

Návrh pohonu mezioperačního dopravníku s regulací rychlosti pásu

Adam Chromek

Bakalářská práce
2022



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická
Ústav výrobního inženýrství

Akademický rok: 2021/2022

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Adam Chromek**
Osobní číslo: **T19197**
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor: **Technologická zařízení**
Forma studia: **Prezenční**
Téma práce: **Návrh pohonu mezioperačního dopravníku s regulací rychlosti pásu**

Zásady pro vypracování

1. Vypracujte literární studii na dané téma.
2. Navrhněte pohon pro výkon 4. kW s regulací rychlosti pásu 0,4 - 0,9 m/min
3. Zhotovte sestavu pohonu.
4. Zhotovte výrobní dokumentaci

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

Kemka, V, Barták, J, Milčák P, Žitek, P.: Stavba a provoz strojů, stroje a zařízení, Informatorium, Praha, 2009, ISBN 978-80-7333-075-0

Lukovics, I, Sýkorová, L, Volek, F: Části a mechanismy strojů, Skripta, ES VUT Brno, 2000, ISBN 80-214-1566-5,
Volek, F.: Základy konstruování a části strojů - mechanismy strojů, Skripta, UTB ve Zlíně, 2003, ISBN 80-7318 111 8,

Bolek, A, Kochman, J. a kol.: Části strojů, 2. svazek. SNTL Praha, 1990

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. František Volek, CSc.**
Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce: **3. ledna 2022**
Termín odevzdání bakalářské práce: **20. května 2022**

prof. Ing. Roman Čermák, Ph.D. v.r.
děkan

L.S.

prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D. v.r.
ředitel ústavu

Ve Zlíně dne 22. února 2022

PROHLÁŠENÍ AUTORA BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Beru na vědomí, že:

- bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému a dostupná k nahlédnutí;
- na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3;
- podle § 60 odst. 1 autorského zákona má Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- podle § 60 odst. 2 a 3 autorského zákona mohu užit své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- pokud bylo k vypracování bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tj. k nekomerčnímu využití), nelze výsledky bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- pokud je výstupem bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Prohlašuji,

- že jsem na bakalářské práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků budu uveden jako spoluautor.
- že odevzdaná verze bakalářské práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou obsahově totožné.

Ve Zlíně, dne:

Jméno a příjmení studenta:

.....
podpis studenta

ABSTRAKT

Téma bakalářské práce je návrh pohonu mezioperačního dopravníku s regulací rychlosti pásu.

Teoretická část je zaměřena na mechanismy, zejména na ty kinematické, pohony a strojní součásti umožňující pohyb, což jsou ložiska a hřídelové spojky.

V praktické části je návrh pohonu s regulací rychlosti, který je složen z kinematického mechanismu. Návrh se skládá z výpočetní části a výkresové dokumentace.

Klíčová slova: mezioperační dopravníkový pás, mechanismus, regulace rychlosti

ABSTRACT

The topic of the bachelor thesis is the design of the drive of an interoperative conveyor with belt speed control.

The theoretical part is focused on the mechanisms, especially on the kinematic ones, drives and machine components enabling the movement, which are bearings and shaft couplings.

In the practical part, the design of the speed-controlled belt drive is presented, which is composed of kinematic mechanisms. The design consists of a computational part and drawing documentation.

Keywords: interoperative conveyor belt, mechanism, speed control

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu práce Ing. Františku Volkovi CSc., který mi věnoval svůj čas a trpělivost. Dále bych rád poděkoval své rodinně a přátelům za podporu.

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské/diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

OBSAH

| | |
|---|-----------|
| ÚVOD..... | 9 |
| I TEORETICKÁ ČÁST | 10 |
| 1 MECHANIZMY | 11 |
| 1.1 ROZDĚLENÍ MECHANIZMŮ | 11 |
| 1.2 MECHANIZMY S TUHÝMI ČLENY | 11 |
| 1.2.1 Kinematické mechanizmy | 11 |
| 1.2.2 Mechanické převody | 19 |
| 1.3 TEKUTINOVÉ MECHANIZMY | 21 |
| 1.3.1 Hydraulické mechanizmy | 21 |
| 1.3.2 Pneumatické mechanizmy | 22 |
| 2 HŘÍDELOVÉ SPOJKY | 23 |
| 2.1 SPOJKY MECHANICKY NEOVLÁDANÉ | 23 |
| 2.1.1 Spojky nepružné | 23 |
| 2.1.2 Spojky pružné | 23 |
| 2.2 SPOJKY MECHANICKY OVLÁDANÉ | 24 |
| 2.3 ELEKTRICKÉ | 25 |
| 2.4 HYDRAULICKÉ | 25 |
| 3 LOŽISKA | 26 |
| 3.1 LOŽISKA KLUZNÁ | 26 |
| 3.2 LOŽISKA VALIVÁ | 27 |
| 4 POHONY | 29 |
| 4.1 ELEKTROMOTORY | 29 |
| 4.1.1 Střídavé elektromotory | 29 |
| 4.1.2 Stejnoseměrné elektromotory | 29 |
| 4.2 HYDROMOTORY | 30 |
| 4.3 PNEUMOTORY | 30 |
| II PRAKTICKÁ ČÁST | 31 |
| 5 ZADÁNÍ | 32 |
| 5.1 SCHÉMA | 32 |
| 5.2 VOLBA MOTORU A PŘEVODOVKY | 32 |
| 6 VÝPOČET | 34 |
| 6.1 VÝPOČET VZDÁLENOSTÍ PRO REGULACI RYCHLOSTI..... | 34 |
| 6.1.1 Výpočet pro maximální rychlost: $v = 0,9$ m/min | 34 |
| 6.1.2 Výpočet pro minimální rychlost: $v = 0,4$ m/min | 35 |
| 6.2 VÝPOČET KROUTÍCÍHO MOMENTU A SIL | 35 |

| | | |
|-------|--|-----------|
| 6.3 | NÁVRH DÉLKY PERA HRÍDELE VOLNOBĚŽNÉ SPOJKY | 36 |
| 6.4 | NÁVRH ČEPU EXCENTRU | 37 |
| 6.5 | NÁVRH TÁHLA | 37 |
| 6.5.1 | Rozměry průřezu | 37 |
| 6.5.2 | Kontrola na vzpěr | 37 |
| 6.6 | NÁVRH REGULAČNÍHO ŠROUBU | 38 |
| 6.6.1 | Určení průměru | 38 |
| 6.6.2 | Kontrola na vzpěr | 38 |
| 6.7 | NÁVRH REGULAČNÍ MATICE | 39 |
| 6.8 | NÁVRH ČEPU REGULAČNÍ MATICE A TÁHLA..... | 40 |
| 6.9 | VOLBA LOŽISEK | 40 |
| | ZÁVĚR | 41 |
| | SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY | 42 |
| | SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK | 44 |
| | SEZNAM OBRÁZKŮ | 47 |
| | SEZNAM PŘÍLOH..... | 48 |

ÚVOD

Tato bakalářská práce je zaměřena na návrh pohonu mezioperačního dopravníkového pásu s regulací rychlosti pomocí kinematického mechanismu.

Dopravníkové pásy jsou využívány hlavně na přepravu sypkých a polotekutých materiálů v těžebním průmyslu. Ale jsou zde i jiné využití, například se využívá pro přepravu polotovarů nebo zavazadel. Podle jejich způsobů využití se mění i konstrukce daného pásu.

Dopravníkový pás je tvořen nosnou konstrukcí neboli rámem, který je opatřen otočnými válečky. Samotný pás, který je nejčastěji z textilu či pryže, se pohybuje právě pomocí těchto otočných válečků. Jako pohon tohoto stroje je nejčastěji asynchronní elektromotor, který pomocí hnacího bubnu pohání pás.

Teoretická část pojednává o základech k tomuto tématu. Popisuje mechanismy, Hřídelové spojky, ložiska a pohony.

Praktická část se zabývá návrhem pohonu, již zmíněného mezioperačního dopravníkového pásu, kde je i regulace rychlosti. Rozsah rychlostí, kterými se pás má pohybovat, byly zadány a toto jsme řešili pomocí regulačního šroubu, který byl navržen v praktické části a je součástí mechanismu. Pro co nejlevnější a nejsnadnější stránku výroby bylo využito co nejvíce normalizovaných dílů.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 MECHANIZMY

Mechanizmy jsou hnací celek systému. Jejich úkolem je přeměnit nebo přenést energii dodávanou z hnacího prvku (motor) na hnaný prvek.

Na rozdíl od převodů, které konají rovnoměrný točivý pohyb, se liší nerovnoměrným periodickým pohybem. [4]

1.1 Rozdělení mechanismů

Rozdělení:

- Kinematické
- Mechanické převody
- Pneumatické
- Hydraulické
- Elektrické

Hydraulické a pneumatické mechanismy se řadí mezi tekutinové mechanismy. Dále se kinematické mechanismy spolu s mechanickými převody se řadí mezi mechanismy s tuhými členy.

