

Návrh konstrukce regulace rychlosti pásu mezioperačního dopravníku

Patrik Duchoň

Bakalářská práce
2019



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická
Ústav výrobního inženýrství
akademický rok: 2018/2019

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Patrik Duchoň**
Osobní číslo: **T16058**
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor: **Technologická zařízení**
Forma studia: **prezenční**

Téma práce: **Návrh konstrukce regulace rychlosti pásu mezioperačního dopravníku**

Zásady pro vypracování:

- 1. Vypracujte literární studii na dané téma.**
- 2. Navrhněte pohon pro výkon 4. kW s regulací rychlosti pásu 0,45 – 0,85 m/min**
- 3. Zhotovte sestavu pohonu.**
- 4. Zhotovte výrobní dokumentaci**

Rozsah bakalářské práce: **cca 60 stran**
Rozsah příloh:
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

1. **Kemka, V, Barták, J, Milčák P, Žitek, P. : Stavba a provoz strojů, stroje a zařízení, Informatorium, Praha, 2009, ISBN 978-80-7333-075-0**
2. **Lukovics, I, Sýkorová, L, Volek, F : Části a mechanismy strojů, Skripta, ES VUT Brno, 2000, ISBN 80 - 214 - 1566 - 5,**
3. **Volek, F, : Základy konstruování a části strojů - mechanismy strojů, Skripta, UTB ve Zlíně, 2003, ISBN 80-7318 - 111 - 8,**
4. **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: **2. ledna 2019**
Termín odevzdání bakalářské práce: **24. května 2019**

Ve Zlíně dne 18. února 2019

L.S.

doc. Ing. Roman Čermák, Ph.D.
děkan

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

Příjmení a jméno: DUCHON PATRIK

Obor: TZ

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby ¹⁾;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/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 ²⁾;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 2 a 3 mohu užít své dílo – diplomovou/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);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/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.

Ve Zlíně 19.5.2019

.....

¹⁾ zákon č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, § 47 Zveřejňování závěrečných prací:

(1) Vysoká škola nevydělečně zveřejňuje disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce, u kterých proběhla obhajoba, včetně posudků oponentů a výsledku obhajoby prostřednictvím databáze kvalifikačních prací, kterou spravuje. Způsob zveřejnění stanoví vnitřní předpis vysoké školy.

(2) Disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce odevzdané uchazečem k obhajobě musí být též nejméně pět pracovních dnů před konáním obhajoby zveřejněny k nahlížení veřejnosti v místě určeném vnitřním předpisem vysoké školy nebo není-li tak určeno, v místě pracoviště vysoké školy, kde se má konat obhajoba práce. Každý si může ze zveřejněné práce pořizovat na své náklady výpisy, opisy nebo rozmnoženiny.

(3) Platí, že odevzdáním práce autor souhlasí se zveřejněním své práce podle tohoto zákona, bez ohledu na výsledek obhajoby.

²⁾ 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, § 35 odst. 3:

(3) Do práva autorského také nezasahuje škola nebo školské či vzdělávací zařízení, užije-li nikoli za účelem přímého nebo nepřímého hospodářského nebo obchodního prospěchu k výuce nebo k vlastní potřebě dílo vytvořené žákem nebo studentem ke splnění školních nebo studijních povinností vyplývajících z jeho právního vztahu ke škole nebo školskému či vzdělávacímu zařízení (školní dílo).

³⁾ 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, § 60 Školní dílo:

(1) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení mají za obvyklých podmínek právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla (§ 35 odst. 3). Odpírá-li autor takového díla udělit svolení bez vážného důvodu, mohou se tyto osoby domáhat nahrazení chybějícího projevu jeho vůle u soudu. Ustanovení § 35 odst. 3 zůstává nedotčeno.

(2) Není-li sjednáno jinak, může autor školního díla své dílo užít či poskytnout jinému licenci, není-li to v rozporu s oprávněnými zájmy školy nebo školského či vzdělávacího zařízení.

(3) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení jsou oprávněny požadovat, aby jim autor školního díla z výdělku jím dosaženého v souvislosti s užitím díla či poskytnutím licence podle odstavce 2 přiměřeně přispěl na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložily, a to podle okolností až do jejich skutečné výše; přitom se přihlédne k výši výdělku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se věnuje konstrukčnímu návrhu regulace rychlost pásu mezioperačního dopravníku. V první, tedy teoretické části, jsou popsány základy konstruování a dimenzování části strojů a zařízení, mechanismy strojů a jejich využití. Dále potom teoretický základ k součástem umožňujícím pohyb a druhy pohonů strojů.

Součástí druhé, tedy praktické části, je samotný konstrukční návrh regulace rychlosti složen z kinematického mechanismu. Návrh je podpořen výpočty a výkresovou dokumentací.

Klíčová slova: regulace rychlosti, mechanismy, konstruování, části strojů, pohon pásového dopravníku

ABSTRACT

The bachelor thesis deals with the Design of Conveyor Belt Speed Control Design. The theoretical part of the thesis includes fundamentals of construction and machine parts dimensioning description. It also includes theoretical principles to parts that enable a motion and types of machine drives.

In the practical part the Design of Conveyor Belt Speed Control Design is designed with kinematic mechanism. The drawing documentation is included as a part of the bachelor thesis as well as calculations needed for successful design.

Key words: speed control design, mechanism, construction, machine parts, belt conveyor drive

V první řadě bych touto cestou rád poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce, panu Ing. Františku Volkovi CSc. za jeho trpělivý přístup, cenné rady, odborné připomínky a příjemnou spolupráci při tvorbě mé bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za nepřetržitou podporu při studiu. V neposlední řadě, bych také chtěl poděkovat všem mým přátelům, kteří mi se psaním mé bakalářské práce pomáhali.

