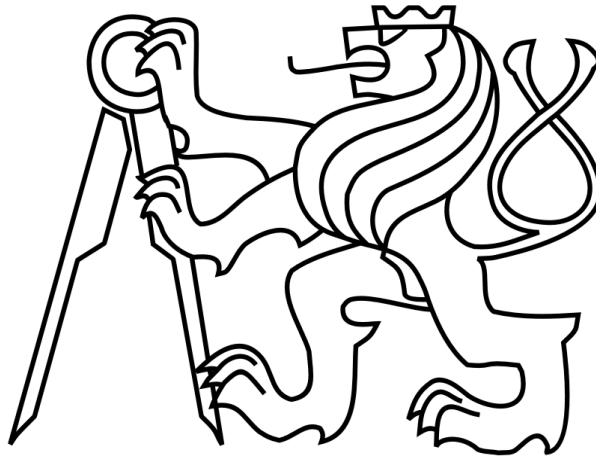


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Bakalářská práce

Návrh a konstrukce rotační jednotky

2015

Martin Fricek

(zadání)



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 25. 6. 2015

.....

podpis



Poděkování

Tímto chci poděkovat svému vedoucímu diplomové práce panu Doc. Ing. Vladimíru Andrlíkovi, CSc za jeho pomoc, cenné rady a připomínky, kterými mi byl nápomocen při vypracování této bakalářské diplomové práce.

Chtěl bych také poděkovat svým rodičům za podporu a trpělivost, se kterou mě podporovali při studiu a tvorbě této práce.



Anotace

Autor:	Martin Fricek
Název BP:	Návrh a konstrukce rotační jednotky
Rozsah práce:	61 str.
Školní rok vyhotovení:	2015
Škola:	ČVUT – Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí bakalářské DP:	Doc. Ing. Vladimír Andrlík, CSc.
Zadavatel:	ČVUT - FS
Využití:	Manipulátor s rotačním pohybem.
Klíčová slova:	rotační pohyb, manipulátor, modulární konstrukce, návrh, kontrolní výpočet
Anotace:	Bakalářská diplomová práce se zabývá návrhem rotační pohybové jednotky, sloužící k přesouvání břemene. Práce obsahuje stručnou rešerši problematiky volby vhodného konstrukčního řešení a pohonu. Práce se dále zabývá návrhem několika možných řešení, volbou nejlepší varianty a jejím zpracováním s využitím modulárních prvků dostupných na trhu.

Annotation

Author:	Martin Fricek
Title of bachelor dissertation:	Design and construction of rotation unit
Extent:	61 p.
Academic year:	2015
University:	CTU – Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Ú12135 – Department of Production Machines
Supervisor:	Doc. Ing. Vladimír Andrlík, CSc.
Submitter of the Theme:	CTU – Faculty of Mechanical Engineering
Application:	Manipulator with rotation movement.
Key words:	rotation movement, manipulator, modular design, design, inspection calculation
Annotation:	Bachelor's thesis describes the design of rotation unit, used to move the load. This paper contains a search of appropriate structural design and drive. Furthermore, presenting possible solutions. It selects the best option and its processing using modular components available on the market.



Obsah:

1. Přehled použitých veličin a jednotek	9
2. Úvod	11
3. Cíl práce.....	11
4. Zadání	12
5. Rozdělení manipulačních zařízení.....	13
5.1 Jednoúčelové manipulátory	13
5.2 Univerzální manipulátory	14
5.3 Synchronní manipulátory (teleoperátory).....	14
5.4 Manipulátory s pevným programem	14
5.5 Programovatelné manipulátory	14
5.6 Manipulátory s pružnými programy.....	14
5.7 Kognitivní roboty	14
6. Rotační pohybové jednotky	15
6.1 Principy konstrukcí rotačních jednotky s rotačním motorem.....	15
6.2 Principy konstrukcí rotačních jednotek s lineárním motorem.....	17
7. Realizace posuvného pohybu.....	21
8. Pohony.....	23
8.1 Elektrický pohon	26
8.2 Tekutinový pohon	27
8.2.1 Hydraulický pohon	28
8.2.2 Pneumatický pohon	29
9. Situace na trhu	30
10. Návrhy řešení	33
11. Vícekriteriální rozhodování	36
12. Použité komponenty.....	38
12.1 Komponenty FESTO.....	38
12.2 Komponenty Güdel.....	43
13. Vlastní řešení.....	45
14. Výpočtová část.....	49
14.1 Radiální chapadlo	49
14.2 Čas výměny	51



14.3 Pneumatické válce	52
14.4 Lineární vedení	54
14.5 Vedení rotačního mechanismu	56
15. Závěr	58
16. Seznam příloh	59
16.1 Seznam výkresů a kusovníků	59
17. Seznam použitého softwaru.....	60
18. Seznam literatury	60



1. Přehled použitých veličin a jednotek

m	[kg]	hmotnost
m_1	[kg]	hmotnost břemene a prstů
m_2	[kg]	hmotnost zátěže
$m_{zat.}$	[kg]	maximální přípustná hmotnost
$m_{vlastní}$	[kg]	pohyblivá hmotnost
V	[m ³]	objem
R	[mm]	délka ramene
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
h	[mm]	délka výsunu
t	[s]	čas výměny
t_r	[s]	čas rozevření
t_r'	[s]	upravený čas rozevření
t_s	[s]	čas sevření
t_s'	[s]	upravený čas sevření
M_y	[Nm]	maximální přípustný moment
F	[N]	síla
F_H	[N]	síla úchopu
F_t	[N]	třecí síla
F_N	[N]	normálová síla
F_q	[N]	dovolené příčné zatížení
F_r	[kN]	radiální zatížení
F_a	[kN]	axiální zatížení
R_p	[N]	reakce v podpoře
f_t	[-]	koeficient tření
x	[mm]	rameno páky
v	[m/s]	rychlost výsunu válce
$v_{př.}$	[m/s]	maximální přípustná rychlost
$E_{př.}$	[J]	maximální energie nárazu
v_b	[mm]	posunutí bodu b
v_c	[mm]	posunutí bodu c
φ_b	[°]	natočení bodu b



P	[kN]	ekvivalentní dynamické zatížení
P_w	[kN]	efektivní ekvivalentní dynamické zatížení
C_w	[kN]	efektivní základní dynamická životnost
L	[m]	normální životnost
f	[-]	servisní koeficient
k_M	[-]	rozměrový koeficient
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti
J_z	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu
ρ	[kg/m ³]	hustota
α	[°]	úhel natočení
π	[-]	Ludolfovo číslo
\emptyset	[mm]	průměr



2. Úvod

Moderní průmyslová výroba klade stále větší důraz na zlepšování výrobních procesů a zvyšování efektivity výroby. Proto roste význam průmyslových robotů a manipulátorů. Jejich přínos a důvod pro jejich použití je schopnost efektivně vykonávat těžké a monotónní práce, i v prostředí pro člověka nedostupném, nebo nebezpečném.

Tato bakalářská diplomová práce si klade za cíl navrhnout jednoduchý manipulátor s rotačním pohybem, který by splňoval parametry zadání. V kapitole 3. *Cíl práce* je v jednotlivých krocích rozepsán postup práce.

3. Cíl práce

Práce nese název „Návrh a konstrukce rotační jednotky“. Toto širší téma bude omezeno v souladu s konkrétním zadáním pouze na oblast malých průmyslových manipulátorů (podavačů).

Úvod práce bude věnován stručné rešerši dané problematiky, to znamená konstrukčním řešením rotačních pohybů a volbě k nim vhodných pohonů. Dále pak náhledu na nabídku komponentů dostupných na trhu.

Tyto získané poznatky poslouží k tvorbě návrhů možných provedení manipulátoru. K výběru nejvhodnější varianty bude použita metoda vícekriteriálního rozhodování.

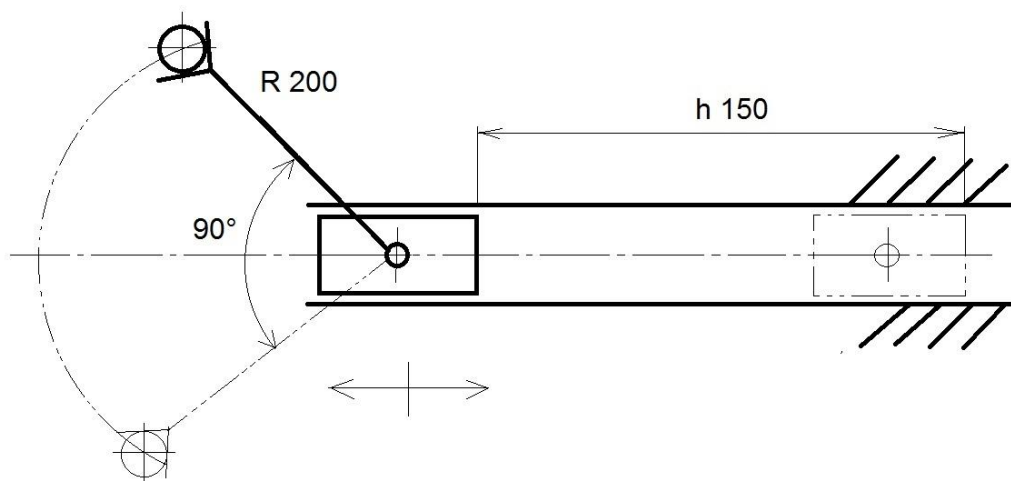
Dále bude následovat výběr konkrétních dílů potřebných k realizaci zvoleného řešení a vlastní řešení modelu manipulátoru.

Výpočtová část práce se bude věnovat především práci s katalogy výrobců aplikovaných dílů a základním kontrolním výpočtům, nutným pro zajištění správné a bezproblémové funkce manipulátoru.

Závěr práce pak bude obsahovat stručné zhodnocení a shrnutí vypracovaného řešení.

4. Zadání

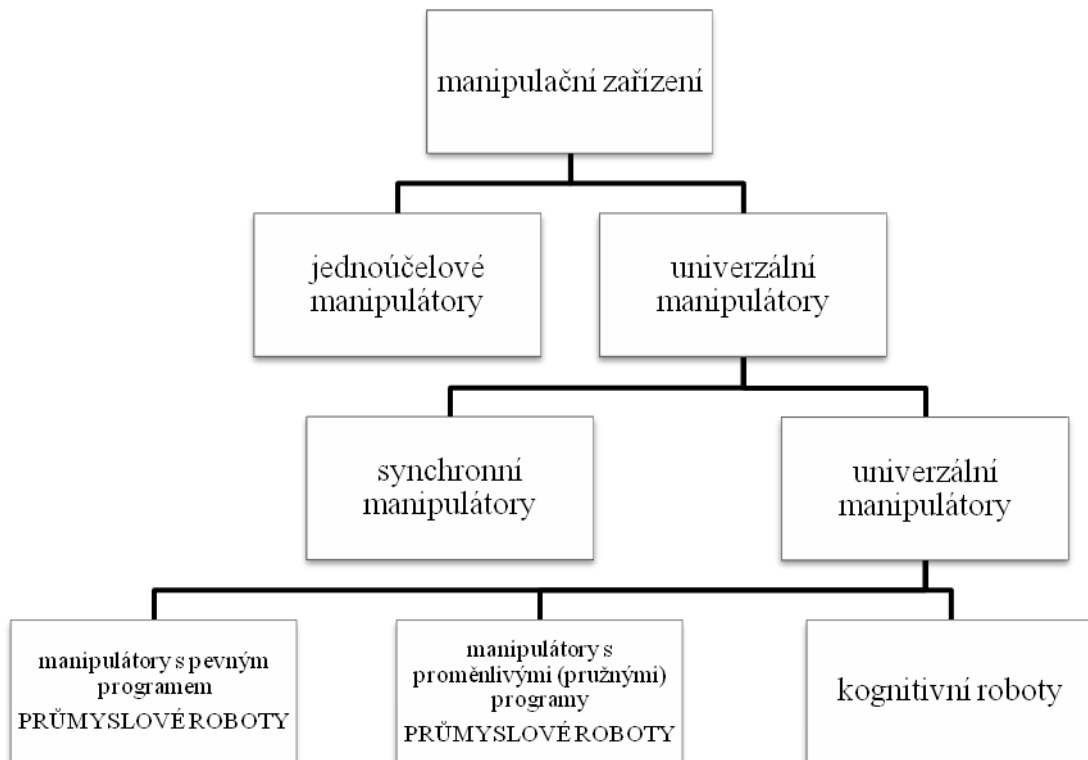
- Přesouvaný předmět: válec $\varnothing 60 \times 40$ mm, ocel
($m = V \cdot \rho = (\pi \cdot 0,06^2) / 4 \cdot 0,04 \cdot 7850 = 0,89$ kg).
- Délka ramene: $R = 200$ mm
- Výsun mechanismu: $h = 150$ mm
- Úhel otočení: $\alpha = 90^\circ$
- Čas výměny: $t = 2$ s
- Přichyceno ke stolu
- Uchopovací hlavice a výsun rotačního mechanismu – modulárně
- Na *Obr. 4.1* je schematické půdorysné znázornění pohybové jednotky



Obr. 4.1 Schéma zadání pohybové jednotky

5. Rozdělení manipulačních zařízení

Manipulační zařízení mohou být klasifikována podle různých kritérií: počtu stupňů volnosti, kinematické struktury, použitých pohonů, geometrie pracovního prostoru, pohybových charakteristik, způsobu řízení, způsobu programování. V Tab. 5.1 je uvedené často používané rozdělení manipulačních zařízení [2].



Tab. 5.1 Rozdělení manipulačních zařízení [1]

5.1 Jednoúčelové manipulátory

Většinou tvoří součást stroje a jsou jím i řízeny, někdy ani nemají vlastní pohon. Tvarově a konstrukčně jsou podřízeny obsluhovanému stroji. Mají omezenou funkci. Tento typ manipulátorů má velký význam pro mechanizaci a automatizaci technologických procesů. [1]



5.2 Univerzální manipulátory

Mají větší rozsah manipulačních možností než jednoúčelové manipulátory. Jejich použitelnost není příliš omezena typem strojů ani součástí. Pro uchopení předmětů většinou využívají jednoúčelové úchopové hlavice. Víceúčelové (univerzální) manipulátory lze použít na různých pracovištích, případně k obsluze více strojů najednou. Tyto manipulátory mají vlastní řízení. Provedením, pohonem i funkcí jsou nezávislé na obsluhovaném stroji. [1]

5.3 Synchronní manipulátory (teleoperátory)

Řízení tohoto typu manipulátoru provádí řídicí pracovník. Tyto manipulační mechanismy v podstatě představují zesilovací ústrojí, které slouží k zesílení silových a pohybových veličin, popudů vyvolaných řídicím pracovníkem. Na obsluhovaném stroji jsou nezávislé. [1]

5.4 Manipulátory s pevným programem

Pohyb manipulátoru je naprogramován. Program se nemění během činnosti manipulátoru; je stálý. Programové ústrojí má jednoduché provedení. [1]

5.5 Programovatelné manipulátory

Jsou řízeny programovým ústrojím; provedením, pohonem a funkcí jsou nezávislé na obsluhovaném stroji. [1]

5.6 Manipulátory s pružnými programy

Mají možnost přepínání volby programu, většinou podle okamžité situace, ve které se manipulátory zrovna nacházejí. Bývají to zařízení s adaptivním řízením. Někdy se také označují jako průmyslové roboty. [1]

5.7 Kognitivní roboty

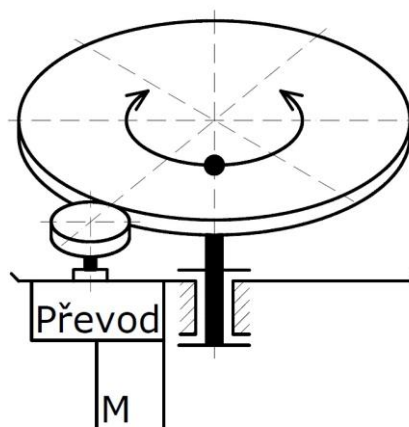
Jsou zařízení vybavená možností pro vnímání podnětů. [1]

6. Rotační pohybové jednotky

Řešení rotačních jednotek je z konstrukčního i technologického hlediska zpravidla výhodnější, než konstrukce lineárních pohybových jednotek. Jde totiž o případ jak obecně v konstrukci strojů, tak i v konstrukcích robotů převládající a výroba rotačních ploch je také technologicky jednodušší. Rovněž skutečnost, že v naprosté převaze jsou dnes u robotů aplikovány elektromotory, tedy motory s rotačním pohybem a s identickou transformací, znamená, že tyto konstrukce jsou lépe konstrukčně zvládnuty a k dispozici je i řada volitelných prvků a součástí ke kompletaci.