Také se můžeme setkat s kombinací těchto mechanismů, které se dají nazvat jako kombinované mechanismy. Například s hydropneumatickým mechanismem. [4]

1.2 Mechanizmy s tuhými členy

1.2.1 Kinematické mechanismy

V kinematické mechanismu se jedná o tělesa navzájem spojena v jeden celek, který vykonává předem určené pohyby. Mechanismus vykonává příslušný pohyb, a přitom určenou operaci. V mechanismu jsou členy tuhé, pružné, ohebné (řetězy, provazy) a rám (nehybný tuhý)

Výhody:

- Snadné dosažení velkých rychlostních a silových převodů
- Nevyžadují rozvod pracovní látky
- Změna teploty neovlivňuje chod

Nevýhody:

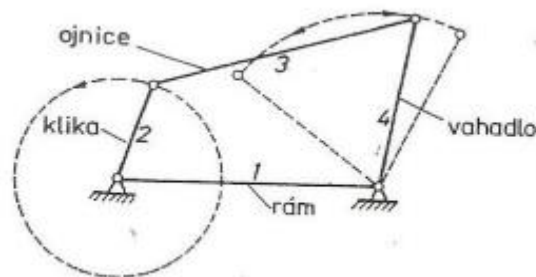
- Vznik setrvačných sil (vibrace, velké namáhání, hluk)
- Obtížná regulace

Rozdělení kinematických mechanismů dle konstrukce:

- Kloubové mechanismy
- Klikové mechanismy
- Šroubové mechanismy
- Kulisové mechanismy
- Vačkové mechanismy
- Regulační a brzdící mechanismy
- Mechanizmy s přerušovaným pohybem [4,5]

1.2.1.1 Kloubové mechanismy

Kloubové mechanismy jsou využívány například u pístových motorů, šicích nebo zemědělských strojů. Tyto mechanismy vytváří vazbu mezi pohybem rotačním a pohybem posuvným nebo kyvným. [4,5]



Obr. 1. Kloubový mechanismus – klikovahadlový [19]

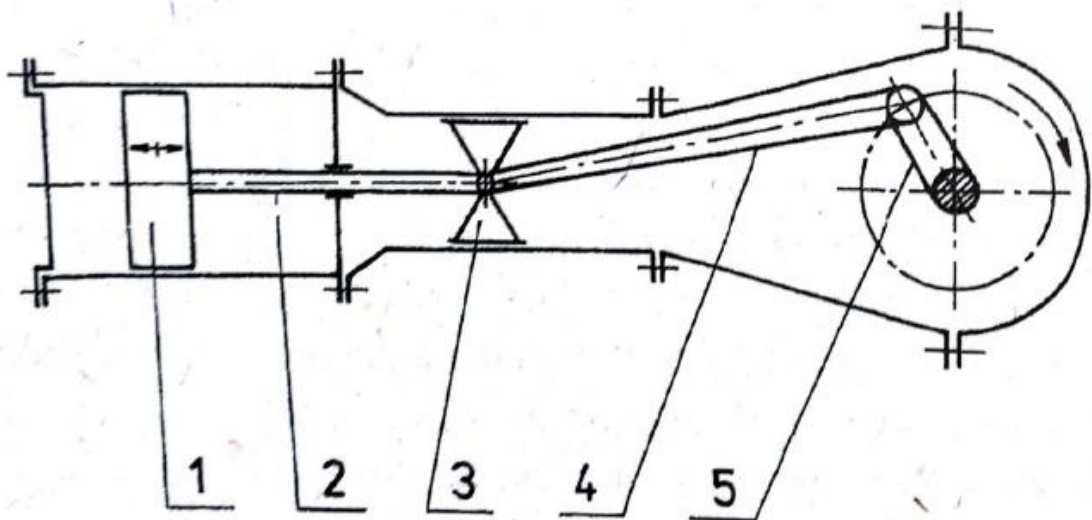
Kloubové mechanismy jsou zpravidla čtyřčlenné, kde členy jsou spojeny klouby. Jeden z členů musí být tuhý a nehybný (rám). Podle konstrukčního uspořádání se dělí na: klikovahadlový (obr.2), dvojklikový, dvojvahadlový, klikovahadlový výstředný a paralelogramový. [4,5]

1.2.1.2 Klikové mechanismy

Klikový mechanismus je nezvyklý případ klikovahadlového výstředného mechanismu. Převádí rotační pohyb na posuvný vratný pohyb nebo opačně. Píst koná přímočarý vratný

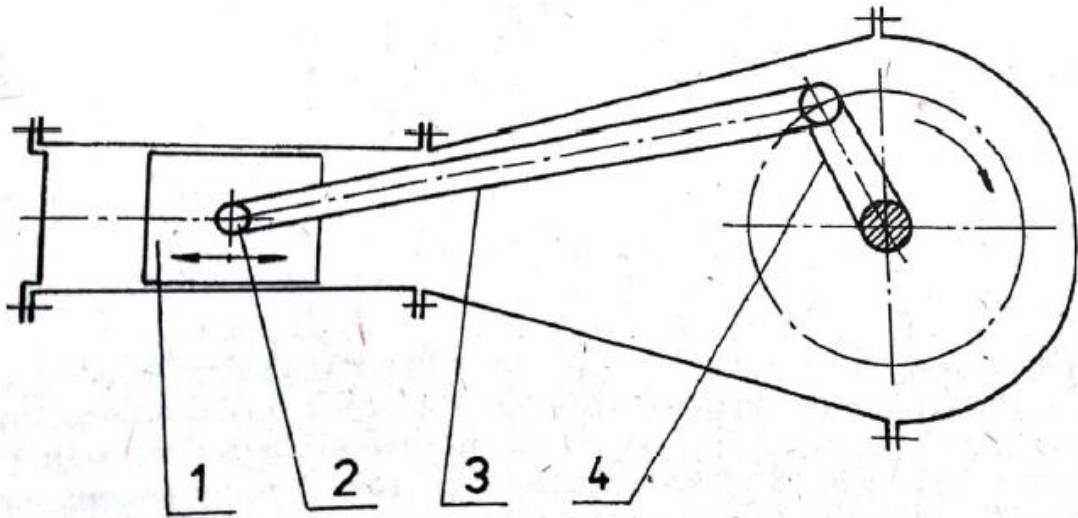
pohyb díky působícím silám, které jsou způsobeny tlakem plynů (kompresory) nebo pracovní kapaliny (čerpadla) [4,6]

Mechanismus se skládá z Pístu (1), pístní tyče (2), křížáku (3), ojnice (4) a kliky (5). Pístní tyč, která koná posuvný a vratný pohyb společně s pístem, je připevněna na pístu a spojena s křížákem. Čep kliky a čep křížáku jsou spojeny pomocí ojnice. Čep kliky provádí otáčivý pohyb kolem osy klikové hřídele. Tento mechanismus nazýváme úplný nebo křížákový klikový mechanismus. Tento typ klikového mechanismu se využívá u dvojčinných strojů s malými otáčkami, kde pracovní látka působí na obě strany pístu. Vznikají zde větší setrvačné síly než u zkráceného mechanismu, jelikož tento mechanismus má větší hmotnost. [4]



Obr. 2. Úplný klikový mechanismus [5]

Pro jednočinné stroje s vyššími otáčkami se využívá klikový mechanismus zkrácený, který neobsahuje křížák. U zkráceného klikového mechanismu je ojnice (3) spojena s pístem pomocí pístního čepu (2). V tomto případě na píst působí tlak pouze z jedné strany. Tento typ mechanismu se využívá například u spalovacích motorů nebo kompresorů. [5]

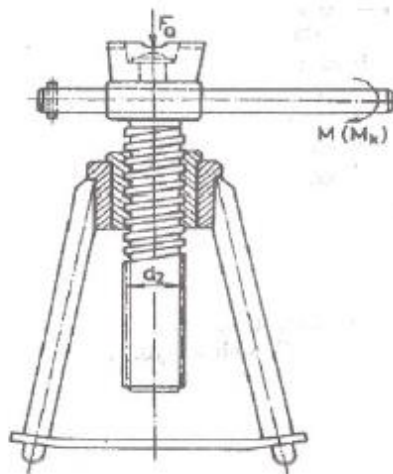


Obr. 3. Zkrácený klikový mechanismus [5]

1.2.1.3 Šroubové mechanismy

Šroubový mechanismus se skládá z matice a pohybového šroubu. Jedná se o konstrukčně velmi jednoduchý mechanismus, který nám umožňuje získat poměrně velké síly. Tento mechanismus se využívá pro přeměnění šroubovitého nebo točivého pohybu na posuvný pohyb a naopak. Využívají se například u šroubových zvedáků, šroubových lisů a vřeten lisů. [4]

Nevýhodou šroubových mechanismů je vznik velkého tření v závitě, proto tento mechanismus využívá pro menší rychlosti posuvného pohybu. [6]

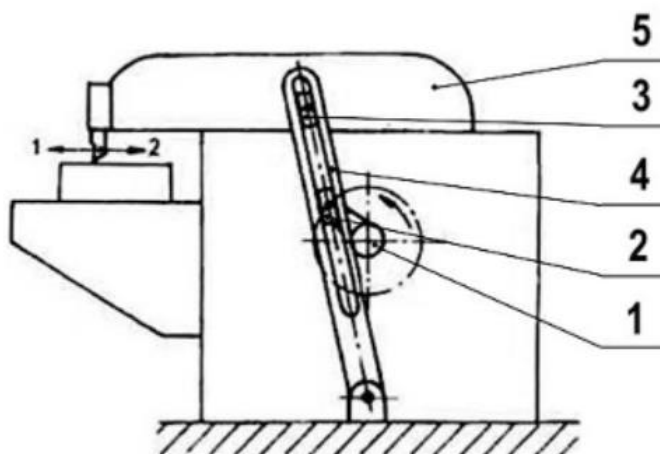


Obr. 4. Šroubový zvedák [6]

1.2.1.4 Kulisové mechanismy

Kulisové mechanismy mění rotační či otáčivý pohyb na posuvný pohyb.

Výhodou kulisového mechanismu je úspora času, protože tento mechanismus má větší rychlost zdvihu, který je proveden na prázdno než pracovního zdvihu. Jednou ze stěžejních nevýhod je použití mechanismu pouze pro přenášení malých sil, což je způsobeno velkým opotřebením. [4,5]



Obr. 5. Kulisový mechanismus [23]

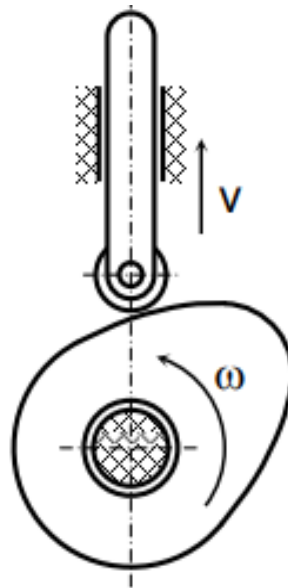
Kulisový mechanismus je složen z kliky (1), dvou kluzných kostek neboli kamenů (2,3), kulisy (4) ve které jsou umístěny kluzné kostky a smykadla (5). Změnou vzdálenosti osy kliky a první kluznou kostkou lze regulovat zdvih. [4,5]

Mechanismus se dělí podle jeho konstrukce na:

- Kulisový mechanismus kyvný – obráběcí a hoblovací stroje
- Kulisový mechanismus posuvný – kompresory chladniček
- Kulisový mechanismus otáčivý – vibrační dopravníky [4]

