



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

LINEÁRNÍ JEDNOTKA S HYDRAULICKÝM POHONEM PRO ROBOT S PARALELNÍ KINEMATICKOU STRUKTUROU

HYDRAULIC LINEAR DRIVE FOR PARALELL KINEMATICS STRUCTURES OF ROBOTS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JAKUB HRBÁČEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. RADEK KNOFLÍČEK, Dr.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jakub Hrbáček

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

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 diplomové práce:

Lineární jednotka s hydraulickým pohonem pro robot s paralelní kinematickou strukturou

v anglickém jazyce:

Hydraulic linear drive for parallel kinematics structures of robots

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

1. Úvod do konstrukce a aplikace průmyslových robotů s paralelní kinematickou strukturou (PKS)
 - rozdíly mezi sériovou a PKS
2. Návrh konstrukce lineární jednotky s hydraulickým pohonem s těmito základními technickými parametry:
 - největší tlačná a tažná síla 1200 N
 - největší přídržná síla 800 N
 - zdvih 450 mm
 - přímočará rychost při zátěži / naprázdno: 25 / 100 mm/sec.
 - hnací lineární hydromotor se vstupním tlakem 60 MPa
3. Potřebné výpočty konstrukčního návrhu (dimenzování převodu a pohonné jednotky)
4. Sestavní výkresy a vybrané dílenské výkresy
5. Závěr a vyhodnocení vlastností nové konstrukce lineární jednotky

Cíle diplomové práce:

Cíle je získat přehled o rozdílech mezi sériovou a PKS robotů, které jsou novým typem v robotice. Na základě historického vývoje je možné uvést jejich základní principy konstrukce a aplikace, schémata a vyobrazení.

Konstrukční návrh lineární jednotky je základním stavebním uzlem pro PKS robotu se třemi až šesti rameny (tripody až hexapody)

Seznam odborné literatury:

1. Merlet J. P.: Paralell robots, Kluwer academic publishers, London, 2000, ISBN 0-7923-6308-6
2. Skařupa J., Mostýn V.: Teorie průmyslových robotů, VIENALA Košuce, 2001, ISBN 80-88922-35-6
3. Valášek M.: Mechatronika, Vydavatelství ČVUT Praha, 1996, ISBN 80-01-01276-X
4. Knoflíček R., Plšek L.: Paralelní kinematické struktury výrobních strojů a průmyslových robotů, přednáška projektu Erasmus, FSI VUT Brno, 2006

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 26.11.2010

L.S.

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

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá návrhem lineární jednotky s hydraulickým pohonem pro roboty s paralelní kinematickou strukturou, který není pro tyto typy robotů standardně používán.

Rešeršní část se zabývá moderními aplikacemi těchto robotů v praxi a možnými konstrukčními prvky, konvenčními i nekonvenčními.

Diplomová práce dále popisuje postup konstrukce hydraulického pohonu. Nejdříve je navrhnut lineární hydromotor a dále celý hydraulický obvod. Celý pohon je zpracován v příslušném softwarovém programu jako 3D model, z něhož je vypracována výkresová dokumentace částí určených vedoucím práce.

Abstract

This master's thesis deals with the design of hydraulic linear drive for parallel kinematics structures of robots, which is not standardly used for these kind of robots.

In the part of background research it deals with modern applications of these robots in profession and possible construction components, conventional or nonconventional ones.

The master's thesis further describes the procedure of construction the hydraulic drive. At first the linear hydromotor is designed and further the whole hydraulic circuit. The whole drive is processed in appropriate software program as a 3D model, from witch the assembly drawings is worked out.

Klíčová slova

Hydraulický pohon, robot, paralelní kinematická struktura, lineární hydromotor

Keywords

Hydraulic drive, robot, parallel kinematics structures, linear hydromotor

Bibliografická citace

HRBÁČEK, J. *Lineární jednotka s hydraulickým pohonem pro robot s paralelní kinematickou strukturou*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 69 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr..

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jen pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použité literatury.

V Brně dne 27.5.2011

Podpis:

Poděkování

Děkuji tímto vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Radku Knoflíčkovi, Dr. za poskytnuté rady a připomínky k této práci.

Obsah	
1	Úvod..... 16
2	Úvod do konstrukce a aplikace průmyslových robotů s paralelní kinematickou strukturou (PKS) – rozdíly mezi sériovou a PKS..... 17
2.1	Historie..... 17
2.2	Konstrukce průmyslových robotů s paralelní kinematickou strukturou 18
2.2.1	Konstrukční prvky 20
2.2.2	Stewartova plošina 25
2.2.3	Paralelní delta roboty..... 25
2.2.4	Tricept 26
2.3	Aplikace průmyslových robotů s paralelní kinematickou strukturou ... 27
2.3.1	ABB IRB 360 27
2.3.2	Fanuc F-200iB 29
2.3.3	PKM tricept..... 31
2.3.4	Fanuc M-1iA 35
2.3.5	Fanuc M-3iA 37
2.4	Rozdíly mezi sériovou a paralelní kinematickou strukturou 39
2.4.1	Konstrukční rozdíly 39
2.4.2	Rozdíly z hlediska vykonávané funkce 40
2.4.3	Rozdíly z hlediska řízení..... 40
3	Návrh konstrukce lineární jednotky s hydraulickým pohonem 41
3.1	Výpočet pístnice 41
3.2	Výpočet pístu 47
3.3	Výpočet válce 49
3.4	Volba rozměrů pro těsnící elementy..... 52
3.4.1	Obecné pokyny pro konstrukci 52
3.4.2	Volba těsnění pístu..... 53
3.4.3	Volba těsnění pístnice 55
3.5	Výpočty pro hydraulický obvod..... 59
3.6	Návrh hydraulického obvodu..... 61
3.7	Výsledné modely nového konstrukčních návrhů..... 62
4	Závěr 63
5	Použitá literatura 64
6	Seznam obrázků..... 66
7	Seznam příloh 68




1 Úvod

Obecně paralelní kinematické struktury v konstrukcích výrobních strojů, průmyslových robotů a manipulátorů zažívají v dnešní době velký vzestup. Ačkoliv jsou tyto kinematické struktury z historického hlediska poměrně dlouho známé, tak se doposud nevyužil jejich potenciál. Jen zřídka kdy jsou pro běžného člověka přístupné, není to tím, že by se nedaly využít při funkcích běžně vykonávaných jinými stroji, je to hlavně tím, že doposud je jejich konstrukce a použití velice drahé, omezené a z různých hledisek i nepraktické. V literaturách jsou běžně označovány jako nekonvenční stroje, i to má možná za následek určitý odstup při jejich použití, či nahrazení jiných běžně používaných strojů. Neustále se objevují nové aplikace, ve kterých tyto stroje excelují a ve kterých nemají konkurenci. Ale bohužel se také objevují případy, ve kterých kdysi neměli konkurenci a nyní jsou nahrazovány opět klasickými kinematickými strukturami s otevřenou topologií, například v použití výrobních strojů.

Hlavní myšlenka v jejich konstrukci a použití plyne z výhody použití lineárních pohonů, jejich minimálnímu namáhání na ohyb, velké nosnosti a tuhosti. Což je velice zajímavé z toho hlediska, že z jejich nejznámějších zástupců jsou tzv. delta roboty, které těchto výhod využívají jen minimálně.

Některé lineární pohony vynikají v mnoha věcech oproti rotačním pohonům a tato skutečnost se uplatňuje i v konstrukci strojů s lineárními pohony. Asi hlavní výhodou některých druhů lineárních pohonů je způsob výroby, cena a hmotnost. Například výroba lineárních hydraulických motorů není tak náročná na výrobní technologie, jako např. výroba rotačních axiálních pístových hydromotorů. Už jen skutečnost, že účinnost hydraulických motorů je negativně ovlivněna průsaky hydraulické kapaliny. Proto při konstrukci pístových rotačních hydromotorů musí být voleno uložení pístů ve válcích co nejpřesněji tak, aby při jejich pohybu vznikaly co nejmenší štěrbiny a na druhou stranu aby byl co nejmenší styk mezi pístem a válcem, což ovlivňuje jak životnost jejich ocelových částí, tak i znečištění hydraulické kapaliny.

Cílem této práce je vytvořit návrh lineárního pohonu tak, aby vyhovoval hlavní myšlence jejich použití v robotice. Tj. aby jeho výroba byla co nejekonomičtější, použití nejpraktičtější a konstrukční prvky co nejjednodušší.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 17
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

2 Úvod do konstrukce a aplikace průmyslových robotů s paralelní kinematickou strukturou (PKS) – rozdíly mezi sériovou a PKS

2.1 Historie

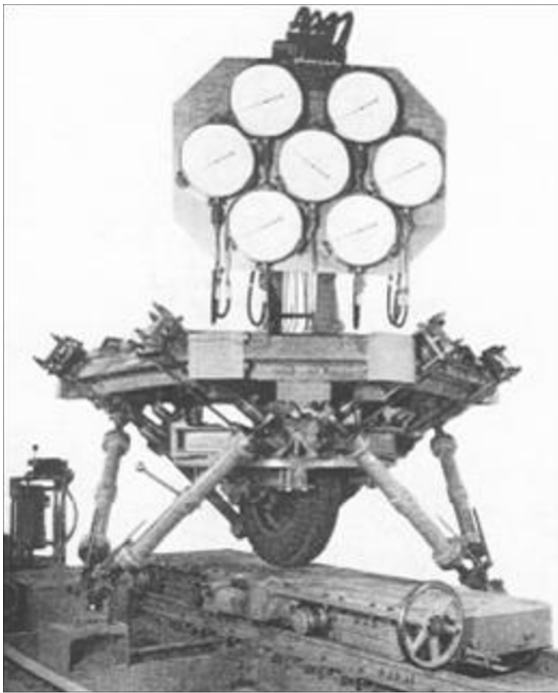
Historie těchto napohled zajímavých mechanismů začíná mnohem dříve, než by se zdálo. V [8] je uvedeno, že už v roce 1645 byly zmíněny některé problémy, týkající se právě paralelních mechanismů, jedním z nejslavnějších anglických architektů své doby, Sirem Christopherem Wrenem. Dále francouzským matematikem Augustinem Louistem Cauchym v roce 1813, který studoval jejich tuhost, následně pak v roce 1867 dalším francouzským matematikem Henrim Léonem Lebesguem a v roce 1897 opět francouzem Raoulem Bricardem.

Dále je v [8] uvedeno, že první zmínky o praktických využitích strojů s paralelní kinematickou strukturou, které jsou dochované, pochází z roku 1928, kdy byla přihlášena k patentování pohyblivá plošina Jamesem E. Gwinnettem. Tato plošina měla být uplatněna převážně v zábavním průmyslu. Byl to vlastně první doložený důkaz o úmyslu použití těchto mechanismů v praxi, ale nikdy se nezjistilo, zda byl vůbec sestaven.

S dalším návrhem přišli později Arthur a William Pollardovi, otec a syn. Navrhli paralelní robot pro stříkání nátěrových hmot. Robot se skládal ze tří dvoudílných ramen a měl 5 stupňů volnosti. Patent tohoto robotu byl vydán 16. června roku 1942. Ovládání robotu měl zajišťovat řídicí systém navržený právě Williamem Pollardem, který byl taktéž patentován. Tento robot však nebyl také nikdy sestaven [8].

Ale za pravou revoluci v rozvoji mechanismů s paralelní kinematickou strukturou mohl zcela jistě britský inženýr Eric Ghogh, který pracoval jako automobilový inženýr v továrně Dunlop tyres v Birminghamu [17]. Eric navrhl tento mechanismus kolem roku 1950 a uvedl jej do provozu v roce 1954. Přístroj umožňoval univerzální testování náprav. Jednalo se o mechanické namáhání pneumatik proměnným zatížením, které simulovalo přistávání letadla. Přístroji se také říkalo univerzální výstroj. Po jeho smrti se přístroj používal i nadále, až do osmdesátých let dvacátého století, kdy byla továrna uzavřena. Jeho přístroj byl však zachráněn a převezen do skladu londýnského technického muzea ve Wroughtonu.

Ačkoliv byl tento mechanismus navržen Ericem Ghoghem, tak se mu dnes připisuje spíše název Stewartova plošina, protože to byl právě dr. Stewart, který uveřejnil konstrukci a popsal vlastnosti tohoto šestiramenného mechanismu. Stewartova konstrukce byla použita jako podpěra k leteckému simulátoru. Těmto šestiramenným Stewartovým plošinám se také říká hexapody, přeloženo jako: „mít šest nohou.“ Více o historii např. v lit. [8], [17].



Obr. 1: Ghogův manipulátor [11]



Obr. 2: Stewartova plošina [16]

2.2 Konstrukce průmyslových robotů s paralelní kinematickou strukturou

Název paralelní kinematika byl odvozen z konstrukčního uspořádání pohonů. Jedná se o kinematický řetězec, který je se základním tělesem, neboli rámem, propojen více než jedním lineárním pohonem. Jelikož jsou tyto pohony zapojeny vedle sebe, jedná se tak o paralelní uspořádání pohonů vůči koncovému efektoru. Pohony mají proměnlivou délku, konstrukčně je to řešeno například uložením lineárních hydraulických motorů, pohybovým šroubem nebo klikovým mechanismem v kloubech o dvou a více stupních volnosti (jedná se o dvě na sebe kolmé rotace). Používají se i ramena s pevnou délkou, ty jsou ale uloženy v přídatných hlavách s posuvnými čepy [6]. Díky tomuto principu je umožněno lepší využití lineárních pohonů. V dnešní době se také používají roboty s klikovými mechanismy, které jsou složeny z více sériově spojených prutů o konstantní délce. Tyto jsou však zatěžovány navíc ohybem, přesto i tyto konstrukce mají dnes své uplatnění v průmyslu.

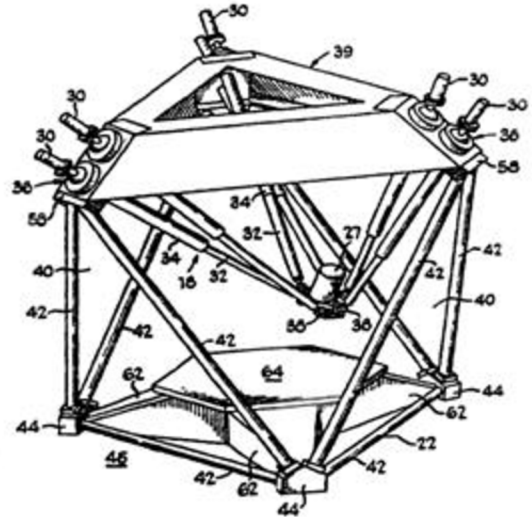
Podle počtu ramen uchycených mezi základní plošinou a koncovou plošinou nebo pracovním bodem, rozdělujeme tyto roboty podle [7] na:

- bipody, biglidy (obsahují dvě ramena)
- tripody, triglidy (obsahují tři ramena)
- hexapody, hexaglidy (obsahují šest ramen)
- oktahedrální hexapody (osmiramenné manipulátory)

Nejsou to však jediné možnosti konstrukce. Objevuje se jich více s různými počty pohonů. Uvedené rozdělení je pro nejvíce používané konstrukce paralelních robotů.

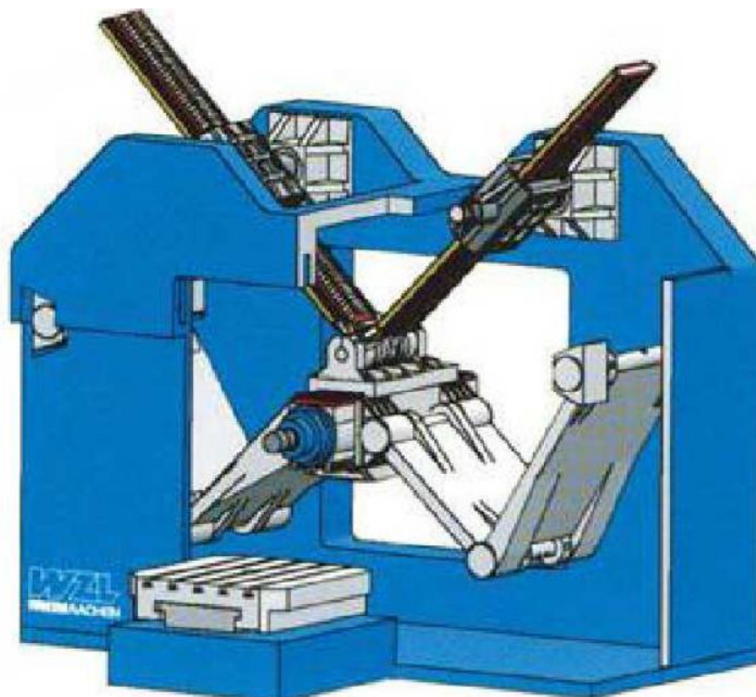


Obr. 3: Tricept [9]



Obr. 4: Oktahedrání hexapod [11]

Při použití obou druhů kinematik, jak sériové, tak paralelní, dostáváme tzv. smíšenou kinematiku [7]. Její použití a konstrukce je zřejmá z obr. 5, kde se jedná o spojení bipodu s podpěrnými rameny a pohybu vyvozeného s pojezdu suportu. Tento stroj je využíván na tříosé frézování. Servopodpory zajistí pohyb ve dvou osách, mají tedy dva stupně volnosti a třetí pohyb může být vyvozen například z pohybu suportu stroje nebo pohybu celého stroje vůči uchycenému obrobku.



