrvačným účinkům v průběhu manipulace. Přítlačná síla je tíhová síla F_{g10} přítlačného tělesa. Síla vyvolána ve válci F_{p2} zvedá toto přítlačné těleso při úchopu pytle.

Nejprve bude proveden výpočet potřebné síly F_{p2} (resp. tlaku vzduchu ve válci) k realizaci zpětného pohybu směrem vzhůru.

Následně bude síla F_{p2} vyřazena a bude analyzován pohyb přítlačného tělesa.

5.2 Výpočet potřebného tlaku p_4 pneumatického válce:

$$F_{p2} = F_{g10}$$

Hmotnost přítlačného tělesa:

$$m_{př2} := 4,369 \text{ kg}$$

$$F_{g10} := m_{př2} \cdot g = 42,8599 \text{ N}$$

Tedy:

$$F_{pP2} := F_{g10} = 42,8599 \text{ N}$$

$$p_{P3} := \frac{F_{pP2}}{S_0} = 0,062 \text{ MPa} \quad \text{Pracovní tlak je téměř 10x vyšší, takže vše **VYHOVUJE**.$$

5.3 Výpočet nárazové rychlosti přítlačného tělesa do pytle a času cyklu:

Rychlost je vypočítána bez uvažování tlumeného válce.

$$v_{p2} := \sqrt{2 \cdot g \cdot ZDVIH_4} = 0,9905 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Nárazová rychlost je relativně malá, a proto není nutné použít tlumený válec.}$$

Protože průměry pístů všech válců a použitý pracovní tlak jsou stejné, tak platí:

$$F_{p2} := F_{p1} = 414,6902 \text{ N}$$

Výpočet času cyklu při pohybu směrem dolů:

Výsledná síla působící na přítlačné těleso při pohybu směrem dolů:

$$F_{v1} := F_{p2} + F_{g10} = 457,5501 \text{ N}$$

Výpočet zrychlení přítlačného tělesa při pohybu směrem nahoru:

$$a_{10} := \frac{0,9 \cdot F_{v1}}{m_{př2}} = 94,2539 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad \text{Koefficient 0,9 zahrnuje tření ve válci.}$$

Čas cyklu tedy:

$$t_{p2} := \sqrt{\frac{2 \cdot ZDVIH_4}{a_{10}}} = 0,0326 \text{ s} \quad \text{Tento čas může být znatelně menší}$$

Výpočet času cyklu při pohybu směrem nahoru:

Výsledná síla působící na přítlačné těleso při pohybu směrem nahoru:

$$F_{v2} := F_{p2} - F_{g10} = 371,8303 \text{ N}$$

Výpočet zrychlení přítlačného tělesa při pohybu směrem nahoru:

$$a_{20} := \frac{0,9 \cdot F_{v2}}{m_{př2}} = 76,5959 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad \text{Koefficient 0,9 zahrnuje tření ve válci.}$$

Čas cyklu tedy:

$$t_{p20} := \sqrt{\frac{2 \cdot ZDVIH_4}{a_{20}}} = 0,0361 \text{ s}$$

6 VÝPOČET HŘÍDELŮ

Všechny radiální síly z výše vypočtených mechanismů se přenášejí na příslušné hřídele. Tato kapitola se bude věnovat pevnostnímu výpočtu hřídelů vzhledem k meznímu stavu pružnosti.

6.1 Hřídel úchopných prvků pytle

Mechanismy pro úchop pytle jsou 2 a jsou zrcadlově otočené. Hřídele jsou zde tedy namáhány shodně, a proto bude počítána hřídel pouze jednou.

Schematické znázornění sil působících na hřídel:



Hřídel úchopných prvků pytle bude nejvíce zatížena právě od tíhy pytle v průběhu manipulace, a proto bude počítána s takovým rozložením sil, které nastávají právě v této situaci.

Stanovení sil FH1 a FH3:

Nyní je tedy nutné stanovit síly FH1 až FH3 z radiálních složek sil působících na mechanismus úchopných prvků (viz. výše). Je nutné si uvědomit, že na výše uvedeném obrázku nejsou síly celé v zakreslené rovině, ale z pohledu průřezu hřídele působí pod různými úhly.

Protože síly FH1 a FH3 přenášejí na hřídel díky symetrii úchopného mechanismu každá přesně polovinu radiálních složek tíhových sil úchopných prvků a pytle, tak platí:

$$F_{H1} = F_{H3}$$

Vektorový součet sil Fg4r a FgPYTr (viz. mechanismus úchopu pytle) není stejně velká jako síla FH1 resp. FH3, protože obsahuje i tíhu spojovacího ramena hřídele s pístnicí, kterou ale zachycuje síla FH2.

Je tedy nutné spočítat nové těžiště soustavy tělesa 4 bez spojovacího ramena:

Materiál

Hustota: 3,639 g/cm³ Požadovaná přesnost: Nizká

Obecné vlastnosti

Zahrnout kosmetické svary: Zahrnout přepsání množství:

Těžiště

Hmotnost: 7,940 kg (Relativní) X: 0,162 mm (Relativní)

Povrch: 514236,977 mm² Y: -119,364 mm (Rela)

Objem: 2181940,298 mm³ Z: -41,627 mm (Rela)

Vlastnosti setrvačnosti

Hlavní Globální Těžiště

Momenty hmotnosti

Ixx: 154672,111 kg mm² Vypočteno pomocí negativního integrálu

Ixy: -162,168 kg mm² Iyy: 555868,173 kg mm²

Ixz: -58,154 kg mm² Iyz: -51762,587 kg mm² Izz: 589953,654 kg mm²

Hmotnost tělesa 4 bez spojovacího ramena:

$$m_{40} := 7,94 \text{ kg}$$

Rameno tečné složky náhradní tíhové síly:

$$L_{T40} := 126,414 \text{ mm}$$

Úhel mezi náhradní tíhovou silou a spojnicí těžiště s osou hřídele:

$$\varepsilon_{10} := 19,23^\circ$$

Náhradní tíhová síla Fg40:

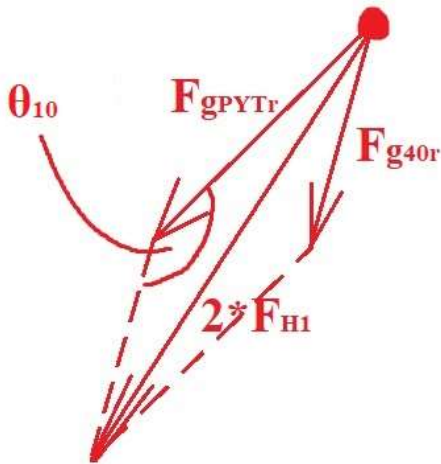
$$F_{g40} := m_{40} \cdot g = 77,8914 \text{ N}$$

Radiální složka náhradní tíhové síly:

$$F_{g40r} := F_{g40} \cdot \cos(\varepsilon_{10}) = 73,5454 \text{ N}$$

Tečná složka náhradní tíhové síly:

$$F_{g40t} := F_{g40} \cdot \sin(\varepsilon_{10}) = 25,6544 \text{ N}$$

Stanovení vektorového součtu F_{g40r} a F_{gPYTr} :

Nejprve je nutné stanovit úhel θ_{10} :

Úhel je možné určit z vlevo uvedeného rovnoběžníku.

$$\theta_{10} := \frac{360^\circ - 2 \cdot (\gamma_1 - \varepsilon_{10})}{2} = 150,0078^\circ$$

Vektorový součet je celková síla působící na hřídel v obou spojovacích ramenech, proto síla na jedno rameno F_{H1} resp. F_{H3} je poloviční.

Vektorový součet je nyní možné určit pomocí Cosinové věty:

$$4 \cdot F_{H1}^2 = F_{gPYTr}^2 + F_{g40r}^2 - 2 \cdot F_{gPYTr} \cdot F_{g40r} \cdot \cos(\theta_{10})$$

$$F_{H1} := \sqrt{\frac{F_{gPYTr}^2 + F_{g40r}^2 - 2 \cdot F_{gPYTr} \cdot F_{g40r} \cdot \cos(\theta_{10})}{4}}$$

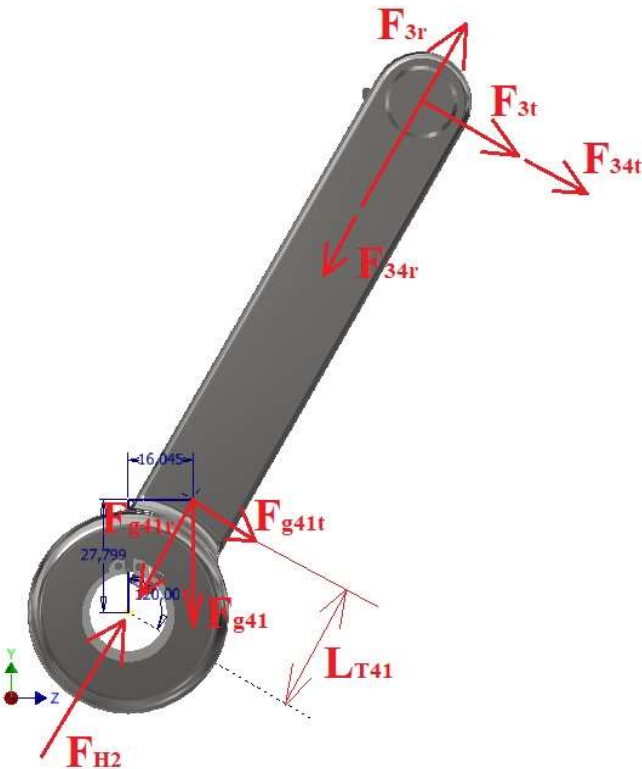
$$F_{H1} = 74,2062 \text{ N}$$

Rovněž tedy:

$$F_{H3} := F_{H1} = 74,2062 \text{ N}$$

Stanovení síly F_{H2} :

Pro sílu F_{H2} jsou všechny zatěžující síly známy, kromě tíhové síly od spojovacího ramene hřídele a pístnice, tu lze ale jednoduše spočítat:



Materiál		Aktualizovat
Hustota	Požadovaná přesnost	Schránka
7,850 g/cm ³	Nízká	
Obecné vlastnosti		
<input type="checkbox"/> Zahnout kosmetické svary	<input type="checkbox"/> Zahnout přepsání množství	
Těžiště		
Hmotnost	1,152 kg (Relativní)	X -155,002 mm (Relativní)
Povrch	38167,950 mm ²	Y 27,799 mm (Relativní)
Objem	146809,614 mm ³	Z 16,045 mm (Relativní)
Vlastnosti setrvačnosti		
Hlavní	Globální	Těžiště
Momenty hmotnosti		
Ixx	3082,354 kg mm ²	Vypočteno pomocí negativního integrálu
Ixy	0,218 kg mm ²	Iyy 1155,783 kg mm ²
Ixz	0,213 kg mm ²	Iyz -1202,561 kg mm ²
		Izz 2544,370 kg mm ²

Rameno tečné složky tíhové síly F_{g41} :

$$L_{T41} := \sqrt{(27,8 \text{ mm})^2 + (16,045 \text{ mm})^2} = 32,098 \text{ mm}$$

Síly F_{3r} a F_{34r} jsou známy z výpočtů úchopného mechanismu (viz výše).

Výpočet tíhové síly spojovacího ramene F_{g41} :

$$m_{41} := 1,152 \text{ kg}$$

$$F_{g41} := m_{41} \cdot g = 11,3011 \text{ N}$$

Výpočet radiální složky tíhové síly spojovacího ramene:

$$F_{g41r} := F_{g41} \cdot \cos(\beta_1) = 10,2002 \text{ N}$$

Výpočet samotné síly F_{H2} :

$$F_{H2} := F_{3r} - F_{34r} - F_{g41r} = 246,9056 \text{ N}$$

Výpočet tečné složky tíhové síly spojovacího ramene:

$$F_{g41t} := F_{g41} \cdot \sin(\beta_1) = 4,8653 \text{ N}$$

Výpočet dodávaného kroutícího momentu na hřídel:

$$M_{k1} := (F_{34t} + F_{3t}) \cdot y_1 + F_{g41t} \cdot L_{T41}$$

$$M_{k1} = 59371,5474 \text{ N mm}$$

Stanovení kolmých složek jednotlivých sil zatěžujících hřídele:

Protože síly FH1 až FH3 nejsou všechny mezi sebou vzájemně rovnoběžné nebo kolmé, je nutné každou z těchto sil rozložit do společných složek do společného souřadného systému.

Rozklad sil FH1 a FH3:

Síly FH1 a FH3 jsou stejně velké a působí stejným směrem, a proto jejich složky budou rovněž stejně velké, postačí tedy rozklad spočítat pro jednu z nich.

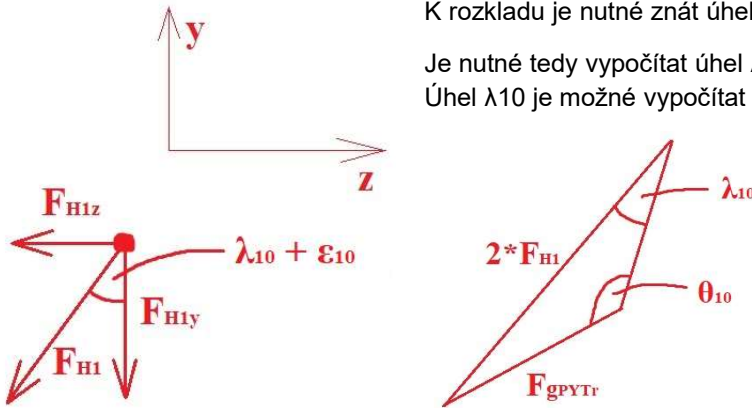
K rozkladu je nutné znát úhel mezi silou FH1 a jednou ze složek.

Je nutné tedy vypočítat úhel λ_{10} :

Úhel λ_{10} je možné vypočítat ze Sinovy věty:

$$\frac{F_{gPYTr}}{\sin(\lambda_{10})} = \frac{2 \cdot F_{H1}}{\sin(\theta_{10})}$$

$$\lambda_{10} := \text{asin}\left(\frac{F_{gPYTr} \cdot \sin(\theta_{10})}{2 \cdot F_{H1}}\right) = 15,6499^\circ$$



Nyní je tedy možné rozložit sílu FH1 na složky z a y:

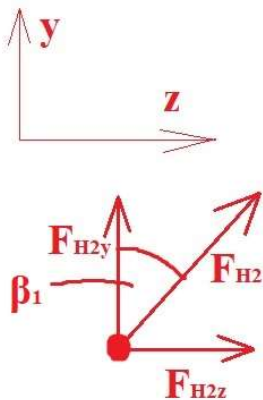
Tedy současně:

$$F_{H1y} := F_{H1} \cdot \cos(\lambda_{10} + \epsilon_{10}) = 60,8753 \text{ N}$$

$$F_{H3y} := F_{H1y} = 60,8753 \text{ N}$$

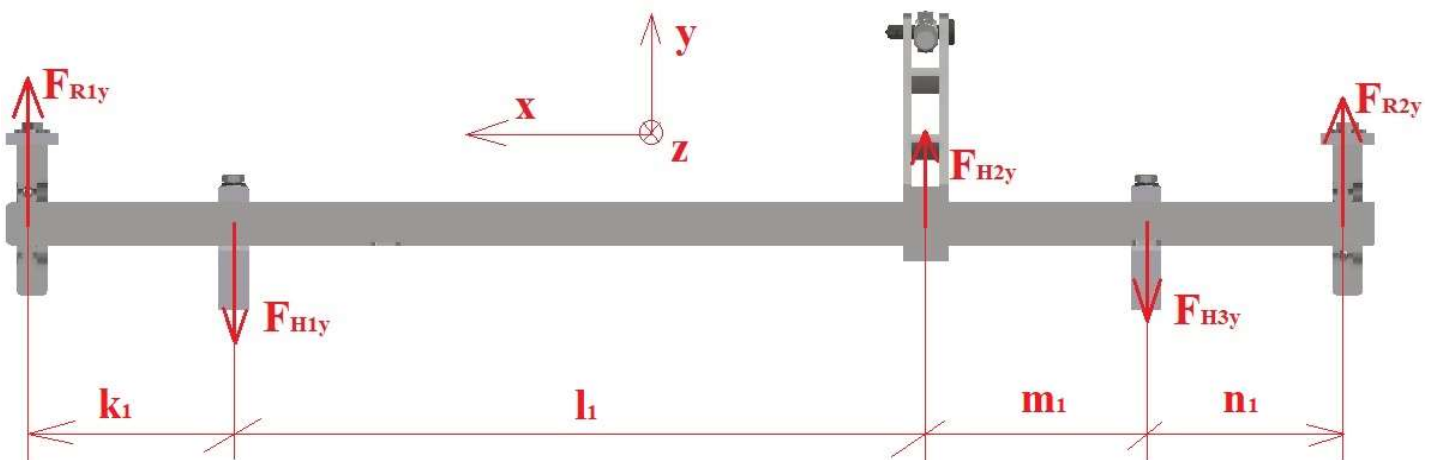
$$F_{H1z} := F_{H1} \cdot \sin(\lambda_{10} + \epsilon_{10}) = 42,4354 \text{ N}$$

$$F_{H3z} := F_{H1z} = 42,4354 \text{ N}$$

Rozklad síly FH2:

$$F_{H2z} := F_{H2} \cdot \sin(\beta_1) = 106,2956 \text{ N}$$

$$F_{H2y} := F_{H2} \cdot \cos(\beta_1) = 222,8533 \text{ N}$$

Určení reakčních sil v ložiscích hřídele v rovině X-Y:

Vzdálenosti k_1 až n_1 byly změřeny v programu Autodesk Inventor.

$$k_1 := 135,5 \text{ mm} \quad m_1 := 145 \text{ mm}$$

$$l_1 := 455 \text{ mm} \quad n_1 := 129,5 \text{ mm}$$

Reakční sílu v ložisku 2 FR2y lze určit z momentové podmínky k ložisku 1:

$$F_{R2y} \cdot (k_1 + l_1 + m_1 + n_1) - F_{H3y} \cdot (k_1 + l_1 + m_1) + F_{H2y} \cdot (k_1 + l_1) - F_{H1y} \cdot k_1 = 0$$

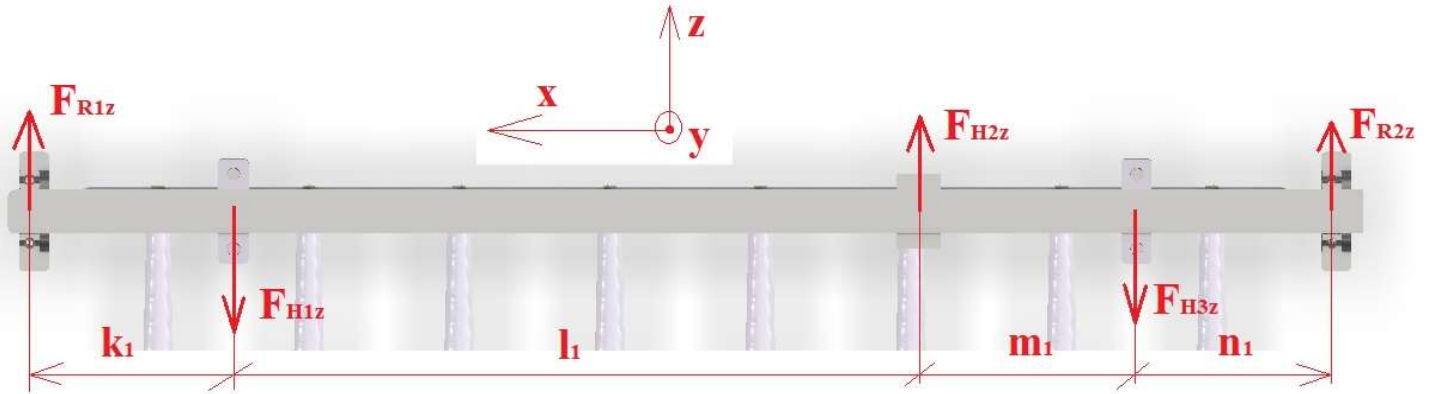
$$F_{R2y} := \frac{F_{H1y} \cdot k_1 + F_{H3y} \cdot (k_1 + l_1 + m_1) - F_{H2y} \cdot (k_1 + l_1)}{k_1 + l_1 + m_1 + n_1} = -90,8353 \text{ N}$$

Reakční sílu v ložisku 1 lze spočítat ze silové podmínky v ose y:

$$F_{R1y} := F_{H1y} - F_{H2y} + F_{H3y} - F_{R2y} = -10,2675 \text{ N}$$

Znaménko minus znamená, že síly působí ve skutečnosti v záporném směru osy y (směrem dolů - opačně, než jsou zakreslené).

Určení reakčních sil v ložiscích hřídele v rovině X-Z:



Reakční sílu v ložisku 2 FR2z lze určit z momentové podmínky k ložisku 1:

$$F_{R2z} \cdot (k_1 + l_1 + m_1 + n_1) - F_{H3z} \cdot (k_1 + l_1 + m_1) + F_{H2z} \cdot (k_1 + l_1) - F_{H1z} \cdot k_1 = 0$$

$$F_{R2z} := \frac{F_{H1z} \cdot k_1 + F_{H3z} \cdot (k_1 + l_1 + m_1) - F_{H2z} \cdot (k_1 + l_1)}{k_1 + l_1 + m_1 + n_1} = -29,8339 \text{ N}$$

Znaménko minus znamená, že síla působí ve skutečnosti v záporném směru osy y (směrem dolů - opačně, než je zakreslená).

Reakční sílu v ložisku 1 lze spočítat ze silové podmínky v ose y:

$$F_{R1z} := F_{H1z} - F_{H2z} + F_{H3z} - F_{R2z} = 8,4091 \text{ N}$$

Stanovení průběhu ohybového momentu:

Rovina X-Y:

Hřídel je nutné rozdělit na 4 intervaly vždy mezi jednotlivými silami:

$$M_{Oz1} = F_{R1y} \cdot x_1$$

$$M_{Oz2} = F_{R1y} \cdot x_2 - F_{H1y} \cdot (x_2 - k_1)$$

$$M_{Oz3} = F_{R1y} \cdot x_3 - F_{H1y} \cdot (x_3 - k_1) + F_{H2y} \cdot (x_3 - k_1 - l_1)$$

$$M_{Oz4} = F_{R1y} \cdot x_4 - F_{H1y} \cdot (x_4 - k_1) + F_{H2y} \cdot (x_4 - k_1 - l_1) - F_{H3y} \cdot (x_4 - k_1 - l_1 - m_1)$$

Rovina X-Z:

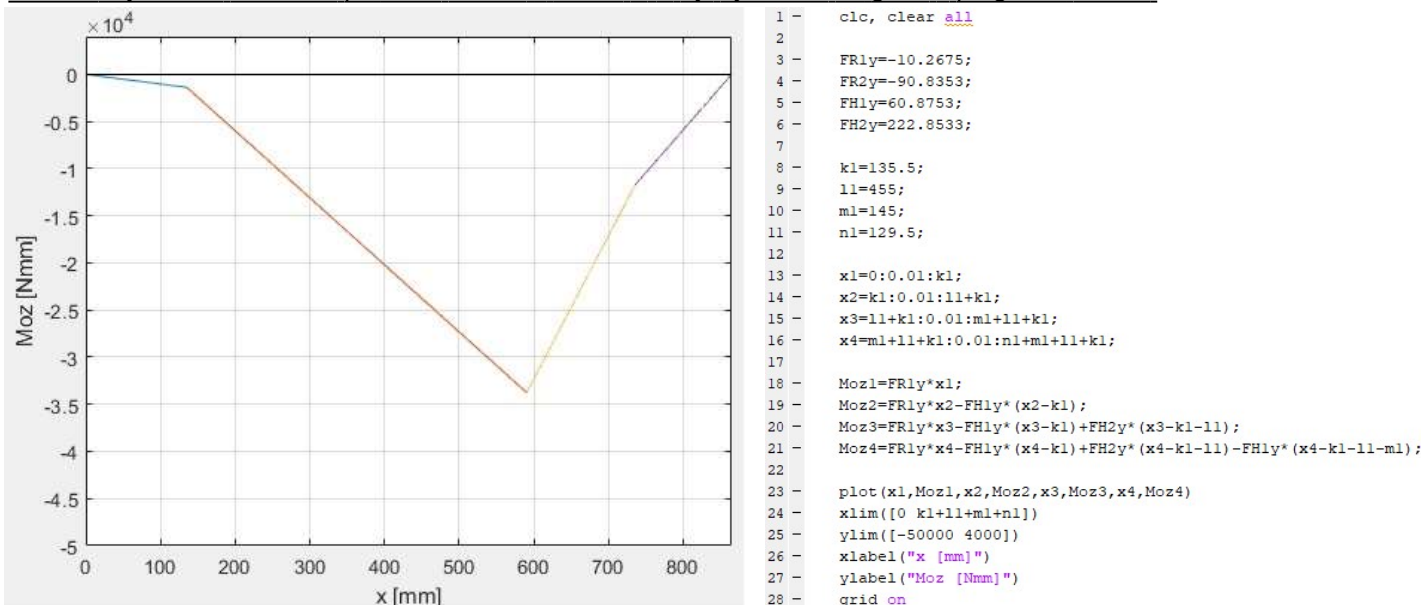
$$M_{Oy1} = F_{R1z} \cdot x_1$$

$$M_{Oy2} = F_{R1z} \cdot x_2 - F_{H1z} \cdot (x_2 - k_1)$$

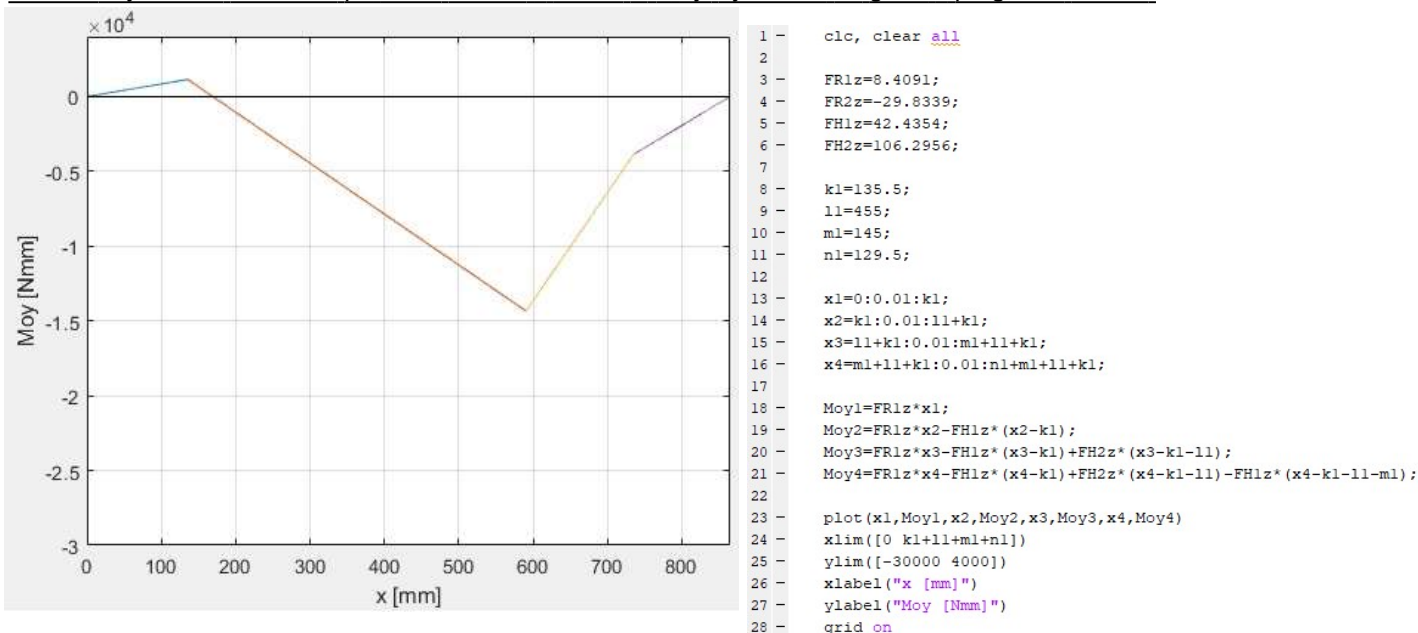
$$M_{Oy3} = F_{R1z} \cdot x_3 - F_{H1z} \cdot (x_3 - k_1) + F_{H2z} \cdot (x_3 - k_1 - l_1)$$

$$M_{Oy4} = F_{R1z} \cdot x_4 - F_{H1z} \cdot (x_4 - k_1) + F_{H2z} \cdot (x_4 - k_1 - l_1) - F_{H3z} \cdot (x_4 - k_1 - l_1 - m_1)$$

Průběh ohybového momentu po délce hřídele v rovině X-Y byl vykreslen do grafu v programu Matlab:

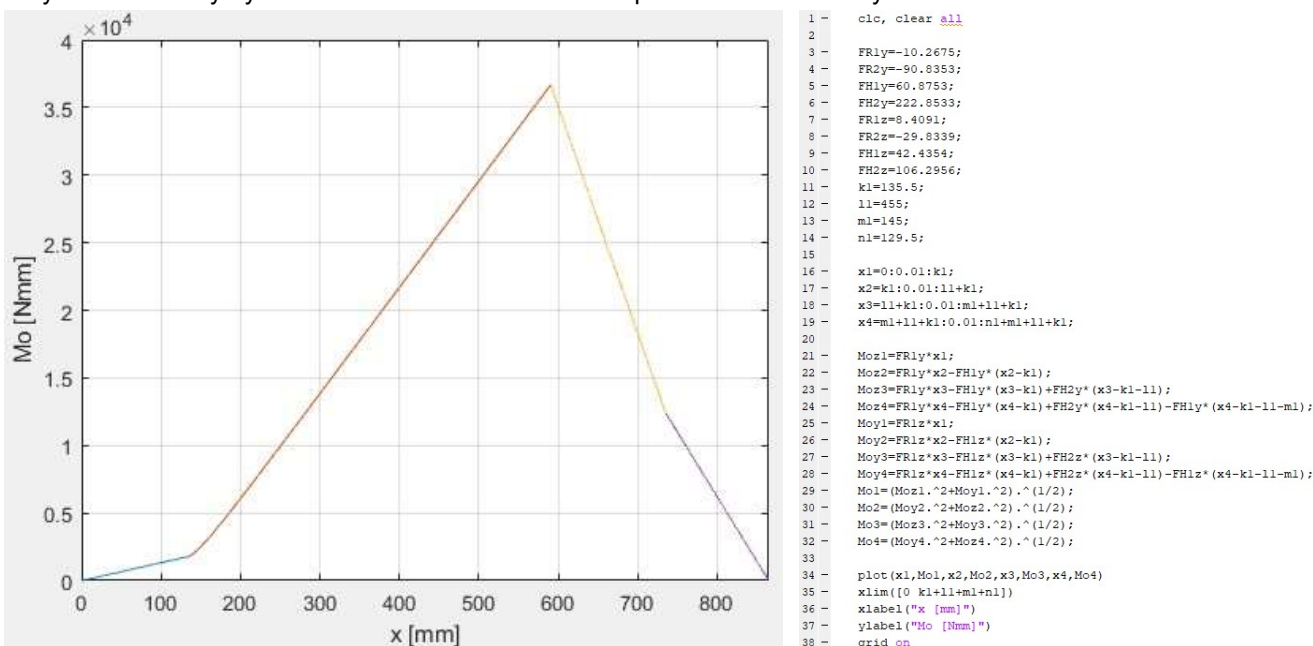


Průběh ohybového momentu po délce hřídele v rovině X-Z byl vykreslen do grafu v programu Matlab:

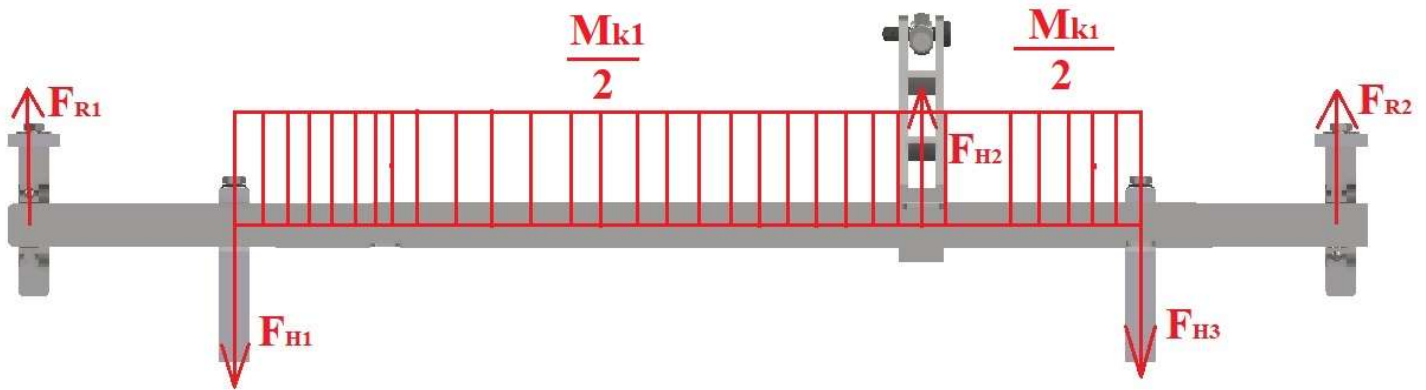


Průběh celkového ohybového momentu po délce hřídele byl vykreslen do grafu v programu Matlab:

Ohybové momenty nyní lze vektorově sečíst a stanovit průběh celkového ohybového momentu:



Kroutící moment má po délce hřídele konstantní průběh, ale je nutné si uvědomit, že je dodávaný mezi dvěma spojovacími rameny, které oba odebírají polovinu dodávaného kroutícího momentu, a proto je hřídel zatížena pouze polovinou dodávaného kroutícího momentu !!