1.2.1.5 Vačkové mechanismy

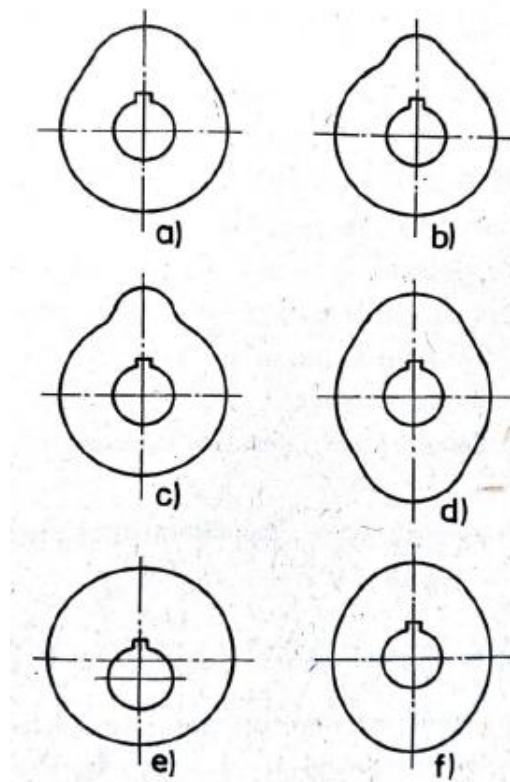
Váčkový mechanismus je složen ze spojovacího členu – rámu, křivkového členu (hnací člen) – vačka a hnaného členu. Jedná se o mechanismus rovinný nebo prostorový, který vytváří vazbu mezi dvěma pohyby. Dokáží přeměnit pohyb: rotační na posuvný nebo kývavý, posuvný na kývavý nebo posuvný



Obr. 6. Vačkový mechanismus [24]

Mezi výhody vačkového mechanismu patří možnost zastavení hnaného členu na určitou dobu, jestliže se hnací člen pohybuje plynule. Hnací člen dokáže snadně dodržovat určený pohyb.

Jedna z hlavních nevýhod vačkového mechanismu je výroba vaček. Výroba je obtížná, protože obrysová plocha vaček je nepravidelná. Povrch vaček je nutno mazat, jelikož při styku se zdvihátkem dochází k velkým opotřebením. [4,5]



Obr. 7. Tvary vaček [5]

Vačky se rozdělují podle jejich tvaru, který nám určuje pohyb táhla:

- a) Táhlo se pohybuje pomaleji v obou směrech
- b) Táhlo se pohybuje rychleji v jednom ze směrů
- c) Táhlo se pohybuje rychleji v obou směrech
- d) Táhlo koná svůj pohyb dvakrát za jednu otáčku vačky
- e) Funkci vačky zastává excentr (výstředníkový kotouč)
- f) Funkci vačky zastává neokrouhlý kotouč [4,5]

Excentr (výstředník) je speciální druh vačky, která má posunutou osu vůči ose hřídele. Slouží k přeměně otáčivého pohybu na pohyb posuvný. Často byl nahrazován klikovým mechanismem, který není tak náročný na výrobu. Nejčastějším příkladem použití je parní stroj. [4,5]

1.2.1.6 Regulační a brzdící mechanismy

Regulační a brzdící mechanismy jsou významné pro jejich výskyt v automatizaci, která zvyšuje efektivitu a snižuje výdaje výroby. Tento mechanismus umožňuje zefektivnit využití energie, a to tak, že energie přiváděná má stejnou velikost, jako energie spotřebovaná. [4,5]

Regulační a brzdící mechanismy dělíme na:

Rychlostní regulátory – Úkolem tohoto mechanismu je udržení stálé rychlosti stroje. Patří zde například odstředivý regulátor nebo regulátor s třením mezi tuhými tělesy.

Brzdící mechanismy – Úkolem tohoto mechanismu je zpomalování až zastavení tělesa. Při procesu brždění se tělesu vytrácí pohybová energie, která se během tohoto procesu přemění na teplo.

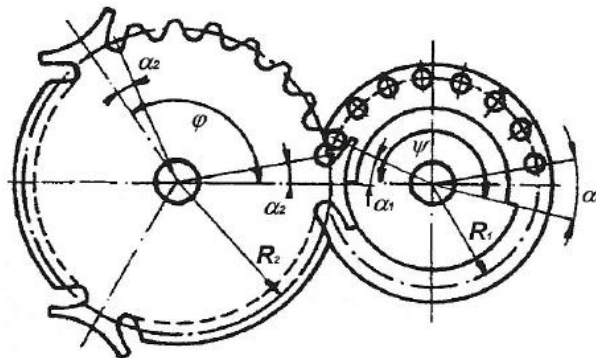
Tlumící mechanismy – Úkolem tohoto mechanismu je uklidnění kmitajícího tělesa, které bylo rozkmitáno vnějšími silami. Nejvhodnější jsou tlumení vzduchem, pružinami nebo kapalinou. [4]

1.2.1.7 Mechanizmy s přerušovaným pohybem

Tyto mechanismy přeměňují nepřerušovaný otáčivý nebo kyvný pohyb na přerušovaný pohyb otáčivý nebo posuvný. Hnaný člen může být v klidovém stavu nebo se pohybuje. Hnací člen se stále pohybuje. [4,5]

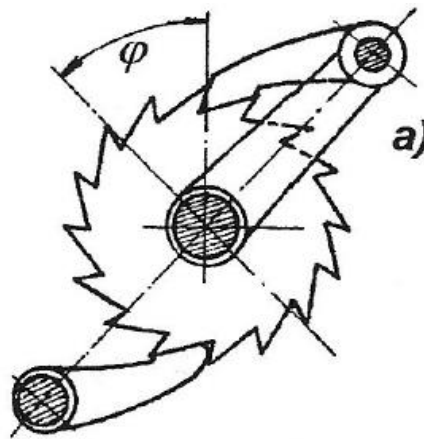
Mezi mechanismy s přerušovaným pohybem spadá:

Hvězdicový mechanismus – pohaněč koná otáčivý pohyb, který mění na přerušovaný, otáčivý pohyb hvězdy. Přerušovaný pohyb je zapříčiněn čepy, které se vyskytují na rozvaděči.



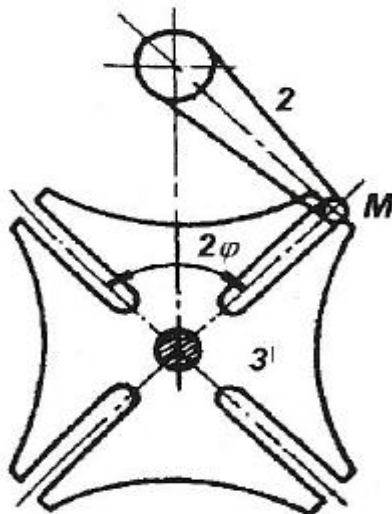
Obr. 8. Hvězdicový mechanismus [4]

Západkový mechanismus zubový – západky konají kyvný nebo přímočarý pohyb. Západky zapadnou do zubových mezer, které jsou v rohatce. Rohatka koná pohyb přerušovaný, otáčivý.



Obr. 9. Západkový mechanismus zubový [4]

- Maltézský mechanismus - hnací člen (2- palec) koná pohyb otáčivý, který se mění na přerušovaný, otáčivý pohyb hnaného členu (3- kříž).



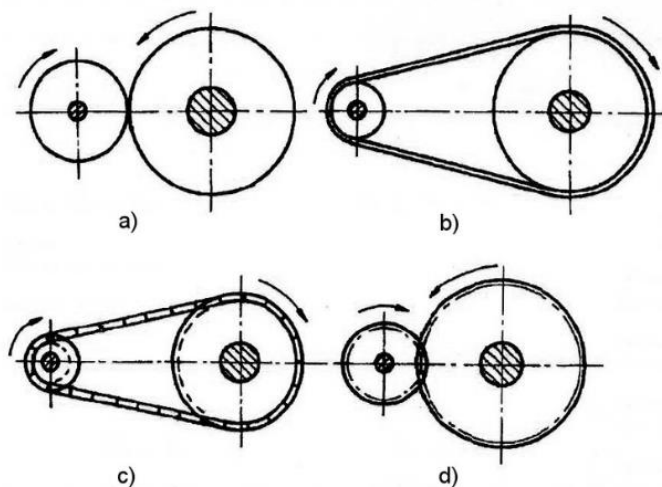
Obr. 10. Maltézský mechanismus [4]

1.2.2 Mechanické převody

Mechanické převody vytváří plynulý tok energie, kinematické a silové vazby mezi hnacím a hnaným hřídelem. Mechanické převody musí mít nejméně dvě kola (kotouče) tj. hnací a hnané kolo. Tyto kola jsou pevně přidělány na hřídele (hnací a hnaná). [2]

Mechanické převody se rozdělují do dvou skupin:

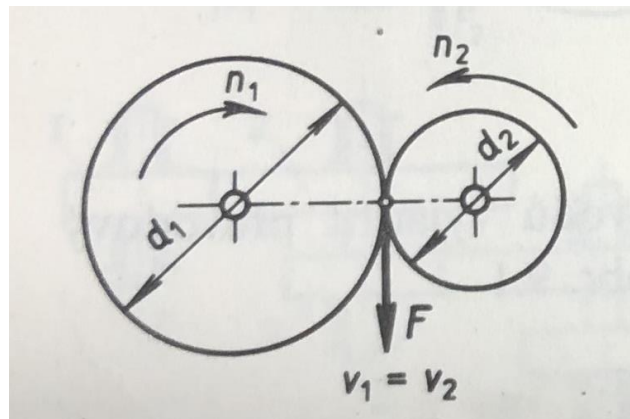
- Převody s přímým přenosem pohybu neboli kontaktní převody (třecí převody, převody ozubenými koly)
- Převody s nepřímým přenosem pohybu neboli opásané převody (řemenové, řetězové převody)



Obr. 11. Druhy mechanických převodů a) třecí b) řemenový c) řetězový d) ozubenými koly [8]

1.2.2.1 Třecí převody

Tyto převody spadají do skupiny s přímým přenosem pohybu pomocí silového styku. Výkon je přenášen pomocí tření mezi hnacím a hnaným prvkem. Slouží pro přenášení malých a středně velkých výkonů mezi hřídelemi, které mohou být rovnoběžné nebo různoběžné, o menší osové vzdálenosti. Využívají se v oboru variátorů, protože jsou velmi jednoduché, rozměrově menší a účinné. [9,10]



Obr. 12. Třecí převod [2]

1.2.2.2 Řemenové převody

Tyto převody se řadí do skupiny opásaných převodů se silovým stykem, kde se výkon přenáší pomocí řemene, lana nebo pásu. Využívají vláknového tření, které zajišťuje kinematickou a silovou vazbu mezi hnacím a hnaným kolem (řemenicemi). Hlavním znakem tohoto převodu je tvar profilu řemene a jeho materiál. [9]

Tvary profilu řemenů:

- Ploché řemeny
- Klínové řemeny
- Kruhové řemeny [9]

1.2.2.3 Řetězové převody

Tyto převody spadají do převodů s tvarovým stykem. U těchto převodů nedochází k vzájemnému prokluzu mezi hřídelemi, což zaručuje dodržení převodového poměru. Využívají se tam, kde nelze využít převod ozubenými koly, kvůli velké osové vzdálenosti. Charakteristickým znakem řetězových převodů je druh použitého řetězu.