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

OBSAH

| | |
|--|-----------|
| ÚVOD..... | 9 |
| I TEORETICKÁ ČÁST..... | 10 |
| 1 KONSTRUOVÁNÍ..... | 11 |
| 1.1 ÚVOD DO KONSTRUOVÁNÍ..... | 11 |
| 1.2 METODIKA KONSTRUOVÁNÍ | 11 |
| 1.3 TECHNOLOGIČNOST KONSTRUKCE..... | 12 |
| 1.4 POŽADAVKY NA KONSTRUKCI Z HLEDISKA TECHNOLOGIČNOSTI..... | 12 |
| 2 DIMENZOVÁNÍ STROJNÍCH SOUČÁSTÍ | 14 |
| 2.1 PEVNOSTNÍ PODMÍNKY PŘI STATICKÉM NAMÁHÁNÍ | 14 |
| 2.1.1 Smluvní pracovní diagram | 15 |
| 2.2 NAMÁHÁNÍ PŘI PROMĚNLIVÉM ZATÍŽENÍ..... | 17 |
| 2.2.1 Wöhlerův diagram – mez únavy | 18 |
| 3 MECHANIZMY..... | 19 |
| 3.1 ROZDĚLENÍ MECHANIZMŮ | 19 |
| 3.2 KINEMATICKÉ MECHANIZMY | 19 |
| 3.2.1 Rozdělení kinematických mechanismů..... | 20 |
| 3.2.2 Kloubové mechanismy..... | 21 |
| 3.2.3 Klikový mechanismus..... | 22 |
| 3.2.4 Šroubový mechanismus | 24 |
| 3.2.5 Kulisové mechanismy | 25 |
| 3.2.6 Vačkové mechanismy | 26 |
| 3.2.7 Mechanizmy s přerušovaným pohybem..... | 28 |
| 3.2.8 Regulační a brzdící mechanismy | 30 |
| 3.3 HYDRAULICKÉ MECHANIZMY | 31 |
| 3.4 PNEUMATICKÉ MECHANIZMY | 32 |
| 4 ČÁSTI STROJŮ UMOŽŇUJÍCÍ POHYB..... | 34 |
| 4.1 HRÍDELOVÉ SPOJKY | 34 |
| 4.1.1 Spojky mechanicky neovládané..... | 35 |
| 4.1.1.1 Spojky pevné..... | 35 |
| 4.1.1.2 Spojky pružné | 37 |
| 4.1.1.3 Spojky vyrovnávací | 38 |
| 4.1.2 Spojky mechanicky ovládané..... | 39 |
| 4.1.3 Volnoběžná spojka | 41 |
| 4.1.4 Hydraulické spojky | 42 |
| 4.1.5 Elektrické spojky..... | 42 |
| 4.2 LOŽISKA..... | 42 |
| 4.2.1 Kluzná ložiska | 42 |
| 4.2.2 Valivá ložiska..... | 43 |
| 5 POHONY STROJŮ..... | 45 |

| | | |
|-----------|---|-----------|
| 5.1 | ELEKTROMOTORY | 45 |
| 5.1.1 | Střídavé elektromotory | 45 |
| 5.1.2 | Stejnoseměrné motory | 45 |
| 5.2 | HYDROMOTORY | 46 |
| 5.3 | PNEUMOTORY | 47 |
| II | PRAKTICKÁ ČÁST | 48 |
| 6 | ZADÁNÍ | 49 |
| 6.1 | SCHÉMA POHONU | 49 |
| 6.2 | VOLBA MOTORU A PŘEVODOVKY | 50 |
| 7 | KONSTRUKČNÍ NÁVRH | 51 |
| 7.1 | NÁVRH VZDÁLENOSTÍ PRO REGULACI..... | 51 |
| 7.1.1 | Návrh vzdálenosti pro rychlost: $v_{\min} = 0,45$ m/min | 51 |
| 7.1.2 | Návrh vzdálenosti rychlost: $v_{\max} = 0,85$ m/min | 52 |
| 7.2 | URČENÍ SIL A KROTÍČÍHO MOMENTU..... | 53 |
| 7.3 | NÁVRH DÉLEK PER | 55 |
| 7.3.1 | Návrh délky pera na výstupní hřídeli pohonu | 55 |
| 7.3.2 | Návrh délky pera pro volnoběžnou spojku | 55 |
| 7.4 | NÁVRH ČEPU EXCENTRU | 56 |
| 7.5 | NÁVRH TÁHLA..... | 56 |
| 7.6 | NÁVRH REGULAČNÍHO ŠROUBU A MATICE..... | 58 |
| 7.6.1 | Návrh regulačního šroubu | 58 |
| 7.6.2 | Návrh matice pro regulační šroub | 60 |
| 7.7 | NÁVRH LOŽISEK | 61 |
| 7.7.1 | Ložisko ČSN 9351 30x38x32 | 61 |
| 7.7.2 | Ložisko ČSN 9348 15x19x15 | 62 |
| 7.7.3 | Ložisko ČSN 9349 36x42x40 | 63 |
| 7.8 | NÁVRH ČEPU MATICE | 64 |
| 7.9 | PEVNOSTNÍ ANALÝZA..... | 64 |
| 7.10 | MODEL POHONU | 66 |
| | ZÁVĚR | 67 |
| | SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY..... | 68 |
| | SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK..... | 70 |
| | SEZNAM OBRÁZKŮ | 73 |
| | SEZNAM PŘÍLOH..... | 75 |

ÚVOD

Tato bakalářská práce pojednává o způsobu regulace rychlosti pásového dopravníku pomocí kinematického mechanismu, používaného například v obuvnických závodech. V první části je uveden teoretický základ k tomuto tématu, jako je konstruování nebo dimenzování součástí. Jsou zde popsány druhy mechanismů, strojních součástí a pohony pro stroje, do kterých se řadí i pásový dopravník.

Pásový dopravník patří mezi strojní zařízení, umožňující přenos sypkých nebo pevných materiálů na kratší i delší vzdálenosti. Skládá se zejména z dlouhého rámu, na kterém jsou usazeny otočné válečky, tvořící pevnou pojezdovou dráhu pro pohyblivý pás, po kterém se přepravuje samotný materiál. Materiál pásu je nejčastěji pryž nebo textil. Tento způsob dopravy materiálu je využíván převážně pro přesun ve vodorovné poloze, může se však použít i pro mírně šikmou přepravu.