Klasifikace rotačních pohybových jednotek bere v úvahu tři hlediska – *základní koncepci, transformaci pohybu a druh použitého pohonu*. Základní koncepcí se rozumí volba přímé nebo nepřímé (s vloženým převodem) vazby mezi motorem a pohybujícím se členem pohybové jednotky. Příklad nepřímé koncepce je na *Obr. 6.1*, kde je znázorněn případ s rotačním motorem pohánějším přes pastorek ozubený věnec. Příkladem přímé koncepce může být například tekutinový kývavý motor. Samotný rotační pohyb můžeme rozdělit na omezený, neboli kývavý a neomezený. [2]

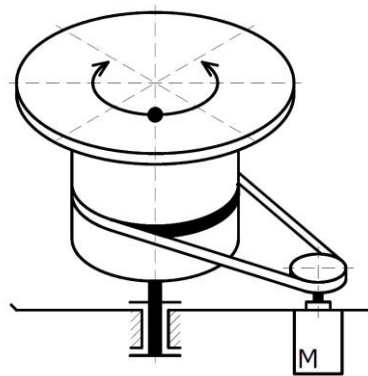
6.1 Principy konstrukcí rotačních jednotky s rotačním motorem



Obr. 6.1 Rotační motor, pastorek + ozubený věnec [2]

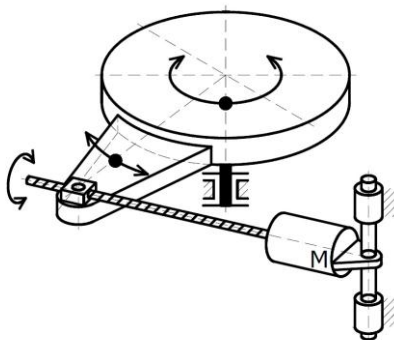
Řešení s rotačním motorem, pastorkem a ozubeným věncem (Obr. 6.1) se nejčastěji aplikuje pro první pohybovou jednotku polohovacího ústrojí s rotací kolem vertikální osy. Použitý ozubený pastorek a ozubený věnec umožňuje neomezený rozsah pohybu. U mnoha robotů je motor s redukčním převodem uložen přímo v ose první pohybové jednotky zvláště, je-li jako převod použita harmonická nebo cykloidní převodovka. Pastorek a věnec umožňuje podle potřeby doladit potřebný převodový poměr k převodovce vybrané z typové katalogové nabídky.

Totéž v podstatě platí u řešení podle Obr. 6.2, kde se dnes běžně užívá především ozubených řemenů s vynikajícími vlastnostmi pro aplikaci v robotech. Nevýhodou může být větší potřebná vzdálenost mezi osami hřídelí [2].

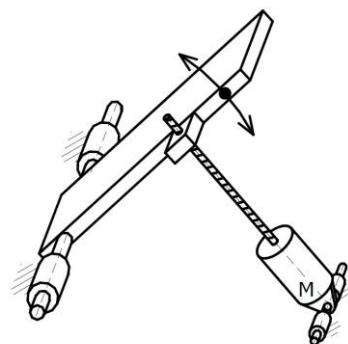


Obr. 6.2 Rotační motor s ozubeným řemenem/řetězem/lankem [2]

Rotační motor je aplikován i v dalších dvou případech Obr. 6.3 a Obr. 6.4. Ve výše jmenovaných řešeních je pro zajištění dostatečného rozsahu pohybu použit valivý šroub, kloubelem spojený s vlastním členem pohybové jednotky. Výsledkem je omezený rozsah pohybu, získáme tedy kývný pohyb [2].



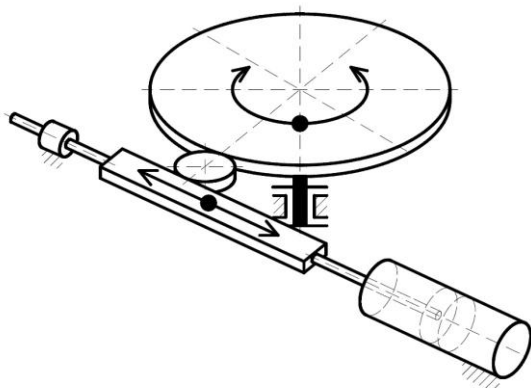
Obr. 6.3 Rotační motor – kývný pohyb1 [2]



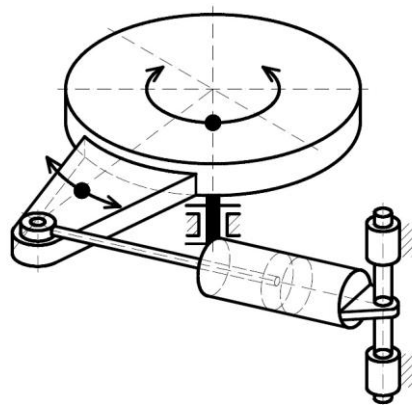
Obr. 6.4 Rotační motor – kývný pohyb2 [2]

6.2 Principy konstrukcí rotačních jednotek s lineárním motorem

U manipulátorů s lineárními tekutinovými motory je možno použít další, poměrně jednoduchá řešení. Jedno z těchto řešení je s vloženým ozubeným hřebem a pastorkem (Obr. 6.5), kde rozsah pohybu může být poměrně velký, ale za cenu většího zastavěného prostoru. Jednodušší řešení je provedení podle Obr. 6.6, kde je pístnice motoru přímo spojena s ramenem a umožňuje kývavý pohyb. [2]

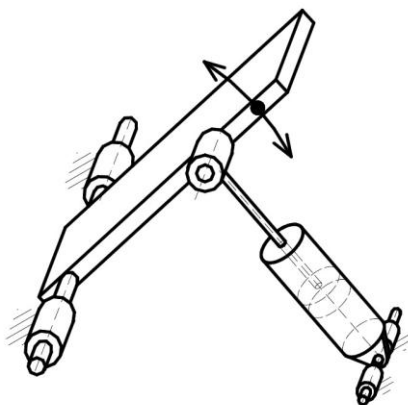


Obr. 6.5 Ozubený hřeben
+ pastorek [2]

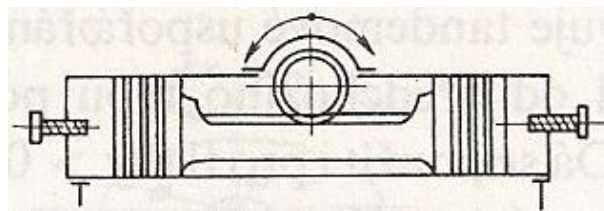


Obr. 6.6 Lineární motor
+ rameno [2]

Obdobné řešení použité pro kývný pohyb ramene u prvního robotu „Unimate“ je na Obr. 6.7. Velmi časté řešení kývného (omezeného) pohybu představuje dvojčinný plunžr (Obr. 6.8) se zdvihem omezeným dorazy, který prostřednictvím ozubeného převodu otáčí výstupní hřídeli. [2]

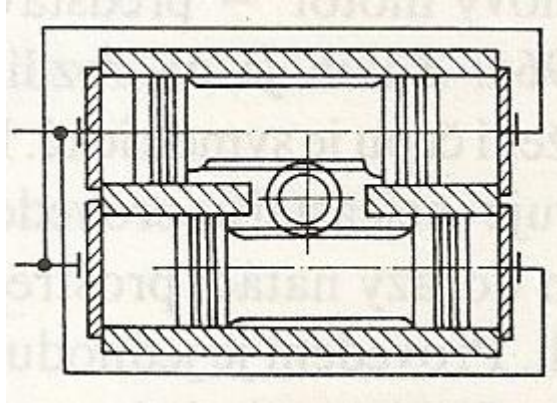


Obr. 6.7 „Unimate“ [2]



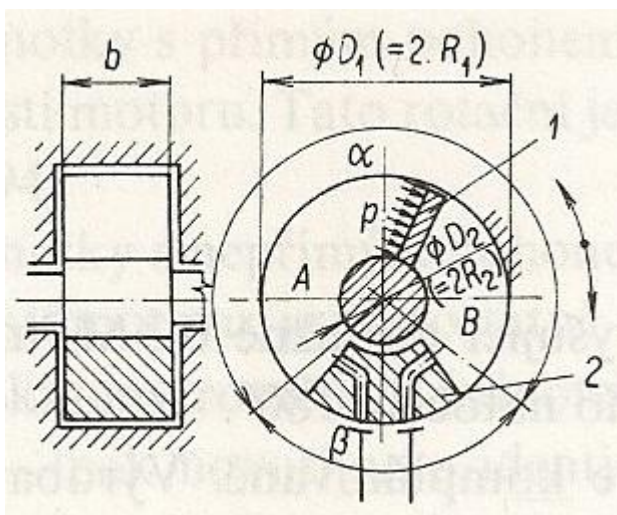
Obr. 6.8 Dvojčinný plunžr [1]

Na obrázku Obr. 6.9 je znázorněna zdvojená varianta dvojčinného plunžru, která se oproti variantě s jedním válcem vyznačuje dvojnásobným kroučícím momentem. [2]

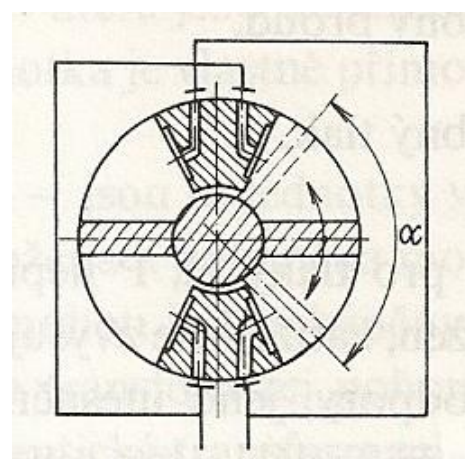


Obr 6.9 Dvojčinný plunžr se dvěma písty [1]

Další řešení kyvného pohybu jsou možná například pomocí jednolamelového tekutinového kyvného motoru (Obr. 6.10), nebo dvoulamelového motoru (Obr. 6.11), který představuje tandemové uspořádání jednolamelového motoru. Tato řešení jsou bez transformace pohybu. Tlak přiváděný do pracovního prostoru působí na lamelu a přímo zajišťuje rotaci.

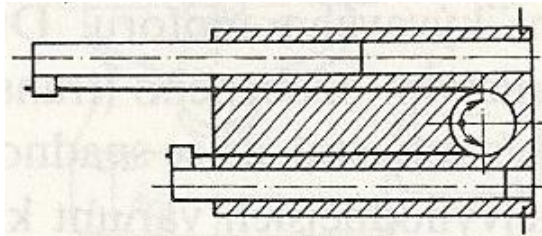


Obr. 6.10 Jednolamelový tekutinový motor [1]

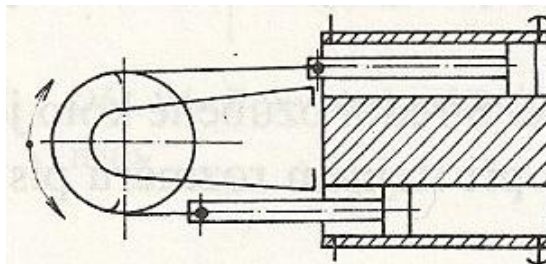


Obr. 6.11 Dvoulamelový tekutinový motor [1]

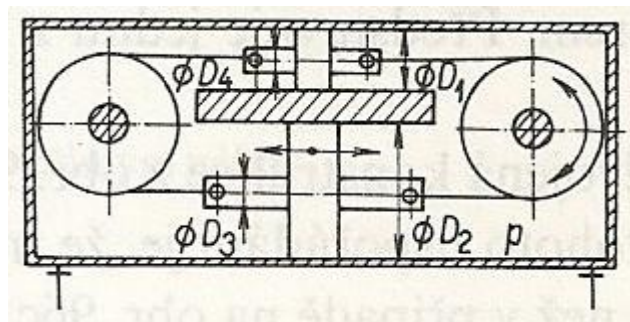
Kyvný pohyb lze také realizovat pomocí mechanismu s písty, jako na *Obr. 6.12* a *Obr. 6.13*, kde dva písty pomocí lana, respektive řetězu otáčejí kladkou. Na *Obr. 6.14* je řešení s dvojicí rozdílných pístů, které přes lana otáčejí dvojicí kladek. Na *Obr. 6.15* je znázorněn princip motoru stejný jako u svidříku pro vrtání.



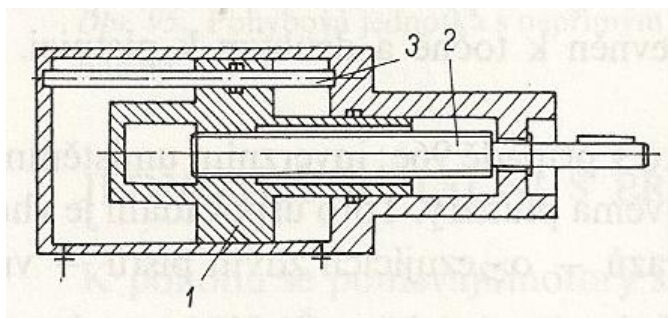
Obr. 6.12 S písty táhnoucími řetěz/lana [1]



Obr. 6.13 S plunžry táhnoucími řetězy/lana [1]

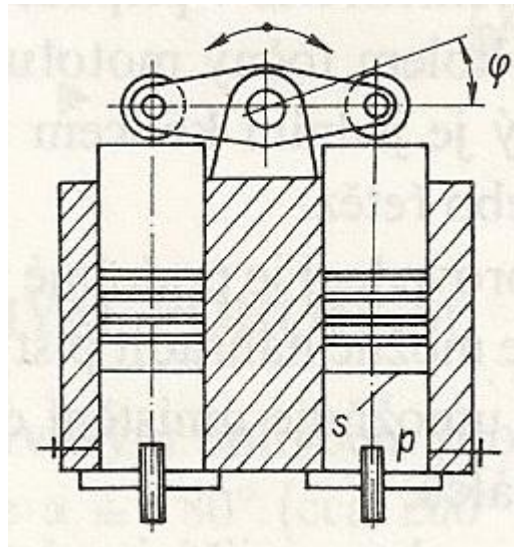


Obr. 6.14 Se dvěma rozdílnými písty [1]

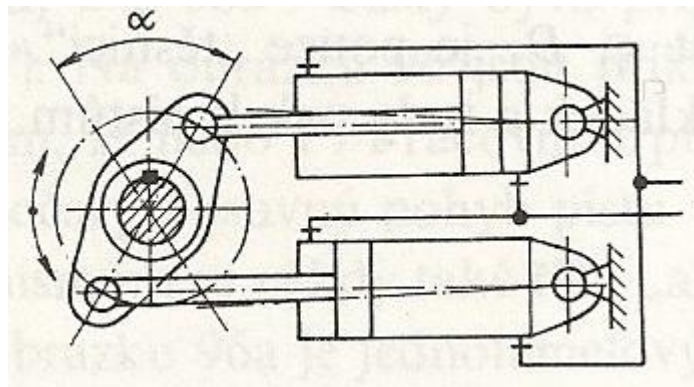


Obr. 6.15 Svidřík [1]

Na *Obr. 6.16* je ukázka vahadlového motoru s kývavým pohybem. Písty tlačí na ramena vahadla a natáčí ho tak o úhel φ . *Obr. 6.17* ukazuje uspořádání s kývnými válci, kde jsou pístnice kývně uložených válců připojeny přímo na vahadlo.