Stanovení kritického místa:

Kritická místa není nutné stanovovat, protože již z pohledu na průběh celkového ohybového momentu s přihlédnutím na koncentraci napětí v drážce pro pero, ale zejména v drážce pro pojistný kroužek v místě, kde působí právě onen maximální celkový ohybový moment je jasné, že kritické místo bude právě zde v místě působení síly FH2 v drážce pro pojistný kroužek zabraňující danému spojovacímu ramenu v axiálním pohybu po hřídeli.

Výpočet celkového ohybového momentu v kritickém místě:

$$M_{OzKR1} := F_{R1Y} \cdot (k_1 + l_1) - F_{H1Y} \cdot (l_1) = -33761,2012 \text{ N mm}$$

$$M_{OyKR1} := F_{R1Z} \cdot (k_1 + l_1) - F_{H1Z} \cdot (l_1) = -14342,5357 \text{ N mm}$$

$$M_{OKR1} := \sqrt{M_{OzKR1}^2 + M_{OyKR1}^2} = 36681,4263 \text{ N mm}$$

Stanovení součinitele tvaru v ohybu α_{KR1} :

Průměr hřídele: $d_{H1} := 20 \text{ mm}$

Volím poloměr zaoblení drážky pro pojistný kroužek: $r_{KR1} := 0,05 \text{ mm}$

Šířka drážky: $a_{KR1} := 1,3 \text{ mm}$

Vnitřní průměr drážky: $d_{KR1} := 19 \text{ mm}$

$$\frac{2 \cdot r_{KR1}}{d_{H1} - d_{KR1}} = 0,1 \quad \frac{2 \cdot a_{KR1}}{d_{H1} - d_{KR1}} = 2,6$$

Table A-15

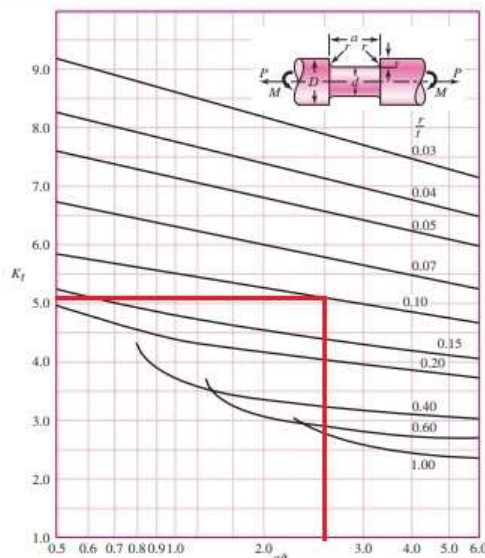
Charts of Theoretical Stress-Concentration Factors K_t^* (Continued)

Figure A-15-16

Round shaft with flat-bottom groove in bending and/or tension.

$$\sigma_0 = \frac{4P}{\pi d^2} + \frac{32M}{\pi d^3}$$

Source: W. D. Pilkey, Peterson's Stress Concentration Factors, 2nd ed. John Wiley & Sons, New York, 1997, p. 115



$$\alpha_{KR1} := 5,1$$

Pozn.: $K_t = \alpha_{KR1}$

Stanovení součinitele tvaru v krutu $\alpha_{KR1\tau}$:

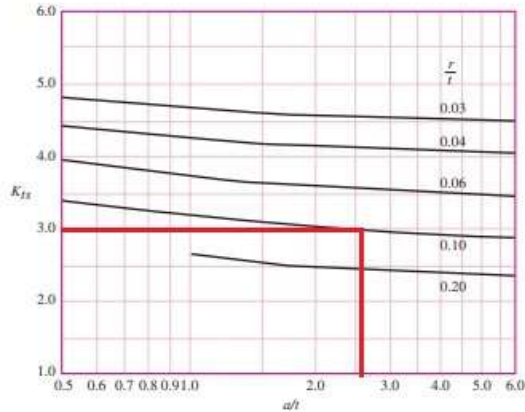
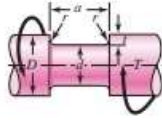
Parametry drážky jsou stejné, a proto lze za poměry dosadit stejné hodnoty.

Table A-15Charts of Theoretical Stress-Concentration Factors K_t^* (Continued)**Figure A-15-17**

Round shaft with flat-bottom groove in torsion.

$$\tau_0 = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Source: W. D. Pilkey, *Peterson's Stress Concentration Factors*, 2nd ed. John Wiley & Sons, New York, 1997, p. 133



$$\alpha_{KR1\tau} := 3 \quad \text{Pozn.: } K_{ts} = \alpha_{KR1\tau}$$

Výpočet normálového napětí od ohybu v kritickém místě:

$$\sigma_{OKR1} := \alpha_{KR1} \cdot \frac{32 \cdot M_{OKR1}}{\pi \cdot d_{H1}^3} = 238,1916 \text{ MPa}$$

Výpočet smykového napětí od krutu v kritickém místě:

$$\tau_{KKR1} := \alpha_{KR1\tau} \cdot \frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot d_{H1}^3} = 56,6957 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí dle podmínky max- τ :

$$\sigma_{RED1} := \sqrt{\sigma_{OKR1}^2 + 4 \cdot \tau_{KKR1}^2} = 263,8046 \text{ MPa}$$

Volba materiálu hřídele:

Volím materiál ČSN 11 600.

Označení podle ČSN (obsah C %)	Mechanické vlastnosti			Třída odpaďu	Vlastnosti a použití
	R_m (MPa)	$R_{e, min}$ (MPa)	tvrdost HB		
11 500 (0,38)	441 až 647 ¹⁾	245 až 490 ¹⁾	max. 268 ¹⁾	001	Svařitelnost obtížná. NŽ: 850 až 880 °C; ŽM: 680 až 720 °C; K: 850 až 870 °C (voda, olej); P: 530 až 670 °C (vzduch). Na strojní součásti namáhané staticky i dynamicky: hřídele, ozubená kola, čepy, kolíky, příruby, podložky, pouzdra, základové desky, šrouby, matice, kladky, klikové hřídele a rychloběžné turbíny.

Zdroj: Strojnické tabulky (viz seznam zdrojů na konci zprávy)

Mez kluzu volím jako střední hodnotu z uvedeného intervalu:

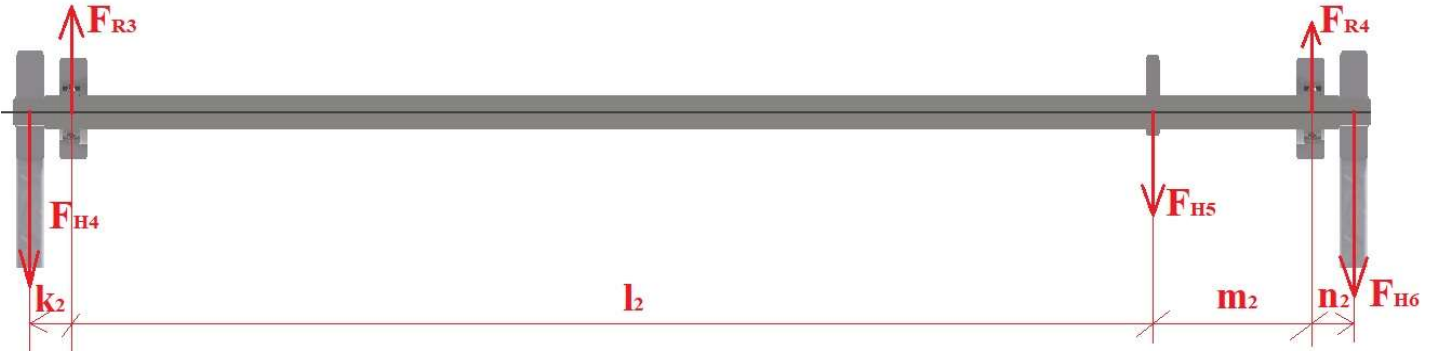
$$R_e := \frac{490 - 245}{2} \text{ MPa} + 245 \text{ MPa} = 367,5 \text{ MPa}$$

Stanovení bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti:

$$k_{k1} := \frac{R_e}{\sigma_{RED1}} = 1,3931$$

6.2 Hřídel úchopných prvků palety:

Hřídele úchopných prvků palety jsou dvě, ale počítat má smysl pouze jednu a to tu hnací, protože zde bude nejen větší kroutící moment, ale také zde navíc působí radiální příspěvek od hnací síly pneumatického válce.



Vzdálenosti k_2 až n_2 byli změřeny v programu Autodesk Inventor.

$$k_2 := 31,5 \text{ mm} \quad m_2 := 115 \text{ mm}$$

$$l_2 := 787 \text{ mm} \quad n_2 := 31,5 \text{ mm}$$

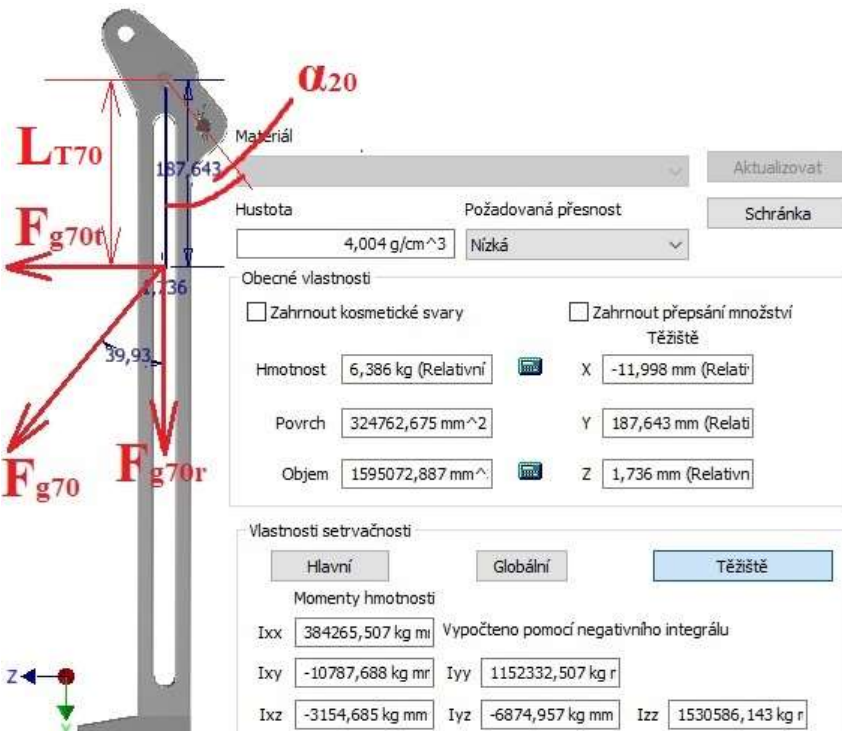
Hřídel úchopných prvků palety bude nejvíce zatížena právě od tíhy palety v průběhu manipulace, a proto bude počítána s takovým rozložením sil, které nastávají právě v této situaci.

Nyní je tedy nutné stanovit síly FH4 až FH6 z radiálních složek sil působících na mechanismus úchopných prvků (viz. výše). Je nutné si uvědomit, že na výše uvedeném obrázku nejsou síly celé v zakreslené rovině, ale z pohledu průřezu hřídele působí pod různými úhly.

Stanovení síly FH4 a FH6:

Vektorový součet síly F_{g7r} , F_{gPALr} a F_{78r} (viz. mechanismus úchopu palety) není stejně velká jako síla FH6, protože síla F_{g7r} obsahuje i tíhu spojovacího ramena hřídele s pístnicí, kterou ale zachycuje síla FH5.

Je tedy nutné spočítat nové těžiště soustavy tělesa 7 bez spojovacího ramena a určit náhradní tíhovou sílu v novém těžišti: Pozor! Tíhová síla F_{g70} působí tak, jak je zakreslena níže, neboť pohled na níže zobrazený úchopný prvek je pod úhlem, pod kterým je tento úchopný prvek natočený!



Hmotnost tělesa 7 bez spojovacího ramena:

$$m_{70} := 6,386 \text{ kg}$$

Úhel zaznačený ve schématu:

$$\alpha_{20} := 40^\circ$$

Vzdálenost náhradního těžiště od osy otáčení:

$$L_{T70} := 187,643 \text{ mm}$$

Úhel mezi tíhovou silou a spojnicí těžiště s osou hřídele:

$$\varepsilon_{20} := 39,93^\circ$$

Náhradní tíhová síla F_{g70} :

$$F_{g70} := m_{70} \cdot g = 62,6467 \text{ N}$$

Radiální složka náhradní tíhové síly:

$$F_{g70r} := F_{g70} \cdot \cos(\varepsilon_{20}) = 48,0393 \text{ N}$$

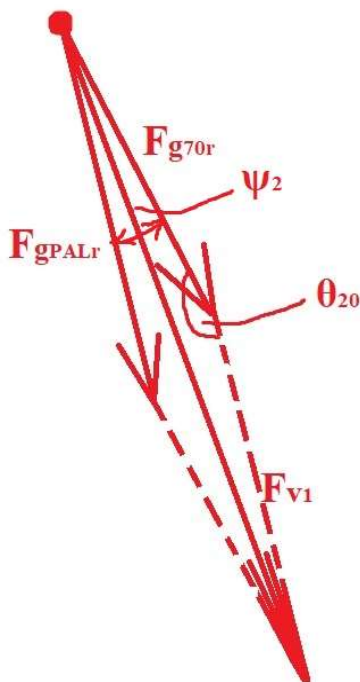
Tečná složka náhradní tíhové síly:

$$F_{g70t} := F_{g70} \cdot \sin(\varepsilon_{20}) = 40,2098 \text{ N}$$

Stanovení odebraného kroutícího momentu vzdálenějším úchopným prvkem:

Tento vzdálenější úchopný prvek není spojen spojovací tyčí s druhou polovinou mechanismu, a proto odebírá pouze tolik kroutícího momentu, kolik vyžadují tečné složky jeho tíhy a tíhy palety, která na něj působí.

$$M_{k2OD} := \frac{F_{gPALt}}{2} \cdot c_2 - \frac{F_{g70t}}{2} \cdot L_{T70} = 7737,2355 \text{ N mm}$$

Stanovení vektorového součtu F_{g70r} a F_{gPALr} :

Nejprve je nutné stanovit úhel θ_{20} :

Úhel je možné určit z vlevo uvedeného rovnoběžníku.

$$\theta_{20} := \frac{360^\circ - 2 \cdot (\psi_2)}{2} = 147,1835^\circ$$

Vektorový součet je výslednice, se kterou zbývá sečíst ještě sílu F_{78r} .

Vektorový součet je nyní možné určit pomocí Cosinové věty:

$$F_{v1}^2 = F_{gPALr}^2 + F_{g70r}^2 - 2 \cdot F_{gPALr} \cdot F_{g70r} \cdot \cos(\theta_{20})$$

$$F_{v1} := \sqrt{F_{gPALr}^2 + F_{g70r}^2 - 2 \cdot F_{gPALr} \cdot F_{g70r} \cdot \cos(\theta_{20})} = 159,8856 \text{ N}$$

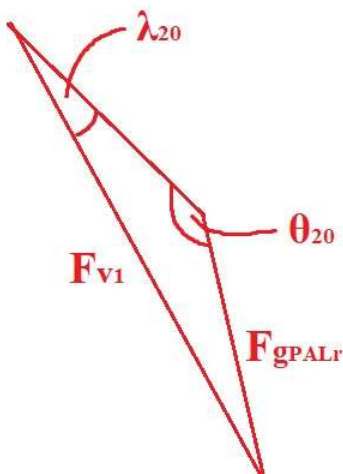
Nyní je možné stanovit přímo sílu F_{H4} :

$$F_{H4} := \frac{F_{v1}}{2} = 79,9428 \text{ N}$$

Stanovení vektorového součtu F_{v1} a F_{78r} :

Síla F_{H6} zachytává také sílu z druhé části úchopného mechanismu od spojovací tyče, a proto je nutné výslednici F_{v1} vektorově sečíst právě s touto silou F_{78r} (viz výpočet úchopného mechanismu palety).