Cíl praktické části je navrhnout součásti pohonu tak, aby fungovaly pro zadaný výkon a rozsah rychlostí pohybu pásu. Rozsah rychlostí je možné korigovat pomocí regulačního šroubu, který je součástí navrhovaného mechanismu. V praktické části je vytvořeno celé konstrukční řešení, podpořené návrhem z počítačového softwaru Autodesk Inventor 2019. V návrhu je snaha o co největší možné použití normalizovaných dílů, což usnadní výrobu celého zařízení a pozitivně se promítne i do ekonomické stránky věci. Nenormalizované díly je třeba vyrobit, proto je součástí návrhu výkresová dokumentace.

Mnou navržený pásový dopravník disponuje nízkou rychlostí pohybu pásu. Jeho využití proto bude spočívat zejména v přepravě polotovarů, mezi jednotlivými stanovišti ve výrobním procesu.

V této práci jsou použity mimo jiné teoretické znalosti pružnosti a pevnosti, konstruování strojních součástí a mechanického chování těles.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 KONSTRUOVÁNÍ

1.1 Úvod do konstruování

Základním prostředkem pro dorozumívání se strojních inženýrů mezi sebou je výkresová dokumentace. Není jisté, zda jí každý vystudovaný inženýr bude vytvářet, ovšem orientace v ní je nezbytně nutná. Při návrhu jakékoliv certifikované strojní součásti musíme dbát na vypracování dokumentace dle platných norem. Normy mají platnosti buďto celoevropskou (EN), nebo celosvětovou (ISO). V České Republice v současnosti platí normy státní (ČSN), převzaté (ČSN ISO), mezinárodní (ISO) a evropské (EN). [1]

Základní úlohou konstruktéra je navrhovat rozměry a tvary strojních součástí tak, aby splňovali požadované funkce, byly spolehlivé a překonávali zátěž po stanovenou dobu. Důležitým faktorem je, o jakou strojní součást se jedná a k čemu bude sloužit. [1,2]

1.2 Metodika konstruování

U zrodu každého nového výrobku, stroje či strojního zařízení jsou vždy konstruktéři, kteří určují technickou úroveň, náklady spojené s výrobou, kvalitu či konkurenceschopnost. Konstruktér je tak na začátku dlouhého řetězce technologů, techniků provozních pracovníků a dělníků a je od něj očekávána tvůrčí činnost a velké znalosti v oblasti strojírenství. [1,2]

Metodika konstruování má své určité zákonitosti, a to jak v postupu při tvůrčí práci, tak v možnostech použití automatizace jednotlivých součástí za pomoci výpočetní techniky. Tu můžeme zařadit do tzv. metod systematických. Společným základem pro systematické metody jsou tyto možné postupy:

- Analýza – zkoumaný objekt se rozčlení na samostatné prvky, které se dále řeší.
- Syntéza – myšlené spojení prvků v jeden celek, který dále zkoumáme.
- Abstrakce – zaměření se na určitý důležitý problém a ostatní nechat bez povšimnutí. Cíl je vyřešit určitý problém a zanedbat nepodstatné
- Konkretizace – používání obecných pojmů, pro názornost a známost
- Indukce – utvoření si obecného závěru ze zvláštních případů
- Dedukce – přesný opak indukce tzn. z obecného vědění, utvoříme konkrétní případ.

Kromě těchto metod se mnohdy v praxi používají metody intuitivní. Tato řešení jsou založena na létech zkušeností a obecných znalostí dané problematiky tvůrčího pracovníka. [2]

1.3 Technologičnost konstrukce

Ve zkratce lze říct, že technologičnost určitého zařízení je ta vlastnost konstrukce výrobku, která zajišťuje jeho co možná nejsnadnější a nejefektivnější výrobu. Technologičnost má tedy největší vliv na pozdější výrobní náklady.

Technologii výroby nezajišťuje, jak by se někdo mohl domnívat, technolog nýbrž konstruktér. Neboť je třeba si uvědomit, že již na výrobním dokumentu je předepsán materiál, z něhož bude součástka zhotovena, tepelné či chemické zpracování, druh polotovaru, drsnost povrchu, svary či jiné další údaje, které vedou k optimalizaci procesu a kladou důraz i na ekonomickou stránku věci. Složitější postupy může upřesnit technolog, avšak základní koncepci výroby již předurčil konstruktér. Ten ovšem musí být v neustálém kontaktu s technologem i výrobou. [2]

1.4 Požadavky na konstrukci z hlediska technologičnosti

To zda je konstrukční návrh vyhovující z hlediska efektivnosti výroby lze posuzovat dle různých kritérií. Proto je vhodné řídit se dle obecných zásad, které mohou vypadat následovně:

- 1. Zvolit správný materiál pro navrhovanou součást.** Zvolený materiál musí splňovat řadu kritérií. Nejčastějším požadavkem je pevnostní charakteristika, kterou řadíme do mechanických vlastností materiálu. Ovšem, je třeba přihlídnout také k ostatním záležitostem, jako jsou fyzikální a chemické vlastnosti, které mohou určovat, zda bude materiál elektricky či tepelně vodivý nebo zda bude odolný vůči korozi. Pro následnou výrobu jsou pak důležité technologické vlastnosti. Zde můžeme zařadit obrobiteľnost, slévateľnost a zatékavost, tvárnost za tepla či za studena, svařitelnost, kalitelnost a další. Pro volbu materiálu je možno použít výpočet, který určí například to, zda nám bude daný průřez materiálu při namáhání stačit.
- 2. Využit v největší možné míře hutních polotovarů a tenkostěnných profilů.** Pro co nejekonomičtější způsob výroby.
- 3. Dle sériovosti výroby zvolit optimální technologii.** Zde se musí uvažovat, pro jak velké série se bude navržená součástka vyrábět. Jestli budeme vyrábět pouze malo-

sériově, nevyplatí se dělat inovace či nákup nových strojů. U velkosériové výroby je již třeba tuto možnost zvážit. Popřípadě je třeba popřemýšlet o vhodném způsobu výroby, který se také bude odvíjet od počtu vyrobených kusů.