Obr. 6.16 Vahadlový motor [1]

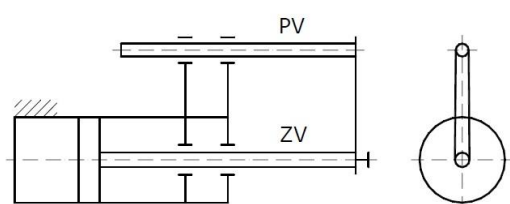


Obr. 6.17 Kývné válce [1]

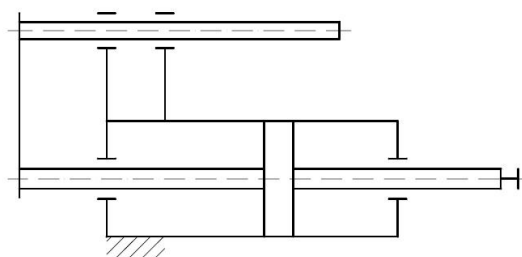
7. Realizace posuvného pohybu

A. Konstrukce s cylindrickým vedením a lineárním motorem

Na *Obr. 7.1* a *Obr. 7.2* jsou zobrazena některá základní provedení posuvových jednotek. *Obr. 7.1* ukazuje základní případ, kde pístnice představuje základní vedení (ZV) a kde je navíc připojeno ještě pomocné vedení (PV), pro zvýšení tuhosti. Na *Obr. 7.2* je obdobné řešení, jen místo jednoduchého válce je použit válec s oboustrannou pístnicí. [2]

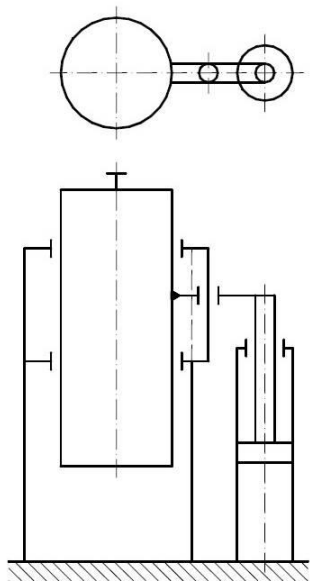


Obr. 7.1 Základní vedení [2]

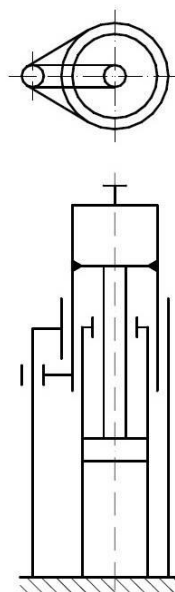


Obr. 7.2 Oboustranná pístnice [2]

Řešení pro posuv ve vertikálním směru jsou na obrázcích *Obr. 7.3* a *Obr. 7.4*. A to s motorem umístěným mimo sloup lineárního vedení *Obr. 7.3*, nebo s motorem přímo ve sloupu *Obr. 7.4*. [2]

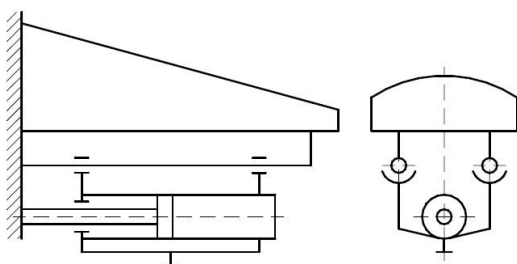


Obr. 7.3 Vertikální jednotka
s motorem mimo sloup [2]



Obr. 7.4 Vertikální jednotka
s motorem ve sloupu [2]

Na *Obr. 7.5* je příklad provedení s vysokou tuhostí, kde je motor připojen pomocí dvou vodících tyčí k tuhému základu. Pro případ, že na pohybovou jednotku působí pouze axiální síly, které zachytává pístnice motoru, kde ale v koncových polohách motoru může vzniknout menší klopný moment, který může případně působit i v průběhu zdvihu, je výhodné nenavrhnout pomocné vedení. Vhodnějším řešením je použít pístnici uloženou mimo osu pístu a motoru a v krajních polohách motoru na obou stranách fixovanou pomocí kuželů jako na *Obr. 7.6*. [2]



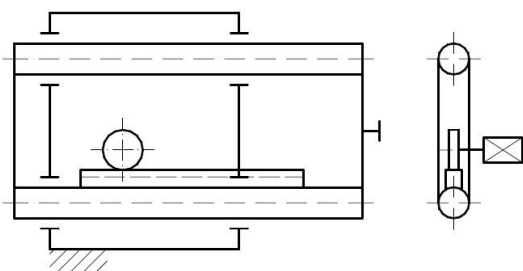
Obr. 7.5 Posuvná jednotka s vysokou tuhostí [2]



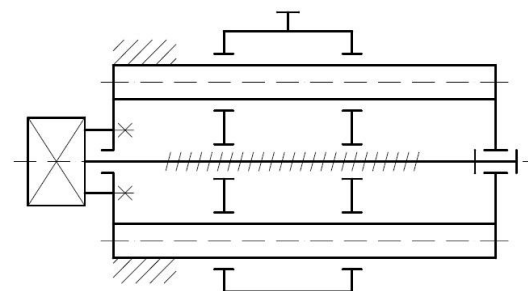
Obr. 7.6 Posuvná jednotka pro axiální síly [2]

B. Konstrukce s rotačním motorem

Možných řešení lineárních posuvů s rotačním motorem je několik. Na *Obr. 7.7* a *Obr. 7.8* jsou znázorněny dva časté případy. Na *Obr. 7.7* umožňuje rotační motor upevněný na saních pohybové jednotky lineární pohyb vodících tyčí přes pastorek, zabírající do ozubeného hřebenu spojeného s jednou tyčí. Na obrázku není znázorněn redukční převod mezi motorem a pastorkem. Časté je taktéž řešení s valivým šroubem jako na *Obr. 7.8*. [2]



Obr. 7.7 Neidentická transformace s pastorkem [2]



Obr. 7.8 Neidentická transformace s valivým šroubem [2]

8. Pohony

Hlavním prvkem pohonu je motor. Podle druhu energie přiváděné na vstup motoru se rozlišují pohony:

- elektrické
- tekutinové (hydraulické, pneumatické)
- kombinované

K uvedeným druhům pohonu je ještě přiřazován pohon mechanický, který je však využíván pouze u manipulátorů nebo ojediněle též i u velmi jednoduchých typů robotů. K pohonu mechanismu je zpravidla využíván pohon obsluhovaného stroje. [2]

Každý z uváděných typů pohonných systémů má však své přednosti i nedostatky, s nimiž je nutno již při vlastním návrhu a konstrukčním řešení manipulátoru počítat. [2]

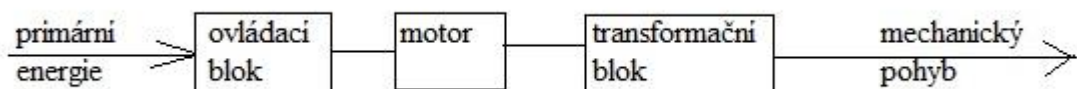
Elektrické pohony pracují s elektromotory. Tekutinovým pohonem se rozumí pohon buď hydraulický, popřípadě pneumatický. Kombinované pohony lze chápat buď v rámci pohonu jedné pohybové jednotky, nebo v rámci celého manipulátoru. [2]

V poslední době je v oblasti konstrukce robotů nejrozšířenější elektrický pohon. Hydraulický pohon byl do značné míry postupně vytlačen do prostoru zařízení vyšších nosností. Pneumatický pohon zaujímá významné postavení v konstrukcích jednoduchých manipulátorů s nižší nosností (asi do 10kg) a rychlých pohybů. [2]

Elektrický pohon se dostal do popředí zásluhou moderních typů mechanických převodů, které s moderními typy elektromotorů umožnily nástup výhodných kloubových kinematických struktur. [2]

Strukturu pohonu manipulátoru i robotu tvoří podle blokového znázornění na *Obr. 8.1* tyto hlavní funkční části:

1. Ovládací blok (elektrický, hydraulický, pneumatický, kombinovaný).
2. Motor (elektrický, hydraulický, pneumatický).
3. Transformační blok (zařízení pro přizpůsobení charakteru pohybu a parametrů pohybu mezi výstupem motoru a výstupem pohybové jednotky). [2]



Obr. 8.1 Struktura pohonu [2]

Pro optimální provoz a parametry manipulátorů musí být splněny následující požadavky kladené na motory [2]:

- a) plynulý rozběh a brzdění
- b) vysoká přesnost polohování
- c) dostatečná polohová tuhost
- d) minimální hmotnost
- e) minimální moment setrvačnosti
- f) vysoký měrný výkon
- g) minimální rozměry
- h) vhodné tvarové a prostorové uspořádání

Porovnání základních vlastností jednotlivých typů pohonů je uvedeno v *Tab. 8.1*.

Vlastnost	Pneumatický pohon	Hydraulický pohon	Elektrický pohon	Mechanický pohon
Způsob transform. energie	mechanický	mechanický	mechanický	mechanický
Nadbytečnost prvků	-	-	částečná	-
Možnost řízení	průměrná	vysoká	vysoká	nízká
Účinnost pohonu	vysoká	vysoká	nižší	vysoká
Měrný výkon	střední	vysoký	střední	nízký
Zvyšování uchopovací síly	měkká	tvrdé	tvrdé	tvrdé
Závislost na teplotě	vysoká	vysoká	malá	nízká
Těsnost	velký problém	velký problém	bez problémů	bez problémů

Tab. 8.1 Hodnocení pohonů [1]

V *Tab. 8.2* jsou porovnány charakteristiky manipulačních parametrů pohonů. Každý typ pohonu má své přednosti i nedostatky, které je nutné brát v úvahu při řešení konstrukce podle zadaných parametrů a podle charakteru předpokládané aplikace. [1]

	Přesnost polohování (mm)	Hmotnost objektu (kg)	Zdvihy (m)	Rychlost (m · s ⁻¹)
Elektrický pohon	±0,1 až 1 až 2	1 až 100	0,1 až 2,5	0,5
Hydraulický pohon	±0,1 až 1 až 2	40 až 50	0,2 až 2,5 až 5	0,75 až 1,7
Pneumatický pohon	±0,1 až 0,5 až 1	0,2 až 15	0,2 až 2,0	0,3 až 1,0

Tab. 8.2 Parametry pohonů [1]

Z těchto tabulek je patrné, že tekutinové pohony mají lepší účinnost než elektrický nebo mechanický pohon. Tyto ale vynikají nad tekutinovými pohony svojí malou závislostí na teplotě a absencí problému s těsností.

Parametry pohonů jsou závislé na jejich vlastnostech. Například přesnost polohování souvisí i se způsobem registrace dosažené polohy a na jejím řízení. [1]



8.1 Elektrický pohon

Postupným rozšířením moderních stejnosměrných a střídavých motorů v kombinaci s harmonickými a cykloidními převodovkami se dostal elektrický pohon na přední místo v konstrukcích, zejména u robotů střední nosnosti. Zatím převažují pohony do maximálního výkonu asi 6 kW. [2]

Tím je dána možnost využívat servopohony určené pro NC obráběcí stroje, které se vyznačují velkým regulačním rozsahem rychlosti (při rotačním pohybu až 1:20 000) a ve spojení s číslicově řízenými systémy velkou přesností nastavení polohy v uzavřené smyčce. [2]

V pohonech manipulátorů a robotů se uplatňují prakticky všechny základní typy elektrických motorů. Jde o motory [2]:

1. s rotačním výstupem

- rotační motory se spojitým pohybem
- rotační krokové motory
- otočné elektromagnety

2. s přímočarým výstupem

- lineární motory se spojitým pohybem
- lineární krokové motory
- hybridní motory
- přímočaré elektromagnety

Elektrické motory se uplatňují ve dvou verzích:

- střídavé motory
- stejnosměrné motory

Součástí elektrického pohonu jsou vedle elektromotorů ovládací a jistící prvky, říditelné zdroje elektrické energie pro napájení hlavních a budících vinutí a prvky pro automatické řízení výstupních parametrů pohybových jednotek. [2]

Nejjednodušším typem elektrického pohonu s rotačním pohybem je pohon s asynchronním elektromotorem s kotvou nakrátko. Pro menší výkony se



používají jednofázové motory s pomocnou fází a kondenzátorem. Pro větší výkony se používají asynchronní motory třífázové s kotvou nakrátko. [2]

Obecně známými a z praxe ověřenými výhodami elektrického pohonu jsou [2]:

- a) Hromadně vyráběné typizované prvky
- b) Snadno dostupný zdroj energie
- c) Jednoduchost vedení zdroje k motoru
- d) Jednoduchost spojení s řídicími prvky
- e) Čistota provozu a snadná údržba
- f) Jako celek mají elektrické pohony vnější rozměry menší než ekvivalentní pohony s jinými druhy energie
- g) Nižší pořizovací, provozní i udržovací náklady.

Mezi nevýhody elektrického pohonu patří [2]:

- a) Závislost na dodávce elektrické energie
- b) Značné požadavky na kvalitu provedení všech částí mnohdy složitých systémů
- c) Nebezpečí úrazu elektrickým proudem
- d) Nutná redukce
- e) Zahřívání

8.2 Tekutinový pohon

Hydraulické i pneumatické pohony se označují jako tekutinové. Z rozdílných fyzikálních vlastností kapalin a plynů se na rozdílných vlastnostech mechanismů podílí především různá poddajnost a viskozita. Jako pracovní kapaliny se v hydraulických mechanismech používají hydraulické kapaliny. Pracovním médiem pneumatického pohonu je stlačený vzduch. [2]



8.2.1 Hydraulický pohon

Hydraulický pohon lze v současnosti pokládat za základní typ pohonu těžkých průmyslových robotů a manipulátorů. S tím souvisí i jeho klady a zápory, uvedené v následujícím výčtu. [1]

Jako výhody hydraulického pohonu lze uvést následující body [2]:

- a) Velká tuhost
- b) Jednoduché spojitě řízení základních parametrů pohonu, tzn. síly a krouticího momentu
- c) Rychlosti v celém rozsahu pohybu
- d) Možnost přetížení motoru bez nebezpečí poškození
- e) Vysoký měrný výkon
- f) Možnost realizace přímočarých pohybů konstrukčně jednoduchými, rozměrově malými a spolehlivými motory bez nutnosti zařazení transformačního bloku
- g) Nízká hodnota poměru hmotnosti a výkonu
- h) Malá hmotnost pohybujících se částí, a tím výhodné dynamické vlastnosti
- i) Konstrukční kompaktnost, malé rozměry
- j) Snadné řízení tlaku i proudu kapaliny
- k) Plynulý chod, možnost plynulého řízení rychlosti ve velkém rozsahu
- l) Možnost bezprostředního spojení motoru s pohybovými členy
- m) Velká účinnost a spolehlivost

Níže uvedený výčet jmenuje nevýhody hydraulického pohonu [2]:

- a) Potřeba samostatného, odděleného energetického bloku
- b) Poměrně obtížné dosažení vyšších pohybových rychlostí
- c) Závislost viskozity kapaliny na teplotě, což se projevuje ve změně tlakových poměrů a případně i rychlosti pohybu motoru
- d) Hořlavost některých druhů pracovních kapalin



8.2.2 Pneumatický pohon

Pneumatický pohon je vhodný pro výkony menší než 1kW a jednoduché pracovní cykly. Omezení výkonu odpovídá provoznímu tlaku, který je u centrálních rozvodů většinou do 0,6 MPa. V případě použití samostatného kompresoru se pracuje s tlakem do 1 MPa. [2]

Ve srovnání s hydraulickým pohonem je pneumatický motor rychlejší a umožňuje měkčí rozběh a brzdění. Pro manipulátory se uplatňují motory s přímočarým pohybem – pneumatické válce. Umožňují dosažení rychlostí 2 – 3 m/s. [2]

Mezi klady pneumatických pohonů se řadí následující [2]:

- a) Možnost dosažení rychlých přímočarých pohybů s velkými zdvihy
- b) Konstrukční jednoduchost
- c) Spolehlivost
- d) Snadná údržba
- e) Možnost připojení na centrální rozvod stlačeného vzduchu v rámci pohonu
- f) Jednoduchý rozvod bez zpětného odvádění vzduchu z motoru
- g) Možná činnost ve velkém tepelném rozsahu, ve výbušném prostředí a v provozech s nebezpečím vznícení od otevřeného ohně
- h) Možnost přetížení motoru bez nebezpečí poškození

V neprospěch pneumatického pohonu mluví zpravidla následující argumenty [2]:

- a) Obtížné udržování rovnoměrného pohybu, zejména při malých rychlostech
- b) Poměrně komplikované mazání prvků mechanismu
- c) Obtížné řízení rychlosti pohybu a polohy zastavení
- d) Poddajnost způsobená stlačitelností vzduchu
- e) Drahý provoz (v důsledku netěsností v dlouhých rozvodech) 6 - 8x dražší než u elektropohonů a asi 4x dražší než u hydropohonů

9. Situace na trhu

Návrhem a výrobou buď celých manipulátorů, nebo dílů vhodných k jejich sestavení, se věnuje celá řada společností. V konstrukci nabízených řešení převládá modulární koncepce, jako například na *Obr. 9.1* Na *Obr. 9.2* je vyobrazeno řešení s motory přímo v osách od firmy Kollmorgen.