Nejprve je nutné stanovit úhel mezi výslednicí F_{v1} a radiální složkou náhradní tíhové síly F_{g70r} :

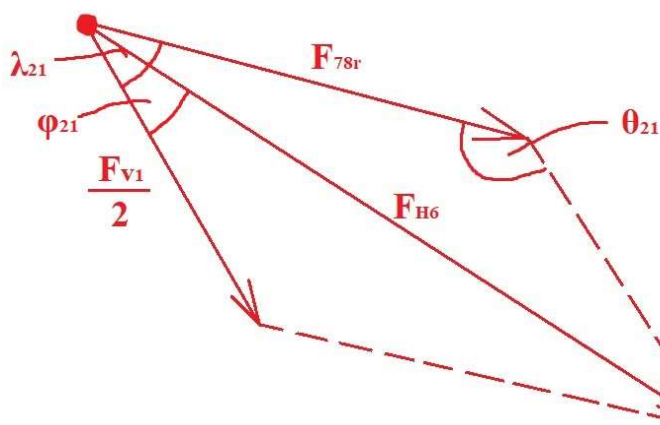


Úhel λ_{20} je možné vypočítat ze Sinové věty:

$$\frac{F_{gPALr}}{\sin(\lambda_{20})} = \frac{F_{v1}}{\sin(\theta_{20})}$$

$$\lambda_{20} := \text{asin}\left(\frac{F_{gPALr} \cdot \sin(\theta_{20})}{F_{v1}}\right) = 23,445^\circ$$

Nyní je tedy možné stanovit samotný vektorový součet, tedy sílu F_{H6} :



Je nutné si uvědomit, že síla F_{H6} zachycuje pouze polovinu tíhy palety i úchopného mechanismu, sílu F_{78r} ale zachycuje celou.

Stanovení úhlu λ_{21} mezi výslednicí F_{v1} a silou F_{78r} :

$$\lambda_{21} := \alpha_{20} + \lambda_{20} = 63,445^\circ$$

Nyní je možné stanovit úhel θ_{21} :

$$\theta_{21} := \frac{360^\circ - 2 \cdot (\lambda_{21})}{2} = 116,555^\circ$$

Sílu FH6 je možné stanovit z Cosinové věty:

$$F_{H6}^2 = F_{78r}^2 + \left(\frac{F_{v1}}{2}\right)^2 - 2 \cdot F_{78r} \cdot \frac{F_{v1}}{2} \cdot \cos(\theta_{21})$$

$$F_{H6} := \sqrt{F_{78r}^2 + \left(\frac{F_{v1}}{2}\right)^2 - 2 \cdot F_{78r} \cdot \frac{F_{v1}}{2} \cdot \cos(\theta_{21})} = 702,6472 \text{ N}$$

Výpočet úhlu φ_{21} :

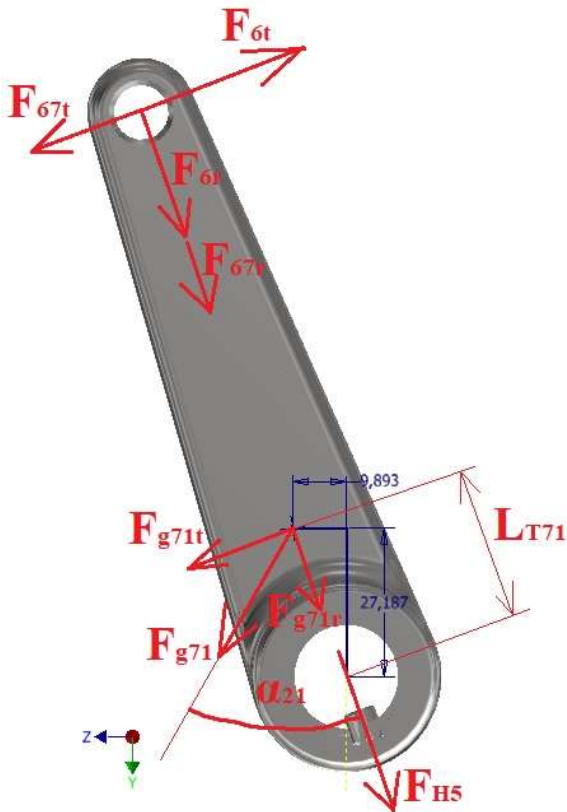
Úhel φ_{21} je možné spočítat ze Sinovy věty:

$$\frac{F_{78r}}{\sin(\varphi_{21})} = \frac{F_{H6}}{\sin(\theta_{21})}$$

$$\varphi_{21} := \arcsin\left(\frac{F_{78r} \cdot \sin(\theta_{21})}{F_{H6}}\right) = 57,6039^\circ$$

Stanovení síly FH5:

Pro sílu FH5 jsou všechny zatěžující síly známy, kromě tíhové síly od spojovacího ramene hřídele a pístnice, tu lze ale jednoduše spočítat:



Materiál		Aktualizovat
Hustota	Požadovaná přesnost	Schránka
7,850 g/cm ³	Nízká	
Obecné vlastnosti		
<input type="checkbox"/> Zahrnout kosmetické svary	<input type="checkbox"/> Zahrnout přepsání množství	
Těžiště		
Hmotnost	0,411 kg (Relativní)	X -337,500 mm (Relativní)
Povrch	16591,026 mm ²	Y -27,187 mm (Relativní)
Objem	52341,704 mm ³	Z 9,893 mm (Relativní)
Vlastnosti setrvačnosti		
Hlavní	Globální	Těžiště
Momenty hmotnosti		
Ixx	581,804 kg mm ²	Vypočteno pomocí negativního integrálu
Ixy	0,000 kg mm ²	Iyy 123,064 kg mm ²
Ixz	-0,000 kg mm ²	Iyz 165,411 kg mm ² Izz 517,277 kg mm ²

Pozor! Tíhová síla Fg71 působí tak, jak je zakreslena níže, neboť pohled na níže zobrazené spojovací rameno je pod úhlem, pod kterým je toto spojovací rameno natočeno!

Síly F6r a F67r jsou známy z výpočtů úchopného mechanismu (viz výše).

Výpočet tíhové síly spojovacího ramene Fg71:

$$m_{71} := 0,411 \text{ kg}$$

$$F_{g71} := m_{71} \cdot g = 4,0319 \text{ N}$$

Výpočet radiální složky tíhové síly spojovacího ramene:

$$F_{g71r} := F_{g71} \cdot \cos(\alpha_{21}) = 2,5765 \text{ N}$$

Úhel zakreslený ve schématu zjištěný z programu Autodesk Inventor:

$$\alpha_{21} := 50,28^\circ$$

Rameno LT71:

$$L_{T71} := 47,983 \text{ mm}$$

Výpočet tečné složky tíhové síly spojovacího ramene:

$$F_{g71t} := F_{g71} \cdot \sin(\alpha_{21}) = 3,1013 \text{ N}$$

Stanovení dodávaného kroutícího momentu:

$$M_{k2} := F_{6t} \cdot Y_2 - F_{67t} \cdot Y_2 - F_{g71t} \cdot L_{T71}$$

$$M_{k2} = 33595,4026 \text{ N mm}$$

Výpočet samotné síly FH5:

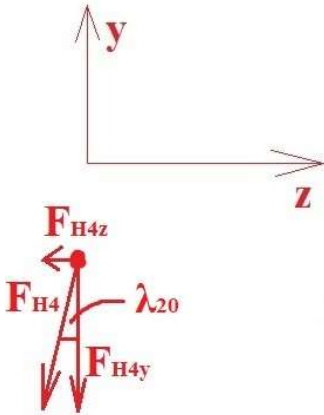
$$F_{H5} := F_{6r} + F_{67r} + F_{g71r} = 375,1178 \text{ N}$$

Stanovení kolmých složek jednotlivých sil zatěžujících hřídel:

Protože síly FH4 až FH6 nejsou všechny mezi sebou vzájemně rovnoběžné nebo kolmé, je nutné každou z těchto sil rozložit do společných kolmých složek do společného souřadného systému.

Pozn. : Osa y je zvolena ve stejném směru jako úchopný prvek palety (jako síla Fg70r).

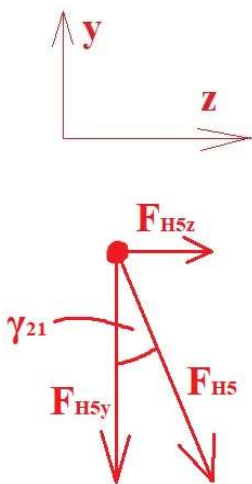
Rozklad síly FH4 :



$$F_{H4z} := F_{H4} \cdot \sin(\lambda_{20}) = 31,8068 \text{ N}$$

$$F_{H4y} := F_{H4} \cdot \cos(\lambda_{20}) = 73,3429 \text{ N}$$

Rozklad síly FH5 :



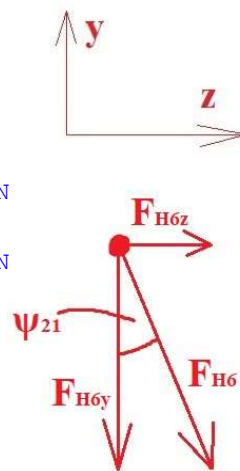
Určení úhlu mezi silou FH5 a osou y:

$$\gamma_{21} := 20^\circ$$

$$F_{H5z} := F_{H5} \cdot \sin(\gamma_{21}) = 128,2978 \text{ N}$$

$$F_{H5y} := F_{H5} \cdot \cos(\gamma_{21}) = 352,4954 \text{ N}$$

Rozklad síly FH6 :



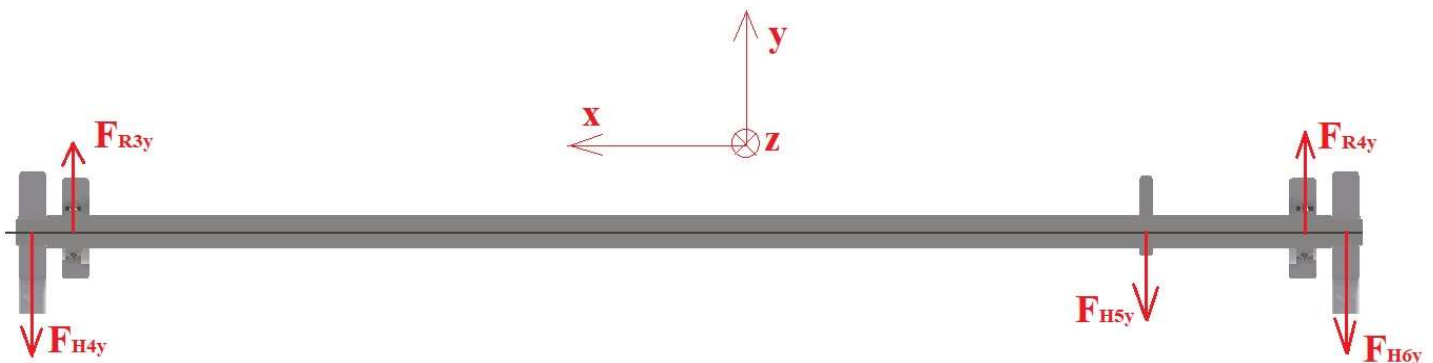
Určení úhlu mezi silou FH6 a osou y:

$$\psi_{21} := \varphi_{21} - \lambda_{20} = 34,1588^\circ$$

$$F_{H6z} := F_{H6} \cdot \sin(\psi_{21}) = 394,5286 \text{ N}$$

$$F_{H6y} := F_{H6} \cdot \cos(\psi_{21}) = 581,4296 \text{ N}$$

Určení reakčních sil v ložiscích hřídele v rovině X-Y:



Reakční sílu v ložisku 4 FR4y lze určit z momentové podmínky k ložisku 3:

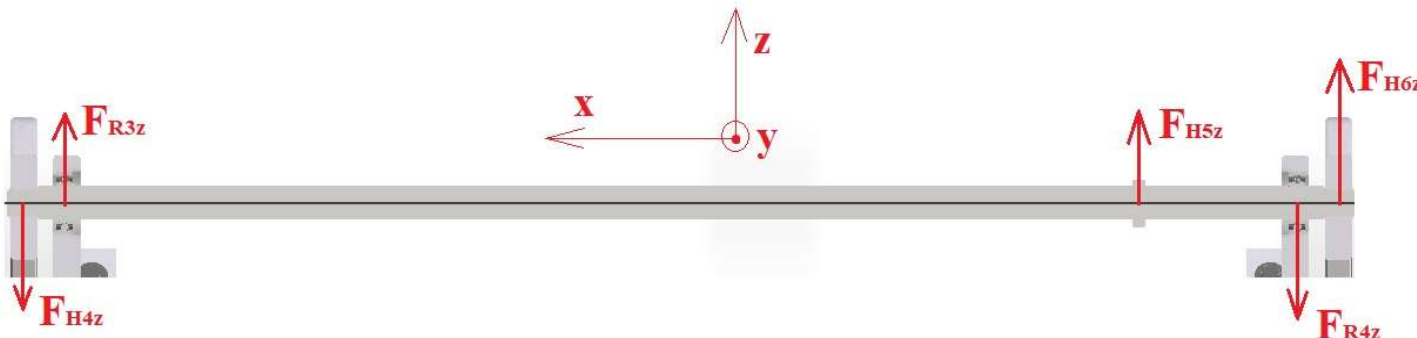
$$F_{R4y} \cdot (l_2 + m_2) - F_{H6y} \cdot (l_2 + m_2 + n_2) - F_{H5y} \cdot (l_2) + F_{H4y} \cdot k_2 = 0$$

$$F_{R4y} := \frac{F_{H6y} \cdot (l_2 + m_2 + n_2) + F_{H5y} \cdot (l_2) - F_{H4y} \cdot k_2}{l_2 + m_2} = 906,7274 \text{ N}$$

Reakční sílu v ložisku 3 lze spočítat ze silové podmínky v ose y:

$$F_{R3y} := F_{H4y} + F_{H5y} - F_{R4y} + F_{H6y} = 100,5405 \text{ N}$$

Určení reakčních sil v ložiscích hřídele v rovině X-Z:



Reakční sílu v ložisku 4 FR4z lze určit z momentové podmínky k ložisku 3:

$$F_{R4z} \cdot (l_2 + m_2) - F_{H6z} \cdot (l_2 + m_2 + n_2) - F_{H5z} \cdot (l_2) - F_{H4z} \cdot k_2 = 0$$

$$F_{R4z} := \frac{F_{H6z} \cdot (l_2 + m_2 + n_2) + F_{H5z} \cdot (l_2) + F_{H4z} \cdot k_2}{l_2 + m_2} = 521,3578 \text{ N}$$

Reakční sílu v ložisku 3 lze spočítat ze silové podmínky v ose z:

$$F_{R3z} := F_{R4z} + F_{H4z} - F_{H5z} - F_{H6z} = 30,3381 \text{ N}$$

Stanovení průběhu ohybového momentu:

Rovina X-Y:

Hřídel je nutné rozdělit na 4 intervaly vždy mezi jednotlivými silami:

$$M_{Oz1} = -F_{H4y} \cdot x_1$$

$$M_{Oz2} = -F_{H4y} \cdot x_1 + F_{R3y} \cdot (x_2 - k_2)$$

$$M_{Oz3} = -F_{H4y} \cdot x_1 + F_{R3y} \cdot (x_2 - k_2) - F_{H5y} \cdot (x_3 - k_2 - l_2)$$

$$M_{Oz4} = -F_{H4y} \cdot x_1 + F_{R3y} \cdot (x_2 - k_2) - F_{H5y} \cdot (x_3 - k_2 - l_2) + F_{R4y} \cdot (x_4 - k_2 - l_2 - m_2)$$

Rovina X-Z:

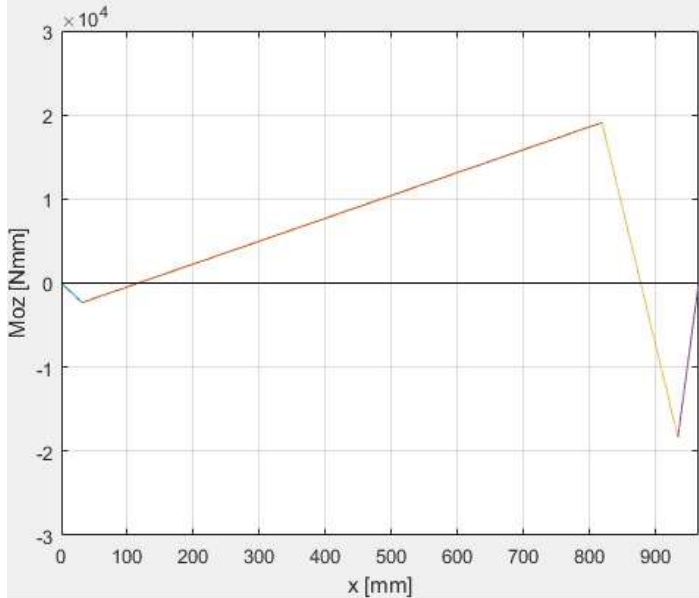
$$M_{Oy1} = -F_{H4z} \cdot x_1$$

$$M_{Oy2} = -F_{H4z} \cdot x_1 + F_{R3z} \cdot (x_2 - k_2)$$

$$M_{Oy3} = -F_{H4z} \cdot x_1 + F_{R3z} \cdot (x_2 - k_2) + F_{H5z} \cdot (x_3 - k_2 - l_2)$$

$$M_{Oy4} = -F_{H4z} \cdot x_1 + F_{R3z} \cdot (x_2 - k_2) + F_{H5z} \cdot (x_3 - k_2 - l_2) - F_{R4z} \cdot (x_4 - k_2 - l_2 - m_2)$$

Průběh ohybového momentu po délce hřídele v rovině X-Y byl vykreslen do grafu v programu Matlab:

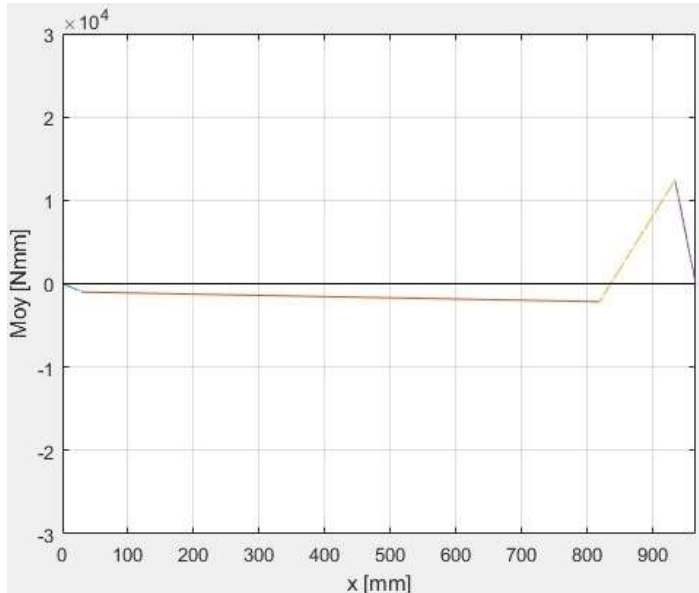


```

1 clc, clear all
2
3 FR3y=100.5405;
4 FR4y=906.7274;
5 FH4y=73.3429;
6 FH5y=352.4954;
7 FH6y=581.4296;
8
9 k2=31.5;
10 l2=787;
11 m2=115;
12 n2=31.5;
13
14 x1=0:0.01:k2;
15 x2=k2:0.01:l2+k2;
16 x3=l2+k2:0.01:m2+l2+k2;
17 x4=m2+l2+k2:0.01:n2+m2+l2+k2;
18
19 Moz1=-FH4y*x1;
20 Moz2=-FH4y*x2+FR3y*(x2-k2);
21 Moz3=-FH4y*x3+FR3y*(x3-k2)-FH5y*(x3-k2-l2);
22 Moz4=-FH4y*x4+FR3y*(x4-k2)-FH5y*(x4-k2-l2)+FR4y*(x4-k2-l2-m2);
23
24 plot(x1,Moz1,x2,Moz2,x3,Moz3,x4,Moz4)
25 xlim([0 k2+l2+m2+n2])
26 ylim([-30000 30000])
27 xlabel("x [mm]")
28 ylabel("Moz [Nmm]")
29 grid on

```

Průběh ohybového momentu po délce hřídele v rovině X-Z byl vykreslen do grafu v programu Matlab:



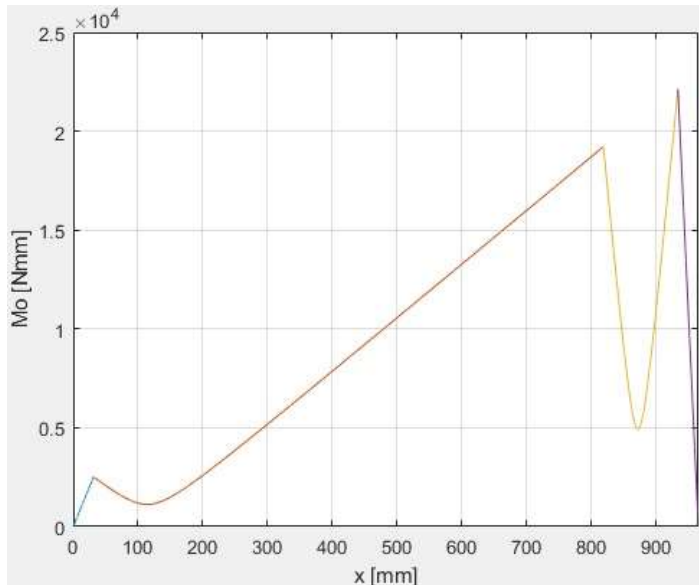
```

1 clc, clear all
2
3 FR3z=30.3381;
4 FR4z=521.3578;
5 FH4z=31.8068;
6 FH5z=128.2978;
7 FH6z=394.5286;
8
9 k2=31.5;
10 l2=787;
11 m2=115;
12 n2=31.5;
13
14 x1=0:0.01:k2;
15 x2=k2:0.01:l2+k2;
16 x3=l2+k2:0.01:m2+l2+k2;
17 x4=m2+l2+k2:0.01:n2+m2+l2+k2;
18
19 Moy1=-FH4z*x1;
20 Moy2=-FH4z*x2+FR3z*(x2-k2);
21 Moy3=-FH4z*x3+FR3z*(x3-k2)+FH5z*(x3-k2-l2);
22 Moy4=-FH4z*x4+FR3z*(x4-k2)+FH5z*(x4-k2-l2)-FR4z*(x4-k2-l2-m2);
23
24 plot(x1,Moy1,x2,Moy2,x3,Moy3,x4,Moy4)
25 xlim([0 k2+l2+m2+n2])
26 ylim([-30000 30000])
27 xlabel("x [mm]")
28 ylabel("Moy [Nmm]")
29 grid on

```

Průběh celkového ohybového momentu po délce hřídele byl vykreslen do grafu v programu Matlab:

Ohybový moment nyní lze vektorově sečíst a stanovit průběh celkového ohybového momentu:



```

1 clc, clear all
2
3 FR3y=100.5405;
4 FR4y=906.7274;
5 FH4y=73.3429;
6 FH5y=352.4954;
7 FH6y=581.4296;
8 FR3z=30.3381;
9 FR4z=521.3578;
10 FH4z=31.8068;
11 FH5z=128.2978;
12 FH6z=394.5286;
13
14 k2=31.5;
15 l2=787;
16 m2=115;
17 n2=31.5;
18
19 x1=0:0.01:k2;
20 x2=k2:0.01:l2+k2;
21 x3=l2+k2:0.01:m2+l2+k2;
22 x4=m2+l2+k2:0.01:n2+m2+l2+k2;
23
24 Moz1=-FH4y*x1;
25 Moz2=-FH4y*x2+FR3y*(x2-k2);
26 Moz3=-FH4y*x3+FR3y*(x3-k2)-FH5y*(x3-k2-l2);
27 Moz4=-FH4y*x4+FR3y*(x4-k2)-FH5y*(x4-k2-l2)+FR4y*(x4-k2-l2-m2);
28 Moy1=-FH4z*x1;
29 Moy2=-FH4z*x2+FR3z*(x2-k2);
30 Moy3=-FH4z*x3+FR3z*(x3-k2)+FH5z*(x3-k2-l2);
31 Moy4=-FH4z*x4+FR3z*(x4-k2)+FH5z*(x4-k2-l2)-FR4z*(x4-k2-l2-m2);
32 Mo1=(Moz1.^2+Moy1.^2).^ (1/2);
33 Mo2=(Moz2.^2+Moy2.^2).^ (1/2);
34 Mo3=(Moz3.^2+Moy3.^2).^ (1/2);
35 Mo4=(Moz4.^2+Moy4.^2).^ (1/2);
36
37 plot(x1,Mo1,x2,Mo2,x3,Mo3,x4,Mo4)
38 xlim([0 k2+l2+m2+n2])
39 xlabel("x [mm]")
40 ylabel("Mo [Nmm]")
41 grid on

```

Stanovení průběhu kroutícího momentu:

Kroutící moment má po délce hřídele konstantní průběh se skokem právě v místě dodání kroutícího momentu (spojovací rameno s pístnicí), ale je nutné si uvědomit, že je dodáván mezi dvěma úchopnými prvky, které oba odebírají určitou a rozdílnou část dodávaného kroutícího momentu, a proto je hřídel zatížena z každé strany pouze tou částí kroutícího momentu, kterou daný úchopný prvek odebírá !!

Stanovení poměru kroutícího momentu odebíraného vzdálenějším úchopným prvkem a dodávaným pístnicí:

Tento poměr je poněkud komplikovanější stanovit. Pístnice totiž dodává kroutící moment, který je závislý na tlaku ve válci, ale současně je nutné, aby při úchopu palety bylo celé těleso 7 i 9 ve statické rovnováze. Zbývající kroutící moment, je tedy zajištěn zvětšením síly tečné složky tíhové síly palety F_{gPALt} , protože úchopné prvky do ní budou více tlačit.

Je tedy nutné nejprve zjistit hodnotu kroutícího momentu, který musí zvětšení síly F_{gPALt} vykompenzovat k dosažení statické rovnováhy a poté bude možné stanovit poměr kroutících momentů mezi sebou.

$$M_{k2} - 2 \cdot M_{k2OD} - F_{78t} \cdot R_2 = 6476,3428 \text{ N mm}$$

$$\frac{6476,3428 \text{ N mm}}{2} = 3238,1714 \text{ N mm} \quad \text{Tuto hodnotu tedy musí na každém úchopném prvku vykompenzovat paleta silou } F_{gPALt}.$$

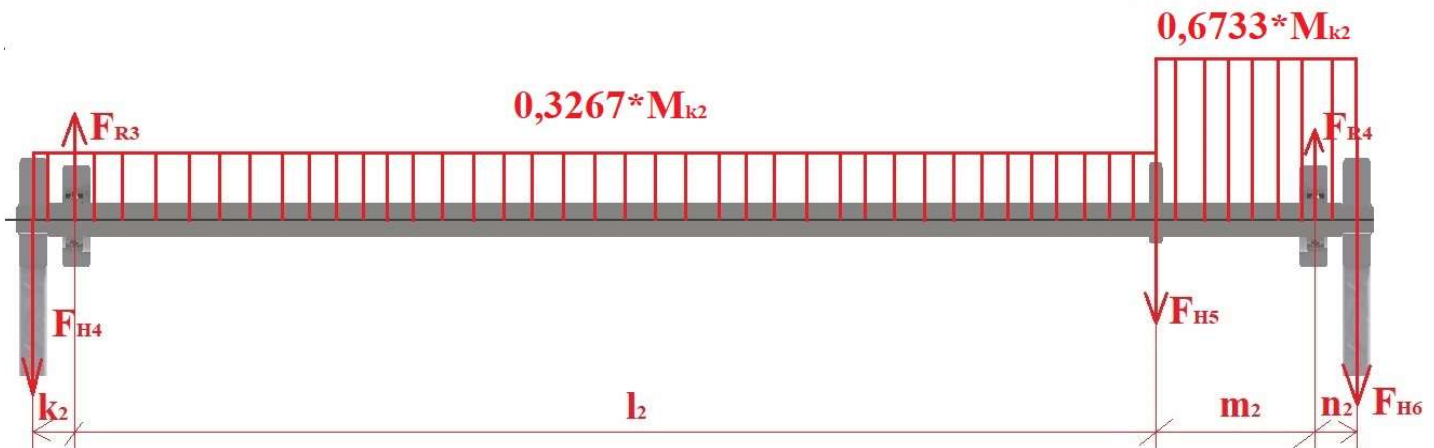
Na vzdálenější straně je tedy odebírán následující kroutící moment:

$$M'_{k2OD} := M_{k2OD} + 3238,1714 \text{ N mm} = 10975,4069 \text{ N mm}$$

Nyní je možné stanovit kýžený poměr odebíraného kroutícího momentu vzdálenějším úchopným prvkem ku dodávanému:

$$k := \frac{M'_{k2OD}}{M_{k2}} = 32,6694 \%$$

Nyní, když známe poměry odebíraných kroutících momentů je možné stanovit průběh kroutícího momentu po hřídeli:

Stanovení kritického místa:

Kritická místa se zdají být podle průběhu ohybového momentu v rovině XY dvě, ale při pohledu na průběh celkového ohybového momentu je vidět, že nebezpečnější je místo, kde se nachází ložisko 4. Pro zajištění ložiska je zde použit pojistný kroužek a právě drážka pro něj je významný koncentrátor napětí, a proto je kritické místo právě zde v místě působení síly F_{R4} .

Výpočet celkového ohybového momentu v kritickém místě:

$$M_{OzKR2} := -F_{H4Y} \cdot (k_2 + l_2 + m_2) + F_{R3Y} \cdot (k_2 + l_2 + m_2 - k_2) - F_{H5Y} \cdot (k_2 + l_2 + m_2 - k_2 - l_2) = -18315,0315 \text{ N mm}$$

$$M_{OyKR2} := -F_{H4z} \cdot (k_2 + l_2 + m_2) + F_{R3z} \cdot (k_2 + l_2 + m_2 - k_2) + F_{H5z} \cdot (k_2 + l_2 + m_2 - k_2 - l_2) = 12427,6504 \text{ N mm}$$

$$M_{OKR2} := \sqrt{M_{OzKR2}^2 + M_{OyKR2}^2} = 22133,3882 \text{ N mm}$$

Stanovení součinitele tvaru v ohybu α_{KR2} :

Průměr hřídele: $d_{H2} := 20 \text{ mm}$

Volím poloměr zaoblení drážky pro pojistný kroužek: $r_{KR2} := 0,05 \text{ mm}$

Šířka drážky: $a_{KR2} := 1,3 \text{ mm}$

Vnitřní průměr drážky: $d_{KR2} := 19 \text{ mm}$

$$\frac{2 \cdot r_{KR2}}{d_{H2} - d_{KR2}} = 0,1 \quad \frac{2 \cdot a_{KR2}}{d_{H2} - d_{KR2}} = 2,6$$

Table A-15

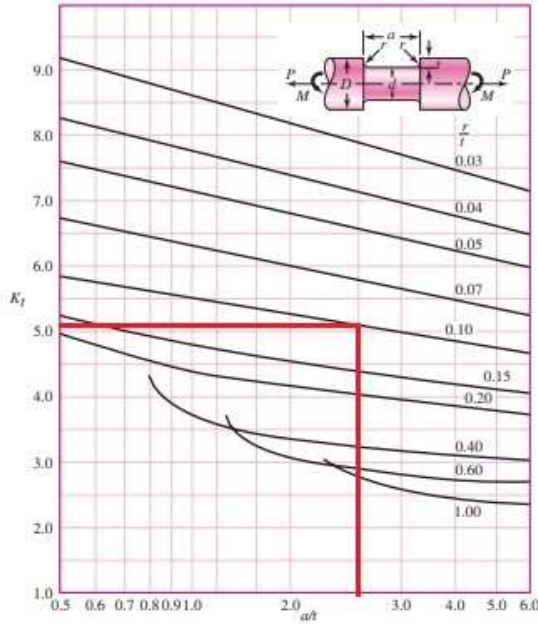
Charts of Theoretical Stress-Concentration Factors K_t^* (Continued)

Figure A-15-16

Round shaft with flat-bottom groove in bending and/or tension.

$$\sigma_0 = \frac{4P}{\pi d^2} + \frac{32M}{\pi d^3}$$

Source: W. D. Pilkey, *Peterson's Stress Concentration Factors*, 2nd ed. John Wiley & Sons, New York, 1997, p. 115



$\alpha_{KR2} := 5,1$ Pozn.: $K_t = \alpha_{KR2}$

Zdroj: SHIGLEY, Konstruování strojních součástí (viz seznam zdrojů na konci zprávy)

Stanovení součinitele tvaru v krutu $\alpha_{KR2\tau}$:

Parametry drážky jsou stejné, a proto lze za poměry dosadit stejné hodnoty.