Obr. 5: Dyna-M [7]

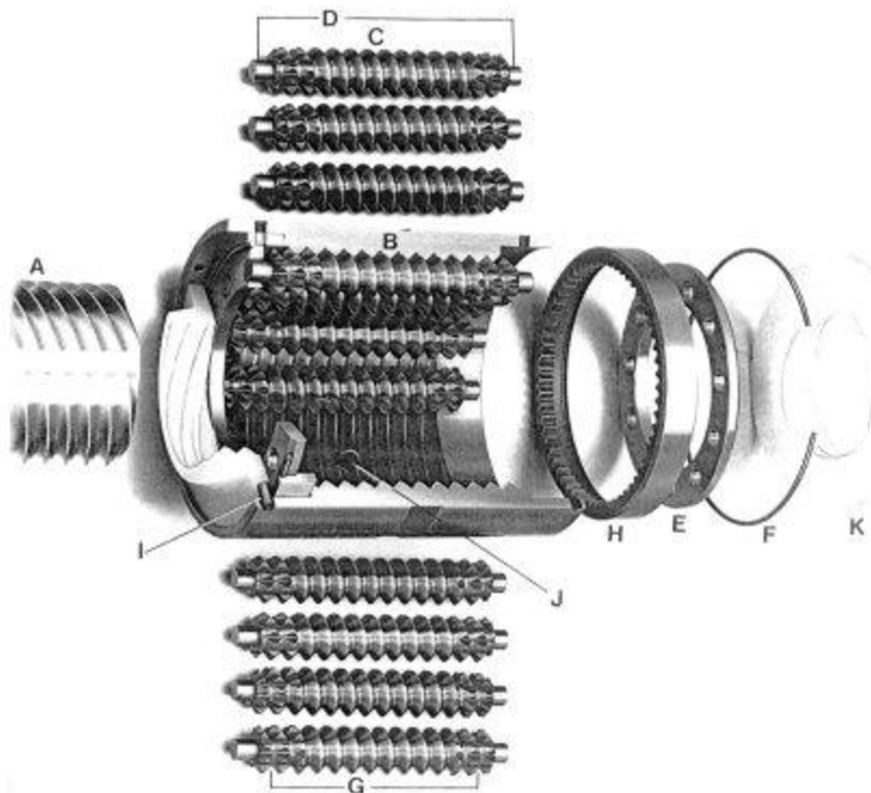


Konstrukce paralelní kinematiky oproti sériové kinematické struktuře, obecněji soustavám s otevřenou topologií, mají výborné dynamické vlastnosti. Nevyžadují velkou základnu pro stabilitu, jsou jednoduše sestavovány a na ramena nepůsobí ohybové momenty. Je tak dosaženo struktury rámu s minimálním použitím materiálu a s dostatečnou tuhostí, což zmenšuje nepřesnost polohování ovlivněnou pružností materiálu [7]. Při použití těchto mechanismů v konstrukci obráběcích strojů, je velikost hmotnosti strojů s paralelní kinematickou strukturou až pětkrát menší, než hmotnost klasických strojů s otevřenou sériovou kinematickou strukturou.

2.2.1 Konstrukční prvky

V této kapitole jsou uvedeny konstrukční prvky, které jsou běžně používány v návrhu lineárních pohonů a robotů s paralelní kinematickou strukturou.

Válečkové šrouby jsou mechanismy s vysokou účinností, které byly navrženy na konci čtyřicátých let dvacátého století. Jejich výrobní proces je složitější než u kuličkových šroubů, ale mají i určité výhody.

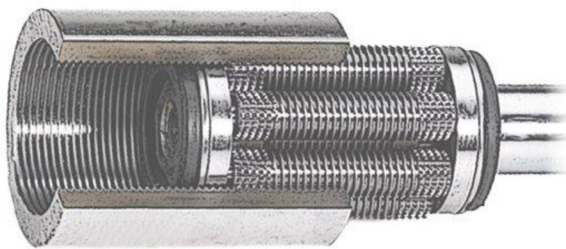


Obr. 6: Konstrukce válečkového šroubu [10]



- | | |
|--------------------------------------|-------------------------------------|
| A - hřídel šroubu | B - matice |
| C - váleček se závitem | D - svazek válečků |
| E - planetární uložení válečků | F - přídržný prstenec |
| G - synchronizační ozubení (váleček) | H - synchronizační ozubení (matice) |
| I - přídržný prstenec | J - domazávání |
| K - stírací uzávěr | |

Válečkové šrouby se vyrábí ve více verzích. Jedna z nich, klasická, je na obr. 8 a další provedení je tzv. invertovaný válečkový šroub na obr. 7, kdy je synchronizační ozubení na hřídeli šroubu. Tato invertovaná koncepce byla navržena až o 50 let později než klasická.



Obr. 7: Invertovaný válečkový šroub [10]



Obr. 8: Klasický válečkový šroub [10]

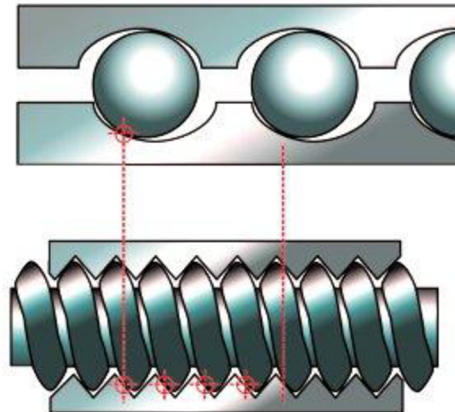
Kuličkový šroub převádí rotační na translační pohyb pomocí kuliček, které pomocí deflektorů obíhají v kuličkové matici. Je několik druhů provedení profilů drážek pro kuličky, které se liší jen kontaktní plochou mezi kuličkami a maticí se šroubem [7]:

- Gotický profil
 - Nejčastěji používané, vysoká přesnost, možnost vymezení vůle a předepnutí
- Kruhový profil
 - Jednodušší výroba, horší účinnost, větší zatížení kuliček vlivem menší kontaktní plochy

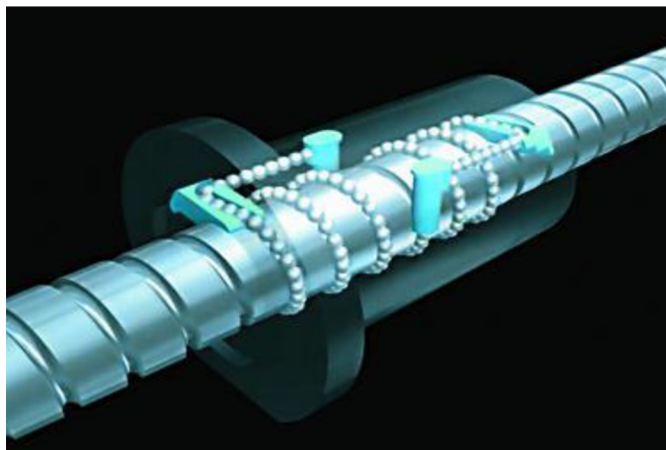
Šrouby se brousí nebo válcují, tomu taky odpovídá přesnost. Válcované šrouby mají menší přesnost.



DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 9: Rozdíl kontaktních ploch kuličkového a válečkového šroubu [10].



Obr. 10: Pohled maticí kuličkového šroubu [4]

Používá se také více druhů kuličkových matic, např. z důvodu vymezení vůle. Několik druhů způsobu vymezení vůle podle [7]:

- Vymezovací kroužek
 - Pomocí podložky je nastaveno předpětí mezi dvěma částmi matice
- Pružina
 - Předepnutí je realizováno pomocí pružiny
- Rozdílné stoupání závitů matice a šroubu
- Výběrem kuliček

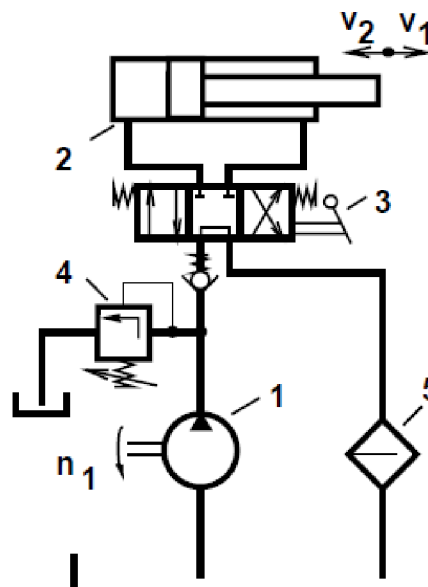
Další podrobnosti, viz. [7].

Jedna z nejzajímavějších variant konstrukce lineárního pohonu je zcela určitě použití hydraulického lineárního motoru, též nazývaného jako hydraulický válec nebo přímočarý hydromotor. Není to jen tím, že obecně velikosti hydraulických motorů oproti elektromotorům o stejných výkonech jsou podstatně menší, ale i nepřítomností mechanických převodů nebo nutností vymezení vůle, alespoň co se lineárního hydraulického motoru týče. Nositelem energie v těchto mechanismech je tekutina a využívá se hlavně energie tlakové. Jedná se tedy o hydrostatický mechanismus.



Obr. 11: Řez hydraulickým přímočarým motorem

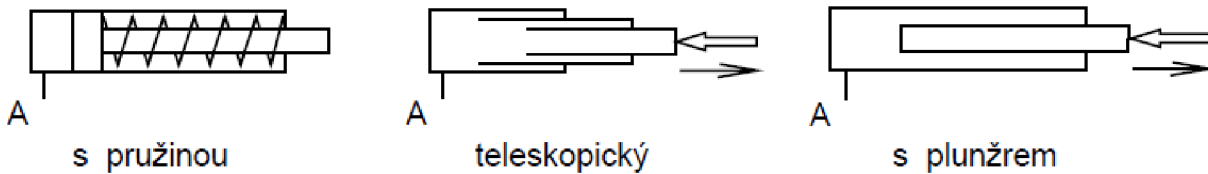
Přímočarý hydromotor bývá nejčastěji výkonovým prvkem otevřených hydraulických obvodů [15]. To jsou obvody, ve kterých se pracovní kapalina vrací po každém pracovním cyklu zpět do nádrže. Jedna z výhod těchto obvodů je lepší chlazení pracovní kapaliny, dále její menší namáhání tlakem a teplotou. Nevýhodou je hydraulická nádrž, která má minimálně obsah dvou, až čtyřnásobně větší, než je minutový průtok čerpadla.



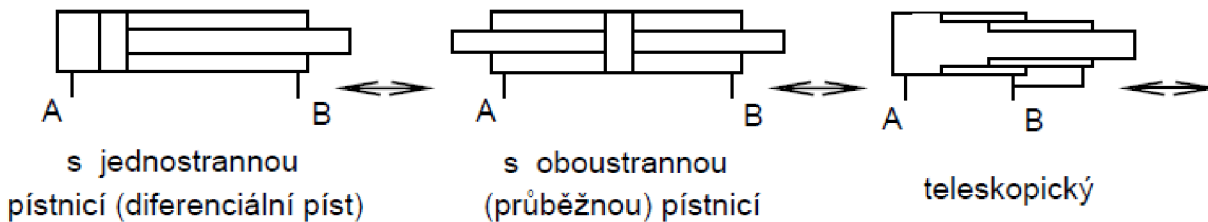
Obr. 12: Otevřený hydraulický obvod [12]

Podle pohybu vykonávaného motorem se jejich konstrukce dá rozdělit na [15]:

- Motory s přímočarým pohybem
- Motory s kyvným pohybem
- Motory s rotačním pohybem



Obr. 13: Konstrukce jednočinných hydromotorů [12]

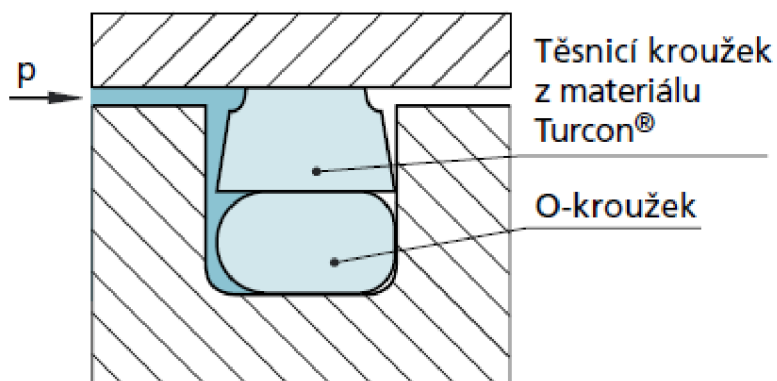


Obr. 14: Konstrukce dvočinných hydromotorů [12]

Přímočaré motory dále dělíme podle [12] na:

- Motory jednočinné
 - S pístem a pístnicí
 - S plunžrem
 - Teleskopické
- Motory dvočinné
 - S jednostrannou pístnicí
 - S průběžnou pístnicí
 - Teleskopické

Mezi nejdůležitější konstrukční prvky hydraulických válců patří těsnění [14]. Závisí na něm účinnost, spolehlivost funkce, třecí síly, dosažitelné zrychlení a maximální rychlost pohybu pístu.



Obr. 15: Těsnění pístu z moderních materiálů [14]



2.2.2 Stewartova plošina

Je to koncepce paralelní kinematické struktury definovaná Erikem Ghogem a dr. Stewartem. K lineárnímu pohonu je např. použit převod rotačního pohybu elektrického servopohonu na pohyb lineární pomocí kuličkového šroubu. Tento princip je použit pro všech šest pohonů, které tvoří trojúhelníkovou strukturu, která má větší tuhost. Robot má šest stupňů volnosti

$$i = (n - 1) \cdot i_v - \left(\sum \xi - \eta \right) \quad (2.1)$$

$$i = (14 - 1) \cdot 6 - (3 \cdot (4 \cdot 6)) = 6$$



Obr. 16: Model hexapodu [17]

i – počet stupňů volnosti soustavy

η – počet omezených deformačních parametrů

i_v – počet stupňů volnosti volného tělesa

$\sum \xi$ - počet stupňů volnosti odebraných vazbami

$(n-1)$ – počet těles bez základního tělesa

Tento zjednodušený model robotu má šest stupňů volnosti v prostoru. Z hlediska konstrukce se skládá ze čtrnácti těles, dvanácti křížových kloubů (umožňují dvě současné rotace, odebírají čtyři stupně volnosti) a šest rotačně translačních vazeb (umožňují současnou jednu rotaci a jednu translaci, odebírají čtyři stupně volnosti).

2.2.3 Paralelní delta roboty

Konstrukce těchto robotů není klasická, je to dáno tím, že jejich ramena nejsou běžnými lineárními pohony, ale jsou složená ze dvou prutových částí s konstantní délkou, které jsou sériově spojeny rotačními nebo křížovými vazbami v klikový mechanismus vyvolávající přímočarý pohyb pomocí rotací. Proměnlivost vzdálenosti a tím i nastavení koncového efektoru vůči základně je dáno změnou úhlu mezi dvěma pruty v ramenech robotu. Druhý prutový prvek ramen, který není spojen se základním rámem, ale s koncovým efektořem, je navíc nahrazen paralelogramem. Výhodou je hledisko orientace, protože koncový efektor je orientován při jakémkoliv pohybu rovnoběžně se základním rámem a často i s dopravníkem s kterým pracuje. Nevýhodou tohoto konstrukčního řešení je, že části ramen spojené se základním rámem jsou namáhány i na ohyb. Tyto roboty se používají hlavně při manipulaci s lehkými objekty. Jejich hlavní výhodou je velká rychlost, velké zrychlení, malá



hmotnost a jednoduchost čištění svých součástí [1]. Nevýhodou je pak nízká nosnost a pracovní rozsah.

$$i = (8 - 1) \cdot 6 - (3 \cdot 5 + 4 \cdot 6) = 3(+1) = 4$$



Obr. 17: Model delta robotu [1]

Mechanismus má tři stupně volnosti v prostoru. Z hlediska konstrukce se skládá z osmi těles, šesti křížových kloubů (umožňují dvě současné rotace, odebírají čtyři stupně volnosti) a třech rotačních kloubů (umožňují jen jednu rotaci, odebírají pět stupňů volnosti). Při výpočtu byl použit zjednodušený model bez paralelogramů, které byly nahrazeny křížovými klouby.