1.2.2.4 Převody ozubenými koly

Převody ozubením můžeme řadit mezi převody s přímým přenosem pohybu. Jedná se o nejvýznamnější a nepoužívanější druh převodových mechanismů. U tohoto převodu se jedná o přenos sil pomocí tlaku, který vzniká při dotyku dvou tvarových ploch zabírajících členů. [2]

Převod se skládá z nejméně dvou ozubených kol (hnací a hnané), které se nazývají soukolí. Menší kolo se nazývá pastorek a větší kolo se označuje jako kolo. Díky soukolí se vytváří silové vazby a přenos energie mezi dvěma hřídeli. [2]

1.3 Tekutinové mechanismy

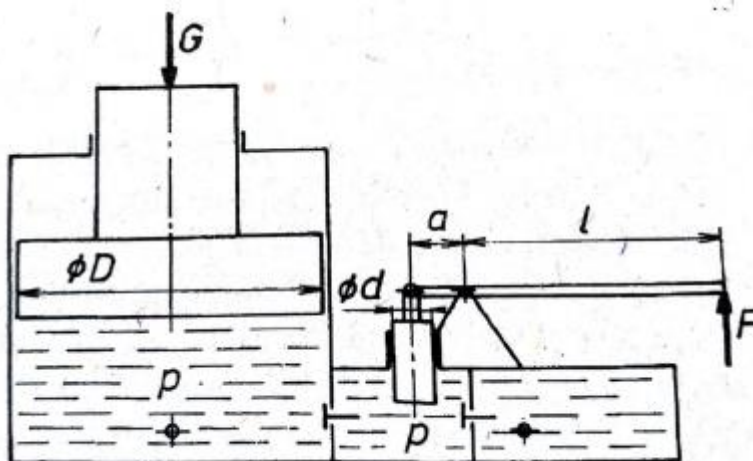
Tyto mechanismy využívají pro přenos energie tekutiny (olej, vzduch). V těchto mechanismech jsou využity tyto druhy energie: tlaková, pohybová, deformační a tepelná. V každém tekutinovém mechanismu jsou využity všechny druhy energie a jsou rozděleny podle toho jaká z těchto energií převažuje. U hydrostatických a pneumostatických převažuje tlaková energie. U hydrodynamických a pneumodynamických převažuje pohybová energie. [1]

1.3.1 Hydraulické mechanismy

Tyto mechanismy využívají tekutin k přenosu silového zatížení. Tyto kapaliny jsou velmi namáhány mechanicky (tlakem, třením), tepelně (změna teplot) a chemicky (vlhkost vzduchu). Jako pracovní tekutina se využívá emulze, voda nebo olej. Nejčastěji používanou pracovní kapalinou je olej, protože se využívá nejen jako pracovní kapalina, ale i jako mazací tekutina. [1,4,5]

1.3.1.1 Hydrostatické mechanismy

Tento mechanismus využívá tlakovou energii kapaliny, která se rovnoměrně rozšiřuje všemi směry v kapalině. Mezi výhody patří snadný rozvod na poměrně velké vzdálenosti, jednoduchá regulace rychlosti, malé opotřebení a levná údržba mechanismu. Nevýhodou mechanismu je náročná konstrukce. [5]



Obr. 13. Hydraulický zvedák [5]

1.3.1.2 Hydrodynamické mechanizmy

Tento mechanismus na rozdíl od hydrostatického mechanismu využívají pohybovou energii vody. Využívají sil, které vznikají při změnu proudění kapaliny. Nejvíce jsou využívány jako hydrodynamická spojka nebo proudový měnič. [1]

1.3.2 Pneumatické mechanizmy

Pneumatické mechanizmy využívají pro přenos energie stlačený vzduch. Když je vzduchu dodána energie, tak ji dokáže přeměnit na mechanickou práci pomocí pneumatických zařízení. Mezi výhody tohoto mechanismu patří jednoduchost konstrukce, bezpečnost a jednoduchá změna rychlosti. Nevýhodou je velká spotřeba energie při stlačení vzduchu, tudíž i větší náklady. [1]

2 HŘÍDELOVÉ SPOJKY

Hřídelové spojky slouží k přenosu rotačního a otáčivého pohybu z hnací na hnanou hřídel, které mohou být souosé nebo různoběžné. Také slouží jako ochrana proti přetížení a zároveň tlumí torzní kmity. [9,13]

2.1 Spojky mechanicky neovládané

Tyto spojky se dělí na spojky pružné a nepružné. Jedná se o nejvíce zastoupený druh spojek. Využívají se v případech, kde není potřeba rozpojení hřídelů. [6,2]

2.1.1 Spojky nepružné

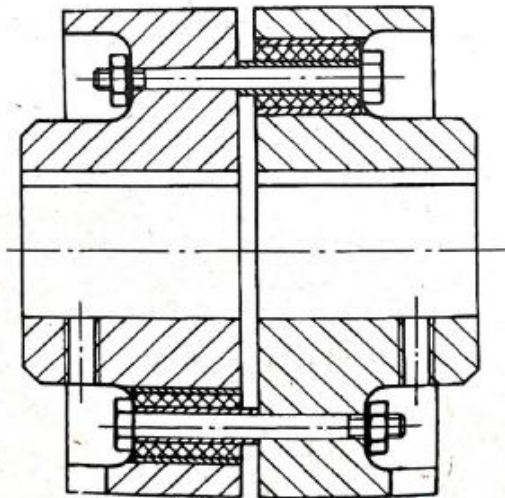
Nepružný druh spojek umožňuje spojení hřídelů natrvalo nebo na volno. Proto tyto spojky dále dělíme na:

- Pevné spojky – dochází k spojení natrvalo, kde je přenášený výkon nepružný. Z konstrukčního hlediska jsou velmi jednoduché a levné. Ovšem lze je používat pouze tam, kde je dokonalá souosost hřídelů. Mezi tyto spojky patří spojka přírubová, trubková a kotoučová.
- Vyrovnávací spojky – na rozdíl od pevných spojek jsou tyto spojky používány u nesouosých, různoběžných a mimoběžných hřídelů. Mezi tyto spojky patří spojky zubové a kloubové. [3,6,5]

2.1.2 Spojky pružné

Spojení hnací a hnané hřídele je realizováno pomocí článků z pružného materiálu, například pryž, kůže nebo ocel. Dokáží tlumit rázy a vibrace, které se poté dále nerozšiřují. Také jsou schopné spojení nesouosých hřídelů. [3,5]

Nejčastěji využívaná je spojka s pryžovými pouzdry. Pro přenos točivého momentu využívá tvarového styku boků šroubů a pryžového pouzdra. Jsou schopny vyrovnat velkou nesouosost. [3,15]

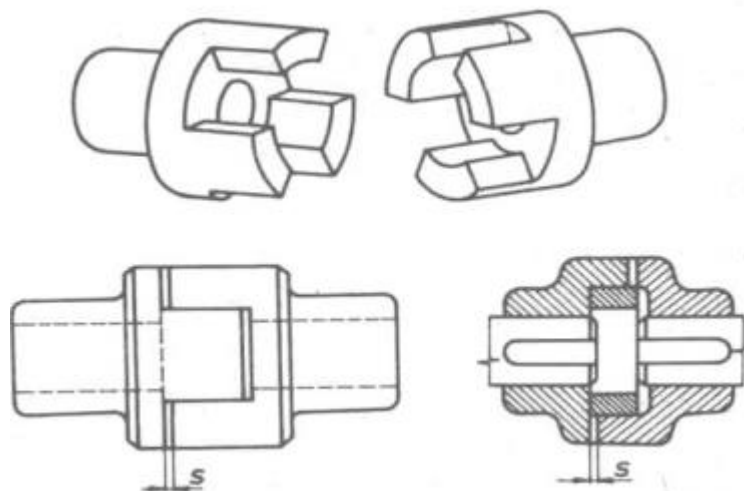


Obr. 14. Spojka s pryžovými pouzdry [5]

2.2 Spojky mechanicky ovládané

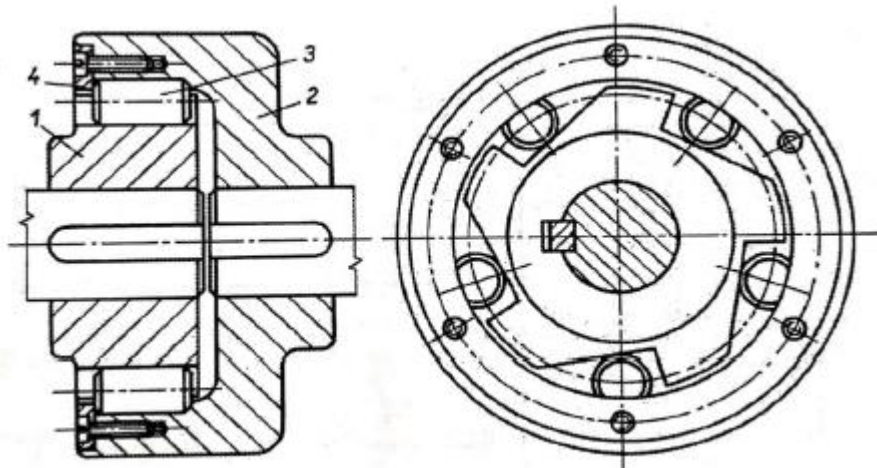
Tyto spojky jsou využity tam, kde je potřeba spojení nebo rozpojení hřídelů, které se stále otáčejí, například spojka v automobilu. Dělí se na spojky výsuvné, volnoběžné, rozběhové a pojistné. [9]

Výsuvné spojky rozpojují hřídele za provozu či klidu. Tyto spojky se dělí na zubové a třecí. Zubové spojky přenášejí točivý moment pomocí ozubení, které je na obvodu. Třecí spojky přenášejí točivý moment pomocí třecích ploch spojky, kde vzniká tření. [9,16]



Obr. 15. Zubová spojka [21]

Volnoběžné spojky se využívají tam, kde hnaná a hnací hřídel má jeden smysl otáčení. Funguje jako závora smyslu otáčení nebo jako volnoběžka při opačném smyslu. Dělí se na axiální a radiální podle sil, které na ni působí. Axiální volnoběžná spojka se používá pro menší točivé momenty a radiální volnoběžná spojka se používá pro větší točivé momenty.