4. **Nepožadovat zbytečně přesnou výrobu.** Příliš přesné rozměry, tolerance a vysoká jakost povrch prodlužuje čas výroby a je také náročná na ekonomiku procesu. Proto je doporučené udávat tolerance pouze tam, kde je to nutné.
5. **Předepsat pouze nutné přídatky na obrábění.** Tímto krokem při konstrukci ušetříme materiál a také náklady na obráběcí operace.
6. **Volit jednoduché tvary.** Týká se zejména volných ploch. Zejména chceme-li dosáhnout levné výroby
7. **Využívat normalizovaných součástí.** Je dobré při výrobě používat součástí, které si lze koupit s již danou přesností. Tímto krokem ušetříme velké množství času i peněz. Normalizovaných součástí je dobré využívat i v případě, že ještě nemají potřebný tvar a musí se dále upravit. [2]

2 DIMENZOVÁNÍ STROJNÍCH SOUČÁSTÍ

Dimenzování je postup pro určení rozměrů nosných a konstrukčních součástí tak, aby odolávaly vnějšímu zatížení. Tento postup je nezbytný pro budoucí správné fungování této součásti. Vnější zatížení a momenty, které na součást působí, mají totiž za následek vznik vnitřních sil v materiálu. Tyto síly nebývají v materiálu rozděleny rovnoměrně, proto vytváří v materiálu napětí. Napětí lze rozlišit na normálové a smykové. Normálové napětí σ působí kolmo k ploše průřezu, smykové napětí τ působí v rovině průřezu.[2]

2.1 Pevnostní podmínky při statickém namáhání

Pokud je splněna podmínka homogenního a izotropního materiálu při statickém vnějším zatížení, jsou pro materiál charakteristické určité mezní stavy materiálu:

- Mezní stav pružnosti - Při překročení tohoto stavu v materiálu vznikají trvalé deformace. Tento stav je důležitý pro houževnaté (pružné) materiály.
- Mezní stav pevnosti - Při jeho dosažení je za daných podmínek porušena soudržnost materiálu. Tento stav je rozhodující pro použití křehkých materiálů.

Houževnatost a křehkost nemusí být veličiny stálé a mohou se měnit s různými faktory. Ty mohou být například materiáloví činitelé (složení, krystalická vazba, velikost zrna a jiné), nebo vnější činitelé (teplota, typ napjatosti, rychlost zatěžování).

Při jednoosé napjatosti se vychází z výsledků tahové a tlakové zkoušky. Pro houževnaté materiály bude nejdůležitější velikost meze kluzu v tahu a tlaku, která je téměř stejná. [2]

Pevnostní podmínka při tahovém nebo tlakovém namáhání:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{Dt}, \sigma_{Dd} = \frac{\sigma_{kt}(\sigma_{kD})}{k_K} [MPa] \quad (1)$$

A při stanovení z meze pevnosti

$$|\sigma_{max}| \leq \sigma_{Dt}, \sigma_{Dd} = \frac{\sigma_{kt}(\sigma_{kD})}{k_K} [MPa] \quad (2)$$

Pro křehké materiály je rozhodující mez pevnosti v tahu a v tlaku. Pevnostní podmínka při tahovém namáhání:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{Dt} = \frac{\sigma_{Pt}}{k_p} [MPa] \quad (3)$$

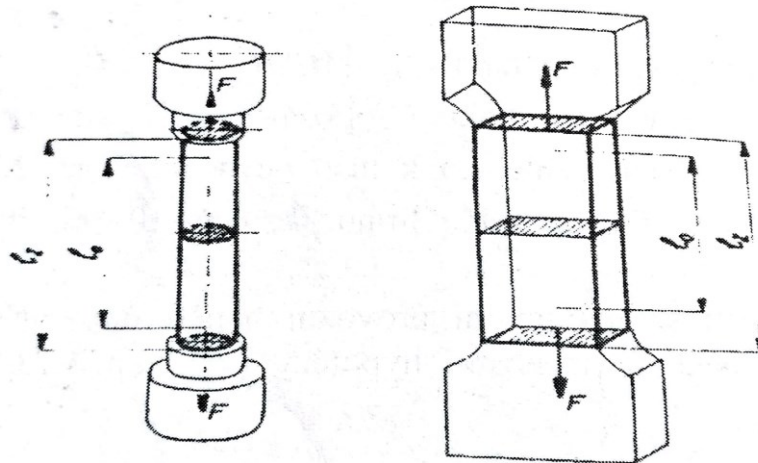
A při tlakovém namáhání

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{Dd} = \frac{\sigma_{Pt}}{k_p} [MPa] \quad (4)$$

2.1.1 Smluvní pracovní diagram

Pro zjištění smluvního pracovního diagramu se musí materiál podrobit statické zkoušce tahem, které je jedna ze základních způsobů zjištění charakteristiky materiálu. Pro tento účel se ze zkušebního materiálu vyrábějí speciálně upravené zkušební tělesa (Obr. 1), která jsou následně na trhacích strojích vystaveny vnějšímu zatěžování. Trhací stroj je vybaven zařízením pro zaznamenávání průběhu zkoušky. Ta je zaznamenána v podobě křivky, vykreslující závislost napětí σ na relativním prodloužení ϵ .