Table A-15

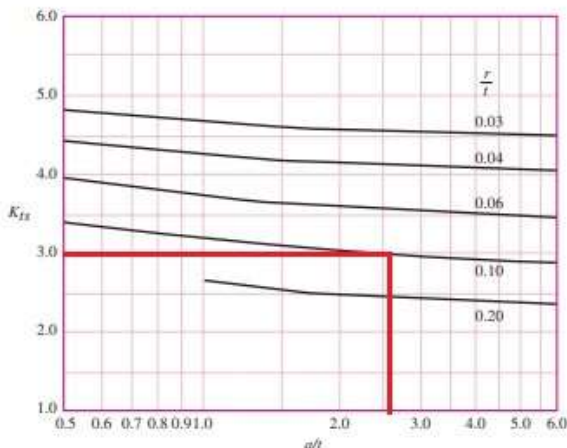
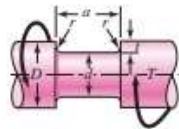
Charts of Theoretical Stress-Concentration Factors K_t^* (Continued)

Figure A-15-17

Round shaft with flat-bottom groove in torsion.

$$\tau_0 = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Source: W. D. Pilkey, *Peterson's Stress Concentration Factors*, 2nd ed. John Wiley & Sons, New York, 1997, p. 133



$\alpha_{KR2\tau} := 3$ Pozn.: $K_{ts} = \alpha_{KR2\tau}$

Zdroj: SHIGLEY, Konstruování strojních součástí (viz seznam zdrojů na konci zprávy)

Výpočet normálového napětí od ohybu v kritickém místě:

$$\sigma_{oKR2} := \alpha_{KR2} \cdot \frac{32 \cdot M_{oKR2}}{\pi \cdot d_{H2}^3} = 143,7236 \text{ MPa}$$

Výpočet smykového napětí od krutu v kritickém místě:

$$\tau_{kKR2} := \alpha_{KR2\tau} \cdot \frac{16 \cdot (0,6733 \cdot M_{k2})}{\pi \cdot d_{H2}^3} = 43,2006 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí dle podmínky max-τ:

$$\sigma_{RED2} := \sqrt{\sigma_{oKR2}^2 + 4 \cdot \tau_{kKR2}^2} = 167,6951 \text{ MPa}$$

Volba materiálu hřídele:

Hřídel volím ze stejného materiálu jako hřídel úchopného mechanismu pytlů.

Stanovení bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti:

$$k_{k2} := \frac{R_e}{\sigma_{RED2}} = 2,1915 \quad \text{Bezpečnost je vyšší než 1, hřídel tedy **VYHOVUJE**.}$$

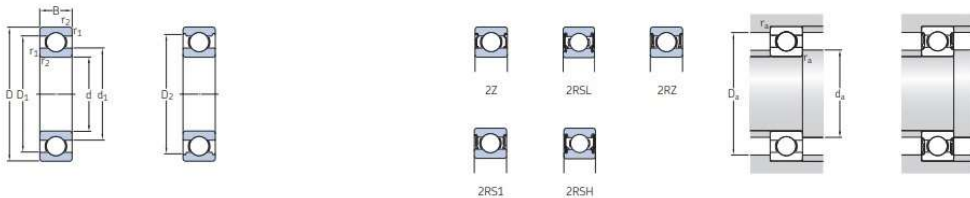
7 VÝPOČET LOŽISEK

V této kapitole budou navrženy konkrétní ložiska tak, aby vyhovovali zatížení od příslušných hřídelů z hlediska statické únosnosti. Volím všechna ložiska od výrobce SKF.

Protože hřídele obou úchopných mechanismů mají stejný průměr, volím všude stejná ložiska.

7.1 Nastřelení konkrétního ložiska:

1.1 Jednořadá kulíčková ložiska
d 17 – 22 mm



Základní rozměry			Únosnosti dynamické		Mezní únavové zatížení		Připustné otáčky Referenční otáčky		Mezní rychlost ¹⁾		Hmotnost		Označení Ložiska		Rozměry					Připojovací rozměry				Výpočtové součinitele	
d	D	B	C	C ₀	P ₀	P ₀	1/min	1/min	kg	–	–	–	d	d ₁	d ₂	D ₁	D ₂	r _{1,2} min.	d ₁ min.	d ₁ max.	D ₁ max.	r _a max.	k _c	f ₀	
mm	mm	mm	mm	mm	kN	kN	1/min	1/min	kg	–	–	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	–	–	
17 pokr.	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	22 000	0,11	▶ 6303	–	17	26,5	–	–	–	39,6	1	22,6	–	41,4	1	0,03	12		
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	11 000	0,12	▶ 6303-2RSH	6303-RSH	12	–	23,4	–	39,6	1	22,6	23,5	41,4	1	0,03	12			
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	17 000	0,12	▶ 6303-2RSL	6303-RSL	12	–	–	–	39,6	1	22,6	23,5	41,4	1	0,03	12			
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	17 000	0,12	▶ 6303-Z	6303-Z	12	26,5	–	–	39,6	1	22,6	26,4	41,4	1	0,03	12			
	47	19	13,5	6,55	0,275	–	11 000	0,16	▶ 62303-2RS1	–	11	26,5	–	–	39,6	1	22,6	26,4	41,4	1	0,03	12			
	62	17	22,9	10,8	0,455	28 000	18 000	0,27	▶ 6403	–	15	32,4	–	–	48,7	1,1	23,5	–	55	1	0,035	11			
	20	32	7	4,03	2,32	0,104	–	13 000	0,018	▶ 61804-2RS1	–	20	23,8	–	–	29,4	0,6	22	23,6	30	0,3	0,015	15		
		32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	22 000	0,018	▶ 61804-2RZ	–	15	23,8	–	–	29,4	0,6	22	23,6	30	0,3	0,015	15		
		32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	28 000	0,018	▶ 61804	–	15	23,8	–	28,3	–	0,3	22	–	30	0,3	0,015	15		
		37	9	6,37	3,65	0,156	–	12 000	0,038	▶ 61904-2RS1	–	15	25,5	–	–	32,7	0,3	22	23	35	0,3	0,02	15		
		37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	20 000	0,038	▶ 61904-2RZ	–	15	25,5	–	–	32,7	0,3	22	25,5	35	0,3	0,02	15		
		37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	26 000	0,037	▶ 61904	–	15	25,5	–	–	32,7	0,3	22	–	35	0,3	0,02	15		
42		8	7,28	4,05	0,173	38 000	24 000	0,051	▶ 16004	–	15	27,2	–	–	37,2	0,3	22	–	40	0,3	0,02	15			
42		12	9,95	5	0,212	38 000	24 000	0,067	▶ 6004	–	14	27,2	–	–	37,2	0,6	23,2	–	38,8	0,6	0,025	14			
42		12	9,95	5	0,212	–	11 000	0,067	▶ 6004-2RSH	6004-RSH	14	–	24,6	–	–	37,2	0,6	23,2	24,5	38,8	0,6	0,025	14		
42		12	9,95	5	0,212	38 000	19 000	0,069	▶ 6004-2RSL	6004-RSL	14	–	24,6	–	37,2	0,6	23,2	24,5	38,8	0,6	0,025	14			
42		12	9,95	5	0,212	38 000	19 000	0,071	▶ 6004-Z	6004-Z	14	27,2	–	–	37,2	0,6	23,2	27,1	38,8	0,6	0,025	14			
42		16	9,36	5	0,212	–	11 000	0,086	▶ 63004-2RS1	–	14	27,2	–	–	37,2	0,6	23,2	27,1	38,8	0,6	0,025	14			
47	14	13,5	6,55	0,28	–	32 000	20 000	0,11	▶ 6204	–	13	28,8	–	–	40,6	1	25,6	–	41,4	1	0,025	13			
	47	14	13,5	6,55	0,28	–	10 000	0,11	▶ 6204-2RSH	6204-RSH	13	–	26	–	40,6	1	25,6	26	41,4	1	0,025	13			
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	17 000	0,11	▶ 6204-2RSL	6204-RSL	13	–	26	–	40,6	1	25,6	26	41,4	1	0,025	13			
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	17 000	0,11	▶ 6204-Z	6204-Z	13	28,8	–	–	40,6	1	25,6	28,7	41,4	1	0,025	13			
	47	14	15,6	7,65	0,325	32 000	20 000	0,098	▶ 6204 ETN9	–	12	28,8	–	39,6	–	44,8	1,1	27	–	45	1	0,025	12		
	47	18	12,7	6,55	0,28	–	10 000	0,13	▶ 6204-2RS1	–	13	28,8	–	–	40,6	1	25,6	28,7	41,4	1	0,025	13			
	52	15	15,9	7,8	0,335	30 000	15 000	0,15	▶ 6304-2RSL	6304-RSL	12	–	26,9	–	–	44,8	1,1	27	27	45	1	0,03	12		
		52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	19 000	0,14	▶ 6304	–	12	30,3	–	–	44,8	1,1	27	–	45	1	0,03	12		
		52	15	16,8	7,8	0,335	–	9 500	0,15	▶ 6304-2RSH	6304-RSH	12	–	26,9	–	44,8	1,1	27	27,3	45	1	0,03	12		
		52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	15 000	0,15	▶ 6304-Z	6304-Z	12	30,3	–	–	44,8	1,1	27	30,3	45	1	0,03	12		
			52	15	18,2	9	0,38	30 000	19 000	0,14	▶ 6304 ETN9	–	12	30,3	–	42,6	–	44,8	1,1	27	–	45	1	0,03	12
			52	21	15,9	7,8	0,335	–	9 500	0,21	▶ 62304-2RS1	–	12	30,3	–	–	44,8	1,1	27	30,3	45	1	0,03	12	
52			21	15,9	7,8	0,335	–	9 500	0,21	▶ 62304-2RS1	–	12	30,3	–	–	44,8	1,1	27	30,3	45	1	0,03	12		

VOLÍM LOŽISKO SKF 6004 - 2RSH

Zdroj: Katalog SKF (viz seznam zdrojů na konci zprávy)

Návrhový součinitel:

C := 9,95 kN C₀ := 5 kN f₀ := 14

a_f := 1,5

7.2 Výpočet statické únosnosti:

Výpočet statického ekvivalentního zatížení ložiska 1:

$$P_{01} := \sqrt{F_{R1Y}^2 + F_{R1Z}^2} = 13,2715 \text{ N}$$

Výpočet statického ekvivalentního zatížení ložiska 2:

$$P_{02} := \sqrt{F_{R2Y}^2 + F_{R2Z}^2} = 95,6092 \text{ N}$$

Výpočet statického ekvivalentního zatížení ložiska 3:

$$P_{03} := \sqrt{F_{R3Y}^2 + F_{R3Z}^2} = 105,0181 \text{ N}$$

Výpočet statického ekvivalentního zatížení ložiska 4:

$$P_{04} := \sqrt{F_{R4Y}^2 + F_{R4Z}^2} = 1045,9295 \text{ N}$$

Výpočet součinitele statické únosnosti ložiska 1:

$$S_{01} := \frac{C_0}{P_{01} \cdot a_f} = 251,1639$$

Výpočet součinitele statické únosnosti ložiska 2:

$$S_{02} := \frac{C_0}{P_{02} \cdot a_f} = 34,8642$$

Výpočet součinitele statické únosnosti ložiska 3:

$$S_{03} := \frac{C_0}{P_{03} \cdot a_f} = 31,7406$$

Výpočet součinitele statické únosnosti ložiska 4:

$$S_{04} := \frac{C_0}{P_{04} \cdot a_f} = 3,187$$

Všechna použitá ložiska na chapadlu tedy **VYHOVUJÍ**.

8 VÝPOČET PER

Návrh délek per je proveden přes výpočet per na otačení boční plochy drážky v náboji.

8.1 Stanovení maximálního dovoleného tlaku na bočních plochách drážek v náboji:

Ocelové spojovací rameno s pístnicí:

Tab. 18-8

Dovolené tlaky na bocích drážek v náboji u spojů hřídele s nábojem drážkovými klíny, polygonovými spoji, těsnými pery a drážkovými spoji. (K. H. Decker, K. Kabus, *Maschinenelemente, Tabellen und Diagramme*, Carl Hanser Verlag, München, 2002/2004, s. 71.)

základní hodnota tlaku p_0 (MPa) pro náboj

ocel, ocel na odlitky	šedá litina	temperovaná litina	bronz, mosaz	slitina AlCuMg, vytvrzená	slitina AlMg, AlMn, AlMgSi, vytvrzená	slévárenská slitina AlSiMg
150*	90	110	50	100	90	70

* Pro tvrdené boky drážky je $p_0 = 200$ MPa.

dovolený tlak na bocích drážek v náboji p_D

zátížení	drážkové klíny a polygonové spoje	těsná pera a drážkové spoje
jednosměrné, klidné	1,1 p_0	0,8 p_0
jednosměrné, malé rázy	1,0 p_0	0,7 p_0
jednosměrné, velké rázy	0,75 p_0	0,6 p_0
střídavé, malé rázy	0,6 p_0	0,45 p_0
střídavé, velké rázy	0,45 p_0	0,25 p_0

Zdroj: SHIGLEY,
Konstruování strojních
součástí (viz seznam zdrojů
na konci zprávy)

$$p_{D1} := 0,45 \cdot 150 \text{ MPa} = 67,5 \text{ MPa}$$

Svařitelné duralové spojovací rameno s úchopnými prvky pytle a úchopné prvky palety:

Tab. 18-8

Dovolené tlaky na bocích drážek v náboji u spojů hřídele s nábojem drážkovými klíny, polygonovými spoji, těsnými perami a drážkovými spoji. (K. H. Decker, K. Kabus, Maschinenelemente, Tabellen und Diagramme, Carl Hanser Verlag, München, 2002/2004, s. 71.)

základní hodnota tlaku p_0 (MPa) pro náboj

ocel, ocel na odlitky	šedá litina	temperovaná litina	bronz, mosaz	slitina AlCuMg, vytvrzená	slitina AlMg, AlMn, AlMgS, vytvrzená	slévarenská slitina AlSiMg
150°	90	110	50	100	90	70

* Pro tvrdené boky drážky je $p_0 = 200$ MPa.

dovolený tlak na bocích drážek v náboji p_0 zatížení	drážkové klíny a polygonové spoje	těsná pera a drážkové spoje
jednosměrné, klidné	1,1 p_0	0,8 p_0
jednosměrné, malé rázy	1,0 p_0	0,7 p_0
jednosměrné, velké rázy	0,75 p_0	0,6 p_0
střídavé, malé rázy	0,6 p_0	0,45 p_0
střídavé, velké rázy	0,45 p_0	0,25 p_0

Zdroj: SHIGLEY, Konstruování strojních součástí (viz seznam zdrojů na konci zprávy)

$$p_{D2} := 0,45 \cdot 90 \text{ MPa} = 40,5 \text{ MPa}$$

8.2 Pera na mechanismu úchopu pytle:

Na mechanismu úchopu pytle jsou na jedné hřídeli 3 pera, přičemž 2 z nich jsou stejné. Je tedy nutné provést 2 výpočty.

a) Návrh délky pera na spojovacím ramenu k pístnici

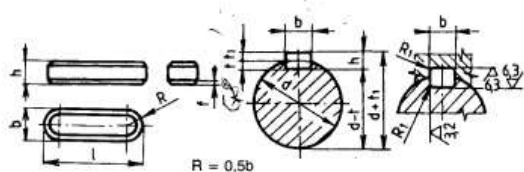
Na spojovacím ramenu k pístnici působí celkový dodávaný krouticí moment M_{k1} .