Obr. 16. Radiální volnoběžná spojka [3]

Rozběhové spojky jsou automaticky zapnuty pomocí odstředivé síly. Jsou využívány tam, kde je potřeba, aby spojka byla spojena, až když hnací hřídel dosáhne určitého počtu otáček. Dělí se na spojky se záběrem řízeným nebo záběrem neřízeným.

Pojistné spojky se používají jako ochrana stroje před přetížením. Kdyby došlo k přetížení stroje, tak se spojka rozpojí a dojde k protáčení hnací a hnané hřídele, až do doby, kdy se kroutící moment dostane pod dovolenou hodnotu. [9,16]

2.3 Elektrické

Tyto spojky pracují jako elektromagnetická indukce a rozdělujeme je na synchronní a asynchronní. [15]

2.4 Hydraulické

Pracují na principu hydromotoru, kde část spojky nasazená na hnací část funguje jako čerpadlo, které dopravuje kapalinu do druhé části spojky na hnané části. Nejčastěji používaná kapalina je olej. Rozdělují se na hydrodynamické a hydrostatické. [2,5]

3 LOŽISKA

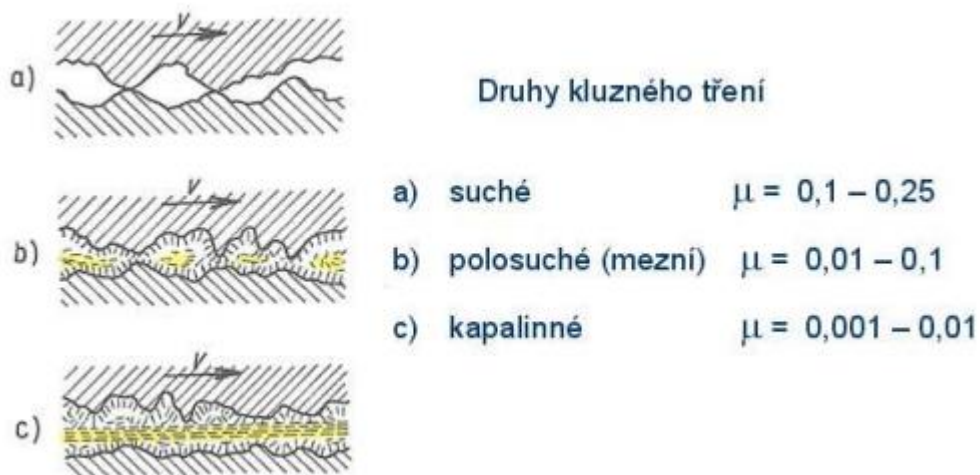
Jedná se o strojní součást, která má pomoci s jevem tření. Tření je ve většině případů nepříznivý jev, který při svém výskytu přináší ztráty na energii pohonu a větší opotřebení součástí. Dále při tření vzniká teplo, které ovlivňuje chod a spolehlivost daného stroje.

Hlavní dělení ložisek je podle principu, a to je na kluzná a valivá ložiska. Dále se dělí podle směru zatížení na axiální a radiální. Ložiska axiální jsou schopny přenosu sil, které jsou ve směru osy hřídele. Ložiska radiální přenáší síly, které jsou kolmé na osu hřídele. Jako další dělení se řadí podle pohybu na pohyb rotační a pohyb lineární (posuvný). [5,17]

3.1 Ložiska Kluzná

Materiál tohoto ložiska je v bezprostředním kontaktu s čepem hřídele a díky tomu dochází k velkému opotřebení. Přenáší tlakovou sílu mezi čepem a hřídelí pomocí pouzdra nebo pánve, která drží hřídel v určité poloze. [6,15]

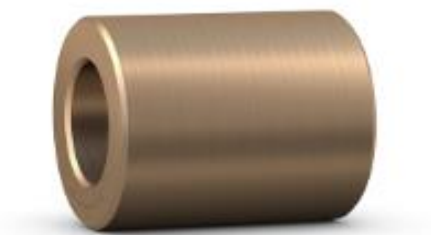
Tření se rozděluje na suché, polosuché (mezní) a kapalinové. Při suchém tření se vyskytují největší opotřebení mechanismu a vzniká v případech, kdy není použita žádná mazací kapalina. Při polosuchém (mezním) tření se do mechanismu nedostává dostatek maziva. Vzniká například u kluzných ložisek s hydrodynamickým mazáním, kde se hřídelový čep dostane do této oblasti při rozběhu a doběhu, kdy nemá dostatečnou kluznou rychlost. Při kapalinovém tření dochází k nejmenšímu opotřebení a vzniká při dostatečném přívodu mazací kapaliny. [3,5,12]



Obr. 17. Druhy kluzného tření [18]

Tyto ložiska se využívají pro svou snadnou montáž a demontáž, obzvláště kluzná ložiska, která jsou dělená. Také mají lepší odolnost proti rázovému zatížení než ložiska valivá. Nevýhodou je stálé mazání třecích ploch. [15]

Materiály používané pro výrobu kluzných ložisek by měli být měkčí, snadně obrobitelné a měli by mít nízký koeficient tření. Tyto materiály jsou například šedé litiny nebo slitiny mědi. [3,15]



Obr. 18. Kluzné ložisko PSM od výrobce SKF [12]

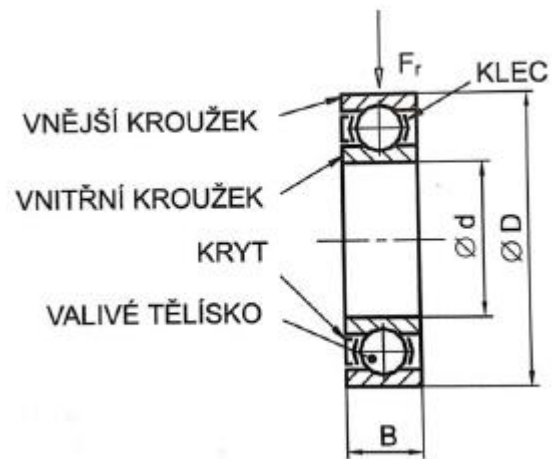
3.2 Ložiska Valivá

Ložiska valivá přenáší točivý moment pomocí valivých tělísek, které jsou uloženy v kleci a jsou rovnoměrně rozloženy po celém obvodu ložiska. Klec s tělísky je uložena mezi vnitřní a vnější kroužek. [6,15,12]

Tyto ložiska rozdělujeme podle tvaru valivých tělísek na:

- Kuličková
- Kuželíková
- Jehlová
- Válečková
- Soudečková [6]

Výhodou těchto ložisek je vznik menšího tření, než u ložisek kluzných a díky tomuto mají větší účinnost a využívají se při vysokých otáčkách hřídelů. Také není vyžadují méně mazání. Nevýhodou těchto ložisek je špatná snášenlivost rázového zatížení. [3,5]



Obr. 19. Valivé ložisko radiální [15]

4 POHONY

Pohony slouží jako zdroj energie, kterou potřebujeme na uvedení mechanismu nebo stroje do pohybu. Nejvíce se vyskytující zdroj energie je motor. Pro pohon pásových dopravníků se nejčastěji používá elektromotor, ale lze využít i hydromotor nebo v určitém případě i zážehový motor. [1]

4.1 Elektromotory

Tento typ pohonu slouží k přeměně elektrické energie na energii pohybovou nebo mechanickou. Skládají se ze dvou částí, a to je stator a rotor. Stator je část nepohyblivá a rotor je otáčivá část. Elektromotory pracují na opačném principu generátoru. Dělí se podle elektrické energie, která jím protéká na střídavé a stejnosměrné. [1,15,25]

4.1.1 Střídavé elektromotory

Pracují na principu elektromagnetické indukce a pracují se střídavým proudem. Dělí se na asynchronní a synchronní. [20]

4.1.1.1 *Asynchronní elektromotory*

Asynchronní elektromotory jsou nejvíce používané elektromotory, protože jsou spolehlivé, konstrukčně jednoduché a mají dlouhou životnost. Dělí se na dva typy, a to na asynchronní elektromotor s kotvou na krátko a kroužkovou kotvou. Když elektromotorem prochází střídavý proud, tak se vytváří magnetické pole, které rotuje a uvádí rotor do pohybu. [1,15]

4.1.1.2 *Synchronní elektromotory*

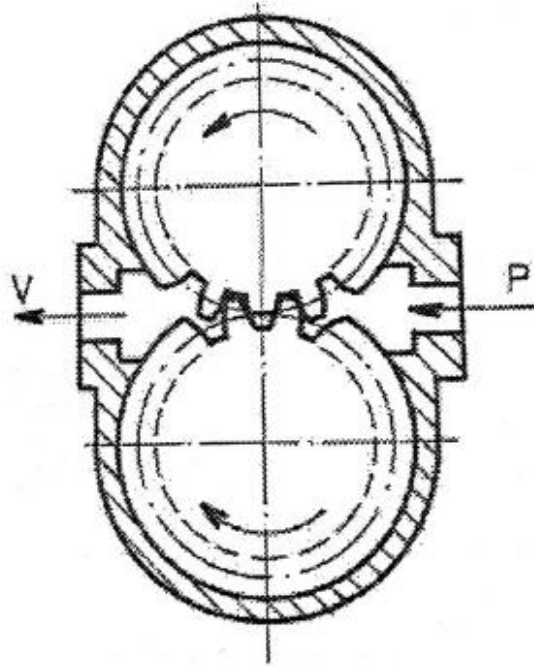
Jsou velmi podobné asynchronním motorům, kde rotorové póly obsahují cívku, ve které prochází střídavý proud. Tyto motory jsou vysoce účinné a mají konstantní otáčky. [1,15]