Závislost σ na ϵ se pro měkké oceli označuje jako smluvní pracovní diagram (smluvní je nazýván pro zachování původního průřezu S_0 při výpočtu napětí). [2]



Obr. 1: Zkušební tělesa [2]

Od počátku namáhání až do meze úměrnosti σ_U (bod U) je závislost mezi σ a ε lineární. Můžeme jej tedy popsat Hookovým zákonem, tj.:

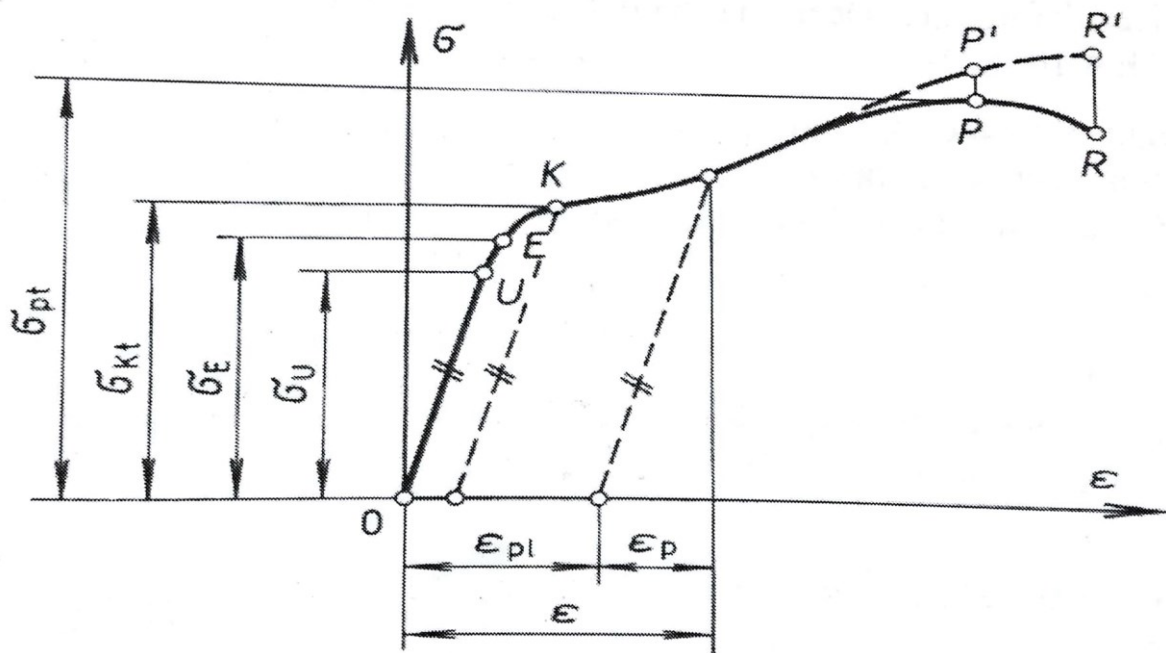
$$\sigma = E \cdot \varepsilon \text{ [MPa]} \quad (5)$$

Mez pružnosti σ_E (bod E) je určována smluvně ($\sigma_{0,005}$) jako napětí, při kterém vznikne deformace $\varepsilon=0,005\%$.

Při dosažení meze σ_{Kt} (bod K) začnou deformace rychle narůstat, přičemž se napětí výrazně nemění. Při odlehčení sil bude závislost σ na ε vypadat dle čárkovaných čar rovnoběžných s úsečkou OU. Dostane-li se napětí na nulovou hodnotu, budou vznikat trvalé (plastické) deformace ε_{pl} .

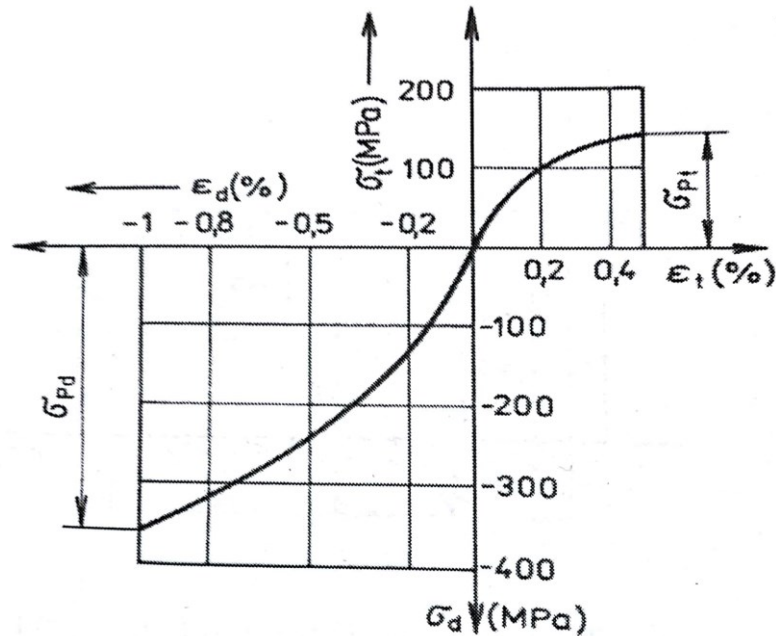
Jestliže budeme vzorek dále zatěžovat, dojde napětí zkušebního tělesa do svého maxima (bod P), které je také nazýváno jako smluvní mez pevnosti σ_{pt} . V tomto okamžiku se začnou na zkušebním tělese tvořit výrazné (lokální) příčné zúžení tzv. krčky. V oblasti okolo krčku vznikne složitý stav napjatosti a při dosažení bodu R se zkušební vzorek přetrhne.

Počítáme-li napětí k okamžitému průřezu S zkušebního tělesa, bude závislost σ - ε dle čárkované čáry P'R'. Bod P' značí skutečnou mez pevnosti a bod R' skutečné napětí, při kterém došlo k přetržení zkušebního tělesa. [2]



Obr. 2: Smluvní pracovní diagram pro měkkou ocel [2]

Naproti tomu u materiálů křehkých (Obr. 3), je přechod z pružného do tvárného stavu plynulý. Kupříkladu litinová tyč zatížena tahem (tlakem), bude mít podstatně menší mez pevnosti v tahu σ_{Pt} , než mez pevnosti v tlaku σ_{Pd} .