Obr. 9.1 Modulární uspořádání [2]

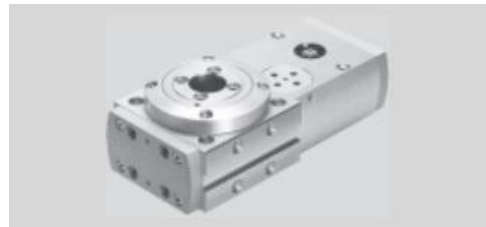


Obr. 9.2 Roboty s motory v ose [11]

Jedním z předních výrobců dílů pro automatizaci je firma Festo, která nabízí široké spektrum výrobků. Na Obr. 9.3 je otočný modul poháněný hydraulicky. Na Obr. 9.4 je elektricky poháněná varianta pohonu. Oba moduly pohonů patří do katalogu firmy Festo.

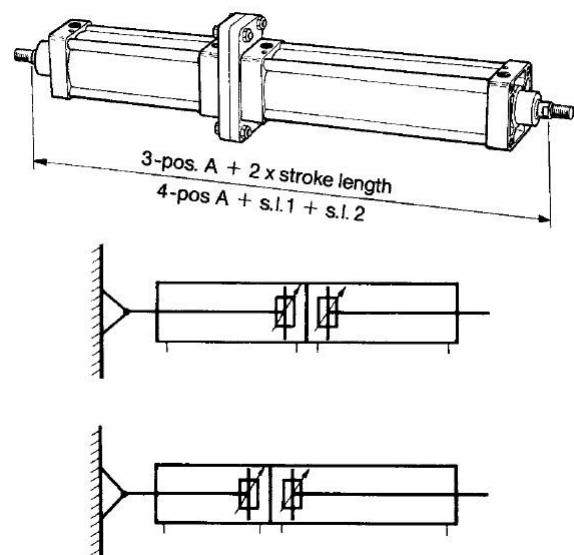


Obr. 9.3 Klypný pohon se dvěma písty [7]



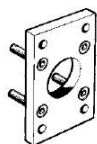
Obr. 9.4 Otočný modul, elektrický [7]

Z internetové rešerše vyplynulo, že většina výrobců řeší problém vícepolohových válců spojením dvou válců (i různých) k sobě pomocí standardizovaných adaptérů. Tímto přístupem vzniká možnost kombinovat různé délky posuvů. Na Obr. 9.5 je řešení od firmy Parker a na Obr. 9.6 je spojovací adaptér od stejné firmy.



Obr. 9.5 Spojení – Parker [12]

Flange MF1 and MF2



Intended for fixed mounting of cylinder. This bracket can be fitted to front and rear end covers.

160
200

4,40
6,00

9121569307
9121569308

Material

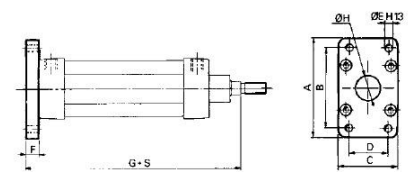
Diam. 32 -63 mm: flange anodised aluminium

Diam. 80 - 200 mm: flange galvanized steel

The flange is supplied complete with screws for mounting on the cylinder.

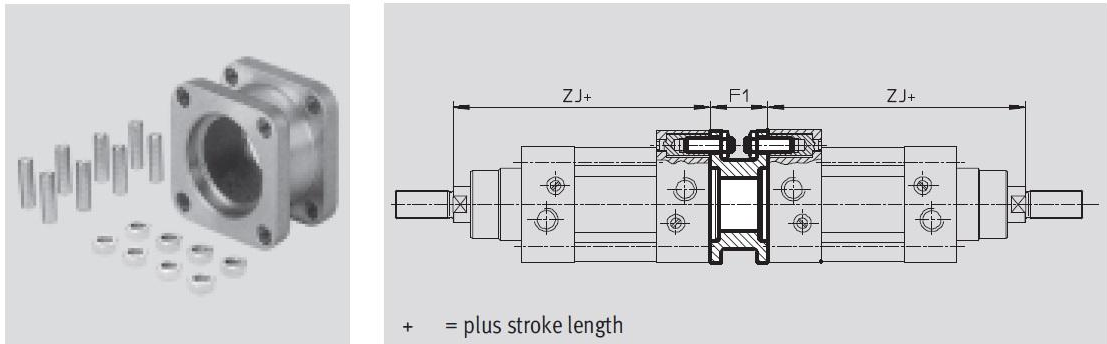
Cylinder bore mm	A mm	B mm	C mm	D mm	E mm	F mm	G mm	H mm
160	280	230	175	115	18	22	280	92
200	320	270	212	135	22	25	300	92

S = Stroke length



Obr. 9.6 Adaptér – Parker [12]

Spojovací adaptéry ke svým válcům nabízí i firma Festo, jak je ukázáno na *Obr. 9.7*. Vlevo na obrázku (*Obr. 9.7*) se jedná o model spojovací sady a vpravo příslušné schéma spojení.



Obr. 9.7 Spojení + adaptér – Festo [4]

Úchopné hlavice nabízí současně hned několik výrobců, například typ MHC2, Air Gripper, Angular Style od firmy SMC na *Obr. 9.8*, nebo typ DHWS od firmy Festo: *Obr. 9.9*.



Obr. 9.8 MHC2 – SMC [10]

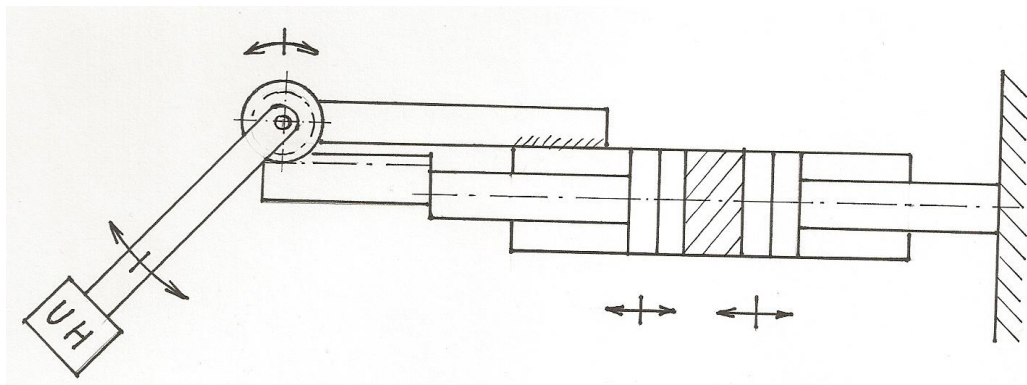


Obr. 9.9 DHWS – Festo [7]

10. Návrhy řešení

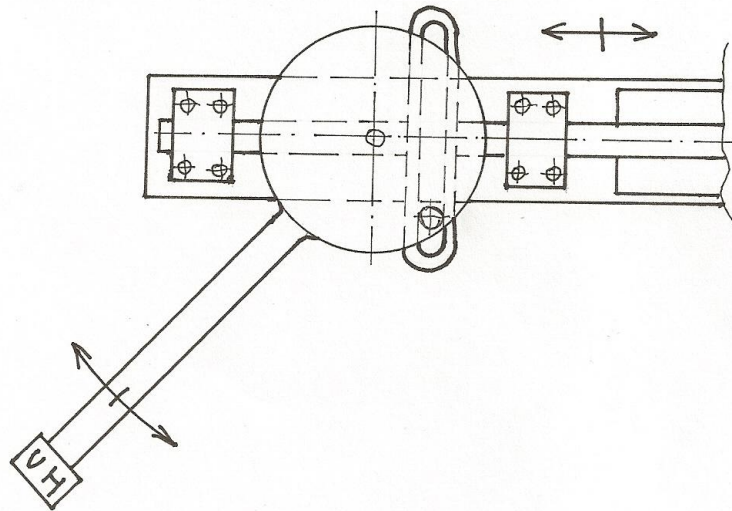
U vlastních návrhů možného konstrukčního řešení byla snaha použít co nejméně pohonů. Zároveň bylo cílem uplatnit pohony stejného typu. Důležitým parametrem pro návrh je dostupnost energií. Typ pohonu obsluhovaného stroje má v tomto případě vliv na volbu pohonu zamýšleného manipulátoru. Pokud má například obsluhovaný stroj hydraulický, nebo pneumatický pohon, nabízí se možnost využít stejného pohonu i pro manipulátor.

Návrh číslo 1. na *Obr. 10.1* představuje vícepolohový lineární pneumotor (4-polohový). První pístnice je pevně připojena k základu a zajišťuje vysouvání mechanismu do pracovního prostoru a zpět. Druhá pístnice je spojena s ozubeným hřebenem, který zabírá do pastorku a převádí tak posuvný pohyb na rotační pohyb. K pastorku je připojeno rameno s úchopnou hlavicí. Obrázek je zjednodušen. Ve schématu chybí znázornění vedení celého mechanismu a vedení ozubeného hřebene.



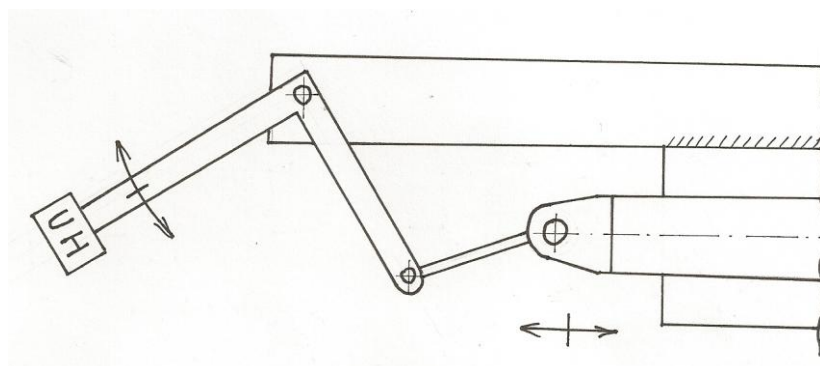
Obr. 10.1 Varianta č. 1. - vícepolohový lineární pneumotor, ozubený hřeben + pastorek

Návrh číslo 2. na *Obr. 10.2* vychází z předchozího návrhu, (vícepolohový lineární pneumotor na obrázku chybí). Místo ozubeného hřebene a pastorku je u této varianty použit kulisový mechanismus.



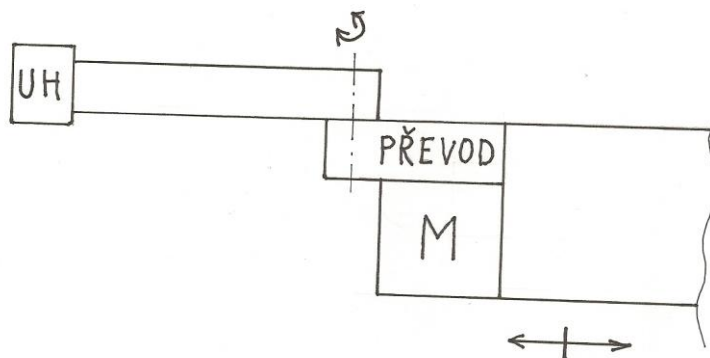
Obr. 12.2 Varianta č. 2. - kulisový mechanismus

Návrh číslo 3. na *Obr. 10.3* využívá k transformaci posuvného pohybu na rotační klikový mechanismus. Na obrázku chybí znázornění vícepolohového lineárního pneumotoru. Pístnice pneumotoru je přímo spojena s ojnící mechanismu.



Obr. 10.3 Varianta č. 3. - transformace posuvného pohybu klikovým mechanismem

Návrh číslo 4. na *Obr. 10.4* řeší případ, kdy by nebylo možné využít hydraulický, nebo pneumatický pohon. Uvedená varianta se proto zabývá upotřebením elektrického pohonu. Na konci výsuvného mechanismu, který by se řešil také elektricky, je připevněna sestava rotačního elektromotoru a převodovky. Na konci ramene je úchopná hlavice, která by měla opět elektrický pohon.



Obr. 10.4 Varianta č. 4. - uspořádání s elektromotorem a převodovkou

11. Vícekriteriální rozhodování

K rozhodování o nejvhodnější variantě pro konstrukci rotační jednotky byla použita metoda vícekriteriálního rozhodování. Nejprve byl stanoven soubor kritérií *Tab. 11.1*. Následně byla každému kritériu zvlášť přiřazena jeho váha z pětibodové stupnice, kde hodnota pět představuje nejvyšší důležitost a hodnota jedna nejnižší. Dílčí váha důležitosti konkrétního kritéria je pak podíl jeho váhy a součtu vah všech kritérií dohromady.

Kritérium	charakteristika	váha kritéria	dílčí váha kritéria
K1	cena	5	0,14
K2	stejně pohony	4	0,12
K3	spolehlivost	4	0,12
K4	bezúdržbovost	3	0,09
K5	rychlost	4	0,12
K6	bezpečnost	2	0,06
K7	nosnost	2	0,06
K8	řízení	4	0,12
K9	velikost	3	0,09
K10	vyrobitelnost	2	0,06
K11	přesnost	4	0,12

Tab. 11.1 Kritéria a jejich váha

Varianty:

Posuzovány byly varianty popsané v kapitole 10. *Návrhy řešení*. Pro přehled jsou v následujícím odstavci tyto varianty rekapitulovány.

Varianta č. 1 - *Obr. 10.1* Víceplochový lineární pneumotor, ozubený hřeben + pastorek

Varianta č. 2 - *Obr. 10.2* Kulisový mechanismus

Varianta č. 3 - *Obr. 10.3* Transformace posuvného pohybu klikovým mechanismem

Varianta č. 4 - *Obr. 10.4* Uspořádání s elektromotorem a převodovkou



V následujícím kroku byla každá varianta hodnocena podle zvolených kritérií *Tab. 11.2*. Varianty jsou opět hodnoceny podle pětibodové stupnice, kde hodnota pět představuje nejlepší splnění daného kritéria a hodnota jedna nejhorší.

Varianta	Kriterium										
	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8	K9	K10	K11
č. 1	3	5	3	3	3	3	3	4	4	3	3
č. 2	2	5	2	2	3	3	2	2	3	2	2
č. 3	4	5	2	3	2	2	2	2	2	4	2
č. 4	4	2	2	3	2	4	2	4	4	3	4

Tab. 11.2 Hodnocení variant

Agregace kritérií *Tab. 11.3* spočívá v součtu násobků dílčích vah kritérií (*Tab. 11.1*) a bodů obdržných jednotlivými kritérii v hodnocení variant (*Tab. 11.2*).