V konstrukci tohoto druhu robotů se také používají varianty se čtyřmi stupni volnosti. Čtvrtý stupeň volnosti je vyvozen pomocí pohyblivého ramena, které je situováno mezi rameny, uprostřed robotu. Zaručuje rotaci koncového efektoru kolem osy kolmé na rovinu základního rámu.

2.2.4 Tricept

Topologie těchto robotů je hybridní. Prostřední rameno se sériovou kinematikou je polohováno v prostoru pomocí tří paralelních přímočarých pohonů. Na prostředním ramenu jsou dva sériově zapojené rotační pohony, které nezasahují do paralelní kinematiky manipulátoru. Pomocí paralelních pohonů má robot tři stupně volnosti. Prostřední rameno je uchyceno k rámu křížovým kloubem opatřeným lineární vazbou, tzn. díky dvěma rotacím a jedné translaci je vymezen pohyb ramena v prostoru, ale ne jeho natočení. Celkem má tedy manipulátor pět stupňů volnosti.

$$i = 6 \cdot (5 - 1) - (4 \cdot 3 + 3 \cdot 3) = 3(+2) = 5$$



Obr. 18: Model Triceptu [9]

2.3 Aplikace průmyslových robotů s paralelní kinematickou strukturou

2.3.1 ABB IRB 360

Robot IRB 360 od firmy ABB používán v potravinářském průmyslu jako robot vyšší generace, který za pomoci kamer manipuluje s různými předměty.

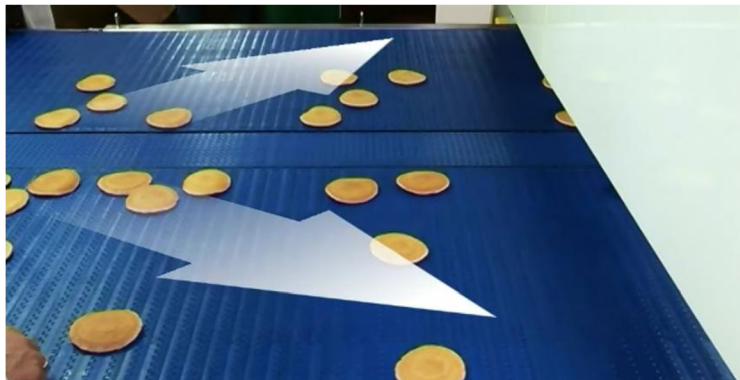


Obr. 19: IRB 360 [1]

Názorným příkladem jejich aplikací je využití těchto robotů v anglické firmě Honeytop Speciality Foods Ltd, kde pomáhají zlepšit produktivitu a hygienické podmínky [1].

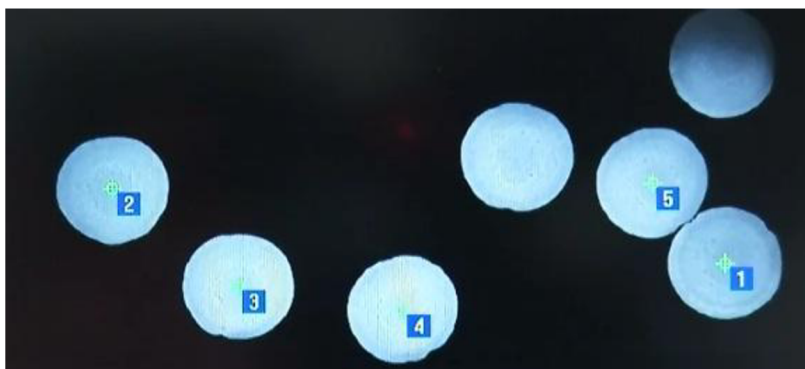


- a. Po uvaření jsou palačinky umístěny na dlouhý dopravník ke snížení velikosti jejich teploty na teplotu pokojovou.
- b. Než se dostanou palačinky do robotické ohrady, tak je rozdělovač odsune na boční strany centrálního dopravníku, viz. obr. 20 a pracovníci zkontrolují jejich konzistenci. Centrální dopravník se skládá ze tří dopravníků umístěných vedle sebe, kde dva krajní dopravníky jsou širší a pomalejší.

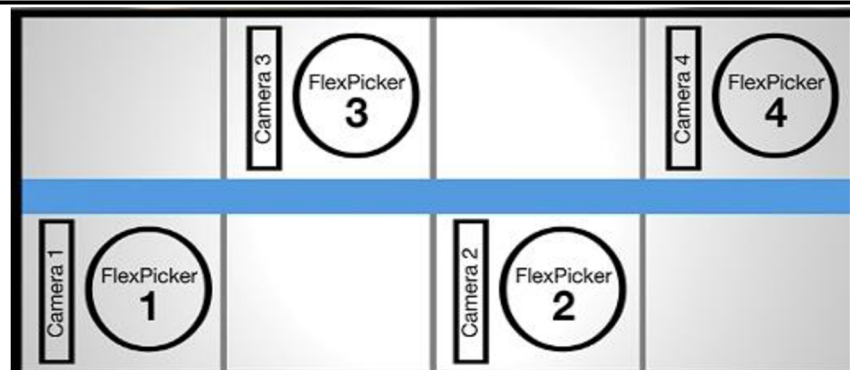


Obr. 20: Centrální dopravník [1]

- c. Robotická ohrada se skládá ze čtyř robotických buněk, viz. obr. 22. Roboty přemísťují palačinky ze dvou krajních dopravníků na prostřední rychlejší dopravník do požadovaných sad. Pozice palačinek jsou robotům známy díky kamerám umístěným před nimi. Systém byl vylepšen tak, aby bylo robotům umožněno uchopovat palačinky umístěné na sobě, ukládat palačinky na sebe a odkládat dočasně palačinky na polici. Tím se předchází vyjždění nekompletních sad palačinek v jednom balení z robotické ohrady, čili k redukci zmetkovitosti.



Obr. 21: Kamerové vidění [1]



Obr. 22: Robotické buňky [1]

Tímto systémem je možné uspořádat až 400 palačinek za minutu, tím se snížil pracovní čas o 20% a zvýší užitečný náklad o 50% [1].

Tento robot se tedy využívá hlavně v potravinářském průmyslu, a to jako manipulátor s potravinami. Jednoduchost těchto robotů však není jen v konstrukci, ale i v jejich řízení, protože tyto typy robotů je dnes už možné řídit v reálném čase pomocí programovacího jazyka java. Zvláštností je, že roboty řady IRB mohou dosáhnout zrychlení až 10g, což je v přepočtu asi 98,1 m/s².

2.3.2 Fanuc F-200iB



Obr. 23: Fanuc F-200iB [2]

Tento šestiosý paralelní robot má nosnost až 100 kilogramů, opakovatelnost 0,1 milimetrů a může být připevněn k zemi, stropu nebo ke stěně [2]. Jeho vlastní hmotnost je 190 kilogramů a vertikální dosah až 1040 milimetrů. Maximální rychlost



vertikální je 300 mm/s a horizontální 1500 mm/s. Je vhodný k manipulaci s lehkými až středně těžkými objekty, k obrábění, řezání, a další [2]. Jeho pohony jsou elektrické servomotory a lineární pohyb ramen je zajištěn kuličkovými šrouby bez harmonických převodů pro větší tuhost. Je navržen pro aplikace vyžadující extrémní tuhost a malou opakovatelnost.



Obr. 24: F-200iB při obrábění [2]

Výrobce jej dále doporučuje pro tyto aplikace [2]:

- Kompaktní robotické svařování
- Šroubování
- Řezání, broušení, odjehlování, leštění, válcování
- Svařování podstavců
- Zvedání a umístění vozidla
- Nanášení
- Zakládání, polohování dílů



2.3.3 PKM tricept

Španělská firma PKMtricept SL nabízí několik druhů triceptů pro různé aplikace v průmyslu. Stala se jedinou firmou vlastnící patenty, obchodní známky, loga, výkresy, software a další náležitosti produktů Tricept. Nabízí tyto modely [9]:

- Tricept T605
- Tricept T606
- Tricept T805
- Tricept T9000



Obr. 25: Tricept T605 [9]



Obr. 26: Tricept T606 [9]



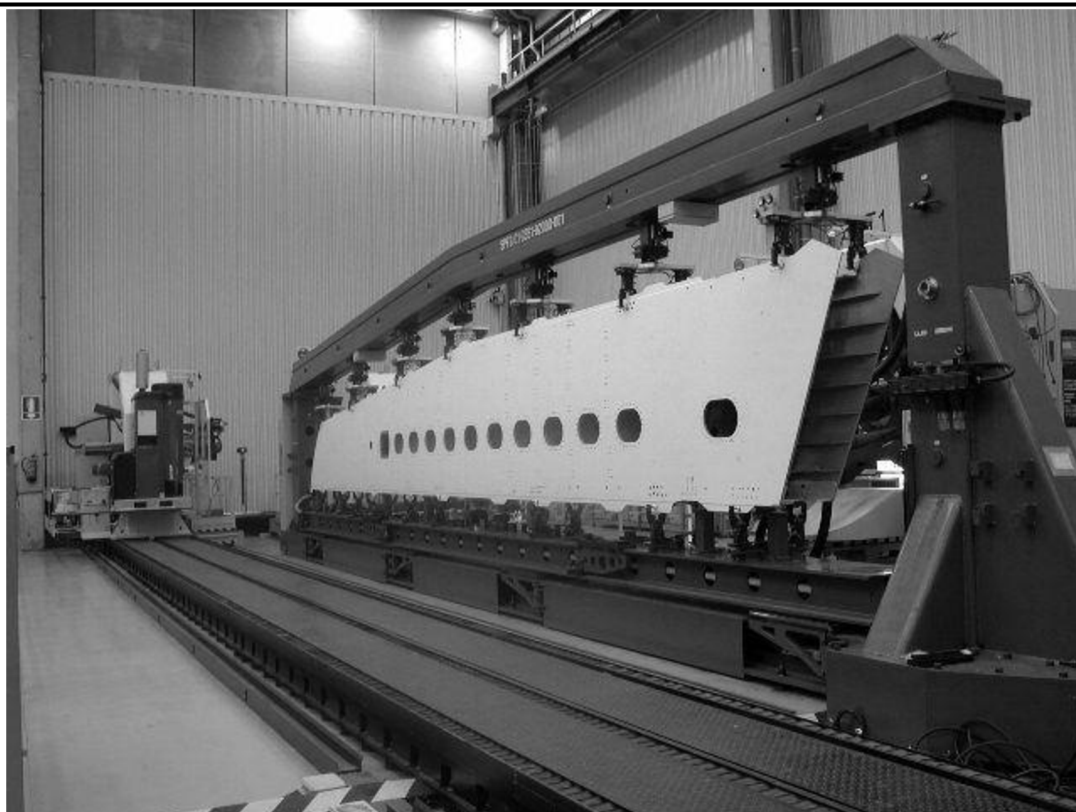
Obr. 27: Tricept T9000 [9]



Obr. 28: Tricept T805 [9]

Tricepty T805 jsou používány k různým aplikacím [9]:

- Výroba v leteckém průmyslu
 - za pomoci dopravníků jsou prováděny technologie vrtání a zahlubování



Obr. 29 Tricepty T805 v letectví [9]

- Odjehlování



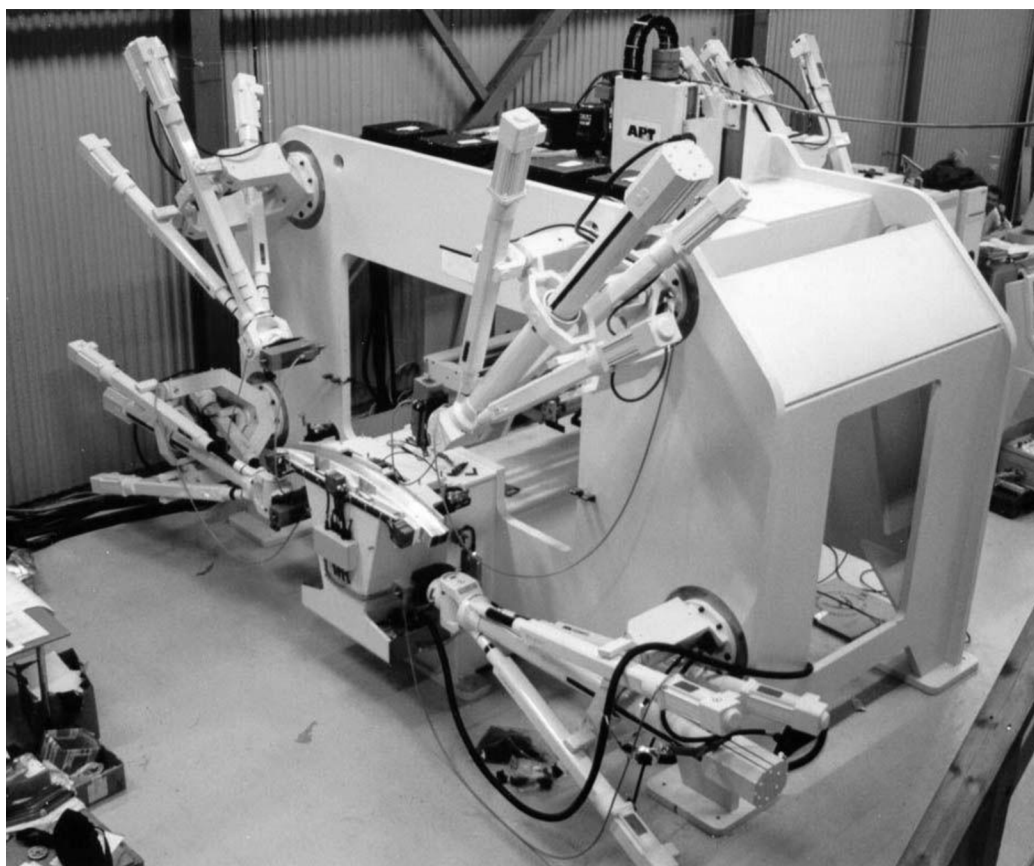
Obr. 30: Odjehlování bloku motoru [9]

- Frézování



Obr. 31: Tricept T805 jako frézka [9]

- V automobilovém průmyslu



Obr. 32: Výroba nárazníků [9]



Tricept T9000 byl navržen pro [9]:

- Vrtání a frézování tvrdých materiálů jako jsou nerezová ocel a titan
- Zvýšení tuhosti robotu
- Větší pracovní prostor
- Zbavení se řemenových převodů
- Zesílení centrálního ramene
- Zvýšení hmotnosti břemene
- Integraci vřetene
- Žádná externí kabeláž (kabely vedou uvnitř)

2.3.4 Fanuc M-1iA



Obr. 33: Fanuc M-1iA [2]

Tyto malé paralelní delta roboty jsou používány v průmyslu všude tam, kde je potřeba manipulace nebo sestavování malých zařízení, jako jsou plošné spoje, balení prášku apod. Modely těchto robotů se vyrábí ve verzi se čtyřmi nebo šesti stupni volnosti. Maximální nosnost je 0,5 kg, opakovatelnost 0,02 mm, dosah 280 mm a maximální rotační rychlost robotu se čtyřmi osami je až 3000 °/s a u šestiosé verze 1440 °/s. Hmotnost samotného robotu se pohybuje v rozmezí dvaceti až dvaceti tří kilogramů [2]. Robot může být usazen jak v horizontální poloze, zavěšen na stropě nebo na zdi. Díky jeho velikosti může být integrován přímo do pracovních strojů. Dále může být opatřen optickým systémem iRVision pro zajištění optické zpětné vazby a tím i regulací a ověřováním správnosti pohybu, jak je vidět na obr. 34.



Obr. 34: iRvision [2]



Obr. 35: Detail ramene robotu při balení různobarevných bonbónů [2]

Jako výhody těchto robotů jsou považovány:

- Nízká hmotnost
- Lepší přenositelnost robotů z místa na místo
- Velká přesnost a flexibilita
- Velká rychlost pohybů
- Integrovatelnost robotů do zavedených výrobních systémů

Jako nevýhody těchto robotů jsou považovány:

- Malý manipulační prostor
- A malá nosnost

Nevýhody těchto robotů jsou obecně vzato stejné, jako u všech paralelních robotů a to je hlavně manipulační prostor.