Obr. 3: Pracovní diagram pro křehký materiál [2]

Ze sklonu deformační přímky lze usoudit, že má litina menší modul pružnosti oproti oceli, a tím pádem se při stejně velkém napětí více zdeformuje. Ocel má modul pružnosti v tahu přibližně: $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa, šedá litina zhruba $E = 10^5$ MPa. [4,10]

2.2 Namáhání při proměnlivém zatížení

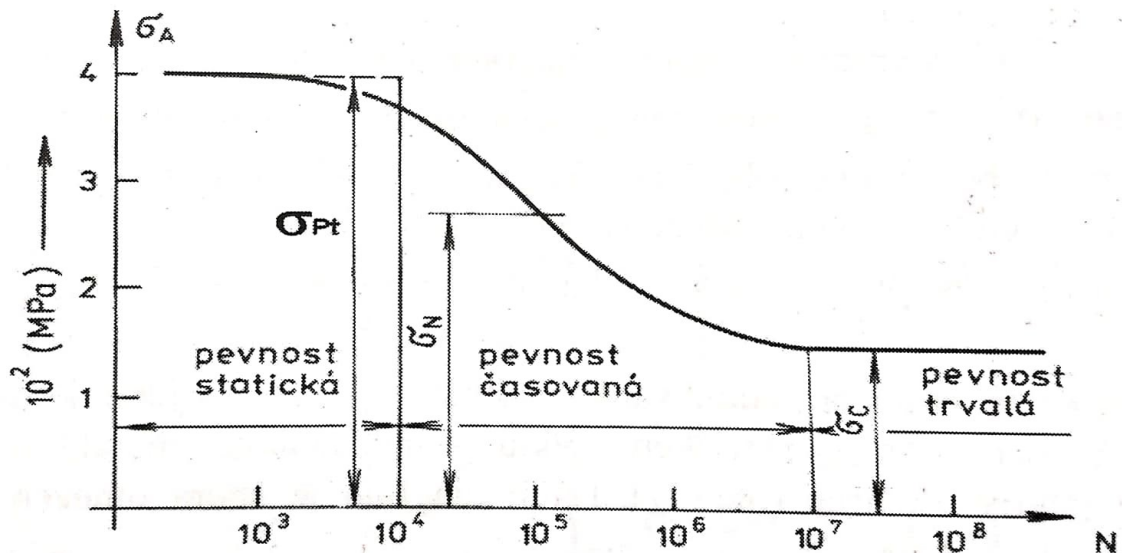
Proměnlivé zatížení bude vznikat tam, kde se síly mění periodicky během zatěžovacího cyklu, nebo při proměnlivém působení sil. Napětí má většinou takový průběh, že lze nahradit sinusovým zatížením pro lepší analytické vyjádření, usnadňující výpočet. Výpočet těchto proměnlivých zatížení ovšem není ani tak jednoduchý, proto se při navrhování a dimenzování těchto součástí opíráme o výsledky dlouhodobých zkoušek, jako je únava materiálu. Životnost takovéto součásti při proměnlivém zatížení je definována jako počet kmitů napětí do únavového porušení. Toto porušení má mnoho činitelů, z nichž nejdůležitější jsou:

- Velikost časově proměnlivé složky napětí (amplituda napětí)

- Velikost stálé složky napětí (předpětí)
- Počet zátěžných kmitů
- Vlastnosti materiálu (není dokonale pružný, homogenní nebo izotropní)
- Vliv koncentrátorů napětí (vrubů).

2.2.1 Wöhlerův diagram – mez únavy

Aby byl možný výpočet pro průřez dynamicky namáhaných součástí, je rozhodující napětí, při kterém nevzniká únavový lom, tedy napětí, které ještě materiál vydrží po dobu stanovených cyklů. Tato mez pevnosti při proměnlivém zatížení se nazývá mez únavy a zjišťuje se laboratorními zkouškami materiálu. Wöhlerův diagram je tak závislost časové únavy na počtu zátěžových cyklů N (Obr. 4). [2,10]



Obr. 4: Wöhlerův diagram [2]

Jeho průběh má tři charakteristické oblasti:

- Oblast statické pevnosti $0 \leq N \leq 10^4$ – napětí je přibližně konstantní, počet cyklů N na něj nemá vliv
- Oblast časované pevnosti $10^4 \leq N \leq 10^7$ – napětí se vrůstajícím počtem cyklů N klesá
- Oblast trvalé pevnosti $10^7 \leq N$ – zde je opět napětí přibližně stálé (mez únavy) [4.10]

3 MECHANIZMY

Mechanizmy slouží k přenosu pohybu z hnacího na hnaný člen, ke změně rychlosti tohoto pohybu, popřípadě na transformaci na jiný druh pohybu. Mají přeměnit a přenést energii dodávanou motorem na pracovní orgán tak, aby mohl pracovat podle určeného programu.

Je-li u mechanismů důležitý přenos energie, jedná se o mechanismy pracovní, naopak chceme-li po mechanismu aby vykonával pohyb po určité dráze nebo udával určitou polohu, jedná se o mechanismus pomocný (řídící). Takovéto mechanismy mohou plnit mnoho úkonů, jakými jsou například: přerušované pohyby plnicích strojů, pracovní pohyby obráběcích strojů, posuny dopravníků, periodické otevírání a uzavírání spalovacích prostor, uchopovací a přemísťovací pohyby robotů a jiné. [3,4,9]

3.1 Rozdělení mechanismů

Mechanismy lze rozdělit do několika skupin:

- Kinematické
- Elektrické
- Hydraulické
- Pneumatické
- Kombinované

Pneumatické a hydraulické mechanismy lze jedním slovem popsat rovněž jako tekutinové mechanismy. V praxi se často používá kombinace uvedených mechanismů, například hydro-pneumatické nebo elektrohydraulické.