4.1.2 Stejnosměrné elektromotory

Na rozdíl od střídavých elektromotorů v stejnosměrných elektromotorech prochází stejnosměrný proud, který se přeměňuje na mechanickou energii. Výhodou těchto motorů, je že při malých otáčkách mají největší točivý moment. [1,15]

4.2 Hydromotory

Hydromotory využívají potenciální tlakové energie, která je vytvořena kapalinou a přeměňují ji na mechanickou energii. Rozdělují se podle pohybu, který konají na přímočarý a rotační. [1]



Obr. 20. Rotační hydromotor [1]

4.3 Pneumotory

Pneumotory přeměňují potenciální energii získanou ze stlačeného vzduchu na energii mechanickou. Dělí se podle pohybu, který konají na lineární a rotační. Výhody tohoto motoru jsou velké zdvihy, použití v prostředích s vysokými teplotami nebo kde hrozí nebezpečí výbuchu. Nevýhodou je hlučnost a energetická náročnost. [1]

II. PRAKTICKÁ ČÁST

5 ZADÁNÍ

Cílem bakalářské práce, je návrh pohonu mezioperačního dopravníku s regulací rychlosti pásu, kde je využit kinematický mechanismus, který přenáší kroutící moment pomocí excentru a jednosměrné spojky. Regulace rychlosti je řešena pomocí regulačního šroubu.

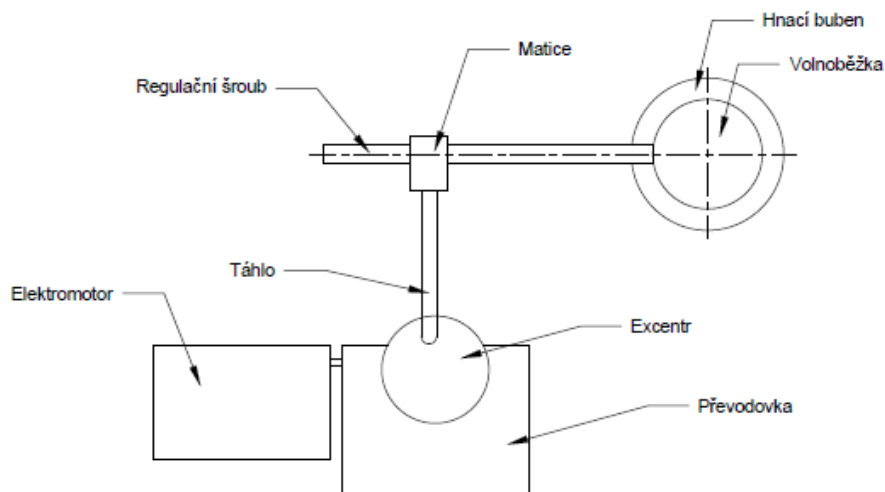
Zadané hodnoty:

- Výkon motoru: $P = 4 \text{ kW}$
- Rychlost pásu: $v = 0,4\text{-}0,9 \text{ m/min}$

Zvolený průměr hnacího bubnu: $D = 80 \text{ mm}$

5.1 Schéma

Elektromotor je spojen s převodovkou, která pomocí hřídele rozpojuje excentr. Poté pomocí čepu, který je upevněn na excentru, je rozpořbováno táhlo. Táhlo přenáší pohyb excentru na regulační matici s regulačním šroubem. Díky volnoběžce je na buben přenášen pohyb



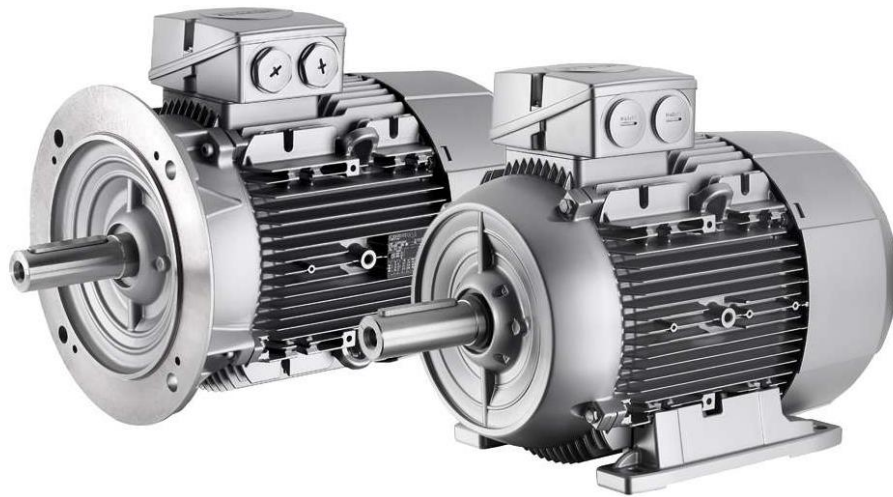
Obr. 21. Schéma pohonu s regulací rychlosti

5.2 Volba motoru a převodovky

Volím:

- Elektromotor SIEMENS 1LE1002-1CB03 s parametry:
 - Výkon: $P = 5,5 \text{ kW}$
 - Otáčky: $n = 1450 \text{ ot/min}$

- Účinnost (IE1): $\eta = 84,7\%$ [22]



Obr. 22. Elektromotor Siemens 1LE1002-1CB03 [22]

- Šnekovou převodovku MR40 – NMRV040
 - Převodový poměr $i = 30$ [7]



Obr. 23. Šneková převodovka MR40 – NMRV040 [7]

6 VÝPOČET

Skutečný výkon elektromotoru SIEMENS 1LE1002-1CB03:

$$P_{ef} = P \cdot \eta = 5500 \cdot 0,847 = 4658,5 \text{ W}$$

Skutečný výkon motoru vyhovuje zadání.

Výstupní otáčky z převodové skříně:

$$n_{výstup} = \frac{n}{i} = \frac{1450}{30} = 48,3 \frac{ot}{min}$$

Výstupní moment pohonu:

$$M_k = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 4658}{2 \cdot \pi \cdot 29} = 920 \text{ Nm}$$

6.1 Výpočet vzdáleností pro regulaci rychlosti

6.1.1 Výpočet pro maximální rychlost: $v = 0,9 \text{ m/min}$

Obvod hnacího bubnu dopravníku:

$$o = \pi \cdot D = \pi \cdot 80 = 251,33 \text{ mm}$$

Počet otáček na požadované pootočení:

$$n_2 = \frac{1000 \cdot v_{max}}{o} = \frac{1000 \cdot 0,9}{251,33} = 3,58 \frac{ot}{min}$$

Převod otáček na stupně pootočení:

$$\varphi_2 = n_2 \cdot 360 = 3,58 \cdot 360 = 1288,8 \text{ }^\circ/min$$

Úhel na jeden kmit:

$$\alpha_2 = \frac{\varphi_2}{n_{výstup}} = \frac{1288,8}{48,3} = 26^\circ 40'$$

Výpočet excentricity e . Volím vzdálenost mezi maticí regulačního šroubu a osou hnacího bubnu $l_2 = 150 \text{ mm}$.

$$\tan \frac{\alpha_2}{2} = \frac{e}{l_2} \rightarrow e = \tan \frac{\alpha_2}{2} \cdot l_2 = \tan 13^\circ 20' \cdot 150 = 35,6 \text{ mm}$$

6.1.2 Výpočet pro minimální rychlost: $v = 0,4 \text{ m/min}$

Počet otáček na požadované pootočení:

$$n_1 = \frac{1000 \cdot v_{min}}{o} = \frac{1000 \cdot 0,4}{251,33} = 1,59 \frac{ot}{min}$$

Převod otáček na stupně pootočení:

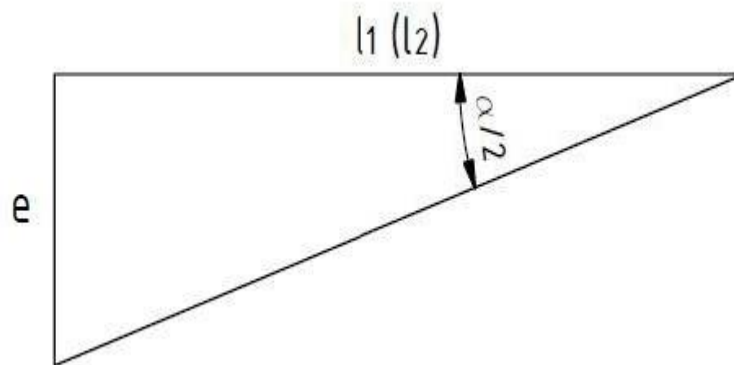
$$\varphi_1 = n_1 \cdot 360 = 1,59 \cdot 360 = 572,4 \text{ } ^\circ/min$$

Úhel na jeden kmit:

$$\alpha_1 = \frac{\varphi_1}{n_{výstup}} = \frac{572,4}{48,3} = 11^\circ 51'$$

Výpočet vzdálenosti mezi maticí regulačního šroubu a osou hnacího bubnu l_1 (obr.25).

$$\tan \frac{\alpha_1}{2} = \frac{e}{l_1} \rightarrow l_1 = \frac{e}{\tan \frac{\alpha_1}{2}} = \frac{35,6}{\tan 3^\circ 17'} = 342,55 \text{ mm}$$



Obr. 24. Vzdálenost mezi regulační maticí a osou hnacího bubnu

6.2 Výpočet kroutícího momentu a síly

Obvodová síla na excentru:

$$M_k = F_o \cdot e \rightarrow F_o = \frac{M_k}{e} = \frac{920}{0,0356} = 25\,842,7 \text{ N}$$

Silové poměry v mechanismu:

$$F_t = F_o \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 25\,842,7 \cdot \sin 5^\circ 55' = 2663,8 \text{ N}$$

$$F_s = F_o \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = 25\,842,7 \cdot \cos 5^\circ 55' = 25\,704,3 \text{ N}$$

Kroutící moment, který působí na volnoběžnou spojku:

$$M_{kv} = F_t \cdot l_1 = 2663,8 \cdot 342,55 = 912\,484,7 \text{ Nmm} = 912,5 \text{ Nm}$$

Z výpočtu lze vyčíst, že kroutící moment působící na volnoběžnou spojku je 912,5 Nm. Proto volím volnoběžnou spojku GV 30 od TEA Technik s.r.o., která má díru pro hřídel o průměru 30 mm a je určena pro kroutící moment 1250 N/m. [14]



Obr. 25. Volnoběžná spojka GV 30 [14]

6.3 Návrh délky pera hřídele volnoběžné spojky

Z volnoběžné spojky nám vystupuje hřídel o průměru $d = 30 \text{ mm}$. Materiál pera je ocel 1.0060 s dovolenými hodnotami $\tau_{DS} = 100 \text{ MPa}$, $p_D = 150 \text{ MPa}$.