Varianta	Bodů:
č. 1	3,769042
č. 2	2,846028
č. 3	3,055692
č. 4	3,419328

Tab. 11.3 Agregace kritérií

Nejvyššího počtu bodů: 3,769042 dosáhla varianta č. 1 (*Obr. 10.1 Varianta č. 1. - vícepolohový lineární pneumotor, ozubený hřeben + pastorek*) a proto je optimální variantou pro řešení zadaného problému.

12. Použité komponenty

12.1 Komponenty FESTO

Větší společnosti věnující se výrobě komponentů pro automatizaci nabízejí celý sortiment výrobků, které jsou spolu kompatibilní a umožňují jednoduchou modulární konstrukci. Proto je výhodné zvolit jednoho výrobce pro maximum dílů, které jsou navrženy k tomu, aby se jednoduše pospojovali.

Z těchto důvodů byla zvolena firma Festo, protože nabízí nejenom širokou nabídku vhodných pneumatických válců, ale i propracovaná řešení pro jejich vedení a další příslušenství. Důležitým faktorem je také možnost využít stejného příslušenství, jako jsou čidla polohy a hadice, pro všechny použité díly.

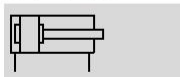
K pohonu manipulátoru byl zvolen pneumatický pohon od firmy Festo. Je to pneumatický válec řady DNC podle normy ISO 15552 *Obr. 12.1*.

Válc dle norem DNC, ISO 15552

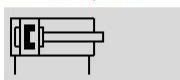
technické údaje

FESTO

Funkce
DNC-...
bez snímání poloh



DNC-...-A-...
se snímáním poloh



Ø - průměr
32 ... 125 mm

- | - délka zdvihu
10 ... 2 000 mm

- T - [www.festo.com/en/
spare_parts_service](http://www.festo.com/en/spare_parts_service)

sady opotřebitelných dílů
→ 24

- X - servis oprav
Ø pístu 80 mm
s variabilním zdvihem
nebo s variantou
Ø pístu 100, 125 mm



■ válec dle norem ISO 15552
(odpovídá zrušeným normám
ISO 6431, DIN ISO 6431,
VDMA 24 562, NF E 49 003.1
a UNI 10290)



DIN



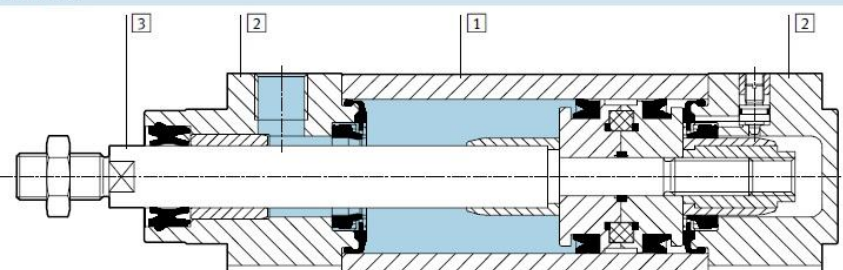
Obr. 12.1 Válec DNC [4]

Válce jsou v manipulátoru použity dva, jeden se zdvihem dvacet pět, druhý sto padesát milimetrů. Oba mají průměr válce třicet dva milimetrů, jejich další parametry jsou uvedeny v Tab. 12.1. Z těchto prvků bude vytvořen vícepolohový lineární pneumotor.

průměr pístu	32	[mm]
zdvih pístu	25	[mm]
	150	[mm]
závit na pístnici	M10x1,25	
délka tlumení	20	[mm]
montážní poloha	libovolná	
provozní médium	stlačený vzduch	
provozní tlak	1,6 ... 12	[bar]
teoretická síla při 6 barech		
pohyb vřed	483	[N]
pohyb vzad	415	[N]

Tab. 12.1 Válce FESTO [4]

Funkční schéma válce je pak na Obr. 12.2, schéma je pro oba válce totožné.

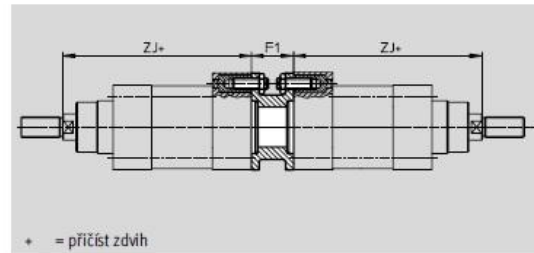
Materiály					
funkční řez					
					
Válec dle norem	základní typ	K10	R3		
1	profilová trubka	tvárný legovaný hliník, hladce eloxovaný	tvárný legovaný hliník, hladce eloxovaný		
2	přední a zadní víko	hliníkový tlakový odlitek			
3	pístnice	silně legovaná ocel	tvárný legovaný hliník, eloxovaný	silně legovaná ocel, nerezová	
-	těsnění	polyuretan, nitrilkaučuk			
upozornění k materiálu		odpovídá RoHS			
Válec dle norem	R8	S6	S10	S11	TT
1	profilová trubka	tvárný legovaný hliník, hladce eloxovaný			
2	přední a zadní víko	hliníkový tlakový odlitek			potažený hliník
3	pístnice	tvrdě chromovaná zušlechťená ocel	silně legovaná ocel		
-	těsnění	polyuretan, nitrilkaučuk	fluorkaučuk		polyuretan
upozornění k materiálu		odpovídá RoHS			

Obr. 12.2 Funkční schéma válce [4]

Ke spojení válců slouží montážní sada pro vícepolohové uspořádání, řady DPNC také od firmy Festo. Její schéma je na *Obr. 12.3*. Ze schématu je patrné, jak se k sobě válce montují. Spojením obou válců získáme lineární vícepolohový pneumotor, který navíc kombinuje různé délky zdvihů.

Sady pro vícepolohové uspořádání DPNC

materiál:
příruba: tvárný legovaný hliník
závitové kolíky, šestihranné matice:
pozinkovaná ocel
prosté mědi a PTFE
odpovídá RoHS



+ = přičíst zdvih

! upozornění

Při kombinaci válců a sady pro více-polohové uspořádání nesmí být překročen maximální celkový zdvih.

Rozměry a údaje pro objednávky							
pro \varnothing	F1	ZJ		max. celkový zdvih [mm]	hmotnost [g]	č. dílu	typ
		základní typ	KP				
32	27	120	165	1 000	85	174418	DPNC-32
40	27	135	188	1 000	115	174419	DPNC-40
50	32	143	210	1 000	210	174420	DPNC-50
63	28	158	234	1 000	360	174421	DPNC-63
80	38	174	269	1 000	620	174422	DPNC-80
100	38	189	287	1 000	1 190	174423	DPNC-100
125	48	225	350	1 000	1 600	174424	DPNC-125

Spojení dvojice válců se stejným \varnothing do tří- nebo čtyřpolohového válce

Tří- nebo čtyřpolohový válec se skládá ze dvou oddělených válců, jejichž pístnice vjíždějí od sebe. Tento typ

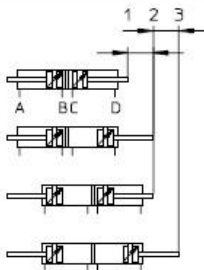
válce může tak podle ovládání a poměru mezi zdvihy dosáhnout až čtyř poloh, z nichž každá je dána dojetím

na doraz. Je nutné pamatovat na to, že při upevnění za konce pístnic vykoná-

vá pohyb těleso válce. Válec pak musí být opatřen pohyblivými přívody.

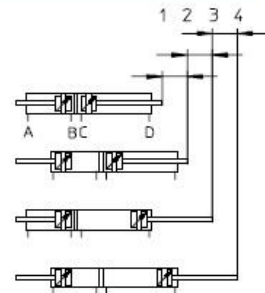
Realizace 3 poloh

K tomu potřebujeme dva válce se stejným zdvihem, které musejí být vzájemně spojeny.



Realizace 4 poloh

K tomu potřebujeme dva válce s odlišnými zdvihy, které musejí být vzájemně spojeny.

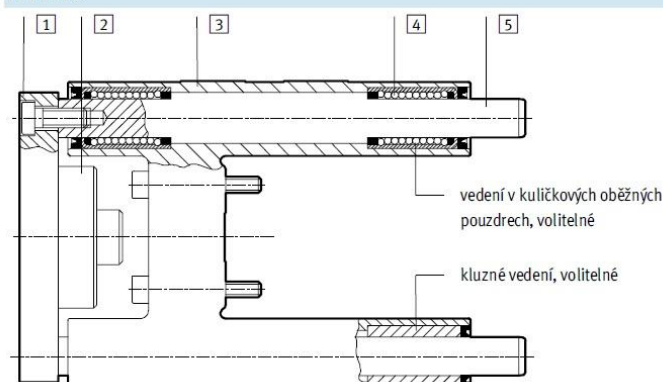


Obr. 12.3 Montážní sada DPNC [4]

Jako vedení pro výsuv manipulátoru bude použito lineární vedení řady FENG od firmy Festo. Velikost vedení je přímo vázána na velikost použitého pístu. Konstrukce vedení počítá s připojením válce. Funkční schéma vedení je na *Obr. 12.4*. Bude použita maximální nabízená délka vodících tyčí (pozice 5 na

Obr. 12.4), která činí pět set milimetrů. Pneumatické válce spojené k sobě jako lineární vícepolohový pneumotor budou k vedení připojeny mezi dvojicí vedení (pozice 3 na Obr. 12.4).

Materiály
funkční řez

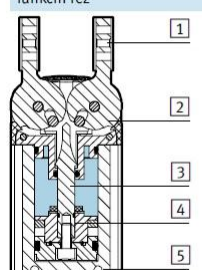


	FEN	FENG s kluzným vedením	FENG s vedením v kuličkových oběžných pouzdrech
1 posuvová deska	32 ... 63 80, 100	hliník ocel	hliník ocel
2 spojka	ocel	ocel	ocel
3 vedení	hliník	hliník	hliník
4 ložisko	sintrovaný bronz	sintrovaný bronz	ocel
5 vodící tyče	ocel	ocel	ocel
– poznámka o materiálu	–	–	prosté mědi, PTFE a silikonu

Obr. 12.4 Funkční schéma vedení [5]

Pro uchopování břemene bylo zvoleno radiální chapadlo řady DHRS od firmy Festo. Funkční schéma chapadla je znázorněno na Obr. 12.5.

Materiály
funkční řez



radiální chapadlo	
1 čelisti	silně legovaná ocel, nerezová
2 záslepka	polyamid
3 kulisa	zušlechťená ocel
4 píst	polyacetal
5 těleso	tvárný legovaný hliník, tvrdě eloxovaný
– těsnění	nitrilkaučuk
– upozornění k materiálu	prosté mědi a PTFE odpovídá RoHS

Obr. 12.5 Funkční schéma chapadla [6]



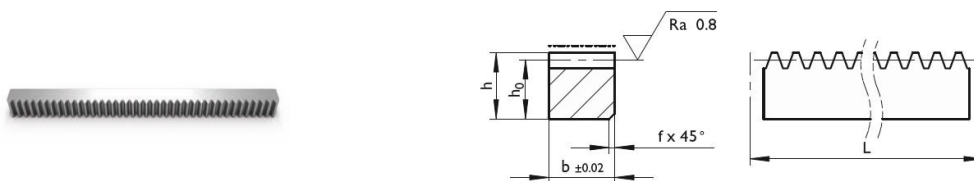
Chapadlo má několik připojovacích míst pro snadnou montáž. Parametry chapadla jsou vyjmenovány v *Tab. 12.2*.

velikost	25
způsob činnosti	dvojčinný
funkce úchopu	radiální
vedení	kluzné vedení
počet čelistí	2
úhel rozevření čelistí	90 [°]
opakovatelná přesnost	$\leq 0,1$ [mm]
max. přesnost při výměně	$\leq \pm 0,2$ [mm]
max. pracovní frekvence	3 [Hz]
montážní poloha	libovolná
min. provozní tlak	2 [bar]
max. provozní tlak	8 [bar]
provozní médium	stlačený vzduch
hmotnost	270 [g]

Tab. 12.2 Parametry chapadla [6]

12.2 Komponenty Güdel

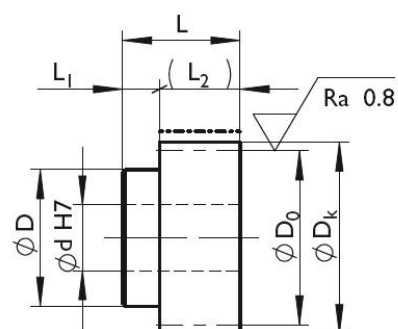
Firma Güdel nabízí řešení pro lineární pohony v oblasti automatizace. Z její nabídky bylo vybráno řešení pro transformaci lineárního pohybu válce na rotační pohyb ramene s přemísťovaným břemenem. Firma nabízí množství standardizovaných jednotek. Na Obr. 12.6 je znázorněn použitý ozubený hřeben spolu s tabulkou parametrů. Na Obr. 12.7 je pak k němu odpovídající pastorek s nejdůležitějšími parametry. Ozubený hřeben bude upraven na potřebnou délku a opatřen otvory pro montáž.



Auf Anfrage / Sur demande / On request: 1.7131 (16MnCr5)

Part No.	p	Modul	L	z	b	h	h_0	$f_{+0.5}$	F_p	m(kg)
244512	4.712	1.5	499.51	106	19	19	17.50 0/-0.027	2	0.029	1.3

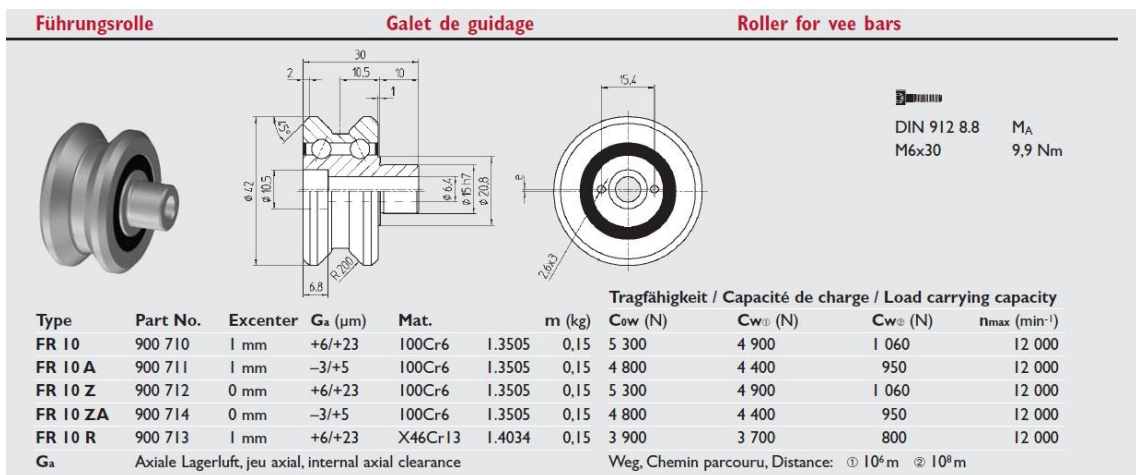
Obr. 12.6 Ozubený hřeben (P – stoupání, L – délka, z – počet zubů, b – výška, h – šířka, h_0 – roztečná vzdálenost, f – rozměr zkosení, F_p – chyba stoupání, m - hmotnost) [9]



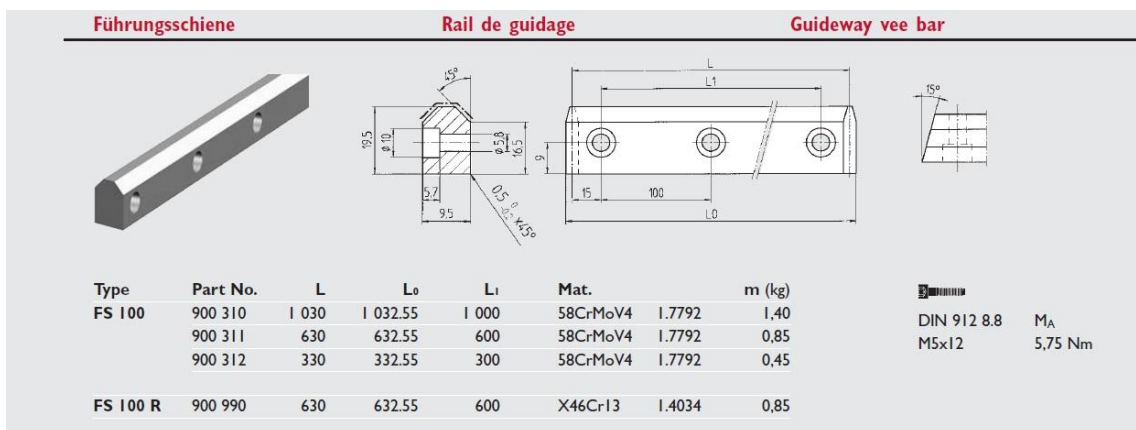
Part No.	p	Modul	z	d	D_k	D_0	D	L	L_1	L_2	J	m(kg)
254012	4.712	1.5	20	10	33.0	30.0	25.0	28.0	8.0	20	15	0.12

Obr. 12.7 Ozubené kolo (P – stoupání, z – počet zubů, d – vnitřní průměr, D_k – hlavový průměr, D_0 – roztečný průměr, D – průměr, L – výška, L_1 – výška nákržku, L_2 – výška ozubení, J – moment setrvačnosti, m - hmotnost) [9]

K vedení rotačního mechanismu poslouží standardizovaná dvojice vodící kolečko typu FR 10 Obr. 12.8 a vodící lišta typu FS 100 Obr. 12.9, taktéž od firmy Güdel. U obrázků je vždy uvedena tabulka parametrů daného dílu. Vedení je nezbytné pro zajištění správného záběru ozubeného hřebene a pastorku. Vodící lišta bude zkrácena na potřebnou délku a opatřena dalšími otvory pro montáž.