Výrobce doporučuje robot na tyto operace [2]:

- Manipulace se součástkami
- Zakládání a vykládání materiálu ze strojů
- Sbírání a balení malých součástek
- Sestavování elektrických a mechanických součástek



2.3.5 Fanuc M-3iA



Obr. 36: Fanuc M-3iA [2]

Tento robot je konstrukčně velmi podobný modelu M-1iA. Ve své podstatě se jedná o jeho zvětšenou verzi, takže si ponechává stejné výhody, jako je rychlost a přesnost polohování. Tento model se vyrábí ve dvou verzích, a to buď se čtyřmi, nebo šesti stupni volnosti.

Je to delta robot, který má upevněné pohony pro koncový efektor přímo na paralelních ramenech, jde o výborný krok z konstrukčního hlediska, protože motory nejsou přímo v koncovém efektoru a tím se sníží i jeho celková hmotnost a pohony mohou být i větší a těžší. Maximální nosnost tohoto modelu je až 6 kg, opakovatelnost 0,1 mm, maximální dosah 1350 mm, rychlosti rotačních pohybů jsou pro čtyř-osou verzi až 4000 °/s a pro šesti-osou verzi 2000 °/s. Samotná hmotnost robotu je v rozmezí od 140 do 153 kg [2].



Obr. 37: M-3iA se čtyřmi stupni volnosti manipuluje, orientuje a sestavuje objekty [2]

Výrobce doporučuje robot na tyto operace [2]:

- Manipulace se součástkami
- Zakládání a vykládání materiálu ze strojů
- Sbíráání a balení malých součástek
- Sestavování elektrických a mechanických součástek
- Balení a manipulace s potravinami
- Při zpracování plastů (mobilní telefony)



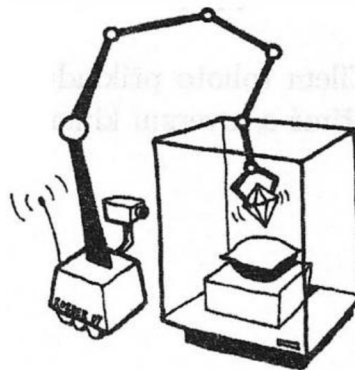
2.4 Rozdíly mezi sériovou a paralelní kinematickou strukturou

Rozdíly těchto dvou struktur se dají rozdělit do několika skupin:

- Konstrukční rozdíly
- Rozdíly z hlediska vykonávané funkce
- Rozdíly z hlediska řízení

2.4.1 Konstrukční rozdíly

Konstrukční rozdíly jsou zřejmé na první pohled. Roboty se sériovou kinematickou strukturou jsou konstruovány tak, že každý pohon je sériově spojen s ramenem a rameno je sériově spojeno s dalším pohonem. Takovéto uspořádání má nevýhodu v návrhu pohonů, hlavně v jejich velikosti, výkonu a hmotnosti. Např. pohon na začátku kinematického řetězce nemanipuluje jen s váhou břemene, ale i s váhou ostatních ramen a pohonů.




Obr. 38: Sériová kinematika [3]

Naopak roboty s paralelní kinematickou strukturou zpravidla obsahují dvě platformy (deska, díky které je robotu uchycen k zemi a platforma vykonávající určený pohyb), mezi které jsou usazeny paralelně pohony. Tyto pohony nemusí být výhradně přímočaré, ale i rotační pohyb transformovaný např. přes klikový mechanismus vyvozuje lineární posuvy.



Obr. 39: Paralelní kinematika

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 40
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

2.4.2 Rozdíly z hlediska vykonávané funkce

Je zřejmé, že obě kinematické struktury byly vyvinuty s jiným záměrem pro vykonávanou funkci. Už jen z historického hlediska byly roboty se sériovou kinematickou strukturou vyvinuty hlavně pro manipulaci a ne např. jako výrobní a měřicí jednotky. Kdežto první historicky doložený stroj s paralelní kinematickou strukturou byl použit jako měřicí zařízení. Obě struktury se postupně integrují do stejných funkčních skupin. Je ale zřejmé, že paralelní struktury nebudou mít vlastnost manipulovatelnosti na takové úrovni jako klasické šestiosé roboty. Pravdou je, že některé delta roboty dosahují mnohem větší manipulační rychlosti, ale jejich použití v manipulaci není variabilní, tzn., že nemůžou být použity např. pro manipulaci s paletami a to nejen kvůli malé nosnosti, ale i malému rozsahu pohybu. Naopak průmyslový šestiosý robot se sériovou kinematikou nebude nikdy tak dobrou výrobní jednotkou jako paralelní kinematika. Není to zapříčiněno jen menší nosností, ale hlavně chybami přesnosti polohování, kterými je obecně sériová kinematika více zatížena, než kinematika paralelní.

2.4.3 Rozdíly z hlediska řízení

Na první pohled se zdá, že řízení sériových kinematických struktur je méně náročné na výpočty. Ale např. kinematika delta robotů se dá řešit trigonometricky, jako spojení tří kulových ploch. Tyto kulové plochy mají vždy dva společné body a je velice nenáročné určit, který z nich se použije (který z nich má fyzikální prostorový smysl). Samozřejmě paralelní roboty s více rameny už takové zjednodušení nemají a jejich řízení se řeší například rozpojovací metodou. Více ramen znamená více rovnic, větší výpočtové zatížení řídicího systému.



3 Návrh konstrukce lineární jednotky s hydraulickým pohonem

Po konzultaci s vedoucím práce doc. Radkem Knoflíčkem a expertem z praxe Ing. Jiřím Jánošíkem, zaměstnancem firmy HYDROCOM, spol. s r.o., se došlo k závěru, že se musí změnit zadání práce. A to z důvodu nerealizovatelnosti hydraulického agregátu. Protože agregáty o pracovním tlaku větším než 60 MPa se sice vyrábějí, ale jen ojediněle a jejich velikost by byla příliš velká a z hlediska využitelnosti nežádoucí. Dále byly doporučeny nejmenší rozměry průměrů pístnice a pístu. Tyto minimální rozměry byly zdůvodněny hlavně problémovým těsněním kapaliny, kdy při malých průměrech dochází častěji k průsaku kapaliny ven z pracovního systému hydraulického válce. Minimální průměr pístu byl také změněn z hlediska průtoku dodávaného čerpadlem, kdy při malých rychlostech musí být i malý průtok. Ale každé čerpadlo má svoji charakteristiku v závislosti na otáčkách a jejich efektivní hodnota se také projevuje až od určité velikosti. Úprava zadání se tedy týkala hlavně těchto parametrů:

- Velikost vnitřního tlaku dodávaného čerpadlem byla změněna z původních 60 MPa na 32 MPa
- Jako minimální průměr pístnice bylo doporučeno 15 mm
- Jako minimální průměr pístu bylo doporučeno 20 mm
- Pro minimální průtok tedy vyplývá:

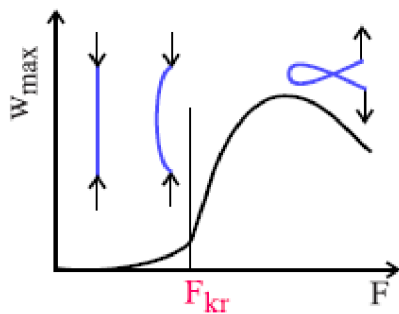
$$\begin{aligned} Q_{min} &= S \cdot v = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v = \frac{\pi \cdot 20^2}{4} \cdot 100 = \\ &= 31415,9 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \doteq 1,88 \frac{\text{l}}{\text{min}} \end{aligned} \quad (3.1)$$

Další parametry zadání, jako je přídržná síla a rychlost posuvu, jsou brány jako minimální hodnoty, protože z hlediska dimenzování rozměrů pístnice bude zřejmé, že například pracovní síla může být i větší, a to právě díky doporučeným minimálním rozměrům.

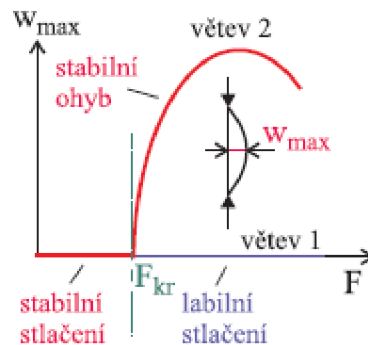
3.1 Výpočet pístnice

Pístnice se běžně vyrábí z konstrukčních ocelí 11 700 nebo 11 600 a je dimenzována na maximální zatížení s kontrolou na vzpěrnou stabilitu. Povrch pístnice je broušen a chromován do 4 μm a přešetěn [12].

Při reálném tlakovém namáhání tenké tyče, kdy je poměr charakteristického rozměru příčného průřezu k její délce malý, se začne prut od určitého okamžiku prohýbat. Podstatnou deformací se tedy stane ohyb. Při zatěžování menšími silami je v počáteční fázi podstatné stlačování střednice a nepodstatný její ohyb. Naopak při zatěžování většími silami je podstatný ohyb a nepodstatné stlačování střednice. Právě rozhraní těchto dvou stavů je označováno jako mezní stav vzpěrné stability. Jedním z cílů úloh na vzpěrnou stabilitu je určit, kdy je podstatnou deformací ohýbání nebo stlačování prutů [5].



Obr. 40: Průběh zatěžování [5]



Obr. 41: Bod rozdělení rovnováhy (bifurkace) [5]

Na obr. 41 je znázorněná závislost průhybu prutu w na síle F . Je zde vidět, že existuje kritická síla, která vymezuje intervaly:

- $F < F_{kr}$
 - kdy se prut stlačuje a průhyb je nulový
- $F > F_{kr}$
 - kdy se prut buď jen stlačuje, a pak je v labilní rovnováze (větev 1 viz. obr. 41), nebo se jen ohýbá, a pak je v rovnováze stabilní (větev 2 viz. obr. 41)
- $F = F_{kr}$
 - kdy se stabilní stlačování mění na labilní a stabilním se stává ohýbání
 - je to bod rozdělení (bifurkace) rovnováhy

Bod rozdělení rovnováhy je tedy mezním stavem vzpěrné stability [5].

Pro kritickou sílu platí:

$$F_{kr} = \alpha^2 \frac{E \cdot J_{min}}{l^2} [N]. \quad (3.2)$$

Napětí v bodě rozdělení rovnováhy má velikost

$$\sigma_{kr} = \frac{F_{kr}}{S} = \frac{\alpha^2 \frac{E \cdot J_{min}}{l^2}}{S} = \alpha^2 \frac{E}{\lambda^2} [MPa], \quad (3.3)$$

kde

$$\lambda = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{min}}{S}}} \quad (3.4)$$

je tzv. štíhlost prutu.

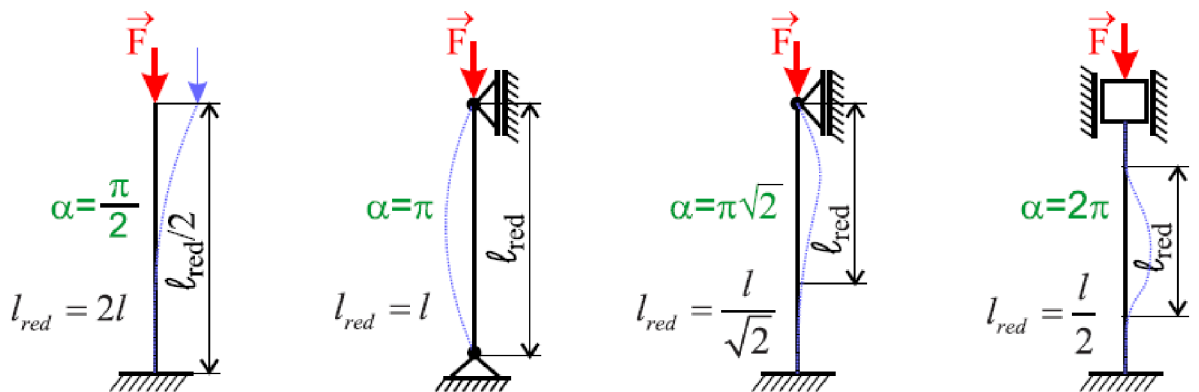


Závislost kritického tlakového napětí σ_{kr} na štíhlosti prutu λ je hyperbolou vyššího stupně, tzv. Eulerovou hyperbolou. Uvedený vztah (3.2) na výpočet kritické síly vzpěru F_{kr} platí jen tehdy, je-li σ_{kr} menší než mez lineárního chování materiálu, tedy mez kluzu σ_k . Pro kritickou mez se uvádí i kritická štíhlost prutu λ_k , která vyplyne z rovnosti $\sigma_{kr} = \sigma_k$ [5].

$$\sigma_{kr} = \sigma_k = \alpha^2 \frac{E}{\lambda_k^2} \quad (3.5)$$

$$\lambda_k = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_k}} \quad (3.6)$$

Z Eulerovy hyperboly plyne, že aby platil vztah (3.2) výše uvedený pro kritickou sílu, musí také platit podmínka $\lambda > \lambda_k$, pak je tyč v elastickém stavu.



Obr. 42: Určení α , koeficientu uložení [5]

Záleží také na uložení celého mechanismu. Koeficient α určuje uložení mechanismu, určí se podle obr. 42. Pro potřeby paralelní kinematiky bude motor uložen na obou koncích rotačně, proto je voleno $\alpha = \pi$, což odpovídá druhé variantě zleva na obr. 42. Jako minimální průřezová charakteristika je volen kvadratický moment k ose a jeho velikost se vypočítá ze vztahu

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot D^4}{64}, \quad (3.7)$$

kde průměr pístnice D bude hledanou hodnotou.

Bezpečnost se uvádí jako poměr kritické síly a pracovní síly, působící na pístnici, běžně se volí v intervalu 3,5 až 5. Zde byla volena její hodnota $k_v = 3,5$.

$$k_v = \frac{F_{kr}}{F} \quad (3.8)$$

Dále dosazením do rovnice (3.2) pro výpočet kritické síly ze vztahů (3.7) a (3.8) se dostane vztah, ze kterého se vyjádří hledaný rozměr průměru pístnice.



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$F \cdot k_v = \pi^2 \frac{E \cdot \pi \cdot D^4}{l^2} \Rightarrow$$

$$D = \sqrt[4]{\frac{k_v \cdot F \cdot l^2 \cdot 64}{\alpha^2 \cdot E \cdot \pi}} \quad (3.9)$$

Dosažením ze zadání za pracovní sílu $F = 1200 \text{ N}$, délku pístnice $l = 600 \text{ mm}$ a modulu pružnosti $E = 210\,000 \text{ MPa}$ do rovnice (3.9) vznikne rovnice o jedné neznámé D , která vyjadřuje průměr pístnice

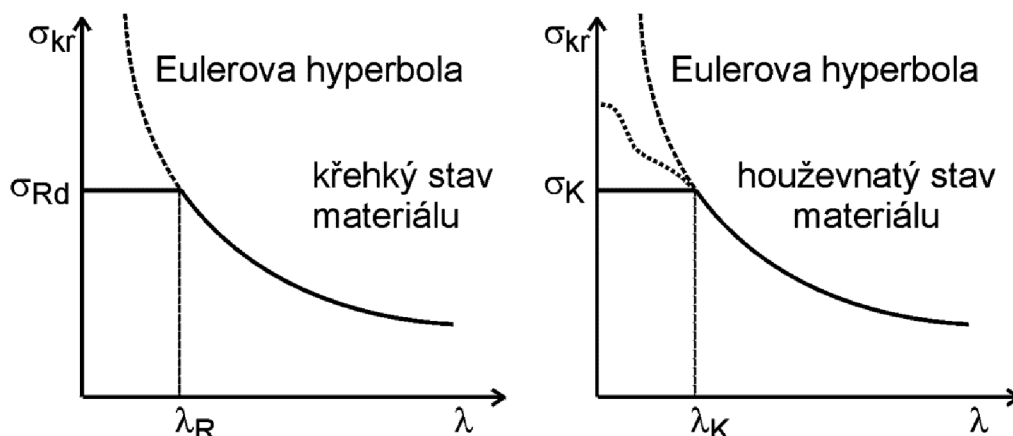
$$D = \sqrt[4]{\frac{3,5 \cdot 1200 \cdot 600^2 \cdot 64}{\pi^2 \cdot 210000 \cdot \pi}} \doteq 11,0412 \text{ mm} .$$

Dále se musí provést kontrola podle Eulerovy hyperboly, a to tak, že se porovná velikost štíhlosti a kritické štíhlosti pístnice.

$$\lambda_k = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_k}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{210000}{43,866}} = 69,19$$

$$\lambda = \frac{l}{\sqrt{\frac{J}{S}}} = 217,368$$

Z výsledků je zřejmé, že $\lambda > \lambda_k$. Použitý vzorec na výpočet kritické síly tedy platí, protože hodnota se nachází v oblasti, kdy nastane mezní stav vzpěrné stability dříve než mezní stav pružnosti.