Základní parametry:

Základní schéma působení síly:

PERA TĚSNÁ

Vyběr z ČSN 02 2562 Účinnost od 1. 8. 1964

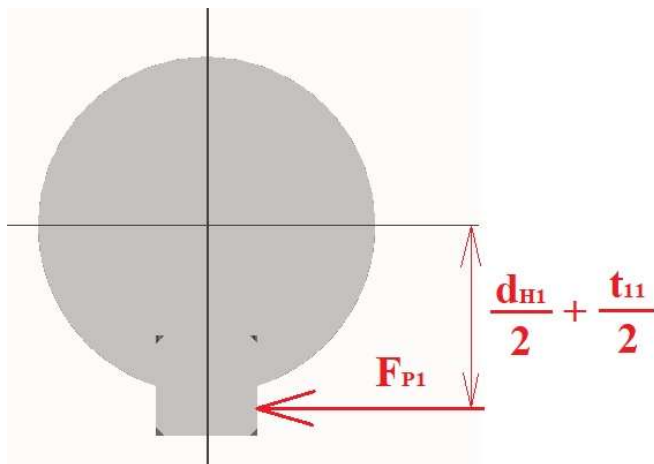


Označení těsného pera o šířce $b = 12$ mm, výšce $h = 10$ mm a délce $l = 80$ mm, s mezními úchytkami šířky $e7$: PERO 12e7 x 10 x 80 ČSN 02 2562

Rozměry v mm

Průměr hřídele d	Rozměry				Hloubka drážky				Poloměr drážky R_1
	b	h	f	l	t	mezní úchytky	t_1	mezní úchytky	
6 až 8	2	2	0,25	8 až 20	1,1		0,9		0,2
8 až 10	3	3		8 až 36	1,7	+0,1	1,3		
10 až 12	4	4		10 až 45	2,4	0,0	1,6		
12 až 17	5	5	0,5	12 až 56	2,9		2,1	+0,2	0,4
17 až 22	6	6		16 až 70	3,5		2,5	+0,1	
22 až 30	8	7		20 až 90	4,1		2,9		0,6
30 až 38	10	8		25 až 110	4,7		3,3		
38 až 44	12	8		32 až 110	4,9		3,1		
44 až 50	14	9		40 až 140	5,5		3,5		
50 až 58	16	10	0,7	45 až 180	6,2		3,8		0,6
58 až 65	18	11		50 až 200	6,8	+0,2	4,2		
65 až 75	20	12		56 až 220	7,4	0,0	4,6	+0,2	
75 až 85	22	14		63 až 250	8,5		5,3		1,0
85 až 95	25	14		70 až 280	8,7		5,5		
95 až 110	28	16	1,2	80 až 315	9,9		6,1		

t – hloubka drážky v hřídeli, t_1 – hloubka drážky v náboji.



Zdroj: Strojnické tabulky (viz seznam zdrojů na konci zprávy)

$$b_{P1} := 6 \text{ mm}$$

$$t_{11} := 2,5 \text{ mm}$$

Výpočet zatěžující síly $FP1$:

$$F_{P1} := \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{H1} + t_{11}} = 5277,4709 \text{ N}$$

Výpočet otláčené plochy $SP1$:

$$S_{P1} = t_{11} \cdot (l_{P1min} - b_{P1})$$

Výpočet minimální délky pera:

$$P_{D1} = \frac{F_{P1}}{S_{P1}}$$

$$P_{D1} = \frac{F_{P1}}{t_{11} \cdot (l_{P1min} - b_{P1})}$$

$$l_{P1min} := \frac{F_{P1}}{P_{D1} \cdot t_{11}} + b_{P1} = 37,2739 \text{ mm}$$

b) Návrh délky pera na spojovacím ramenu k úchopným prvkům:

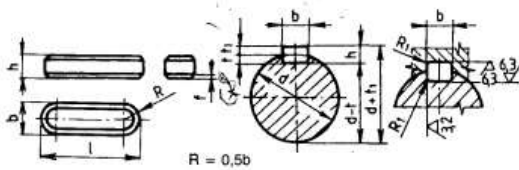
Na spojovacím ramenu k úchopným prvkům působí celkový dodávaný kroutící moment $M_{k1} / 2$.

Základní parametry:

Základní schéma působení síly:

PERA TĚSNÁ

Výběr z ČSN 02 2562
Účinnost od 1. 8. 1964

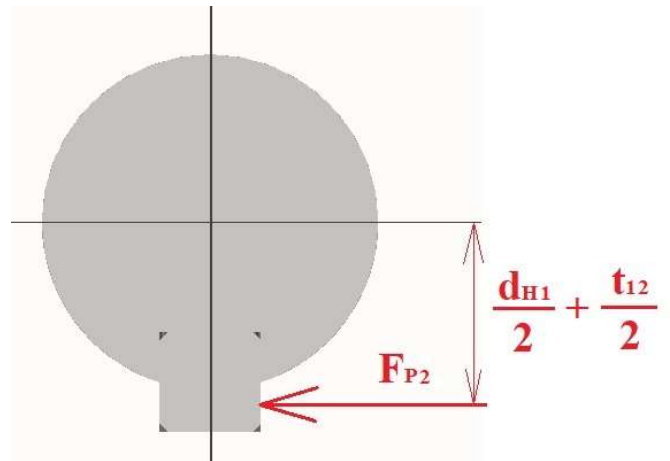


Označení těsného pera o šířce $b = 12 \text{ mm}$, výšce $h = 10 \text{ mm}$ a délce $l = 80 \text{ mm}$, s mezními úchytkami šířky $e7$:
PERO 12e7 x 10 x 80 ČSN 02 2562

Rozměry v mm

Průměr hřídele d	Rozměry				Hloubka drážky				Poloměr drážky R_1
	b	h	f	l	t	mezní úchytky	t_1	mezní úchytky	
6 až 8	2	2	0,25	8 až 20	1,1		0,9		0,2
8 až 10	3	3		8 až 36	1,7	+0,1	1,3		
10 až 12	4	4		10 až 45	2,4	0,0	1,6		
12 až 17	5	5	0,5	12 až 56	2,9		2,1	+0,2	0,4
17 až 22	6	6		16 až 70	3,5		2,5	+0,1	
22 až 30	8	7		20 až 90	4,1		2,9		0,6
30 až 38	10	8		25 až 110	4,7		3,3		
38 až 44	12	8		32 až 110	4,9		3,1		
44 až 50	14	9		40 až 140	5,5		3,5		
50 až 58	16	10	0,7	45 až 180	6,2		3,8		0,6
58 až 65	18	11		50 až 200	6,8	+0,2	4,2		
65 až 75	20	12		56 až 220	7,4	0,0	4,6	+0,4	
75 až 85	22	14		63 až 250	8,5		5,3	+0,2	1,0
85 až 95	25	14		70 až 280	8,7		5,5		
95 až 110	28	16	1,2	80 až 315	9,9		6,1		

t – hloubka drážky v hřídeli, t_1 – hloubka drážky v náboji.



Zdroj: Strojnické tabulky (viz seznam zdrojů na konci zprávy)

$$b_{P2} := 6 \text{ mm}$$

$$t_{12} := 2,5 \text{ mm}$$

Výpočet zatěžující síly F_{P2} :

Výpočet otláčené plochy $SP1$:

$$F_{P2} := \frac{2 \cdot \frac{M_{k1}}{2}}{d_{H1} + t_{12}} = 2638,7354 \text{ N}$$

$$S_{P2} = t_{12} \cdot (l_{P2min} - b_{P2})$$

Výpočet minimální délky pera:

$$P_{D1} = \frac{F_{P2}}{S_{P2}}$$

$$P_{D1} = \frac{F_{P2}}{t_{12} \cdot (l_{P2min} - b_{P2})}$$

$$l_{P2min} := \frac{F_{P2}}{P_{D1} \cdot t_{12}} + b_{P2} = 21,637 \text{ mm}$$

8.3 Pera na mechanismu úchopu palety:

a) Návrh délky pera na spojovacím ramenu k pístitnici:

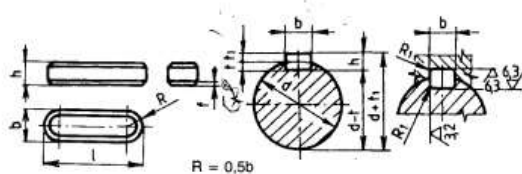
Na spojovacím ramenu k pístitnici působí celkový dodávaný kroutící moment M_{k2} .

Základní parametry:

Základní schéma působení síly:

PERA TĚSNÁ

Výběr z ČSN 02 2562
Účinnost od 1. 8. 1964

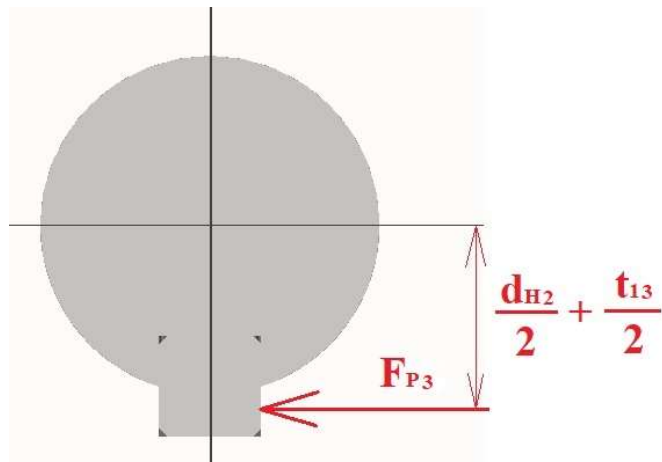


Označení těsného pera o šířce $b = 12$ mm, výšce $h = 10$ mm a délce $l = 80$ mm, s mezními úchytkami šířky $e7$:
PERO 12e7 \times 10 \times 80 ČSN 02 2562

Rozměry v mm

Průměr hřídele d	Rozměry				Hloubka drážky			Poloměr drážky R_1	
	b	h	f	l	t	mezní úchytky	t_1		mezní úchytky
6 až 8	2	2	0,25	8 až 20	1,1	+0,1 0,0	0,9		0,2
8 až 10	3	3		8 až 36	1,7		1,3		
10 až 12	4	4		10 až 45	2,4		1,6		
12 až 17	5	5	0,5	12 až 56	2,9		2,1	+0,2	0,4
17 až 22	6	6		16 až 70	3,5		2,5	+0,1	
22 až 30	8	7		20 až 90	4,1		2,9		
30 až 38	10	8	0,7	25 až 110	4,7	+0,2 0,0	3,3	+0,4 +0,2	0,6
38 až 44	12	8		32 až 110	4,9		3,1		
44 až 50	14	9		40 až 140	5,5		3,5		
50 až 58	16	10		45 až 180	6,2		3,8		
58 až 65	18	11		50 až 200	6,8		4,2		
65 až 75	20	12		56 až 220	7,4		4,6		
75 až 85	22	14	1,2	63 až 250	8,5		5,3		1,0
85 až 95	25	14		70 až 280	8,7		5,5		
95 až 110	28	16		80 až 315	9,9		6,1		

t – hloubka drážky v hřídeli, t_1 – hloubka drážky v náboji.



Zdroj: Strojnické tabulky (viz seznam zdrojů na konci zprávy)

$$b_{P3} := 6 \text{ mm}$$

$$t_{13} := 2,5 \text{ mm}$$

Výpočet zatěžující síly F_{P2} :

$$F_{P3} := \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{H2} + t_{13}} = 2986,258 \text{ N}$$

Výpočet otláčené plochy S_{P1} :

$$S_{P3} = t_{13} \cdot (l_{P3min} - b_{P3})$$

Výpočet minimální délky pera:

$$P_{D1} = \frac{F_{P3}}{S_{P3}}$$

$$P_{D1} = \frac{F_{P3}}{t_{13} \cdot (l_{P3min} - b_{P3})}$$

$$l_{P3min} := \frac{F_{P3}}{P_{D1} \cdot t_{13}} + b_{P3} = 23,6963 \text{ mm}$$

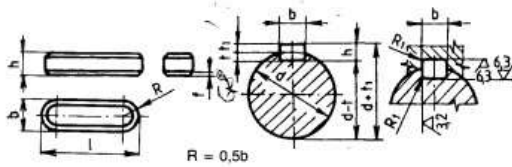
b) Návrh délky pera na spojovacím ramenu k úchopným prvkům:

Na spojovacím ramenu k úchopným prvkům palety, který je na straně, kde se nachází spojovací tyč, působí celkový dodávaný kroutící moment $0,6733 \cdot \text{Mk2}$. Rovněž je zde zmenšený průměr hřídele na 15mm.

Základní parametry:

PERA TĚSNÁ

Výběr z ČSN 02 2562
Účinnost od 1. 8. 1964



Označení těsného pera o šířce $b = 12 \text{ mm}$, výšce $h = 10 \text{ mm}$ a délce $l = 80 \text{ mm}$, s mezními úchytkami šířky $e7$:
PERO 12e7 x 10 x 80 ČSN 02 2562

Rozměry v mm

Průměr hřídele d	Rozměry				Hloubka drážky			Poloměr drážky R_1	
	b	h	f	l	t	mezní úchytky	t_1		mezní úchytky
6 až 8	2	2	0,25	8 až 20	1,1		0,9		0,2
8 až 10	3	3		8 až 36	1,7	+0,1	1,3		
10 až 12	4	4		10 až 45	2,4	0,0	1,6		
12 až 17	5	5	0,5	12 až 56	2,9		2,1	+0,2	0,4
17 až 22	6	6		16 až 70	3,5		2,5	+0,1	
22 až 30	8	7		20 až 90	4,1		2,9		
30 až 38	10	8		25 až 110	4,7		3,3		0,6
38 až 44	12	8		32 až 110	4,9		3,1		
44 až 50	14	9		40 až 140	5,5		3,5		
50 až 58	16	10	0,7	45 až 180	6,2		3,8		0,6
58 až 65	18	11		50 až 200	6,8	+0,2	4,2		
65 až 75	20	12		56 až 220	7,4	0,0	4,6	+0,4 +0,2	
75 až 85	22	14		63 až 250	8,5		5,3		1,0
85 až 95	25	14		70 až 280	8,7		5,5		
95 až 110	28	16	1,2	80 až 315	9,9		6,1		

t – hloubka drážky v hřídeli, t_1 – hloubka drážky v náboji.

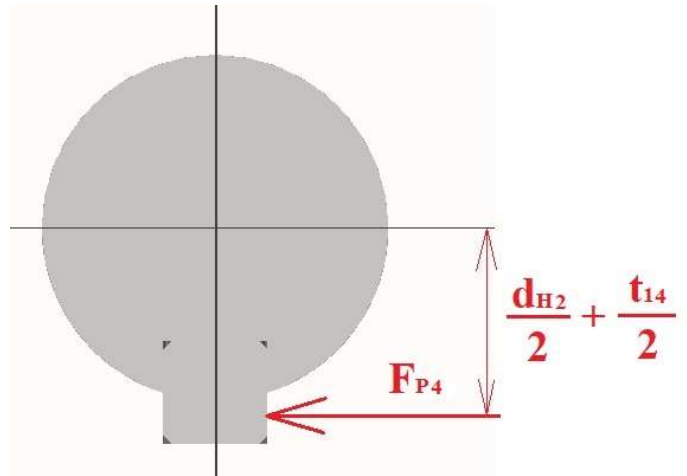
Materiál: 11 600.

Mezní úchytky délek per jsou jako u vsazených klínů.

Tolerance: šířka $e7$ nebo $h9$, výška $h9$ – pera čtvercového průřezu, $h11$ – pera obdélníkového průřezu, šířka drážky v hřídeli i v náboji $P9$.

Délky: 8 ... po 2 ... 22, 25, 28 ... po 4 ... 40, 45, 50, 63, 70 ... po 10 ... 110, 125, 140 ... po 20 ... 220, 250, 280, 315, 355, 400 mm

Základní schéma působení síly:



Zdroj: Strojnické tabulky (viz seznam zdrojů na konci zprávy)

$$d_{H3} := 15 \text{ mm}$$

$$b_{P4} := 5 \text{ mm}$$

$$t_{14} := 2,1 \text{ mm}$$

Výpočet zatěžující síly FP2:

$$F_{P4} := \frac{2 \cdot 0,6733 \cdot M_{k2}}{d_{H3} + t_{14}} = 2645,5888 \text{ N}$$

Výpočet otláčené plochy SP1:

$$S_{P4} = t_{14} \cdot (l_{P4min} - b_{P4})$$

Výpočet minimální délky pera:

$$P_{D2} = \frac{F_{P4}}{S_{P4}}$$

$$P_{D2} = \frac{F_{P4}}{t_{14} \cdot (l_{P4min} - b_{P4})}$$

$$l_{P4min} := \frac{F_{P4}}{P_{D2} \cdot t_{14}} + b_{P4} = 36,1063 \text{ mm}$$

9 DOPLŇKOVÉ VÝPOČTY

9.1 Stanovení bezpečnosti vzhledem k MSP na svaru připojovací příruby k rámu:

Celá rámová konstrukce chapadla je svařenec. Svary zde použité je nutné analyzovat z hlediska statické pevnosti.

Vzhledem k tomu, že svar o nejmenší délce bude mezi menší částí spojovací příruby k robotu a větší částí této spojovací příruby sloužící pro svaření k dutým profilům, stačí celý výpočet koncipovat v tomto místě.