Obr. 12.8 Vodící kolečko (G_a – vnitřní axiální vůle, m – hmotnost, C – únosnost, n_{max} – maximální otáčky) [8]



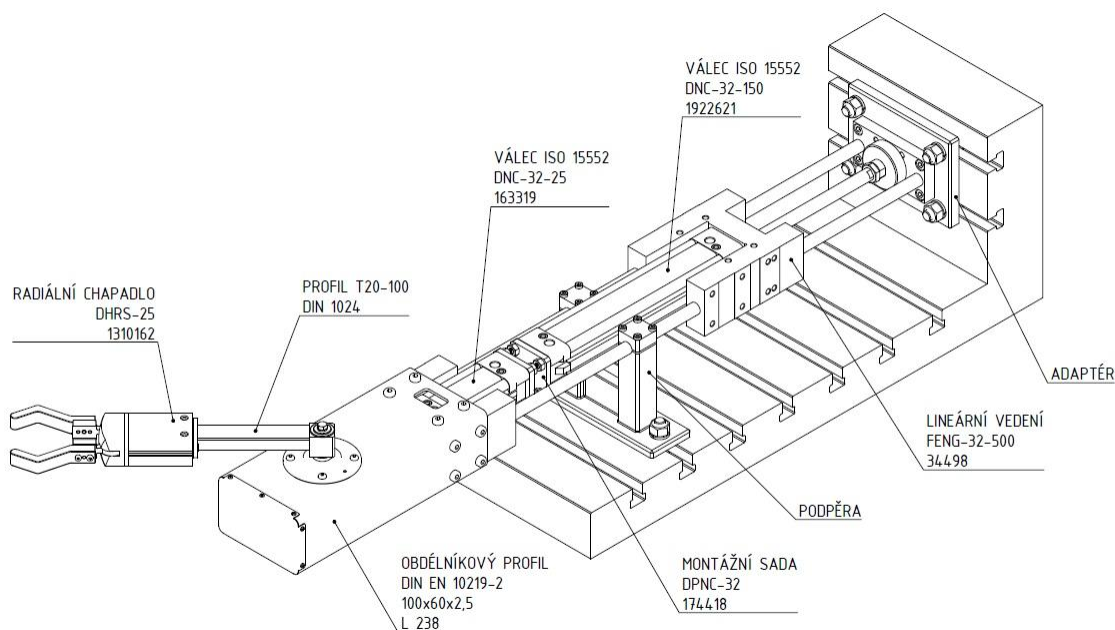
Obr. 12.9 Vodící lišta (L – střední délka, L_0 – max. délka, L_1 – rozteč otvorů, m – hmotnost) [8]

13. Vlastní řešení

Při vypracování řešení se vycházelo z poznatků nabytých v rešeršní části práce. Byla snaha maximálně využít nabídky dílů na trhu a přispět tak k co největší jednoduchosti konstrukce a tak i k nižší celkové ceně.

Návrh nezobrazuje přívod stlačeného vzduchu k válcům. Tento přívod by se řešil pomocí hadic, které by kopírovaly pohyb manipulátoru.

Na Obr. 13.1 je zobrazena sestava manipulátoru ve vysunuté poloze, se sevřenými čelistmi. Lineární vedení je připevněno pomocí vyráběného adaptéru k základu, který představuje pevný blok s normalizovanými drážkami pro šrouby. Ve vzdálenosti tři sta padesáti čtyř milimetrů od základny jsou vodící tyče podepřeny vyráběnou podpěrou. Podpěra by měla zabránit vzniku vibrací a tyče podepřít tak, aby nedošlo k jejich přílišnému průhybu, který by bránil správné funkci manipulátoru. Podpěry by také měli zvýšit celkovou tuhost.

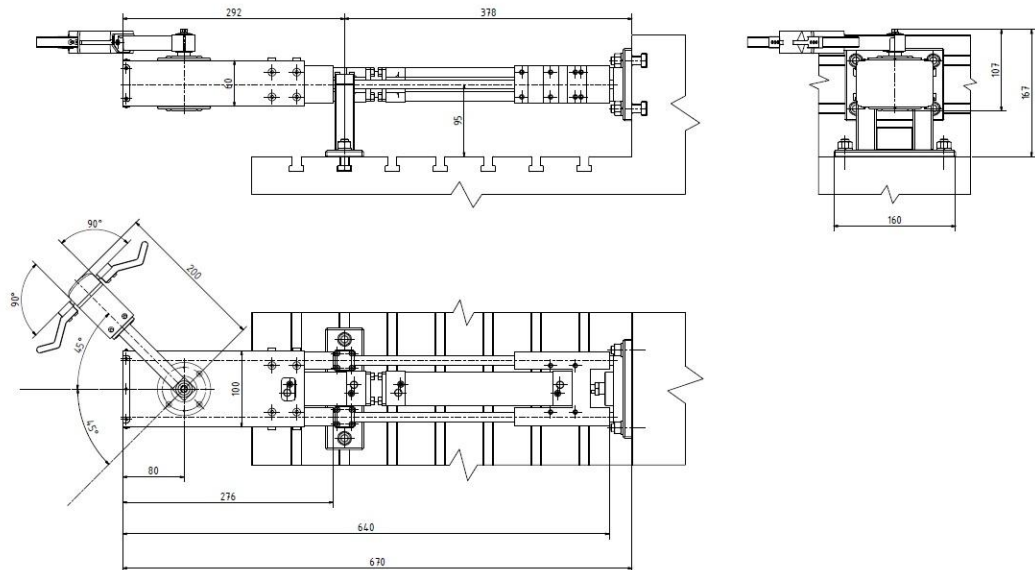


Obr. 13.1 Sestava manipulátoru

Po vodících tyčích se mezi dvěma vedeními pohybuje lineární vícepolohový pneumotor. Tento pneumotor je sestaven ze dvou válců s odlišnými hodnotami zdvihu. Delší z válců má zdvih sto padesát milimetrů, kratší pak dvacet pět milimetrů. Pístnice delšího válce je pevně připojena k základně lineárního vedení, tento válec zajišťuje výsun manipulátoru do

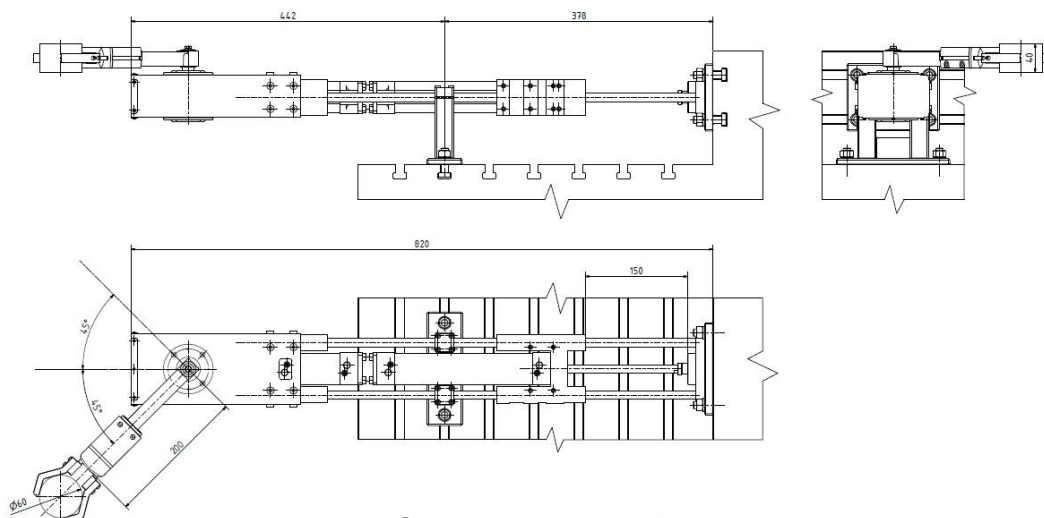
pracovního prostoru a zpět. Kratší válec pak zajišťuje pohon pro rotační mechanismus.

Pro větší názornost je na *Obr. 13.2* a *Obr. 13.3* manipulátor znázorněn v obou krajních polohách jeho pohybu. Na *Obr. 13.2* je manipulátor plně zasunutý, rameno s úchopnou hlavicí je v první krajní poloze a čelisti úchopné hlavice jsou plně otevřené.



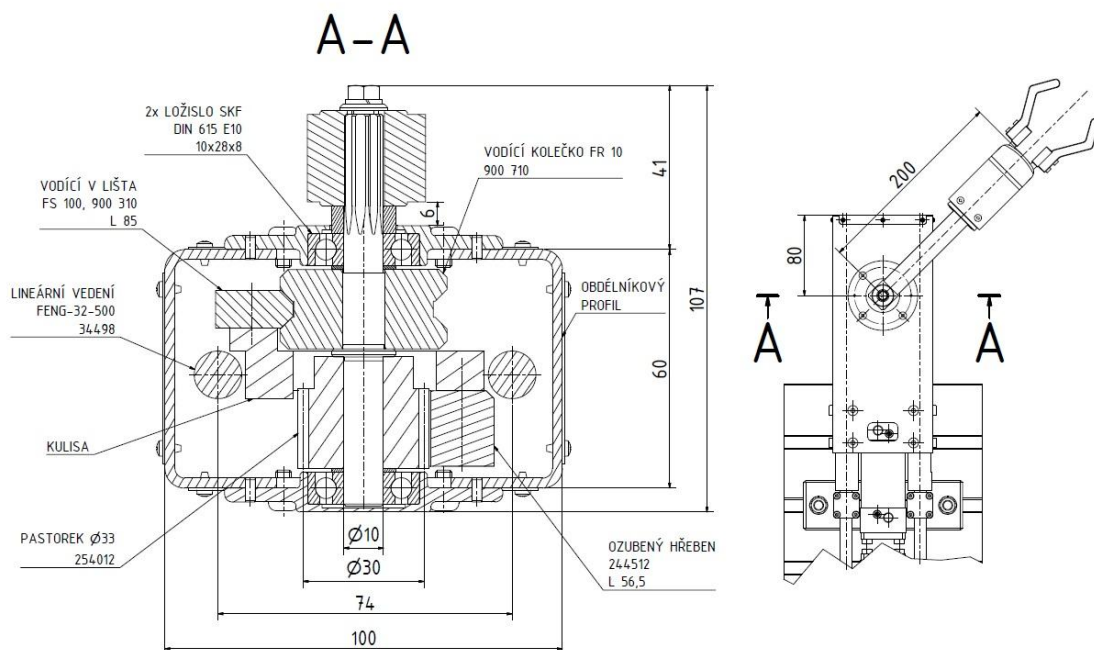
Obr. 13.2 Zasunutá poloha

Obr. 13.3 ukazuje manipulátor zcela vysunutý, rameno s úchopnou hlavicí je ve druhé krajní poloze a čelisti hlavice svírají přesouvavý předmět.



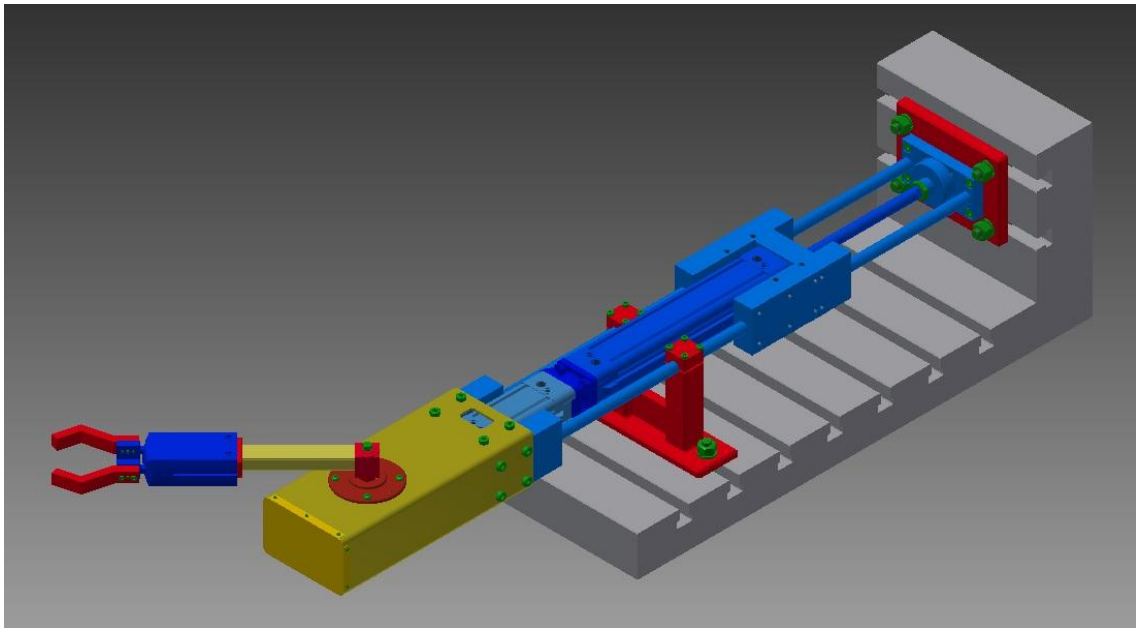
Obr. 13.3 Vysunutá poloha

Obr. 13.4 znázorňuje řez rotačním mechanismem manipulátoru. Mechanismus je uložen v obdélníkovém normalizovaném profilu. Tento profil je pevně přišroubován k jednomu z lineárních vedení. V profilu jsou vyvrtány otvory pro montáž vík ložisek. Správná pozice vík je zajištěna kolíky. K uložení hřídele mechanismu jsou použita ložiska s kosoúhlým stykem od firmy SKF. Na hřídeli je nasazen pastorek, vodící kolečko a rameno s úchopnou hlavicí. Na pístnici kratšího válce je pevně připojena kulisa, ke které je přišroubován ozubený hřeben a vodící lišta. Tato lišta zapadá do vybrání vodícího kolečka a zajišťuje tak správnou vzájemnou polohu ozubeného hřebene a pastorku.