V dnešní době se v dílnách a různých jiných technických pracovištích začalo hojně využívat hydraulických mechanismů, pro svou možnost plné automatizace. Není zde tedy nutnost ručního řízení určitých procesů. Pro tyto potřeby je však nezbytné takovéto provozy zvlášť vybavit speciálními konstrukčními prvky, např. snímače (teploty, tlaku, atd.), ventily, relé, a jiné. [4.9]

3.2 Kinematické mechanismy

Kinematický mechanismus je soustava těles, která je navzájem spojena v určitý celek, který vykonává předem určený pohyb. Nejčastěji se při použití kinematických mechanismů využívá přeměny pohybu rotačního na přímočarý nebo přeměna přímočarého pohybu na

rotační. Jejich použití je velice rozšířené a využívá se prakticky u všech strojů a zařízení, proto je u nich mimo jiné vyžadována malá hmotnost, dobrá účinnost a dlouhá životnost.[3,4]

Výhodou kinematických mechanismů je dobrá možnost využití velkých silových a rychlostních převodů za využití odzkoušených a známých mechanických prostředků. Jejich relativně malá náročnost při výrobě a malá náchylnost na změnu teploty. Není taktéž potřeba výstavby a použití různých tlakových nádob nebo použití rozvodných součástí tekutin pro jejich ovládní.

Nevýhody těchto mechanismů jsou například velká hmotnost nebo značné setrvačné síly. Tento mechanismus může také být nevyvážený. Tímto vlivem v něm vzniká velké tření, které je někdy potřeba kompenzovat například mazacími oleji. Chod takovýchto zařízení rovněž zpravidla nebývá tichý ani klidný. [3,4]

3.2.1 Rozdělení kinematických mechanismů

Kinematické mechanismy lze rozdělit dle několika kritérií:

Z hlediska teorie:

- Rovinné
- Prostorové

Dle stupňů volnosti:

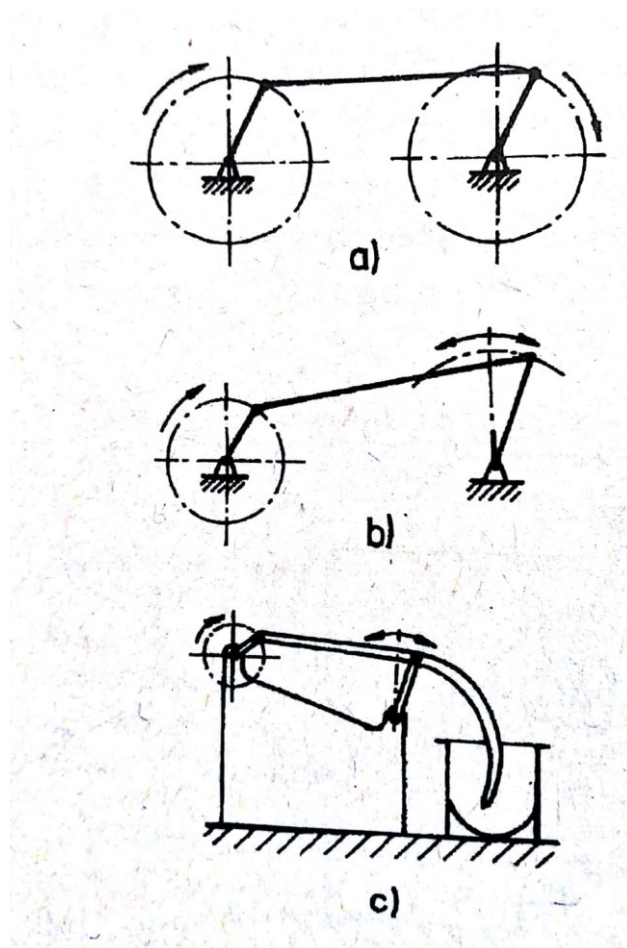
- Jednostupňové
- Dvojstupňové (diferenciály)
- Vícestupňové

Dle konstrukčních znaků:

- Kloubové
- Klikové
- Šroubové
- Kulisové
- Vačkové
- S přerušovaným pohybem
- Regulační a brzdící

3.2.2 Kloubové mechanizmy

Kloubový mechanismus může sloužit k přenosu rotačního pohybu (Obr. 5a), ke změně rotačního pohybu na pohyb kyvný (Obr. 5b) nebo na úplnou změnu rotačního pohybu na pohyb obecný (Obr. 5c). [3,4]

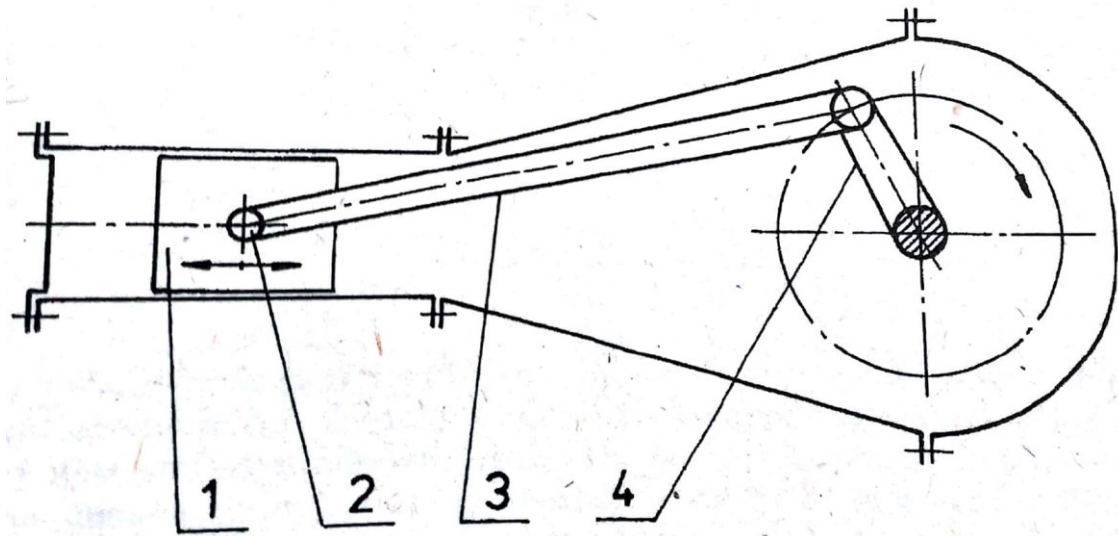


Obr. 5: Kloubový mechanismus [4]