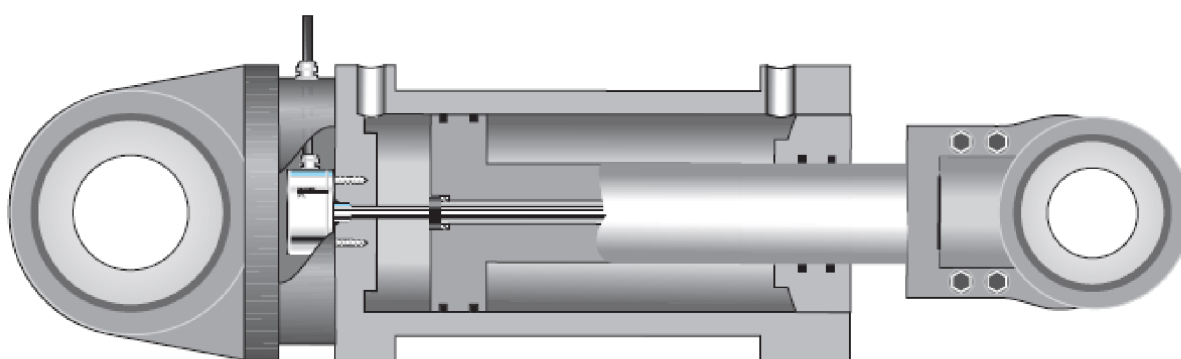


Obr. 43: Eulerova hyperbola [5]

Jednou z variant přímého odměřování je voleno lineární odměřování dle firmy Balluff, které vede v pístnici. Poloha je určována magnetickou částí senzoru, která je pevně spojena s pístnicí. Z těchto důvodů se musí přepočítat pístnice, jelikož v sobě bude obsahovat dutinu. Princip senzoru je zřejmý z obr. 44.



Další varianta byla zamítnuta z důvodů menšího volného prostoru kolem celého válce. Jednalo se také o přímé lineární odměřování, ale vedení by bylo externí a nejenom, že by zabíralo více místa, ale také by se celé vedení senzoru muselo zkonstruovat, což by bylo dražší a složitější. Proto je zvolena první varianta vnitřního odměřování.



Obr. 44: Odměřování polohy Balluff Micropulse [příloha 7]

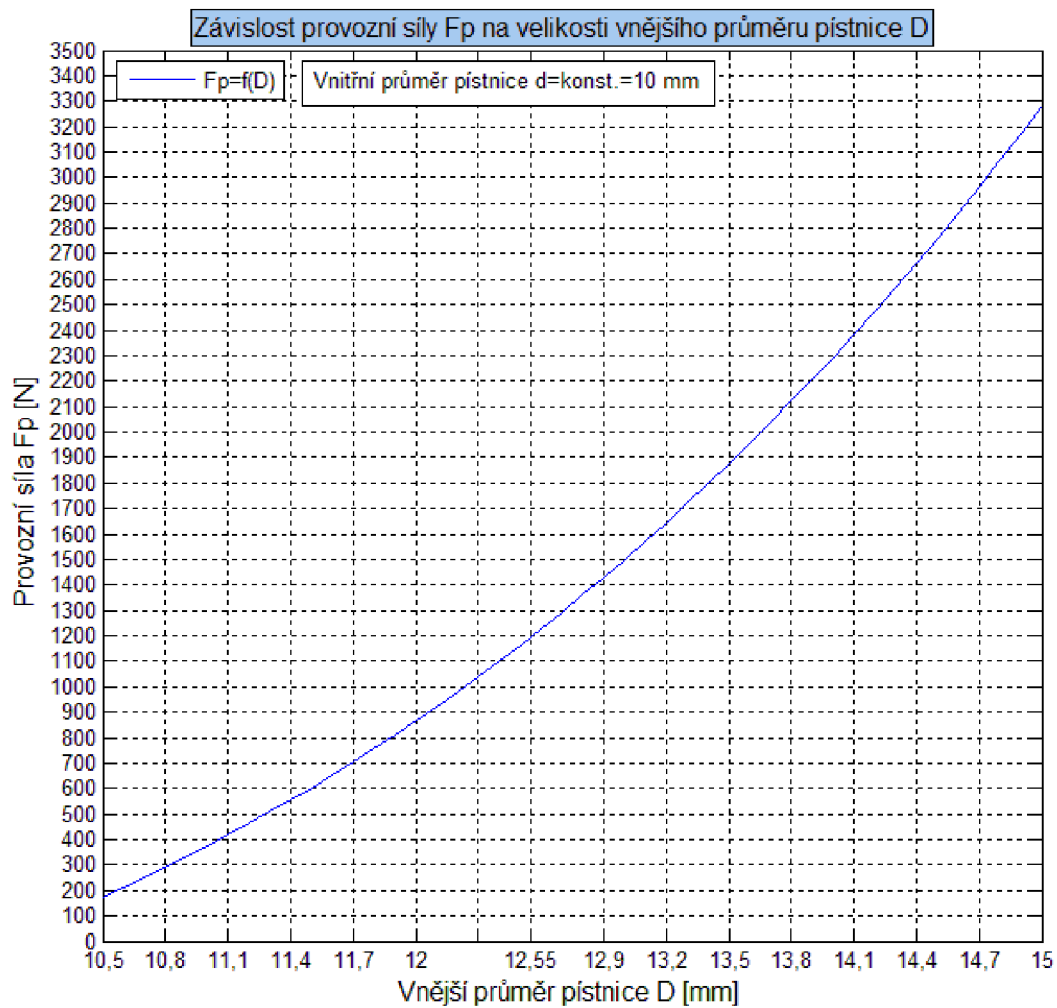
Vnitřní průměr pístnice je volen podle velikosti průměru hřídele senzoru, jeho velikost je 10 mm. Na obr. 45 je uvedena závislost velikosti provozní síly na vnějším průměru, vnitřní průměr pístnice zůstává konstantní. Na obr. 46 je zobrazena závislost štíhlosti pístnice, která se zvětšujícím se vnějším průměrem klesá a kritické štíhlosti, která je konstantní, na vnějším průměru, aby se ověřila správnost vzorců na kritickou sílu, tj. jestli nastane mezní stav vzpěrné stability dříve než mezní stav pružnosti, tj. zda-li je $\lambda > \lambda_k$. Postup výpočtů je shodný s výše uvedeným postupem pro výpočet průměru pístnice, jediný rozdíl je ve výpočtu kvadratického momentu

$$J_{min} = \pi \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{64}, \quad (3.10)$$

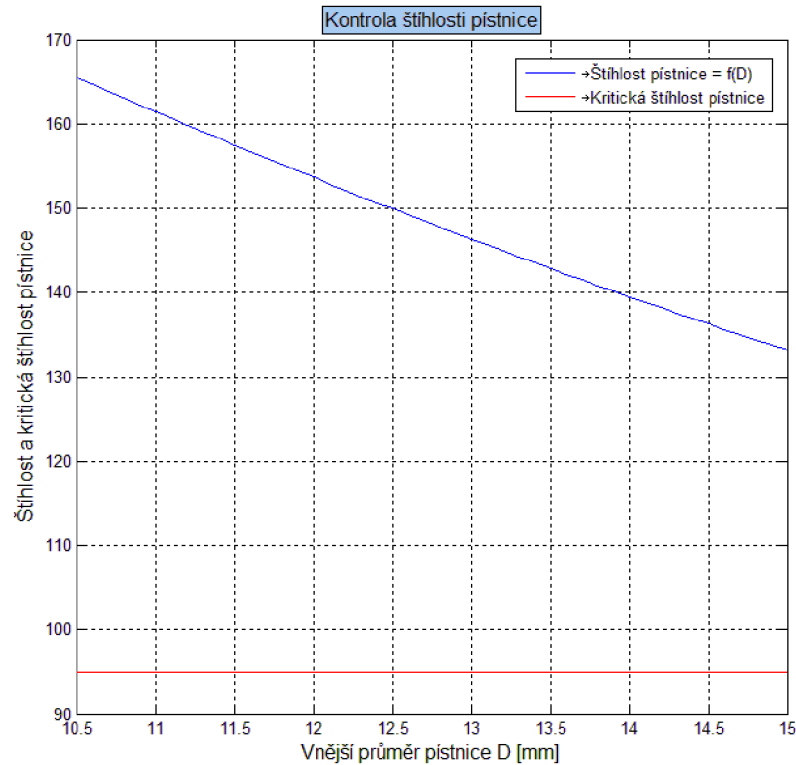
kde d je vnitřní průměr pístnice.



DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 45: Graf závislosti provozní síly na velikosti vnějšího průměru pístnice



Obr. 46: Graf závislosti štíhlosti pístnice na vnějším průměru

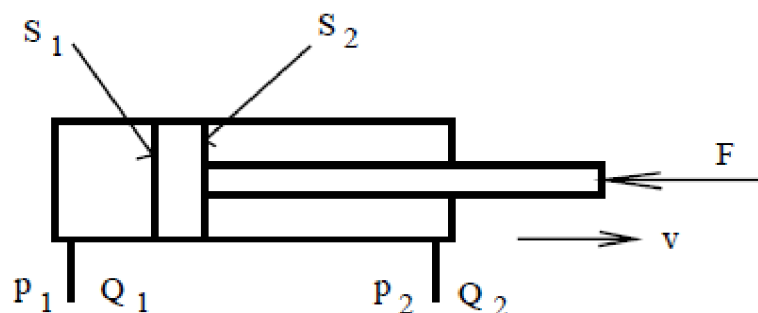
Jak je vidět z obr. 45, tak pro provozní sílu $F_p = 1200 \text{ N}$ odpovídá vnější průměr pístnice $D \doteq 12,55 \text{ mm}$. Tato hodnota vnějšího průměru udává nejmenší vnější průměr pístnice.

3.2 Výpočet pístu

Při návrhu průměru pístu se vychází ze vztahu

$$p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 - F_z = 0, \quad (3.11)$$

kteřý udává silovou rovnováhu na tělesu pístnice s pístem.



Obr. 47: Parametry přímočarého hydromotoru [12]



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Význam veličin je zřejmý z obr. 47. Při výpočtu se bude uvažovat stav, kdy odpor proti pohybu, způsobený výtokem kapaliny přes škrťací ventil z nezátížené části hydromotoru bude nulový. Tento stav při pohybu motoru nastane v případě, když je průtočná plocha regulačního škrťacího ventilu největší, což odpovídá největší rychlosti vysouvání hydromotoru. Výpočet se však musí vztáhnout na menší plochu pístu S_2 , protože tlak na menší plochu vyvolá menší sílu. Tento případ nastane, když se pístnice zasouvá a vnější síla působí proti tomuto pohybu. Silová rovnováha pak bude

$$p_2 \cdot S_2 - F_z = 0. \quad (3.12)$$

Vyjádřením plochy a dosazením do (3.13) se získá potřebná plocha, která za působení vnitřního tlaku vyvolá potřebnou sílu.

$$S_2 = \frac{F_z}{p_2} = \frac{1200 [N]}{32 [MPa]} = 37,5 \text{ mm}^2$$

Průměr pístu se získá z přičtení plochy pístnice k vypočítané ploše S_2 a vyjádřením průměru $D_{\text{pístu}}$ ze vzorce na výpočet plochy kruhového průřezu.

$$\begin{aligned} S_{\text{celková}} &= S_{\text{pístnice}} + S_2 = \pi \cdot \frac{D_{\text{pístnice}}^2}{4} + S_2 = \\ &= \pi \cdot \frac{15^2 [mm^2]}{4} + 37,5 [mm^2] \doteq 214,3 \text{ mm}^2 \end{aligned} \quad (3.13)$$

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (3.14)$$

$$D_{\text{pístu}} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 214,3 [mm^2]}{\pi}} = 16,6 \text{ mm}$$

Velikost průměru pístu musí tedy být minimálně 16,6 mm, aby hydromotor překonal zatěžující sílu F_z a dal se do pohybu.

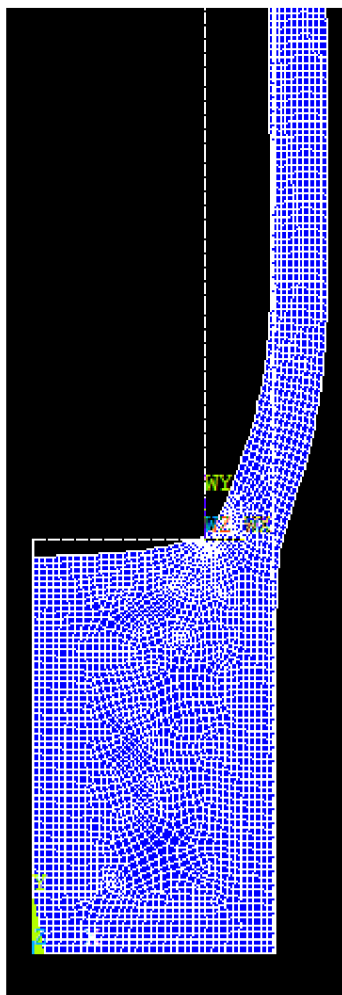
Síla, kterou vyvine motor je tedy závislá na vnitřním tlaku kapaliny a na velikosti plochy na kterou působí. Avšak rychlost motoru je závislá na průtoku dodávaném hydraulickým čerpadlem. Tato skutečnost bude dále rozebrána ve výpočtu parametrů hydraulického obvodu.



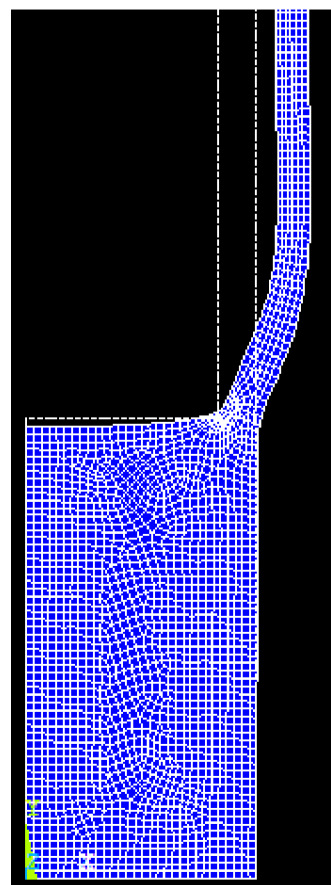
3.3 Výpočet válce

Jelikož při zatěžování válce působí napjatost ve více osách, je vhodné pro navržení tloušťky válce použít softwarový program, který je schopný výpočtů pomocí metody konečných prvků. Při výpočtu byl použit program Ansys. Příklad byl řešen pomocí axisymetrické úlohy. Kde osa Y je považována za osu symetrie. Ve výpočtu byl použit zjednodušený model, jelikož se jedná jen o kontrolu tloušťky válce. Jako model byl tedy použit dutý válec, který byl zatížen vnitřním tlakem 32 MPa. V příkladu byly použity dvě tloušťky válce, aby se zjistilo, jak se bude deformace vyvíjet dále. Je zřejmé, že se zmenšující se tloušťkou se bude napětí působící ve válci zvětšovat, bude se proto také zvětšovat pravděpodobnost poškození válce z důvodu překročení mezního stavu, jehož mírou je hodnota meze kluzu, σ_c .

Postup výpočtu byl založen na intervalu určeném dvěma hodnotami, minimální $t = 2,5$ mm a maximální $t = 5$ mm.