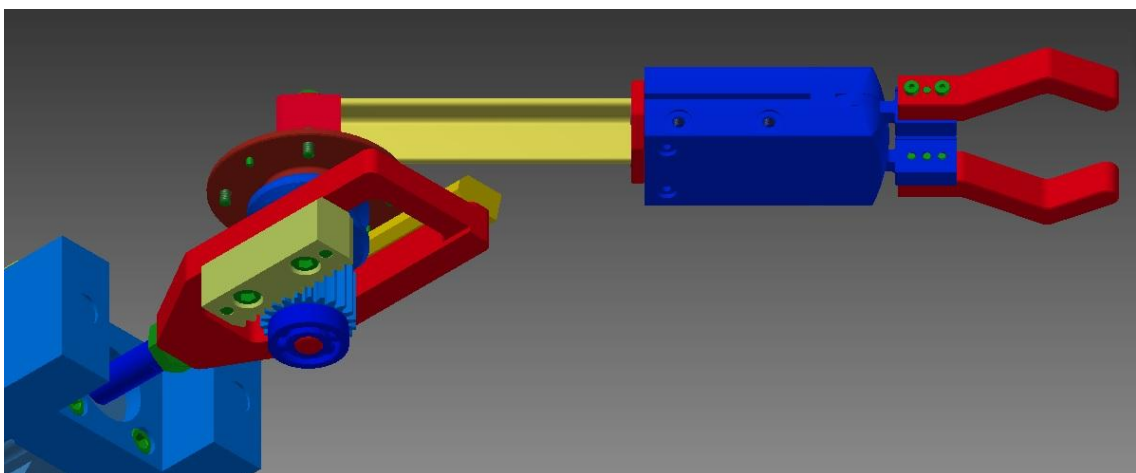


Obr. 13.4 Řez rotačním mechanismem

Na *Obr. 13.5* a *Obr. 13.6* je barevně naznačen původ jednotlivých dílů, ze kterých je manipulátor sestaven. Odstíny modré barvy představují nakupované díly, které nevyžadují žádné úpravy. Červenou barvou jsou zvýrazněny vyráběné komponenty. Žlutá pak označuje díly zhotovené úpravou normalizovaných dílů a zelená barva označuje spojovací materiál.



Obr. 13.5 Původ dílů 1



Obr. 13.6 Původ dílů 2

14. Výpočtová část

Výpočtová část práce má za úkol hlavně ověřit správnou funkci manipulátoru tak, aby splnil předepsané zadání. K těmto kontrolním výpočtům jsou použity především podklady z katalogů jednotlivých dílů.

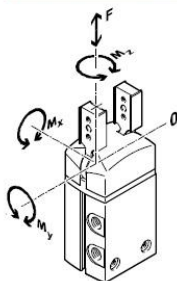
14.1 Radiální chapadlo

Zvolené radiální chapadlo typu DHRS-25 od firmy Festo, musí vyhovět požadavkům na nosnost a především musí umožnit dosažení času výměny $t = 2$ [s].

Na Obr. 14.1 je tabulka maximálních přípustných hodnot statického zatížení čelistí, v jednotlivých směrech. Z nich pro náš případ vyplývá, že maximální přípustný moment k ose y je $M_y = 3,2$ [Nm]. V námi řešeném případě (14.1) jsou čelisti chapadla zatížena především momentem M_y [Nm] způsobeným hmotností čelistí a břemene m_1 [kg] na rameni x [m].

$$M_y = m_1 \cdot x = (2 \cdot 0,026 + 0,89) \cdot 0,067 = \underline{\underline{0,063}} \leq 3,2 \text{ [N} \cdot \text{m]} \dots \text{vyhovuje} \quad (14.1)$$

Hodnoty statického zatížení čelistí



Uvedené přípustné síly a momenty se vztahují na jednu čelist. Zahrnují rameno páky, dodatečnou tíhu výrobku příp. externích palců chapadla a síly vznikající od zrychlení během pohybu.

Pro výpočet momentu je nutné vzít v úvahu počátek systému souřadnic (vedení čelistí chapadla).

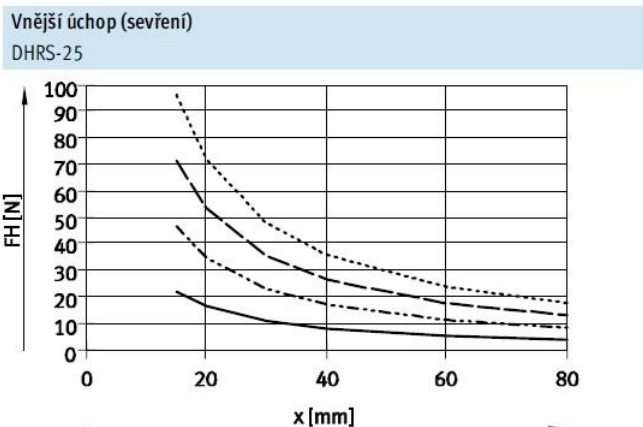
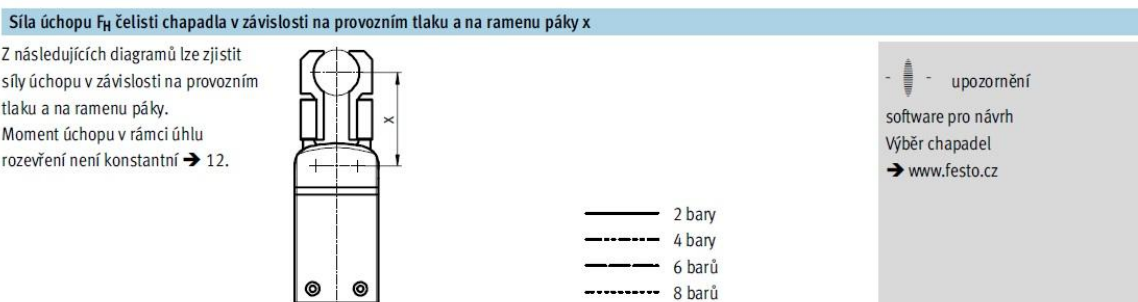
velikost		10	16	25	32	40
max. přípustná síla F_z	[N]	30	40	75	120	200
max. přípustný moment M_x	[Nm]	0,8	1,3	3,2	6,2	14
max. přípustný moment M_y	[Nm]	0,8	1,3	3,2	6,2	14
max. přípustný moment M_z	[Nm]	0,8	1,3	3,2	6,2	14

Obr. 14.1 Statické zatížení čelistí [6]

Z grafu na Obr. 14.2 vyplývá, že pro provozní tlak šest barů a rameno páky $x = 67$ [mm] je síla úchopu čelistí $F_H = 15$ [N]. Proto platí:

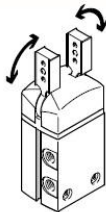
$$F_H = F_t = f_t \cdot F_N = f_t \cdot (m \cdot g) = 0,6 \cdot (0,89 \cdot 9,81) = \underline{\underline{5,24}} \leq 15 \text{ [N]} \dots \text{vyhovuje} \quad (14.2)$$

kde, F_t [N] je třecí síla, f_t [-] je součinitel tření (hliník/ocel, suchý [4]), m [kg] je hmotnost břemene a g [m/s²] je gravitační zrychlení.



Obr. 14.2 Síla úchopu [6]

Čas rozevření a sevření čelistí je uveden v tabulce na Obr. 14.3. Pro zvolené chapadlo DHRS-25 je čas rozevření čelistí $t_r = 102$ [ms] a čas sevření $t_s = 105$ [ms]. Tyto hodnoty představují střední hodnotu a platí jen pro samotné čelisti chapadla bez přídatných prstů. Proto bereme jejich dvojnásobek a tedy čas rozevření čelistí $t_r' = 0,204$ [s] a čas sevření $t_s' = 0,21$ [s].

Čas rozevření a sevření [ms] při 6 barech bez vnějších palců						
	Uvedený čas rozevření a sevření [ms] byl naměřen při pokojové teplotě, provozním tlaku 6 barů a na vodorovně namontovaném chapadle bez přídatných palců (představuje		střední hodnotu). Pro větší tíhu musejí být chapadla škrčena. Čas rozevření a sevření je pak nutné odpovídajícím způsobem nastavit.			
	velikost	10	16	25	32	40
bez vnějších palců						
DHRS...-A	rozevření	35	61	102	111	113
	sevření	91	63	105	119	142
DHRS...-A-NC	rozevření	—	75	150	131	151
	sevření	—	43	96	88	110

Obr. 14.3 Čas rozevření a sevření [6]

14.2 Čas výměny

Pro ověření dosažení času výměny je potřeba stanovit rychlost menšího válce v [m/s] a započítat také časy sevření t_s' [s] a rozevření t_r' [s] čelistí radiálního chapadla.

Potřebnou rychlost válce pro dosažení zadaného času výměny $t = 2$ [s], získáme ze vztahu (14.3), kde hodnota h [m] je délka zdvihu válce.

$$v = \frac{h}{t - (t_s' + t_r')} = \frac{0,025}{2 - (0,204 + 0,21)} = \underline{\underline{0,016 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}}} \quad (14.3)$$

14.3 Pneumatické válce

Z předchozích výpočtů v kapitole 14.2 jsme získali minimální rychlost v [m/s] menšího válce (pohání rotační mechanismus), nutnou pro dosažení času výměny $t = 2$ [s].

Aplikací vzorců z Obr. 14.4 zkontrolujeme válce na maximální přípustnou rychlost nárazu $v_{př.}$ [m/s] (14.4), (14.6) a maximální přípustnou hmotnost $m_{zát.}$ [kg] (14.5), (14.7). Hodnoty $m_{vlastní}$ [kg] jsou z katalogu a hodnoty $m_{zát.}$ [kg] jsme získaly součtem hmotností dílu, které musí daný válec přesunout.

Válec – zdvih 25 [mm]:

$$v_{př.} = \sqrt{\frac{2 \times E_{př.}}{m_{vlastní} + m_{zát.}}} = \sqrt{\frac{2 \times 0,1}{0,185 + 1,8}} = \underline{\underline{0,32}} \geq 0,016 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}. \dots \text{vyhovuje} \quad (14.4)$$

$$m_{zát.} = \frac{2 \times E_{př.}}{v^2} - m_{vlastní} = \frac{2 \times 0,1}{0,32^2} - 0,185 = \underline{\underline{1,8}} \text{ [kg]}. \dots \text{vyhovuje} \quad (14.5)$$

Válec - zdvih 150 [mm]:

$$v_{př.} = \sqrt{\frac{2 \times E_{př.}}{m_{vlastní} + m_{zát.}}} = \sqrt{\frac{2 \times 0,1}{0,297 + 4,686}} = \underline{\underline{0,2}} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}. \dots \text{vyhovuje} \quad (14.6)$$

$$m_{zát.} = \frac{2 \times E_{př.}}{v^2} - m_{vlastní} = \frac{2 \times 0,1}{0,2^2} - 0,297 = \underline{\underline{4,7}} \text{ [kg]}. \dots \text{vyhovuje} \quad (14.7)$$

Síly [N] a energie nárazu [J]	32	40	50	63	80	100	125
Ø pístu							
teoretická síla při 6 barech,	483	754	1 178	1 870	3 016	4 712	7 363
pohyb vpřed	S2/S20 415	633	990	1 682	2 721	4 418	6 881
teoretická síla při 6 barech,	415	633	990	1 682	2 721	4 418	6 881
pohyb vzad	S2/S20 415	633	990	1 682	2 721	4 418	6 881
max. energie nárazu v koncových polohách ¹⁾	0,1	0,2	0,2	0,5	0,9	1,2	5

1) U variant K10 a S20 je přípustná energie nárazu nižší o cca 10 %.

přípustná rychlost nárazu:

$$v_{přip.} = \sqrt{\frac{2 \times E_{přip.}}{m_{vlastní} + m_{zátěž}}}$$

$v_{přip.}$ přípustná rychlost nárazu
 $E_{přip.}$ max. energie nárazu
 $m_{vlastní}$ pohyblivá hmotnost (pohon)
 $m_{zátěž}$ pohybující se užitečná zátěž

upozornění

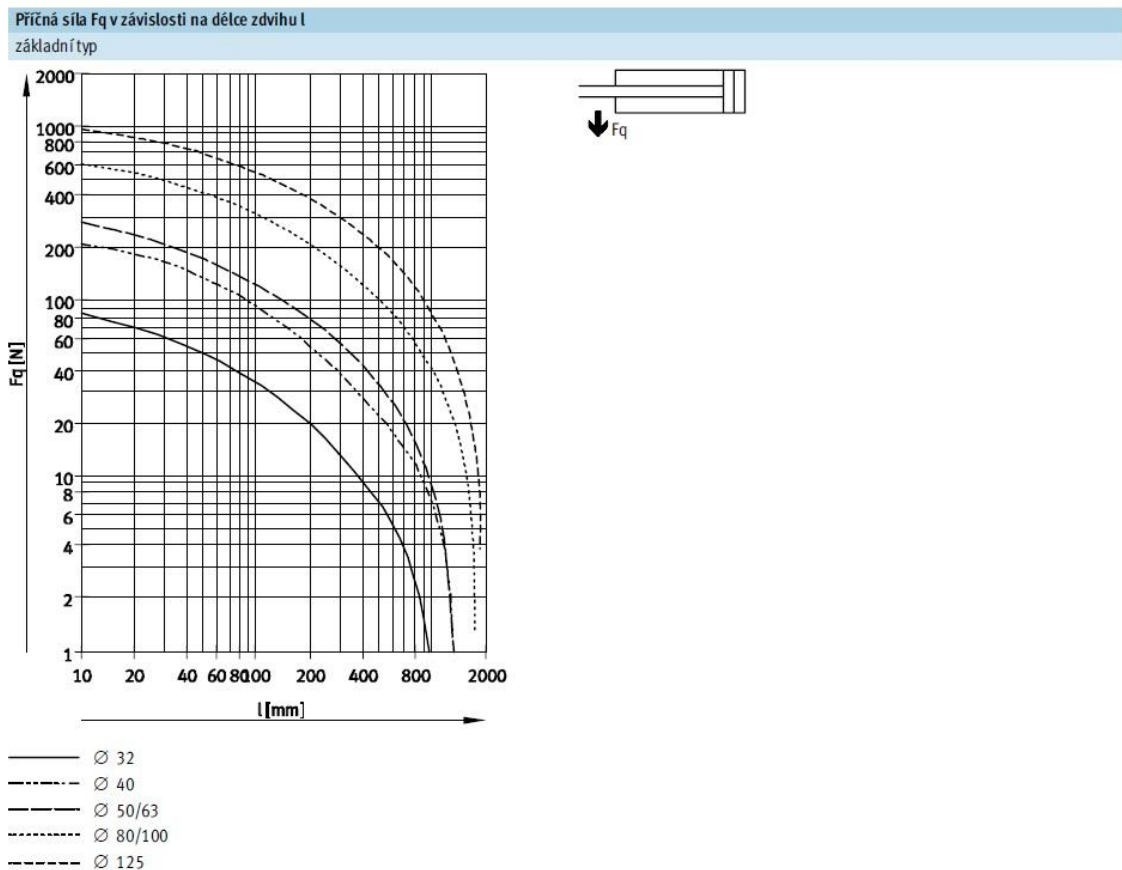
Tyto údaje představují dosažitelné maximální hodnoty. Přitom je nutné dodržet maximální přípustnou energii nárazu.

maximální přípustná hmotnost:

$$m_{zátěž} = \frac{2 \times E_{přip.}}{v^2} - m_{vlastní}$$

Obr. 14.4 Síly a energie [4]

Z grafu na *Obr. 14.5* vyplývá, že pro válec s průměrem válce třicet dva milimetrů a zdvihem sto padesát milimetrů je dovolené příčné zatížení F_q v krajní vysunuté poloze asi šestnáct newtonů. Pro válec se zdvihem dvacet pět milimetrů je maximální příčné zatížení asi sedmdesát newtonů. Ale vzhledem k tomu že jsou oba válce umístěny v lineárním vedení, neměly by na ně příčné síly působit.