Kontrola na stříh:

$$\tau_S \leq \tau_{DS} \rightarrow \frac{F_s}{S} \leq \tau_{DS} \rightarrow \frac{F_s}{b \cdot l} \leq \tau_{DS} \rightarrow l = \frac{F_s}{b \cdot \tau_{DS}} = \frac{25\,704,3}{10 \cdot 100} = 25,7 \text{ mm}$$

Kontrola na otláčení:

$$p \leq p_D \rightarrow \frac{F_s}{S} \leq p_D \rightarrow \frac{F_s}{\frac{h}{2} \cdot l} \leq p_D \rightarrow l = \frac{F_s}{\frac{h}{2} \cdot p_D} = \frac{25\,704,3}{4 \cdot 150} = 42,8 \text{ mm}$$

Dle tabulek volím pero ČSN 02 2562 10e7x8x45

6.4 Návrh čepu excentru

Volím čep $d_c = 20$ mm, $l_c = 50$ mm s materiálem ocel 1.0060 s dovolenou hodnotou:

$\tau_{DS} = 100$ MPa. Dovolенý tlak kluzného ložiska $p_D = 30$ MPa.

Kontrola na stříh:

$$\tau_S \leq \tau_{DS} \rightarrow \frac{F_0}{S} \leq \tau_{DS} \rightarrow \frac{F_0}{\frac{\pi \cdot d_c^2}{4}} \leq \tau_{DS} \rightarrow \frac{25\,842,7}{\frac{\pi \cdot 20^2}{4}} \leq \tau_{DS} = 82,3 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

Kontrola na otláčení:

$$p \leq p_D \rightarrow \frac{F_S}{d_c \cdot l_c} \leq p_D \rightarrow \frac{25\,704,3}{20 \cdot 50} = 25,7 \text{ MPa} \leq 30 \text{ MPa}$$

Zvolený čep podle ISO 2341 vyhovuje: ČEP 20x50 A ISO 2341

6.5 Návrh táhla

6.5.1 Rozměry průřezu

Volím rozměry táhla $b_t = 35$ mm, $h_t = 17$ mm a $l_t = 450$ mm. Materiál táhla je ocel 1.0060 s dovolenými hodnotami, $\sigma_{DT} = 150$ MPa.

Výpočet tlaku:

$$\sigma \leq \sigma_{DT} \rightarrow \frac{F_t}{S} \leq \sigma_{DT} \rightarrow \frac{F_t}{b_t \cdot h_t} \leq \sigma_{DT} \rightarrow \frac{2663,8}{35 \cdot 17} = 4,5 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa}$$

Zvolené rozměry b_t , h_t táhla vyhovují.

6.5.2 Kontrola na vzpěr

Tato kontrola bude provedena pomocí Eulera. Jedná se o druhý typ namáhání podle Eulera, protože oba konce táhla jsou uloženy kloubově. Proto dle tabule: $\lambda_m = 90$, $l_{red} = l$.

Kvadratický moment:

$$I = \frac{b_t \cdot h_t^3}{12} = \frac{35 \cdot 17^3}{12} = 14\,329,6 \text{ mm}^4$$

Poloměr setrvačnosti:

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I}{S}} = \sqrt{\frac{14\,329,6}{35 \cdot 17}} = 4,9 \text{ mm}$$

Štíhlostní poměr:

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i_{min}} = \frac{450}{4,9} = 91,8$$

$$\lambda \geq \lambda_m \rightarrow 91,8 \geq 90$$

Kritická síla podle Eulera:

$$F_{kr} = \frac{\pi \cdot E \cdot I}{l_{red}^2} = \frac{\pi \cdot 210\,000 \cdot 14\,329,6}{450^2} = 46\,685,1N$$

$$F_o \leq F_{kr} \rightarrow 25\,842,7\,N \leq 46\,685,1\,N$$

Táhlo vyhovuje na vzpěr podle Eulera.

6.6 Návrh regulačního šroubu

6.6.1 Určení průměru

Volím materiál šroubu ocel 1.0060 s dovolenými hodnotami $\sigma_{Do} = 150\,MPa$,

Určení průměru šroubu z namáhání na ohyb:

$$\sigma \leq \sigma_{Do} \rightarrow \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do} \rightarrow \frac{F_t \cdot l}{\frac{\pi \cdot d_s^3}{32}} \leq \sigma_{Do}$$

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_t \cdot l}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2663,8 \cdot 342,55}{\pi \cdot 150}} = 37,95\,mm$$

Podle tabulek volím lichoběžníkový závit Tr 42x3 s $d_3 = 38,5\,mm$, $d_2 = 40,5\,mm$,

$d = 42\,mm$.

6.6.2 Kontrola na vzpěr

Kontrola na vzpěr regulačního šroubu proběhne podle Eulera. Šroub je upnutý na jednom konci a na druhém konci je volný, proto dle tabulek: $\lambda_m = 90$, $l_{red} = 2l = 2 \cdot 342,55 = 685,1\,mm$.

Kvadratický moment:

$$I = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} = \frac{\pi \cdot 38,5^4}{64} = 107\,848\,mm^4$$

Poloměr setrvačnosti:

$$i_{min} = \frac{d_3}{4} = \frac{38,5}{4} = 9,625 \text{ mm}$$

Štíhlostní poměr:

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i_{min}} = \frac{685,1}{9,625} = 71,18$$

$$\lambda \geq \lambda_m \rightarrow 71,18 \geq 90$$

→ Oblast nepružného vzpěru, kde postupujeme podle Tetmajerovy - Jasinského rovnice. Pro ocel 1.0060 platí: $a = 589$, $b = 3,82$

$$\sigma_{kr} = a - b \cdot \lambda = 589 - 3,82 \cdot 71,18 = 315,64 \text{ MPa}$$

$$F_{krit} = \sigma_{krit} \cdot S = \sigma_{krit} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 315,64 \cdot \frac{\pi \cdot 38,5^2}{4} = 367\,454,3 \text{ N}$$

$$F_s \leq F_{krit} \rightarrow 25\,704,3 \text{ N} \leq 367\,454,3 \text{ N}$$

Regulační šroub vyhovuje na vzpěr.

6.7 Návrh regulační matice

Volím materiál matice ocel 1.0060 s dovolenými hodnotami $p_{Do} = 20 \text{ MPa}$. Matice má hodnoty $D_1 = 39 \text{ mm}$, $D_2 = 40,5 \text{ mm}$, $D_4 = 42,5 \text{ mm}$.

Počet činných závitů:

$$H = \frac{D_4 - D_1}{2} = \frac{42,5 - 39}{2} = 1,75 \text{ mm}$$

$$i = \frac{F_s}{\pi \cdot D_2 \cdot H \cdot p_{dov}} = \frac{25\,704,3}{\pi \cdot 40,5 \cdot 1,75 \cdot 20} = 5,77 \rightarrow 6 \text{ závitů}$$

Výška matice:

$$m = i \cdot P = 6,3 = 18 \text{ mm}$$

Matice je k táhlu připevněna pomocí čepu, který je zajištěn závlačkou.

6.8 Návrh čepu regulační matice a táhla

Volím čep $d_c = 10$ mm s materiálem ocel 1.0060 s dovolenými hodnotami:

$\tau_{DS} = 100\text{MPa}$, $p_D = 150\text{MPa}$. U táhla jsou dovolené hodnoty $p_D = 30\text{MPa}$, což jsou hodnoty pro slinutý bronz, který je použit u kluzného ložiska.

Smykové napětí v čepu:

$$\tau_s = \frac{F_t}{\frac{\pi \cdot d_c^2}{4}} = \frac{2663,8}{\frac{\pi \cdot 10^2}{4}} = 33,8\text{MPa} \leq 100\text{MPa}$$

Tlak v táhlu:

$$p = \frac{F_t}{d_c \cdot h_t} = \frac{2663,8}{10 \cdot 17} = 15,7\text{MPa} \leq 30\text{MPa}$$

Tlak v matici:

$$p = \frac{F_t}{d_c \cdot d_v} = \frac{2663,8}{10 \cdot 50} = 5,3\text{MPa} \leq 30\text{MPa}$$

Zvolený čep podle ISO 2341 vyhovuje: ČEP 10x60x3,2 B ISO 2341

6.9 Volba ložisek

Všechny kluzná ložiska jsou vyrobeny ze slinutého bronzu.

Ložisko na čepu excentru: Ložisko SKF PSMF 202620

Ložisko na čepu mezi maticí a táhlem: Ložisko SKF PSM 101620 [12]

Ložisko na hřídel hnacího bubnu: Volím ložisko 6306 podle ČSN 4630

ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout pohon dopravníkového pásu, který má možnost regulovat svou rychlost. Zadány byly hodnoty výkonu a rozmezí rychlostí, na kterých se měl dopravník pohybovat.

Teoretická část mé bakalářské práce je zaměřena na mechanismy a to hlavně kinematické, které spadají do skupiny mechanismů s tuhými členy společně s mechanickými převody. Další téma jsou hřídelové spojky, kde se hlavně zaměřuji na spojky mechanicky ovládané a neovládané. Dále jsou zde ložiska, které stejně jako hřídelové spojky patří mezi strojní části umožňující pohyb. A poslední téma teoretické části jsou pohony, které jsou zaměřeny hlavně na elektromotory.