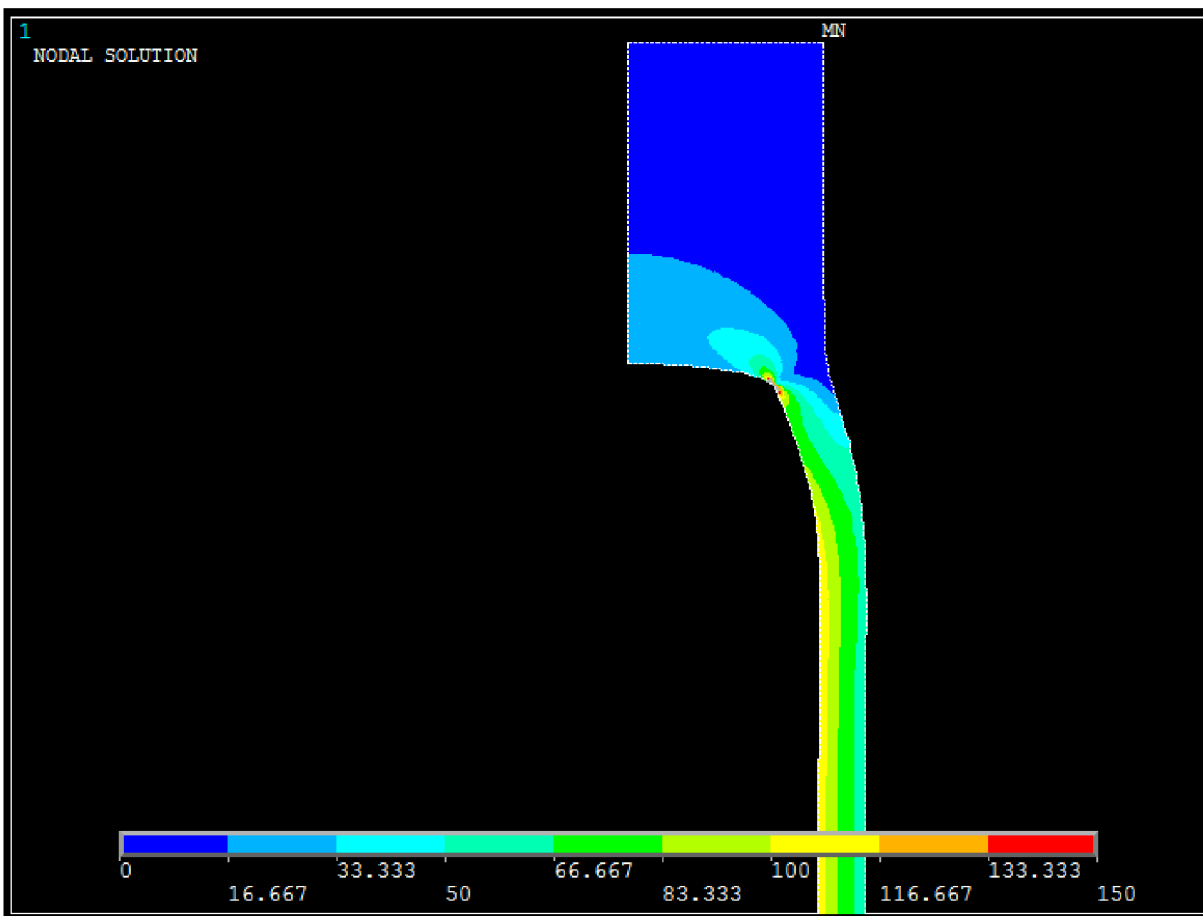


Obr. 48: Výsledek maximálního posunutí pro válec s tloušťkou $t = 5$ mm, maximální posunutí $DMX = 0,03193$ mm.



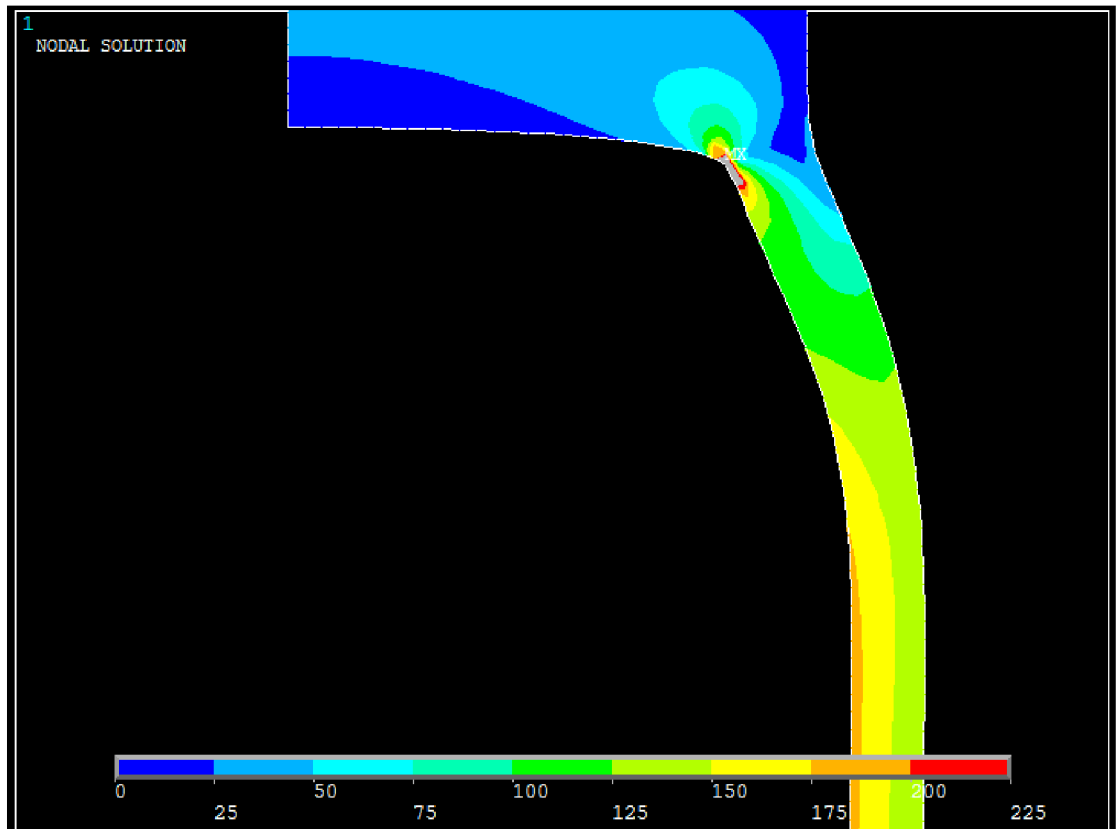
Obr. 49: Výsledek maximálního posunutí pro válec s tloušťkou $t = 2,5$ mm, maximální posunutí $DMX = 0,066983$ mm.

Na obrázcích 48 a 49 je zobrazena použitá síť a maximální posunutí válce z původního místa po zatížení.



Obr. 50: Výsledek napět'ové analýzy pro válec o tloušťce $t = 5$ mm.

Velikost napětí ve válci dosahuje největších hodnot na vnitřním průměru. U válce s tloušťkou $t = 5$ mm je jeho největší hodnota $\sigma \doteq 117$ MPa.



Obr. 51: Výsledek napěťové analýzy pro válec o tloušťce $t = 2,5$ mm.

Největší hodnota napětí při zatížení válce s tloušťkou $t = 2,5$ mm je $\sigma = 200$ MPa.

Z výsledku na obr. 50 a 51 je zřejmé, že obě varianty pro volbu tloušťky válce splňují podmínku mezního stavu pružnosti, tj. že napětí působící ve válci, při tlaku 32 MPa nepřekročí mez kluzu materiálu, která bude mít hodnotu $\sigma_k \in (220; 250)$ [MPa].

Na základě výsledků pořízených v programu Ansys byla volena tloušťka válce $t = 5$ mm.

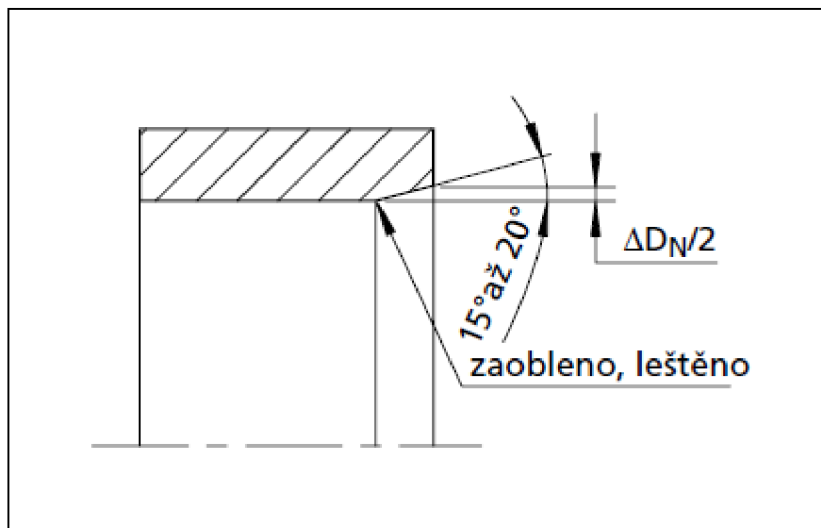


3.4 Volba rozměrů pro těsnící elementy

3.4.1 Obecné pokyny pro konstrukci

Těsnící elementy jsou voleny podle katalogů firmy Trelleborg Sealing Solutions, která nabízí široké možnosti v zatěsnění hydraulických komponentů pomocí moderních materiálů.

Těsnící elementy pístu jsou vždy uloženy s přesahem. Proto z důvodů zabránění jejich poškození během instalace musí být válec opatřen zaváděcím sražením a zaoblenými hranami. Pokud není možné z hlediska konstrukce toto sražení provést, musí být použity zvláštní montážní přípravky. Je doporučeno, aby nárůst průměru tohoto sražení ΔD_N byl vždy větší, než 0,015 násobek těsněného průměru [14].



Obr. 52: Zaváděcí sražení [14]

Velikost těsněného průměru je 25 mm. Minimální nárůst průměru sražení je

$$\Delta D_N = 0,015 \cdot 25 = 0,375 \text{ mm.} \quad (3.15)$$

Podle výsledku vztahu (3.15) by byl volen nárůst průměru $\Delta D_N = 0,4$ mm a úhel sražení 20° , ale podle doporučení v tabulce III v příloze 2, pro šířku drážky $L_1 = 3,2$ mm odpovídá velikost sražení $\Delta D_N = 1,4$ mm. Proto je volena velikost sražení 2 mm. Způsoby montáže těsnících elementů do pístních drážek je podrobně ukázáno v příloze 2.



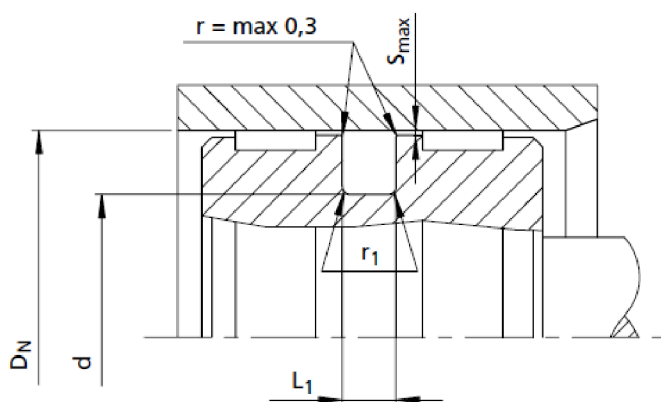
3.4.2 Volba těsnění pístu

Jako těsnicí element bylo zvoleno dvojčinné těsnění Turcon® Glyd Ring® T a jako předepínací prvek elastomerový o-kroužek. Toto těsnění dovoluje další stupeň volnosti, umožňuje mírné naklápění, což je výhodné z hlediska velkých zdvihů hydromotorů.

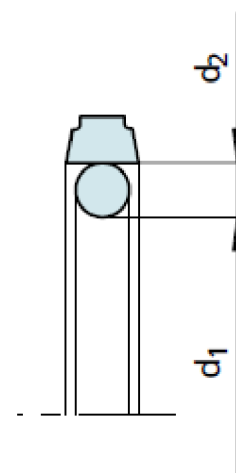
Technické údaje těsnění:

- Pracovní tlak do 80 MPa
- Rychlost pístnice do 15 m/s
- Teplotní rozsah -45°C až 200°C
- Jako médium mohou být použity hydraulické kapaliny na bázi minerálních olejů, těžkohořlavé kapaliny, bio-oleje, voda, vzduch a další

Pro standardní aplikace je doporučen těsnicí element z materiálu Turcon® T46.



Obr. 53: Návrh konstrukce pístu [14]



Obr. 54: Parametry těsnících elementů [14]

Hodnoty jednotlivých parametrů jsou voleny z přílohy 2.

Průměr vrtání	Průměr drážky	Šířka drážky	Typové označení	Rozměry O-kroužku $d_1 \times d_2$
$D_N H9$	$d h9$	$L_1 + 0,2$		
25,00	20,10	2,2	PT0000250	18,77 × 1,78
25,00	17,50	3,2	PT0100250	17,12 × 2,62
25,00	14,00	4,2	PT0200250	13,87 × 3,53

Obr. 55: Volba konstrukčních parametrů pro drážku těsnícího elementu [14]



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Další parametry jsou voleny z přílohy 2:

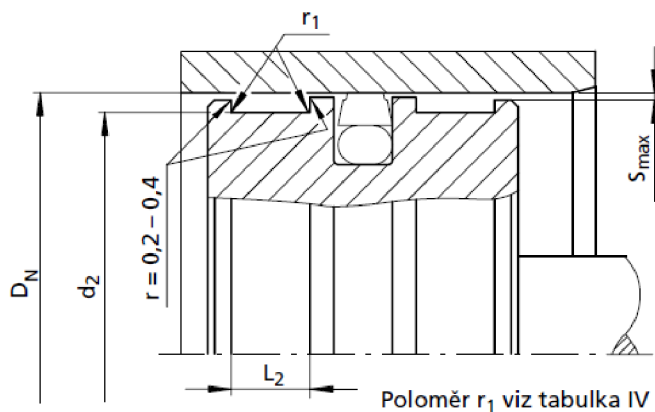
- $r_1 = 0,6$ mm
- Radiální vůle $s_{\max} = 0,30$ mm

Je volen větší průměr pístu, aby drážka d neměla menší průměr, než je kritický vnější průměr pístnice.

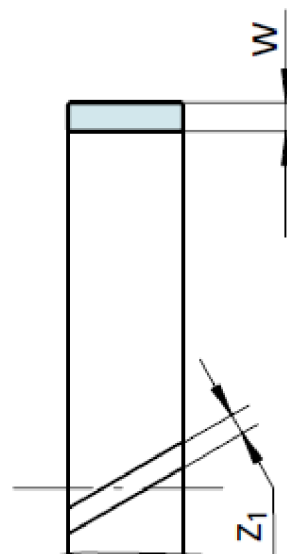
Vodící kroužky vykonávají několik hlavních úkonů [14]:

- Vedení pístu a pístnice v pracovním válci
- Zachycování příčných sil
- Zabraňování kovovému styku mezi válcem a pístem, což poskytuje mnoho výhod, např. menší znečišťování média vlivem opotřebení materiálu

Jako vodící elementy jsou voleny vodící kroužky Orkot® Slydring®.



Obr. 56: Návrh konstrukce drážek pro vodící kroužky [14]



Obr. 57: Parametry vodících kroužků [14]

Průměr vrtání	Průměr drážky	Šířka drážky	Tloušťka kroužku	Typové označení
$D_N H9$	$d_2 h8$	$L_2 + 0,2$	W	
25,0	20,0	5,6	2,50	GP6500250
25,0	20,0	9,7	2,50	GP6900250

Obr. 58: Volba konstrukčních parametrů pro drážky vodících kroužků [14]

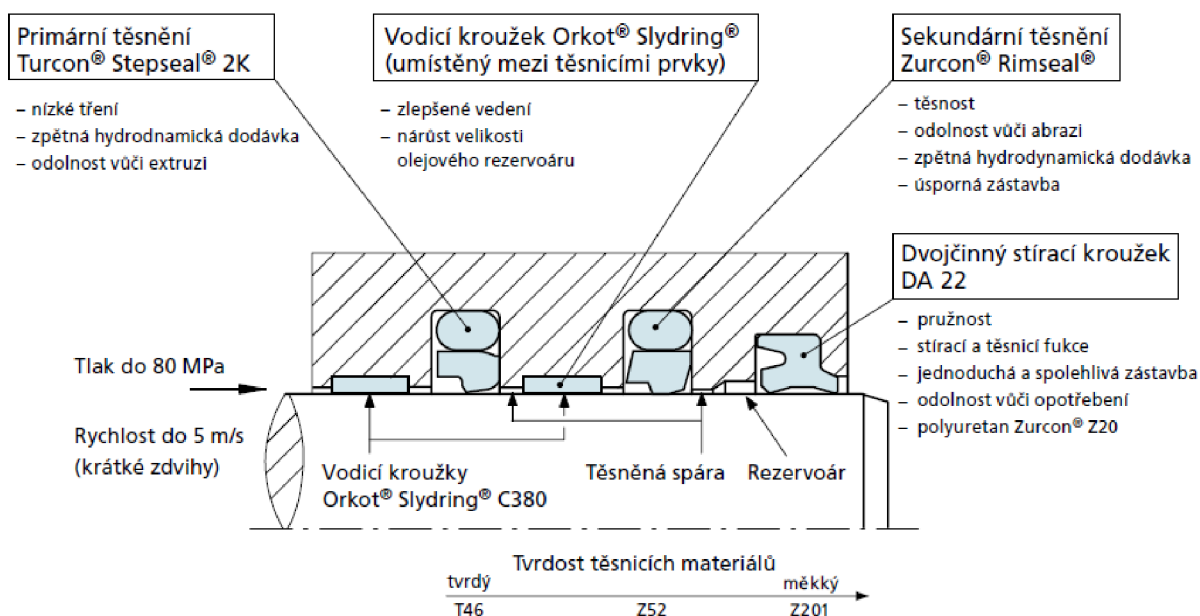
Další parametry jsou voleny z přílohy 3.