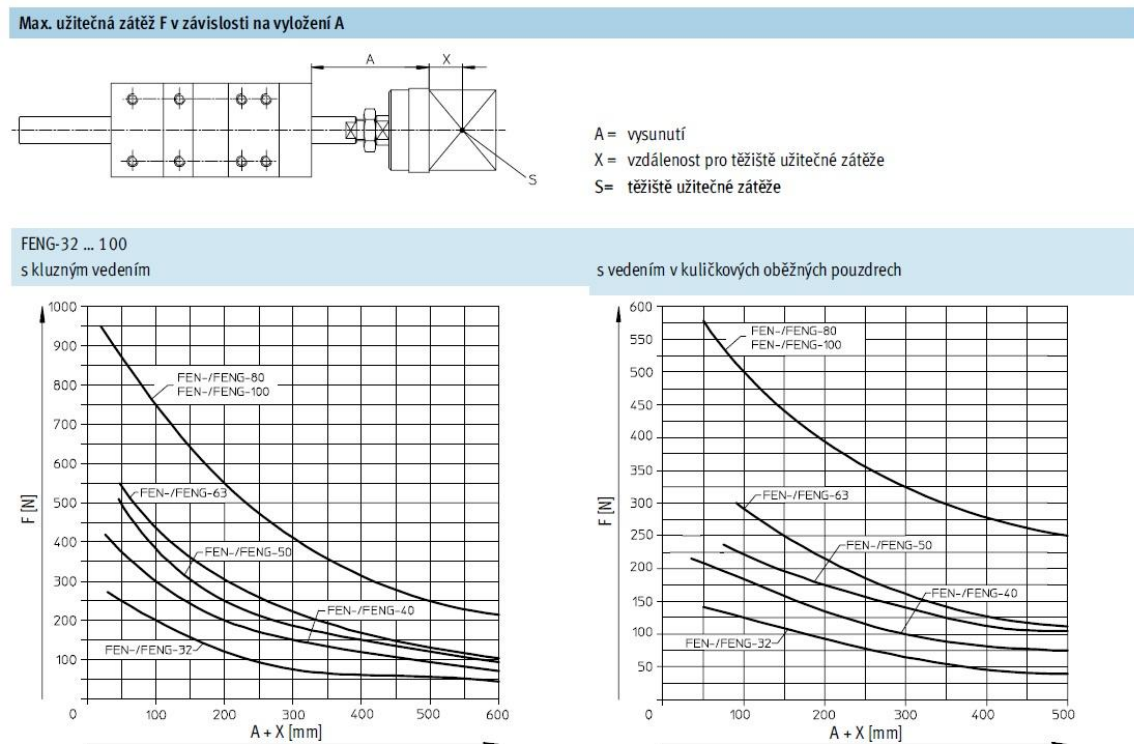


Obr. 14.5 Příčné zatížení válce [4]

14.4 Lineární vedení

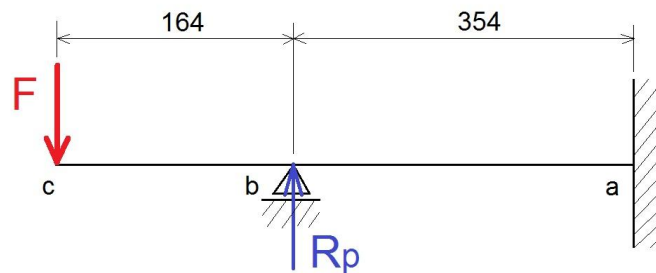
Zvolené lineární vedení řady FENG-32 od firmy Festo je schopné odolávat zátěži v závislosti na vyložení, jak je patrné z grafu na Obr. 14.6.

V našem případě je ale vedení použito tak že se po vodících tyčích pohybují vedení dvě. Navíc jsou vodící tyče ve vzdálenosti tři sta padesáti čtyř milimetrů od základny podepřeny vyráběnou podpěrrou. Proto jsou tyto hodnoty pouze informativní a ke kontrole správné funkce vedení provedeme výpočet posunutí a natočení v bodě c, jak je vidět na Obr. 14.7.



Obr. 14.6 Zátěž vedení [5]

Schéma na Obr. 14.7 je oproti skutečnosti zjednodušeno, úloha je přesto jedenkrát staticky neurčitá. Proto se nejprve spočítá reakce v podpoře R_p (14.10), k výpočtu je použita Vereščaginova metoda výpočtu Mohrova integrálu (14.8). Následně je vypočten průhyb (14.12) a natočení (14.13) v bodě c , stejnou metodou.



Obr. 14.7 Výpočtové schéma

$$v_b = \frac{1}{E \cdot J_z} \cdot \sum_{i=1}^3 A_{Mi} \cdot m_{Ti}^{v_b} = 0 \quad (14.8)$$

$$F = m_2 \cdot g = 3,8 \cdot 9,81 = \underline{37,3} \text{ [N]} \quad (14.9)$$

$$\frac{1}{E \cdot J_z} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot R_p \cdot 354^2 - \frac{1}{6} \cdot F \cdot 164 \cdot 354^2 - \frac{1}{3} \cdot F \cdot (164 + 354) \cdot 354^2 \right) = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_p = \underline{61,3} \text{ [N]} \quad (14.10)$$

$$J_z = 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^4}{64} \right) = 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 12^4}{64} \right) = \underline{2035,7} \quad (14.11)$$

$$v_c = \frac{1}{E \cdot J_z} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot F \cdot 500^3 - \frac{3}{8} \cdot R_p \cdot 354^2 \cdot 500 \right) =$$

$$= \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 2035,7} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot 37,3 \cdot 500^3 - \frac{3}{8} \cdot 61,3 \cdot 354^2 \cdot 500 \right) = \underline{0,27 \text{ mm}} \text{ vyhovuje} \quad (14.12)$$

$$\varphi_c = \frac{1}{E \cdot J_z} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot F \cdot 500^2 - \frac{1}{2} \cdot R_p \cdot 354^2 \right) =$$

$$= \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 2035,7} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 37,3 \cdot 500^2 - \frac{1}{2} \cdot 61,3 \cdot 354^2 \right) = 0,002 \cong \underline{0,115^\circ} \text{ vyhovuje} \quad (14.13)$$

14.5 Vedení rotačního mechanismu

Dvojice vodící kolečko a lišta slouží především k zajištění správné polohy ozubeného hřebene a pastorku rotačního mechanismu. Síly a momenty působící na hřídel mechanismu zachytávají použité ložiska s kosoúhlým stykem. Pro účely našeho výpočtu proto volíme $F_r = F_a = 0,02$ [kN].

Pro výpočet životnosti použitého vodícího kolečka typu FR 10 udává výrobce vztahy (14.14), (14.15), (14.16) na Obr. 14.8.

Die Berechnung muss für die am stärksten belastete Rolle durchgeführt werden.

Die errechneten Werte für die Lebensdauer sind als nominelle Lebensdauer, welche 90% der Rollen erreichen, zu verstehen.

Le calcul doit être fait pour le galet le plus chargé.

Les valeurs calculées sont des valeurs nominales. 90% des galets peuvent obtenir ces valeurs.

The calculation must be done for the roller under the highest load.

The life time values calculated are nominal. 90% of all rollers reach these values.

$$P = F_r + 3 \cdot F_a$$

(kN)

$$P_w = f \cdot P$$

(kN)

$$L = k_r \cdot \left(\frac{C_w}{P_w} \right)^3 \cdot 10^5$$

(m)

Um den Wert L_h in(h) zu bekommen muss dieser mit der durchschnittlichen Geschwindigkeit berechnet werden

Pour recevoir le valeur L_h (h) on doit faire la calculation avec la vitesse moyenne.

A value L_h (h) for life time in hours can be calculated using the average speed of the rollers.

FR	k_r	LR	k_r
10	1.225	10	1.477
15	1.555	15	1.447
20	1.882	20	2.262
25	2.199	25	2.670
35	3.075	35	3.142

Mat: 100Cr6			
FR	C_w (kN)	LR	C_w (kN)
10	10	10	10.8
15	13.4	15	13.1
20	18	20	18
25	27	25	27
35	42	35	43

Mat: X46Cr13			
FR	C_w (kN)	LR	C_w (kN)
10	8.1	10	7.5
15	9.8	15	10
20	13.5	20	13.5
25	20.2	25	20.2
35	32.2	35	31.5

C_w : Basis 10^6 Umdrehungen / à la base de 10^6 rotations / based on 10^6 rotations

F_a : Äussere Axtalkraft pro Rolle (kN)
 F_r : Äussere Radialkraft pro Rolle (kN)
 P : Dynamisch äquivalente Belastung (kN)
 C_w : Dynamische Tragzahl (kN)
 L_h : Nominelle Lebensdauer in(m)
 k_r : Grössenfaktor (-)
 f : Betriebsfaktor (-)

F_a : Force axiale extérieur par galet (kN)
 F_r : Force radiale extérieur par galet (kN)
 P : Charge dynamique équivalente (kN)
 C_w : Charge dynamique de base effective (kN)
 L_h : Durée de vie nominales (m)
 k_r : Facteur dimensionnel (-)
 f : Facteur de charge pour fonctionnement (-)

F_a : External axial force per roller (kN)
 F_r : External radial force per roller (kN)
 P : Equivalent dynamic load (kN)
 C_w : Effective basic dynamic load rating (kN)
 L_h : Nominal life time (m)
 k_r : Size coefficient (-)
 f : Service coefficient (-)

ruhig: 1.0 ... 1.2
mässige Stösse: 1.2 ... 1.5
hohe Ansprüche: 1.5 ... 2.5

doux, sans choc: 1.0 ... 1.2
normale: 1.2 ... 1.5
avec choc et vibrations: 1.5 ... 2.5

smooth: 1.0 ... 1.2
moderate shocks: 1.2 ... 1.5
high stress: 1.5 ... 2.5

Obr. 14.8 Výpočet životnosti [8]



Pro výpočet normální životnosti L [m] (14.16) potřebujeme nejprve spočítat hodnotu ekvivalentního dynamického zatížení P [kN] (14.14), respektive efektivního ekvivalentního zatížení P_w [kN] (14.15).

$$P = F_r + 3 \cdot F_a = 1,2 \cdot 0,02 = \underline{0,08} \text{ [kN]} \quad (14.14)$$

$$P_w = f \cdot P = 1,2 \cdot 0,08 = \underline{0,096} \text{ [kN]} \quad (14.15)$$

$$L = k_r \cdot \left(\frac{C_w}{P_w} \right)^3 \cdot 10^5 = 1,225 \cdot \left(\frac{10}{0,096} \right)^3 \cdot 10^5 = \underline{\underline{1,385 \cdot 10^{11} \text{ [m]}}} \quad (14.16)$$

Z výsledku (14.16) vyplývá, že životnost je dostatečná.

15. Závěr

Cílem práce bylo na základě existujících řešení a poznatků navrhnout manipulátor, který by umožňoval rotační pohyb břemene a to o devadesát stupňů z jedné krajní polohy do druhé. Břemenem je blíže nespecifikovaný ocelový válec o průměru šedesát milimetrů a výšce čtyřicet milimetrů. Rameno rotace má délku dvě stě milimetrů. Celkový čas výměny jsou dvě sekundy. Celý tento rotační manipulátor se má ještě vysouvat a zasouvat do pracovního prostoru o sto padesát milimetrů. Při konstrukčním řešení má být využito principu modulárního řešení.

Úvod práce obsahuje rešerši problematiky malých manipulačních zařízení (podavačů). Při zpracování rešerše byl kladen důraz především na konstrukci rotačních pohybových jednotek a okrajově i na řešení posuvného pohybu. Část rešerše se věnuje i rozboru volby druhu pohonu. K volbě nejvhodnějšího pohonu posloužil výčet jejich výhod a nevýhod. Součástí rešerše je i stručný náhled na nabídku řešení dostupných na trhu.

Poznatky získané v úvodní části práce posloužily v následující kapitole k návrhu možných řešení manipulátoru. Při tvorbě návrhů se dbalo na co největší jednoduchost, například i s ohledem na druh a množství použitých pohonů. Dále následoval výběr nejvhodnější varianty. K němu byla použita metoda vícekriteriálního rozhodování.

Následující část práce byla věnovaná výběru komponentů vhodných k realizaci zvoleného řešení a popisu samotnému řešení. Při výběru dílů bylo například využito kompatibility dílů od stejného výrobce a to se velkou měrou promítlo do samotného řešení. Výsledným řešením je jednoduchý manipulátor, jehož hlavní částí je lineární vícepolohový pneumotor, umístění mezi tyčemi lineárního vedení. Jeden jeho válec zajišťuje výsun celého zařízení a druhý pak pohání rotační mechanismus. V tomto mechanismu je k transformaci pohybu použit ozubený hřeben a pastorek.

Konec práce je věnován kontrolním výpočtům. Při jejich zpracování se vycházelo z podkladů uváděných výrobcí jednotlivých dílů. Z těchto výpočtů vyplývá, že manipulátor splňuje parametry zadání jak na nosnost, tak i na čas výměny. Z konstrukčních důvodů je manipulátor dokonce předimenzován.



16. Seznam příloh

16.1 Seznam výkresů a kusovníků

SESTAVA	BP-0189-00-00-00
KUSOVNÍK	BP-0189-00-00-00-K
RAMENO	BP-0189-00-01-00
ADAPTÉR	BP-0189-00-02-00
PODPĚRA	BP-0189-00-03-00
KULISA	BP-0189-00-00-04
PRST	BP-0189-00-00-05
VÍKO HORNÍ	BP-0189-00-00-06
VÍKO DOLNÍ	BP-0189-00-00-07
HŘÍDEL	BP-0189-00-00-08
KRYT	BP-0189-00-00-09
OBDÉLNÍKOVÝ PROFIL	BP-0189-00-00-10
DISTANČNÍ KROUŽEK 1	BP-0189-00-00-11
DISTANČNÍ KROUŽEK 2	BP-0189-00-00-12

17. Seznam použitého softwaru

Autodesk: Inventor Professional 2013

Festo: Festo PARTdataMANAGER 2015 [7]

18. Seznam literatury

- [1] CHVÁLA, Břetislav; MATIČKA, Robert; TALÁCKO, Jaroslav: Průmyslové roboty a manipulátory: celostátní vysokoškolská učebnice pro skupinu oborů strojírenství a ostatní kovodělná výroba. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1990. 275 s. ISBN 80-03-00361-X.
- [2] SKAŘUPA, Jiří: *Průmyslové roboty a manipulátory* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2007 [cit. 2015-07-06]. ISBN 978-80-248-1522-0. Dostupný z WWW: http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/PRM/Text/Skripta_PRaM.pdf.
- [3] LEINVEBER, Jan; VÁVRA Pavel: *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. vyd. Úvaly: ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2006. 914 s. ISBN 80-7361-033-7.
- [4] Festo, spol. s.r.o. Modřanská 543/76 147 00 Praha 4. *Válce dle norem DNC, ISO 15552 (katalog)* [online]. 2013 [cit. 2015-07-06]. 66 s. Dostupný z WWW: http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/DNC_CZ.PDF.
- [5] Festo, spol. s.r.o. Modřanská 543/76 147 00 Praha 4. *Vodící jednotky FEN/FENG pro válce dle norem (katalog)* [online]. 2007 [cit. 2015-07-06]. 10 s. Dostupný z WWW: http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/FENX_CZ.PDF.



- [6] Festo, spol. s.r.o. Modřanská 543/76, 147 00 Praha 4. *Radiální chapadla DHRS (katalog)* [online]. 2015 [cit. 2015-07-06]. 22 s. Dostupný z WWW: http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/DHRS_CZ.PDF.
- [7] http://www.festo.com/cms/cs_cz/index.htm
- [8] Güdel a.s. Holandská 4, Brno. *Guideways system for medium duty applications (katalog)* [online]. [cit. 2015-07-06]. 86 s. Dostupný z WWW: <http://www.gudel.com/products/mechanical-components/linear-guideways/for-medium-duty-applications/>.
- [9] Güdel a.s. Holandská 4, Brno. *Racks and pinion (katalog)* [online]. [cit. 2015-07-06]. 64 s. Dostupný z WWW: <http://www.gudel.com/products/mechanical-components/rack-and-gears/racks-and-pinions/#/selection>.
- [10] https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/main/index.jsp?is_main=yes&lang=cs&ctry=CZ
- [11] <http://www.kollmorgen.com/en-us/home/>
- [12] <http://www.parker.cz/>