V praktické části jsem se zaměřil na výpočet a výkresovou dokumentaci pohonu mezioperačního dopravníku s regulací rychlosti. Podle zadané hodnoty výkonu, která činí $P=4\text{kW}$, jsem navrhl elektromotor Siemens 1LE1002-1CB03, jakož to pohon a šnekovou převodovku MR40 – NMRV040. Převodovka je spojena pomocí hřídele s excentrem, který jsem navrhl. Na excentr je připojeno táhlo pomocí čepu, které pohybuje s regulačním šroubem. Tento pohyb je zajištěn maticí, která je upevněna na konci táhla pomocí čepu. Regulační šroub je spojen s volnoběžnou spojkou GV. V této spojce je umístěna hřídel, na které je umístěn hnací buben. Pro součásti, které nejsou normalizované jsem zhotovil výkresovou dokumentaci.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] MAŇAS, Miroslav, Michal STANĚK a David MAŇAS. *Výrobní stroje a zařízení I*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2007, 264 s. ISBN 9788073185961.
- [2] KOCHMAN, Josef a Alfred BOLEK. *Části strojů*. 2. sv.. 5. přeprac. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1990, 707 s. Technický průvodce.
- [3] VOLEK, František. *Základy konstruování a části strojů I*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009, 167 s. ISBN 9788073186548.
- [4] VOLEK, František. *Základy konstruování a části strojů II: mechanismy strojů*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati, Fakulta technologická, 2003, 89 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 8073181118.
- [5] MIČKAL, Karel. *Strojnictví: Části strojů : pro učební a studijní obory SOU a SOŠ*. Praha: Sobotáles, 1995, 220 s. ISBN 8085920018.
- [6] LUKOVICS, Imrich, Libuše SÝKOROVÁ a František VOLEK. *Části a mechanismy strojů*. V Brně: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta technologická ve Zlíně, 2000, 185 s. ISBN 8021415665.
- [7] Šneková převodovka MR-NMRV. *Elektromotory - převodovky s.r.o.* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.prevodovky-elektromotory.cz/mr/snekova-prevodovka-mr90-nmrv090.html>
- [8] Mechanické převody. *ELUC* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://eluc.ikap.cz/verejne/lekce/1900>
- [9] JANČÍK, Luděk a Jiří ZÝMA. *Části a mechanismy strojů*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004, c1996, 201 s. ISBN 8001028917.
- [10] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999, 174 s. ISBN 8001019349.
- [11] LUKOVICS, Imrich a Libuše SÝKOROVÁ. *Části strojů*. Brno: VUT, 1991, 176 s. ISBN 8021402555.
- [12] *SKF* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group>
- [13] Shaft coupling. *Miki pulley* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.mikipulley-us.com/shaft-couplings>

- [14] Volnoběžná spojka GV. *T.E.A Technik s.r.o* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/samostredici-volnobezky-typ-gv/>
- [15] ZELENÝ, Jiří. *Stavba strojů - strojní součásti: učebnice pro střední průmyslové školy*. Praha: Computer Press, 2000, 157 s. Edice strojaře. ISBN 8072263110.
- [16] SVOBODA, Pavel. *Základy konstruování*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007. ISBN 9788072045358.
- [17] KLIMEŠ, Pavel. *Části a mechanismy strojů. II, Tribologie, ložiska, převody*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 8021424222.
- [18] VINŠ, Jindřich. *Části a mechanismy strojů. II, Tribologie, ložiska, převody*. Praha: SNTL - Státní nakladatelství technické literatury, 1965. ISBN 0420965.
- [19] *Kinematické mechanismy* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://digit.isste.cz/ophs/assets/759621849104.%20Kinemat.mechanismy%20a%20jejich%20soucasti.pdf>
- [20] Definition & Types Alternate electric motor [online]. Dostupné z: <https://circuitglobe.com/ac-motor.html>
- [21] Hřídelové spojky. In: *Mechmes* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: https://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-str-11.04_castistrojuumoznujicipohyb_spojky.pdf
- [22] Elektromotor Siemens. *Elektromotory Moravec s.r.o.* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.elektromotory.net/siemens/11a7-1500-otacek/11e1001-6-2-1.html>
- [23] Kulisový mechanismus. *ELUC* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://eluc.ikap.cz/verejne/lekce/1908>
- [24] SIKORA, Roman. *Dynamika: Mechanismy* [online]. 2013, 10 [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: https://projekty.fs.vsb.cz/463/edubase/VY_01_029/Dynamika/02%20Text%20pro%20e-learning/10.%20Mechanismy.pdf
- [25] Electric motor. *Britannica* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.britannica.com/technology/electric-motor>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

| | | |
|-----------------|--|-------------------------|
| P | Výkon elektromotoru | [kW] |
| v | Rychlost pásu | [m·min ⁻¹] |
| D | Průměr hnacího bubnu | [mm] |
| n | Otáčky elektromotoru | [ot·min ⁻¹] |
| η | Účinnost elektromotoru | [%] |
| i | Převodový poměr | [-] |
| P_{ef} | Efektivní výkon elektromotoru | [kW] |
| $n_{výstup}$ | Otáčky na výstupní hřídeli převodovky | [ot·min ⁻¹] |
| M_k | Kroutící moment | [N·m] |
| $n_{1,2}$ | Otáčky na jedno pootočení | [ot·min ⁻¹] |
| $\varphi_{1,2}$ | Převod otáček na stupně pootočení | [°·min ⁻¹] |
| $\alpha_{1,2}$ | Úhel na kmit | [°] |
| e | Excentricita | [mm] |
| $l_{1,2}$ | Délka ramene | [mm] |
| F_o | Síla na excentru | [N] |
| F_t | Síla v táhle | [N] |
| F_{ξ} | Síla ve šroubu | [N] |
| M_{kv} | Kroutící moment působící na volnoběžnou spojku | [N·m] |
| d | Průměr hřídele | [mm] |
| τ_s | Napětí ve stříhu | [MPa] |
| p | Napětí v tlaku | [MPa] |
| τ_{sd} | Dovolení napětí ve stříhu | [MPa] |
| p_d | Dovolené napětí v tlaku | [MPa] |
| S | Obsah | [m ²] |

| | | |
|---------------|------------------------------|--------------------|
| b | Šířka pera | [mm] |
| h | Výška pera | [mm] |
| l | Délka pera | [mm] |
| d_c | Průměr čepu excentru | [mm] |
| l_c | Délka čepu excentru | [mm] |
| l_t | Délka táhla | [mm] |
| b_t | Šířka táhla | [mm] |
| h_t | Výška táhla | [mm] |
| I | Kvadratický moment | [mm ⁴] |
| i_{min} | Poloměr setrvačnosti | [mm] |
| λ | Štíhlost | [-] |
| F_{kr} | Kritická síla podle Eulera | [N] |
| E | Yongův modul pružnosti | [MPa] |
| l_{red} | Redukovaná délka prutu | [mm] |
| σ_{Do} | Dovolené napětí v ohybu | [MPa] |
| d_s | Průměr regulačního šroubu | [mm] |
| d | Velký průměr závitu šroubu | [mm] |
| d_2 | Střední průměr závitu šroubu | [mm] |
| d_3 | Malý průměr závitu šroubu | [mm] |
| a, b | Materiálové konstanty | [MPa] |
| D_1 | Malý průměr závitu matice | [mm] |
| D_2 | Střední průměr závitu matice | [mm] |
| D_4 | Velký průměr závitu matice | [mm] |
| H | Výška závitu | [mm] |
| m | Výška matice | [mm] |

ČSN Česká technická norma

ISO Mezinárodní norma

SEZNAM OBRÁZKŮ

| | |
|---|----|
| <i>Obr. 1 Kloubový mechanismus - klikovahadlový [19]</i> | 12 |
| <i>Obr. 2 Úplný klikový mechanismus [5]</i> | 13 |
| <i>Obr. 3 Zkrácený klikový mechanismus [5]</i> | 14 |
| <i>Obr. 4 Šroubový zvedák [6]</i> | 14 |
| <i>Obr. 5 Kulisový mechanismus [23]</i> | 15 |
| <i>Obr. 6 Vačkový mechanismus [24]</i> | 16 |
| <i>Obr. 7 Tvary vaček [5]</i> | 16 |
| <i>Obr. 8 Hvězdicový mechanismus [4]</i> | 18 |
| <i>Obr. 9 Západkový mechanismus [4]</i> | 18 |
| <i>Obr. 10 Maltézský mechanismus [4]</i> | 19 |
| <i>Obr. 11 Druhy mechanických převodů a) třecí b) řemenový c) řetězový d) ozubenými koly [8]</i> | 19 |
| <i>Obr. 12 Třecí převod [2]</i> | 20 |
| <i>Obr. 13 Hydraulický zvedák [5]</i> | 22 |
| <i>Obr. 14 Spojka s pryžovými pouzdry [5]</i> | 24 |
| <i>Obr. 15 Zubová spojka [21]</i> | 24 |
| <i>Obr. 16 Radiální volnoběžná spojka [3]</i> | 25 |
| <i>Obr. 17 Druhy kluzného tření [18]</i> | 26 |
| <i>Obr. 18 Kluzné ložisko PSM od výrobce SKF [12]</i> | 27 |
| <i>Obr. 19 Valivá ložiska radiální [15]</i> | 28 |
| <i>Obr. 20 Rotační hydromotor [1]</i> | 30 |
| <i>Obr. 21 Schéma pohonu s regulací rychlosti</i> | 32 |
| <i>Obr. 22 Elektromotor Siemens 1LE1002-1CB03 [22]</i> | 33 |
| <i>Obr. 23 Šneková převodovka MR40-NMRV040 [7]</i> | 33 |
| <i>Obr. 24 Vzdálenost mezi regulační maticí a osou hnacího bubnu</i> | 35 |
| <i>Obr. 25 Volnoběžná spojka GV30 [14]</i> | 36 |

SEZNAM PŘÍLOH

| | |
|----------------------------------|-------|
| P I: Pohon dopravníku | A-0-0 |
| P II: Kusovník pohonu dopravníku | A-0-0 |
| P III: Excentr | A-0-1 |
| P IV: Táhlo | A-0-2 |
| P V: Matice táhla/šroubu | A-0-3 |
| P VI: Hnaná sestava | A-1-0 |
| P VII: Regulační šroub | A-1-1 |
| P VIII: Matice šroubu/spojky | A-1-2 |
| P IX: Deska | A-1-3 |
| P X: Hřídel hnacího bubnu | A-1-4 |
| P XI: Hnací buben | A-1-5 |