- Tloušťka kroužku $W = 2,50$ mm
- Radiální vůle $s_{\max} = 0,9$ mm
- $r_1 = 0,2$ mm



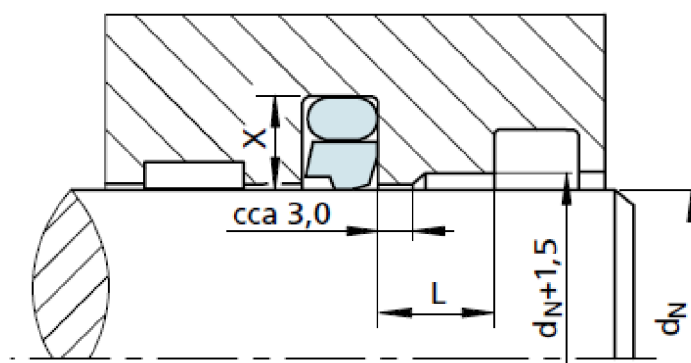
3.4.3 Volba těsnění pístnice

Dle doporučení firmy, kterou vedly zvyšující se požadavky na ochranu životního prostředí k vývoji nových těsnících systémů, je pro pístnici volen systém těsnění, který je zobrazen na obr. 59.



Obr. 59: Speciálně vyvinutý těsnící systém [14]

Pro konstrukci tohoto systému je doporučeno pár konstrukčních parametrů. Jedná se např. o vzdálenost mezi jednotlivými elementy. Vzdálenost L mezi jednotlivými elementy by měla být větší než hloubka drážky X .

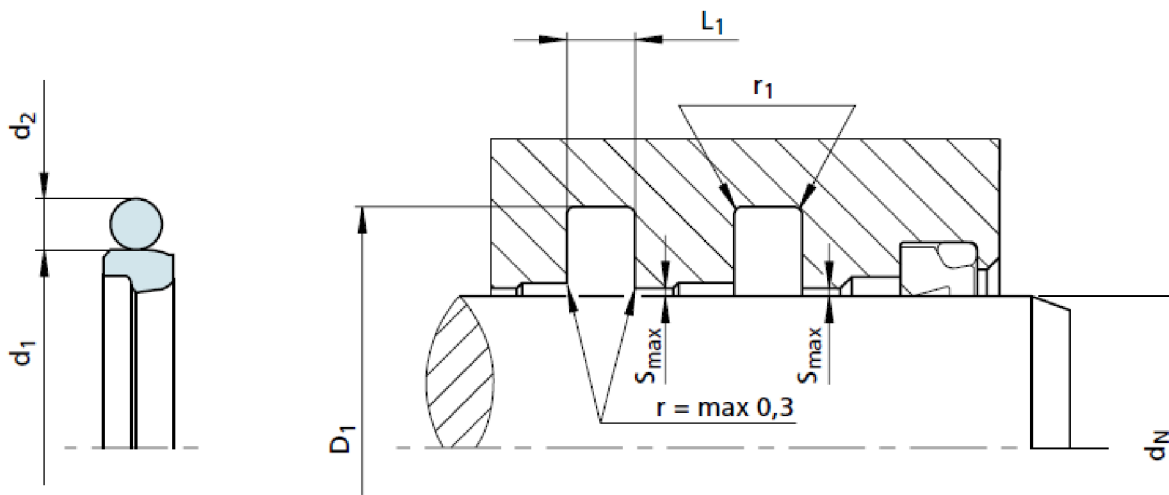


Obr. 60: Vzdálenost mezi těsnícími elementy [14]

Těsnění pístnice jsou podobně jako těsnění pístu uložena s přesahem. Aby nedošlo během instalace k jejich poškození, musí být pístnice opatřena zaváděcím sražením a zaoblenými hranami nebo je nutné použít speciální montážní přípravky [14].



Jako primární těsnění je volen jednočinný element Turcon® Stepseal® 2K. Zajišťuje minimální propouštění kapaliny z vysokotlaké strany při vysouvání pístnice a při zasouvání naopak návrat propuštěného kapalinového filmu zpět. Pro speciální tandemové uspořádání je doporučeno uspořádání s dvojčinným stíracím kroužkem Turcon® Excluder® 2.



Obr. 61: Návrh konstrukce drážek pro utěsnění pístnice [14]

Průměr pístnice	Průměr drážky	Šířka drážky	Typové označení	Rozměry O-kroužku $d_1 \times d_2$
d_N f8/h9	D_1 H9	L_1 +0,2		
15,0	19,9	2,2	RSK000150	17,17 × 1,78
15,0	22,3	3,2	RSK100150	17,12 × 2,62

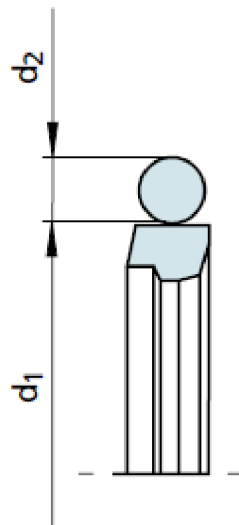
Obr. 62: Volba konstrukčních parametrů pro drážky v horním víku [14]

Další parametry jsou voleny z přílohy 4.

- $r_1 = 0,6$ mm
- Radiální vůle $s_{max} = 0,15$ mm

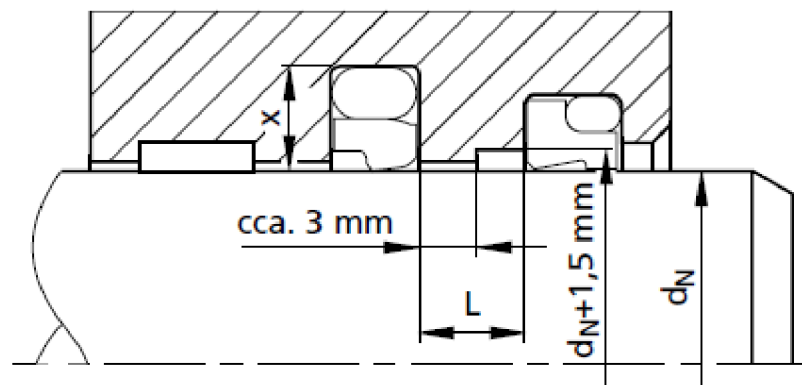
Jako sekundární těsnění je zvolen jednočinný element Zurcon® Rimseal. Zajišťuje utěsnění tenkého olejového filmu prosakujícího z primárního těsnění. Mezi sekundárním těsněním a dvojčinným stíracím kroužkem je nutné vytvořit rezervní objem pro hromadění kapaliny. Volba konstrukčních parametrů pro drážky těsnění je téměř shodná s primárním těsněním, pouze těsnící element má jinou geometrii a také radiální vůle je větší z důvodů konstrukce rezervního objemu.

- Radiální vůle mezi sekundárním těsněním a stíracím kroužkem $s_{max} = 0,25$ mm



Obr. 63: Geometrie sekundárního těsnícího elementu [14]

Jako třetího těsnícího elementu je použit stírací kroužek Turcon® Excluder® 2, jelikož je doporučen k použitému primárnímu a sekundárnímu těsnění. Úkolem stíracích kroužků je stírání nečistot a nežádoucích částic z povrchu pístnice, aby nedošlo k jejich vniknutí do hydromotoru. Při konstrukci drážky pro stírací kroužek je nutné zkonstruovat prostor pro shromažďování kapaliny před tímto kroužkem, aby mohla být při zajištění pístnice vrácena do hydraulického systému [14].

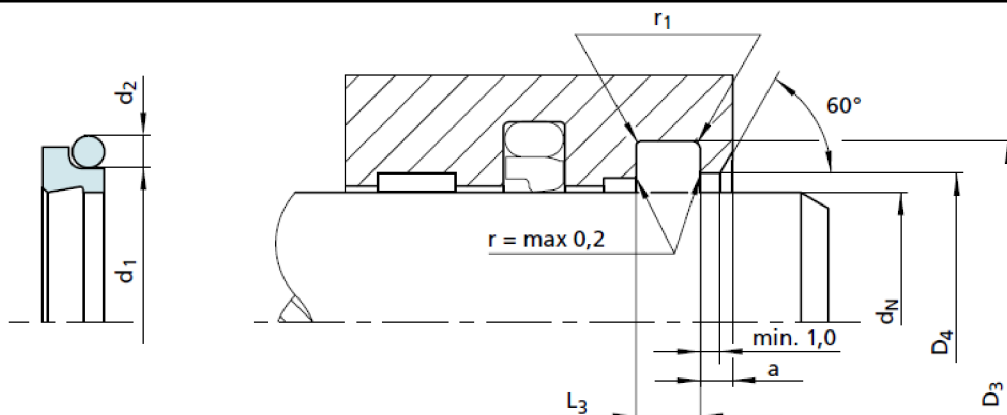


Obr. 64: Konstrukční parametry pro prostor pro shromažďování kapaliny [14]

Je opět nutné sražení pístnice, pro instalaci těsnění, aby nedošlo k jeho poškození nebo je nutné použití speciálních montážních pomůcek.



DIPLOMOVÁ PRÁCE

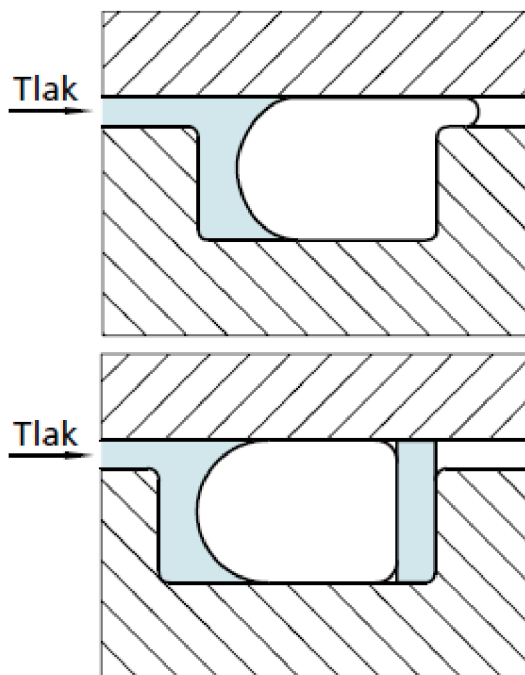


Obr. 65: Návrh drážky pro stírací kroužek [14]

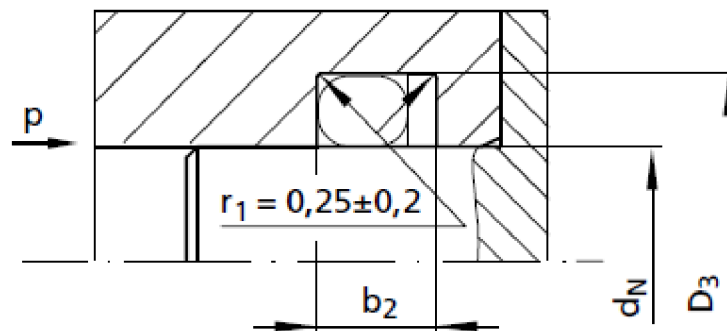
Průměr pístnice	Průměr drážky	Šířka drážky	Průměr osazení	Minimální šířka osazení	Maximální poloměr	Typové označení	Rozměry O-kroužku
$d_N f8/h9$	$D_3 H9$	$L_3 +0,2$	$D_4 H11$	a	r_1		$d_1 \times d_2$
15,0	21,8	5,0	16,5	2,0	0,8	WE3100150	17,12×2,62

Obr. 66: Volba parametrů pro konstrukci drážky stíracího kroužku [14]

Jako statické těsnění, tzn. takové, které není instalováno mezi pohyblivé části, bylo zvoleno spojení dvou těsnících elementů. Z opěrného kroužku a O-kroužku. Opěrný kroužek zabraňuje extruzi těsnícího elementu do těsněné spáry.



Obr. 67: Zabránění extruze pomocí opěrného kroužku [14]



Obr. 68: Konstrukční parametry pro výběr statických těsnících elementů [14]

Průměr pístnice d_N f7	Průměr drážky D_3 H9	Šířka drážky		Rozměry opěrného kroužku $d \times W \times T$	Typové označení*				Rozměry O-kroužku $d_1 \times d_2$
		$b_2+0,2$	$b_3+0,2$		Nedělený	Dělený	Nedělený konkávní	Dělený konkávní	
35,0	39,0	5,0	6,4	35,0×2,0×1,4	BU2000350	BG2000350	BB2000350	BC2000350	34,59×2,62
35,0	39,6	5,4	6,8	35,0×2,3×1,4	BU2300350	BG2300350	BB2300350	BC2300350	35,00×3,00

Obr. 69: Volba parametrů pro konstrukci drážky na statické těsnění [14]

3.5 Výpočty pro hydraulický obvod

Jak bylo uvedeno výše, tak při stanovení velikosti průměru pístu se musí dbát na rychlost pohybu pístnice. Jelikož je její rychlost závislá na velikosti plochy, na kterou působí silou hydraulická kapalina a na průtoku dodávaném čerpadlem, musí se zvážit minimální velikost průtoku, kterou je čerpadlo schopno efektivně dodat. Což znamená bez větších energetických ztrát a s maximální možnou účinností. Jelikož se jedná o dvojčinný hydromotor, jeho rychlost při zasouvání bude větší. Aby byly rychlosti stejné, je nutné při zasouvání dodávat před píst menší průtok. Tento problém je často řešen přidáním škrtkového ventilu mezi motor a rozvaděč. Jde o regulaci průtoku a rychlosti. Na obr. 70 je vyjádřena závislost průtoku dodávaného do motoru a síly vniklé tlakem kapaliny na průměru pístu. Při návrhu průměru pístu bylo nutno přizpůsobit jeho průměr drážkám pro těsnící elementy, z tohoto důvodu bude jeho průměr větší než minimální zadaný a tedy síla vyvozená hydromotorem bude větší.

Při výpočtu se vycházelo ze zadání, tzn. tlak a rychlost jsou konstantní hodnoty. Dále se zvětšovala plocha čela pístu a dopočítávaly se zbývající parametry. Výsledek je zobrazen na obr. 70.

$$p_1 = konst. = 32 \text{ [MPa]} \quad (3.16)$$

$$v_1 = konst. = 100 \text{ [mm/s]} \quad (3.17)$$

$$Q = S \cdot v \text{ [l/min]} \quad (3.18)$$

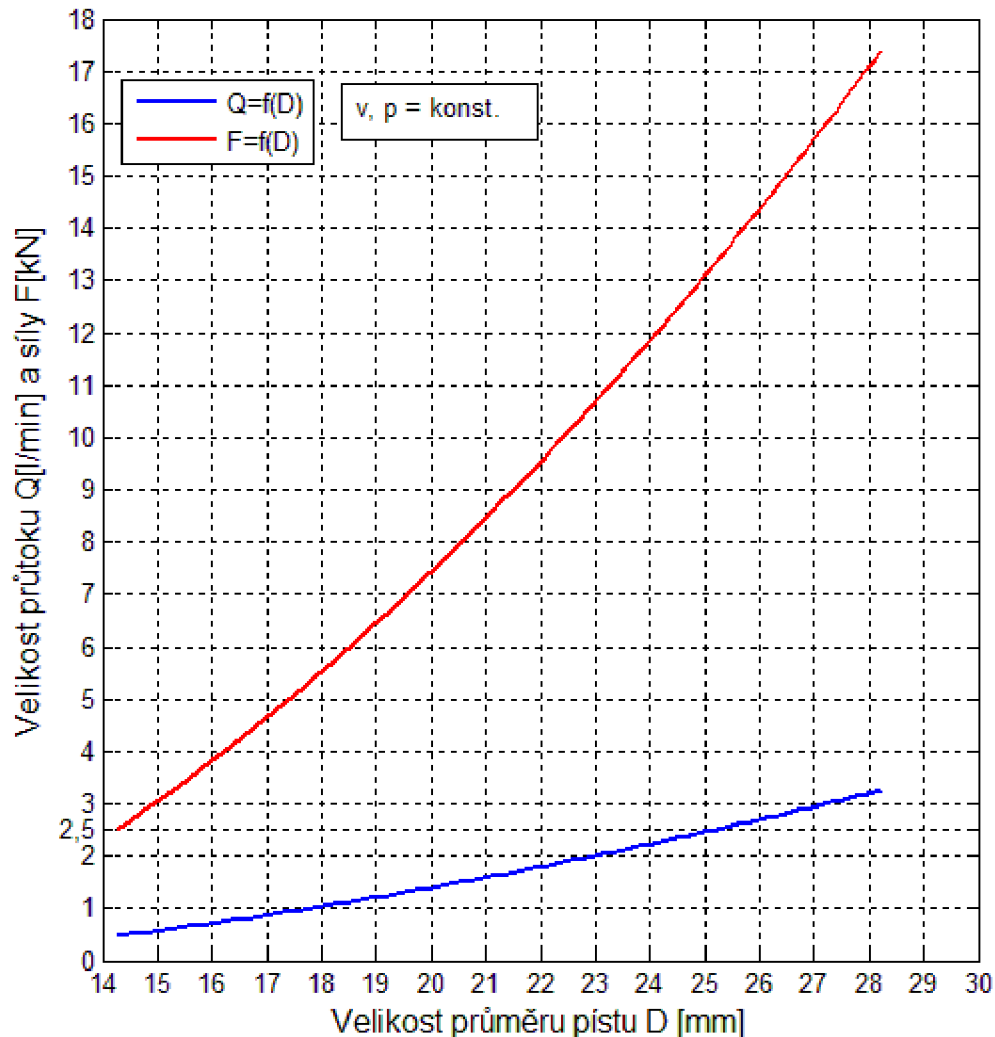
$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot (S - S_S)}{\pi}} \text{ [mm]} \quad (3.19)$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$F = p \cdot s \text{ [kN]}$$

(3.20)



Obr. 70: Závislost velikosti průtoku Q a síly F na velikosti průměru pístu

Z obr. 70 je zřejmé, že pro zvolenou velikost průměru pístu $D = 25 \text{ mm}$ odpovídá velikost průtoku $Q = 2,5 \text{ l/min}$ a velikost síly vyvolané pístem $F = 13 \text{ kN}$.