Stanovení rozměrů svaru:

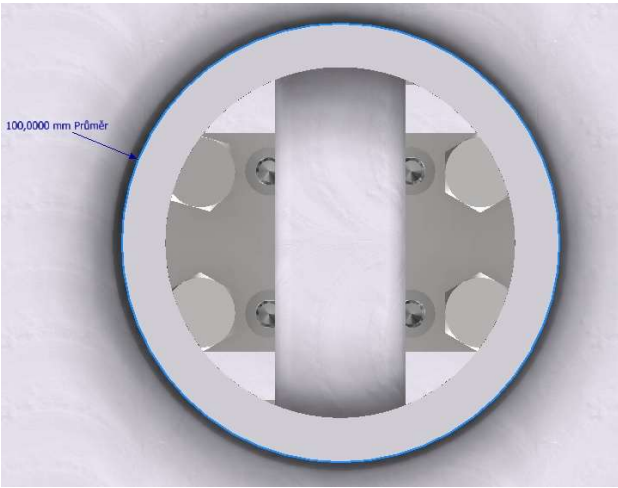


Volím tloušťku svaru jako:

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

Hrana svaru tedy:

$$z := \frac{a}{\cos(45^\circ)} = 4,2426 \text{ mm}$$



Volím délku svaru jako zavaření dvou čtvrtkruhů naproti sobě:

$$L := \frac{\pi \cdot 100 \text{ mm}}{2} = 157,0796 \text{ mm}$$

Výpočet zatěžující síly:

Zatěžující síla je tíhová síla celého chapadla kromě menší části spojovací příruby k robotu .

$$m_{CH} := 66,898 \text{ kg} - 0,637 \text{ kg} = 66,261 \text{ kg}$$

$$F_{gCH} := m_{CH} \cdot g = 650,0204 \text{ N}$$

Materiál		Aktualizovat
Hustota	Požadovaná přesnost	Schránka
4,070 g/cm ³	Nízká	
Obecné vlastnosti		
<input type="checkbox"/> Zahrnout kosmetické svary	<input type="checkbox"/> Zahrnout přepsání množství	
Těžiště		
Hmotnost	66,898 kg (Relativ)	X -11,256 mm (Relativ)
Povrch	5416268,257 mm ²	Y 20,398 mm (Relativ)
Objem	16435895,628 mm ³	Z -312,223 mm (Relativ)
Vlastnosti setrvačnosti		
Hlavní	Globální	Těžiště
Momenty hmotnosti		
Ixx	8197914,936 kg r	Vypočteno pomocí negativního integrálu
Ixy	223022,996 kg m	Iyy 9066506,974 kg r
Ixz	-96771,661 kg mr	Iyz -326133,044 kg r
		Izz 13508860,180 kg

Výpočet redukovaného napětí ve svaru:

$$\sigma_{SRED} := \frac{2,16 \cdot F_{gCH}}{z \cdot L} = 2,1068 \text{ MPa}$$

Koeficient 2,16 je výpočtový součinitel, který bere v úvahu koncentraci napětí v patě koutového svaru.

Stanovení meze kluzu použitého materiálu:

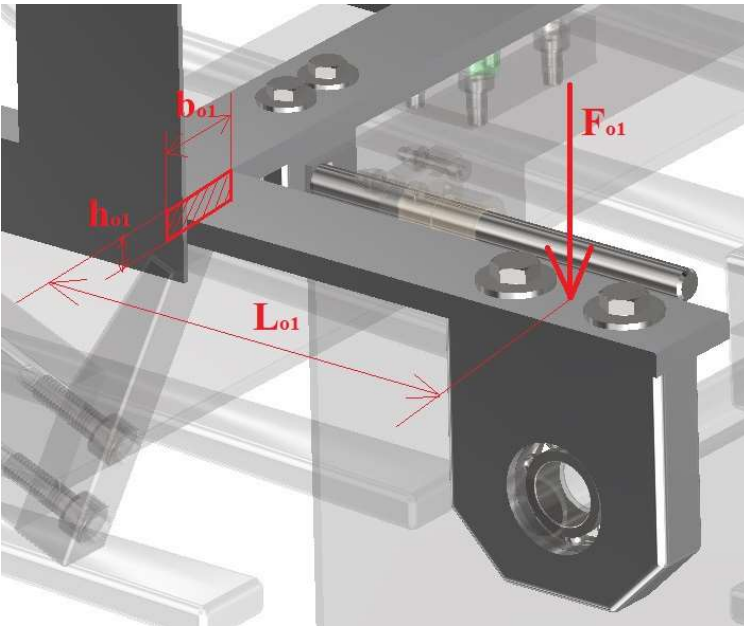
Protože přídavný materiál má lepší mechanické vlastnosti, než spojovaný, bude uvažována mez kluzu spojovaného materiálu, kterým je dural.

$$R_{eh} := 200 \text{ MPa}$$

Stanovení bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti:

$$k_S := \frac{R_{eh}}{\sigma_{SRED}} = 94,9304$$

Nedojde k dosažení mezního stavu pružnosti, svar tedy **VYHOVUJE**.

9.2 Stanovení bezpečnosti vzhledem k MSP mezi spodním rámem a ložiskovým domkem:Schéma problému:Rozměry:

$$L_{o1} := 173 \text{ mm}$$

$$b_{o1} := 35 \text{ mm}$$

$$h_{o1} := 8 \text{ mm}$$

Výpočet zatěžující síly Fo1:

Síla Fo1 představuje polovinu tíhy jak pytle, tak i celého úchopného mechanismu pytlů včetně ložiskových domků. Tedy:

$$m_{LOŽ} := 0,847 \text{ kg}$$

$$F_{o1} := \frac{2 \cdot m_{LOŽ} \cdot g + F_{g4} + F_{gPYT}}{2} = 114,1982 \text{ N}$$

Místo, kde je zakreslený průřez tyče nahradíme vetknutím, protože v tomto místě je již dolní rám svařen s bočními plechy, úkolem je ale výpočet ohybu dolního rámu pod tíhou úchopného mechanismu pytlů.

Výpočet maximálního ohybového momentu (v místě vetknutí):

$$M_{oMAX1} := F_{o1} \cdot L_{o1} = 19756,2903 \text{ N mm}$$

Výpočet modulu průřezu v ohybu:

$$W_{o1} := \frac{b_{o1} \cdot h_{o1}^2}{6} = 373,3333 \text{ mm}^3$$

Výpočet maximálního napětí v ohybu:

$$\sigma_{oMAX1} := \frac{M_{oMAX1}}{W_{o1}} = 52,9186 \text{ MPa}$$

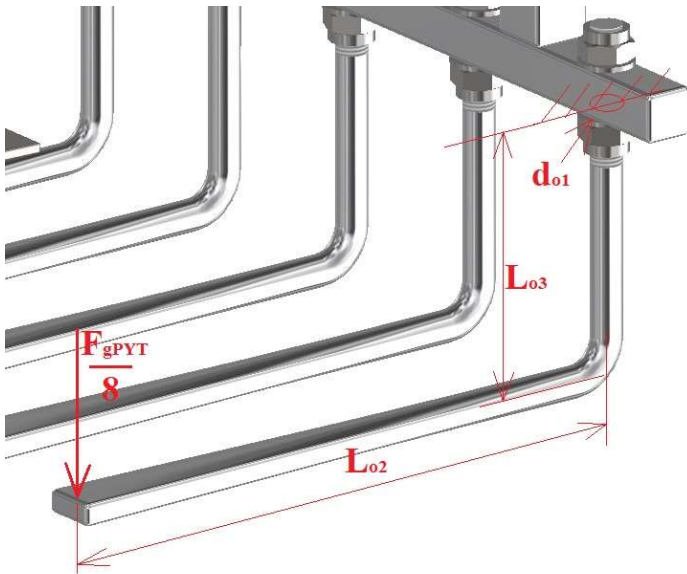
Výpočet bezpečnosti vzhledem k MSP:

$$k_{k3} := \frac{R_{eh}}{\sigma_{oMAX1}} = 3,7794$$

Nedojde k dosažení mezního stavu pružnosti, spodní část rámu tedy **VYHOVUJE**.

9.3 Stanovení bezpečnosti vzhledem k MSP úchopných prvků pytle:

Schéma problému:



Rozměry:

$$L_{o2} := 320 \text{ mm}$$

$$L_{o3} := 131 \text{ mm}$$

$$d_{o1} := 16 \text{ mm}$$

Hmotnost samotného úchopného prvku lze pro jeho nízkou hmotnost zanedbat.

Na úchopný prvek působí pouze osmina poloviční tíhy pytle, protože na daný mechanismus již působí pouze polovina a úchopných prvků je zde celkem 8.

Na obrázku je nad úchopným prvkem zaznečeno vetknutí, kterým lze dané místo nahradit.

Nyní je nutné si uvědomit, že se jedná o zalomený prut. Protože ale je úhel úchopného prvku pravý, tak platí, že na svislé části úchopného prvku (kótě L_{o3}) je ohybový moment, a tedy i napětí **konstantní a maximální**.

Výpočet maximálního ohybového momentu (v místě vetknutí):

$$M_{oMAX2} := \frac{F_{gPYT}}{8} \cdot L_{o2} = 4905 \text{ N mm}$$

Výpočet modulu průřezu v ohybu:

$$W_{o2} := \frac{b_{o1} \cdot h_{o1}^2}{6} = 373,3333 \text{ mm}^3$$

Výpočet maximálního napětí v ohybu:

$$\sigma_{oMAX2} := \frac{M_{oMAX2}}{W_{o2}} = 13,1384 \text{ MPa}$$

Výpočet bezpečnosti vzhledem k MSP:

$$k_{k3} := \frac{R_{eh}}{\sigma_{oMAX2}} = 15,2226$$

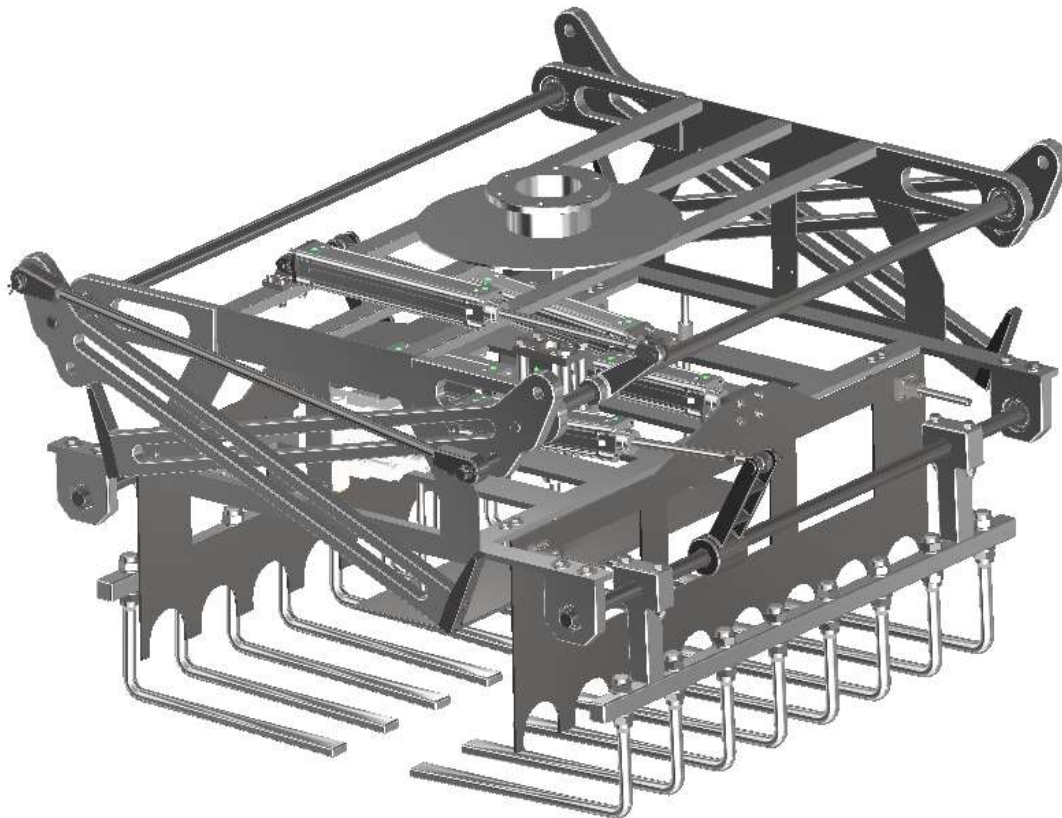
Nedojde k dosažení mezního stavu pružnosti, úchopné prvky tedy **VYHOVUJÍ**.

10 ZÁVĚR

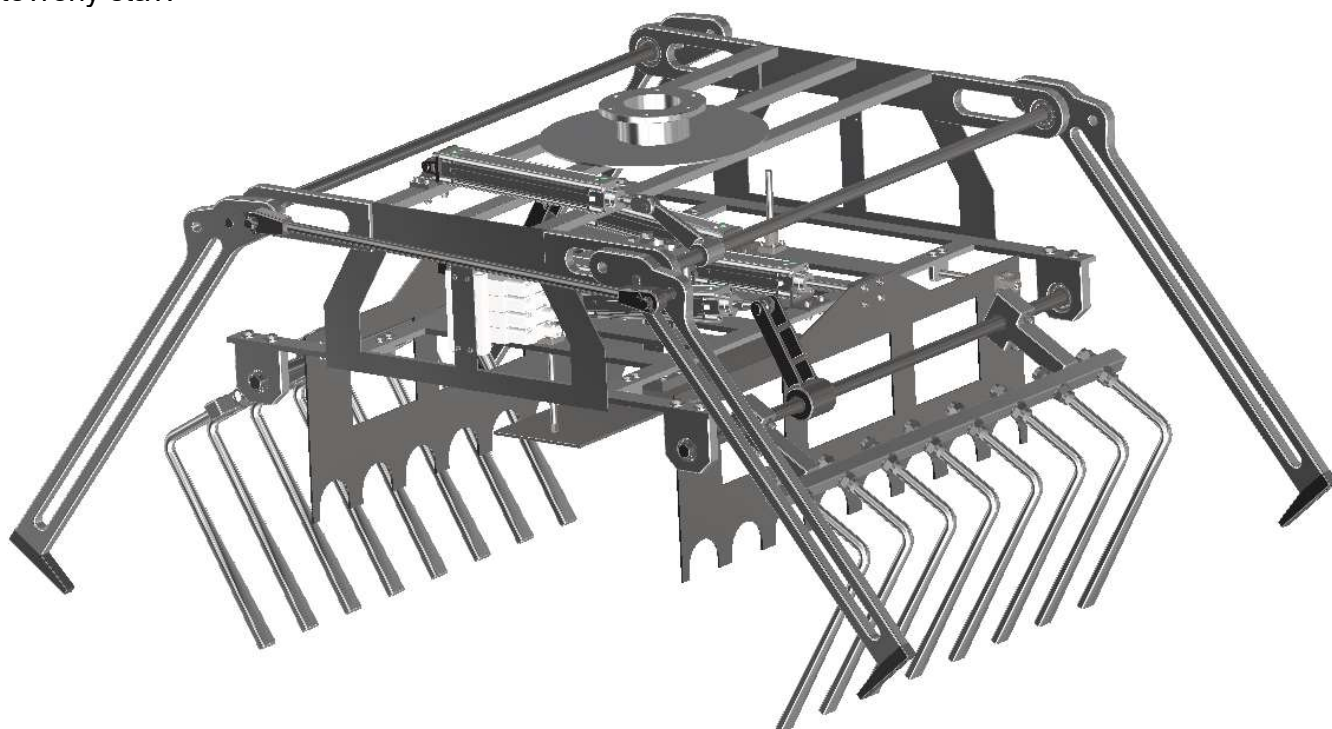
Všechny kontrolní výpočty skončili úspěšně. Časy cyklů spočtené v kinematických výpočtech mechanismů na úchop pytlů i palet, ale i horního a bočních přítlačů budou použity do digitálního zprovoznění v programu ABB Robot Studio.

3D pohled na chapadlo vypadá následovně:

Uzavřený stav:



Otevřený stav:



Chapadlo tedy sestává ze dvou úchopných mechanismů pytlů, které jsou shodné a jsou zrcadlově umístěné vůči sobě, každý nese polovinu tíhy pytle.

Dále chapadlo sestává z úchopného mechanismu palety, který obsahuje čtyři úchopné prvky, přičemž dva jsou umístěné na druhé části chapadla a jsou se zbylými úchopnými prvky spojeny spojovací tyčí, celý mechanismus tedy pohání pouze jeden pneumatický válec.

Boční a horní přítlak jsou pouze plechy pevně spojené s pístnici daného válce a konají pouze translační přímočarý pohyb.

Úchopný mechanismus pytlů i palet obsahuje každý své dva hřídele, přičemž počítaný byl vždy jen jeden z nich.

Tyto hřídele jsou vždy uloženy ve dvou ložiscích, které jsou stejné pro úchopný mechanismus palet i pytlů.

Úchopné prvky a všechny spojovací ramena jsou s hřídelem spojené pomocí per o délce, která je větší než minimální spočtené v této zprávě.

Rám je svařen a vyroben z duralu.

11 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

SKF Valivá ložiska [online]. Göteborg, Švédsko: SKF Group, 2019 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486

LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky. Páté upravené vydání. Úvaly, Havlíčkova 197: ALBRA, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0