Velikost síly se na průběhu rychlosti neprojeví, jelikož se jedná o hydrostatický mechanismus. Tato síla pouze určuje, s jakou zátěží může motor pracovat. Nosnost motoru je však omezena konstrukcí pístnice, konkrétně jejím dimenzováním při kontrole na vzpěrnou stabilitu. Nezáleží totiž jak velkou sílu je schopen motor vyvinout, ale jestli se při tom pístnice nezdeformuje. Takže maximální nosnost v tomto případě určuje kontrola na vzpěrnou stabilitu pístnice, protože provozní síla pístnice je menší než síla vyvozená hydraulickou kapalinou působící na plochu pístu.



3.6 Návrh hydraulického obvodu

Hydraulické schéma je zobrazeno v příloze 1. Jedná se o blokové spojení, kdy jsou všechny hydraulické prvky spojeny na nádrži. Samotný akční člen, hydromotor, je pomocí hydraulických hadic nebo trubek ustaven v manipulátoru.



Obr. 71: Zapojení hydraulického obvodu [13]

Prvky použité v hydraulickém obvodu [13]:

Číslo	Prvek	Dodavatel
1	Nádrž STANDARD 20 dm ³	HYDROCOM, spol. s r.o.
2	Optický hladinoměr	MP FILTRY S.p.A.
3	Plnicí hrdlo se vzduchovým filtrem	MP FILTRY S.p.A.
4.1	Termostat stonkový	THERMIS, spol. s r.o.
4.2	Termostat havarijní	THERMIS, spol. s r.o.
5	Zubové čerpadlo	Bucher Hydraulics S.p.A.
6	Držák čerpadla se spojkou	MP FILTRY S.p.A.
7	Elektromotor přírubový	KOVOTERM elektromotory s r.o.
8	Zpětný ventil	SK Industrietechnik, spol. s r.o.
9	Sedlový rozvaděč	Sauer Danfoss s.r.l.
10	Proporcionální rozvaděč	Eaton Industries LP
11	Hydraulický zámek	Brevini Fluid Power S.p.A.
12	Škrťací ventil	Eaton Industries LP
13	Zubové čerpadlo (p=32MPa, Q=2,5 l/min)	VIVIOIL OLEODINAMICA VIVOLO s.r.l.
14	Držák čerpadla se spojkou	MP FILTRY S.p.A.
15	Elektromotor přírubový	KOVOTERM elektromotory s r.o.
16	Vodní chladič oleje	ALFA LAVAL spol.s r.o.
17	Odpadní filtr	MP FILTRY S.p.A.
18	Hydromotor	



Zadáním bylo navrhnout jeden lineární pohon pro robot s paralelní kinematickou strukturou. Pro pohon všech šesti přímočarých hydraulických motorů by se návrh hydraulického obvodu o mnoho nezměnil, jen by se použila větší nádrž, výkonnější čerpadlo, šest proporčních rozvaděčů, šest hydraulických zámků, šest škrťacích ventilů a samozřejmě šest lineárních hydraulických motorů.


3.7 Výsledné modely nového konstrukčních návrhů



Obr. 72: Výsledný hydromotor s lineárním odměřováním



Obr. 73: Výsledný návrh hexapodu s nově navrženými pohony

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 63
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

4 Závěr


V začátcích rozvoje strojů s paralelní kinematickou strukturou se jeví jako náhrada klasických struktur s otevřenou topologií. Po dobu jejich používání se začaly srovnávat s konvenčními stroji. Zjistilo se, že pro některé aplikace vůbec nejsou vhodné, ale i to, že u některých aplikací se stále vyplatí. Z toho plyne závěr, že se roboty s paralelní kinematickou strukturou nedají použít jen jako náhrada u aplikací běžně vykonávaných roboty se sériovou kinematickou strukturou. Je však nutné zvážit, pro kterou aplikaci by byly vhodné a kde by se sériová kinematika jen stěží využila. Proto srovnání těchto dvou kinematických struktur jen z jednoho hlediska není vůbec objektivní, jelikož je každá vhodná pro jinou funkci.

Nová konstrukce lineární hydraulické jednotky byla navržena přímo na šestiramenné roboty, čili hexapody. Při pohybu těchto robotů totiž může dojít i k rotaci lineárních vedení kolem osy symetrie pístnice. Vhodně byl proto použit tyčový odměřovací systém Balluff, který zaručí odměřování polohy i při těchto rotacích a nemusí se těmito rotacím zamezovat vnějším vedením. Navíc se nepoškodí lineární vedení tohoto snímače, jak by se mohlo stát například u externího odměřovacího systému. Tyto rotace však nejsou žádoucí, proto je při konstrukci hexapodu nutné uchytnout kardanův kloub rotačně k horní platformě robotu, na které je upevněn i koncový efektor. Tohoto rotačního uchycení se dosáhne např. axiálními ložisky, která by měla být kuličková, aby kladla co nejmenší odpor proti nežádoucím rotacím a zajistila tak delší životnost těsnících elementů hydraulického motoru.

Avšak tyto pohony nemohou být doporučeny pro stavbu klasických robotů se třemi rameny, tripodů, jako jsou Tricepty. Lineární pohony u těchto konstrukcí nesmí rotovat kolem osy symetrie, která je vymezena dvěma kardanovými úchyty, jak na dolní, tak i na horní platformě jednoho lineárního vedení. Na hydromotor by se muselo zkonstruovat vnější vedení, které by bránilo rotaci pístnice kolem své osy symetrie. Jelikož tyto tři pohony u Triceptů umožňují pouze tři stupně volnosti koncového efektoru, tak s nechtěnou rotací by jich bylo šest, což by ale z hlediska pohybů robotu nebylo až tak závadné. Ale robotů se třemi rameny, které umožňují pohyb v šesti směrech v prostoru, se v praxi moc nevyužívá, protože tyto konstrukce se často deformují.

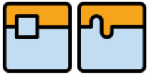

Konstrukce lineární jednotky byla navržena i z hlediska univerzálnosti použití. Dají se použít i v klasických aplikacích hydraulických lineárních pohonů jednoduchou záměnou úchytných částí jako jsou kyvná oka, kulové klouby, kloubové hřídele a jiné.

Hexapody s hydraulickým pohonem by se dali doporučit pro aplikace, které vyžadují přesné polohování těžkých hmot, jako je polohovací zařízení pro těžké zbraně, satelity a jiné.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 64
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

5 Použitá literatura

- [1] ABB. *High speed picking of Pancakes at Honeytop Specialist Foods* [online], [citováno 2011-5-7]. Dostupné z: <High speed picking of Pancakes at Honeytop Specialist Foods>
- [2] FANUC Robotics. *Products* [online]. 2009 [citováno 2011_05_08]. Dostupné z: <<http://www.fanucrobotics.cz/en/Products.aspx>>
- [3] GREPL, R. *Kinematika a dynamika mechatronických systémů*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007. 158 s. ISBN: 978-80-214-3530-8
- [4] HOUŠTEK, Martin. Rychloběžné kuličkové šrouby. *MM průmyslové spektrum* [online]. Vydáno: 19.11.2008, [citováno 2011_05_08]. Dostupné z: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/rychlobezne-kulickove-srouby>>
- [5] HORNÍKOVÁ, J, aj. *Pružnost a pevnost*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN: 80-7204-268-8
- [6] KOLÍBAL, Z. *Průmyslové roboty I*. 1. Vyd. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1993. 189 s. ISBN: 80-214-0526-0
- [7] MAREK, Jiří, aj. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. 2. vyd. Praha: MM publishing, s.r. o, 2010. 420 s. ISBN: 978-80-254-7980- 3.
- [8] MM Průmyslové spektrum. *Historie hexapodů* [online]. 11/2003 [citováno 2010-12-20]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/historie-hexapodu>
- [9] PKM Tricept. *Tricept machine* [online]. 4/2009 [citováno 2010-12-20]. Dostupné z: <<http://www.pkmtricept.com/index.php?id=en>>.
- [10] Servodrive. *Servo-Drive rotační a lineární pohony a technologie* [online]. [2008?] [citováno 2010-12-20]. Dostupné z: <http://www.servo-drive.com/servodrive_produkty.php>.
- [11] SHIRKE S.,UMER M. *Hexapod structures in surgical applications* [on-line]. Vydáno: 18-3-2003, [citováno 2010-12-20]. Dostupné z: http://www.engr.sjsu.edu/rellis/courses/ME250/ME250pres/hexapod_Shirke.ppt
- [12] ŠKOPÁN, M. *Hydraulické pohony strojů* [on-line], [citováno 2011-5-7]. Dostupné z: <http://www.ite.fme.vutbr.cz/cs/system/files/Hydraulické+pohony+strojů.pdf>
- [13] SOVA NET. *HYDROCOM: Hydraulické systémy* [online]. [citováno 2011_05_08]. Dostupné z: <<http://www.hydrocom.cz/>>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 65
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [14] TRELLEBORG. *Trelleborg Sealing Solutions* [online]. [citováno 2011_05_10]. Dostupné z: <<http://www.tss.trelleborg.com>>
- [15] VAŘURA, J. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. 2. vyd. Brno: Rektorát VUT v Brně, 1987. 171 s. ISBN: 55-623-87
- [16] VORNDRAN Stefan. *Low-Inertia Parallel-Kinematics Systems for Submicron Alignment and Handling* [on-line]. Vydáno: 5-9-2002, [citováno 2010-12-20]. Dostupné z: <http://www.parallemic.org/Reviews/Review012.html>
- [17] Wikipedia. *Stewart platform* [online]. 11/2010 [citováno 2010-12-20]. Dostupné z: <http://en.wikipedia.org/wiki/Stewart_platform>.

**6 Seznam obrázků**

Obr. 1: Ghogův manipulátor [11].....	18
Obr. 2: Stewartova plošina [16].....	18
Obr. 3: Tricept [9].....	19
Obr. 4: Oktahedrání hexapod [11].....	19
Obr. 5: Dyna-M [7].....	19
Obr. 6: Konstrukce válečkového šroubu [10].....	20
Obr. 7: Invertovaný válečkový šroub [10].....	21
Obr. 8: Klasický válečkový šroub [10].....	21
Obr. 9: Rozdíl kontaktních ploch kuličkového a válečkového šroubu [10].....	22
Obr. 10: Pohled maticí kuličkového šroubu [4].....	22
Obr. 11: Řez hydraulickým přímočarým motorem.....	23
Obr. 12: Otevřený hydraulický obvod [12].....	23
Obr. 13: Konstrukce jednočinných hydromotorů [12].....	24
Obr. 14: Konstrukce dvočinných hydromotorů [12].....	24
Obr. 15: Těsnění pístu z moderních materiálů [14].....	24
Obr. 16: Model hexapodu [17].....	25
Obr. 17: Model delta robotu [1].....	26
Obr. 18: Model Triceptu [9].....	27
Obr. 19: IRB 360 [1].....	27
Obr. 20: Centrální dopravník [1].....	28
Obr. 21: Kamerové vidění [1].....	28
Obr. 22: Robotické buňky [1].....	29
Obr. 23: Fanuc F-200iB [2].....	29
Obr. 24: F-200iB při obrábění [2].....	30
Obr. 25: Tricept T605 [9].....	31
Obr. 26: Tricept T606 [9].....	31
Obr. 27: Tricept T9000 [9].....	32
Obr. 28: Tricept T805 [9].....	32
Obr. 29: Tricepty T805 v letectví [9].....	33
Obr. 30: Odjehlování bloku motoru [9].....	33
Obr. 31: Tricept T805 jako frézka [9].....	34
Obr. 32: Výroba nárazníků [9].....	34
Obr. 33: Fanuc M-1iA [2].....	35
Obr. 34: iRvision [2].....	36
Obr. 35: Detail ramene robotu při balení různobarevných bonbónů [2].....	36
Obr. 36: Fanuc M-3iA [2].....	37
Obr. 37: M-3iA se čtyřmi stupni volnosti [2].....	38
Obr. 38: Sériová kinematika [3].....	39
Obr. 39: Paralelní kinematika.....	39
Obr. 40: Průběh zatěžování [5].....	42
Obr. 41: Bod rozdělení rovnováhy (bifurkace) [5].....	42
Obr. 42: Určení α , koeficientu uložení [5].....	43
Obr. 43: Eulerova hyperbola [5].....	44
Obr. 44: Odměřování polohy Balluff Micropulse.....	45
Obr. 45: Graf závislosti provozní síly na velikosti vnějšího průměru pístnice.....	46
Obr. 46: Graf závislosti štíhlosti pístnice na vnějším průměru.....	47
Obr. 47: Parametry přímočarého hydromotoru [12].....	47

Obr. 48: Výsledek maximálního posunutí pro válec s tloušťkou $t = 5$ mm.....	49
Obr. 49: Výsledek maximálního posunutí pro válec s tloušťkou $t = 2,5$ mm.....	49
Obr. 50: Výsledek napěťové analýzy pro válec o tloušťce $t = 5$ mm.	50
Obr. 51: Výsledek napěťové analýzy pro válec o tloušťce $t = 2,5$ mm.	51
Obr. 52: Zaváděcí sražení [14].....	52
Obr. 53: Návrh konstrukce pístu [14].....	53
Obr. 54: Parametry těsnících elementů [14].....	53
Obr. 55: Volba konstrukčních parametrů pro drážku těsnícího elementu [14].....	53
Obr. 56: Návrh konstrukce drážek pro vodící kroužky [14].....	54
Obr. 57: Parametry vodících kroužků [14].....	54
Obr. 58: Volba konstrukčních parametrů pro drážky vodících kroužků [14]	54
Obr. 59: Speciálně vyvinutý těsnící systém [14].....	55
Obr. 60: Vzdálenost mezi těsnícími elementy [14]	55
Obr. 61: Návrh konstrukce drážek pro utěsnění pístnice [14]	56
Obr. 62: Volba konstrukčních parametrů pro drážky v horním víku [14].....	56
Obr. 63: Geometrie sekundárního těsnícího elementu [14].....	57
Obr. 64: Konstrukční parametry pro prostor pro shromažďování kapaliny [14]	57
Obr. 65: Návrh drážky pro stírací kroužek [14].....	58
Obr. 66: Volba parametrů pro konstrukci drážky stíracího kroužku [14].....	58
Obr. 67: Zabránění extruze pomocí opěrného kroužku [14].....	58
Obr. 68: Konstrukční parametry pro výběr statických těsnících elementů [14].....	59
Obr. 69: Volba parametrů pro konstrukci drážky na statické těsnění [14]	59
Obr. 70: Závislost velikosti průtoku Q a síly F na velikosti průměru pístu	60
Obr. 71: Zapojení hydraulického obvodu [13]	61
Obr. 72: Výsledný hydromotor s lineárním odměřováním	62
Obr. 73: Výsledný návrh hexapodu s nově navrženými pohony.....	62



7 Seznam příloh

Přílohy jsou k nalezení na přiloženém CD.

Příloha 1

Hydraulický obvod

Příloha 2

Katalog Trelleborg, těsnění pístu

Příloha 3

Katalog Trelleborg, vodící kroužky

Příloha 4

Katalog Trelleborg, těsnění pístnice

Příloha 5

Katalog Trelleborg, stírací kroužky

Příloha 6

Katalog Trelleborg, statické těsnění

Příloha 7

Katalog Balluff, tyčový senzor Micropulse



Příloha 1: Hydraulický obvod