Nejčastěji používaným druhem kloubových mechanismů je čtyřkloubový mechanismus, který je složen z hnacího a hnaného členu a členu spojovacího. Uchycení a spojení takového zařízení je provedeno pomocí čtyř kloubů. Hnacím členem tohoto mechanismu bývá klika, která je otočně uložena na rámu stroje a koná rotační pohyb. Tento pohyb je přenášen dále na hnaný člen pomocí členu spojovacího. [3,4]

3.2.3 Klikový mechanismus

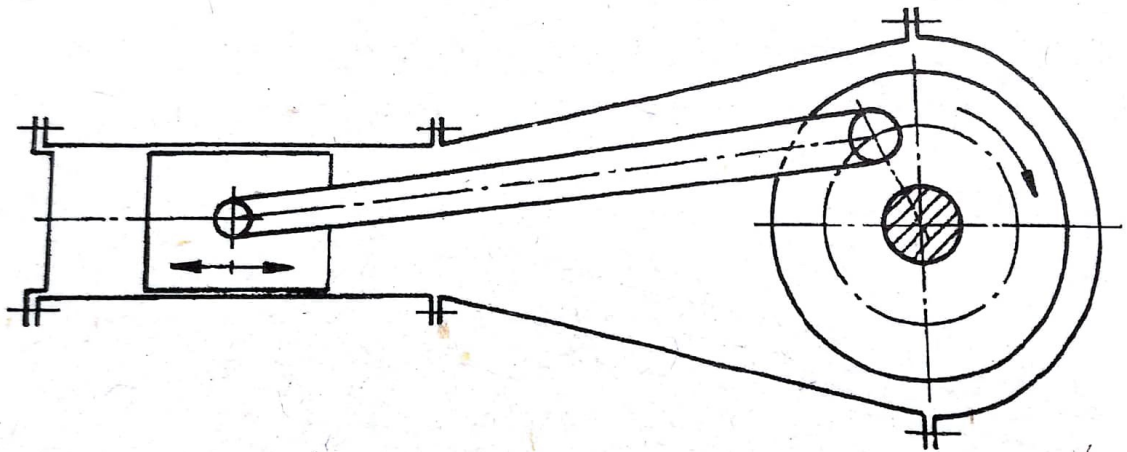
Klikový mechanismus slouží k přeměně rotačního pohybu na pohyb přímočarý. Tento princip se uplatňuje například u kompresorů, pístových čerpadel apod., nebo ke změně přímočarého pohybu na pohyb rotační, což se nejvíce využívá u spalovacích motorů. Běžně se tento mechanismus skládá z pístu, ojnice a kliky (Obr. 6). Další nezbytnou součástí je setrvačnick, který vyrovnává nerovnoměrnost chodu. [3.10]



Obr. 6: Klikový mechanismus [4]

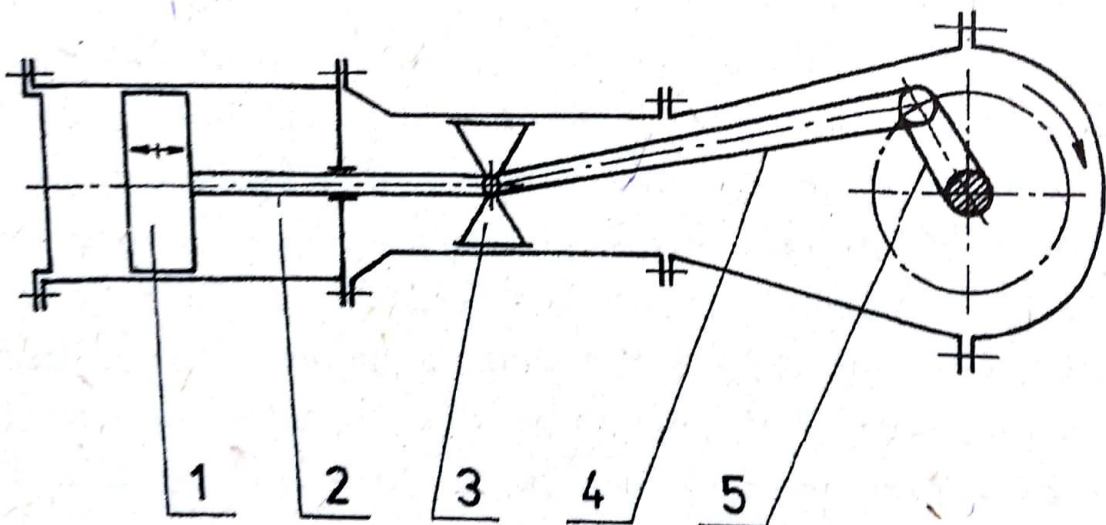
Píst (1) se pohybuje ve válci přímočaře vratně. Na píst působí tlak tekutiny, která se například vlivem exploze rozpne a píst posune ve válci. Aby nedocházelo ke ztrátám tlaku, je píst opatřen těsnícími (pístními) kroužky. Pro ušetření váhy jsou písty duté. Ojnice (3) je spojena s pístem nejčastěji pomocí dutého pístního čepu (2). Druhý konec ojnice je spojen s klikou. Ojnice klikového mechanismu je ta část, která koná obecný pohyb, neboť jeden její konec koná pohyb přímočarý a druhý konec koná pohyb rotační.

Při malých zdvizích pístu je možno použít výstředný kotouč neboli výstředník (Obr. 7). Tento mechanismus se poté nazývá výstředníkový mechanismus a slouží ke stejným účelům. [3.4]



Obr. 7: Klikový mechanismus s výstředníkem [4]

Klikový mechanismus zobrazený na obrázku (Obr. 6) je také jinak nazýván jako zkrácený mechanismus a používá se pro jednočinné stroje, kde tlak působí pouze na jednu stranu pístu. Pro zařízení kde tlak působí na obě strany, tedy pro dvojčinné mechanismy, se používá klikový mechanismus úplný (Obr. 8), obohacen ještě o křížák. Tento mechanismus se tedy skládá z pístu, pístní tyče křížáku, ojnice a kliky. [3.4]



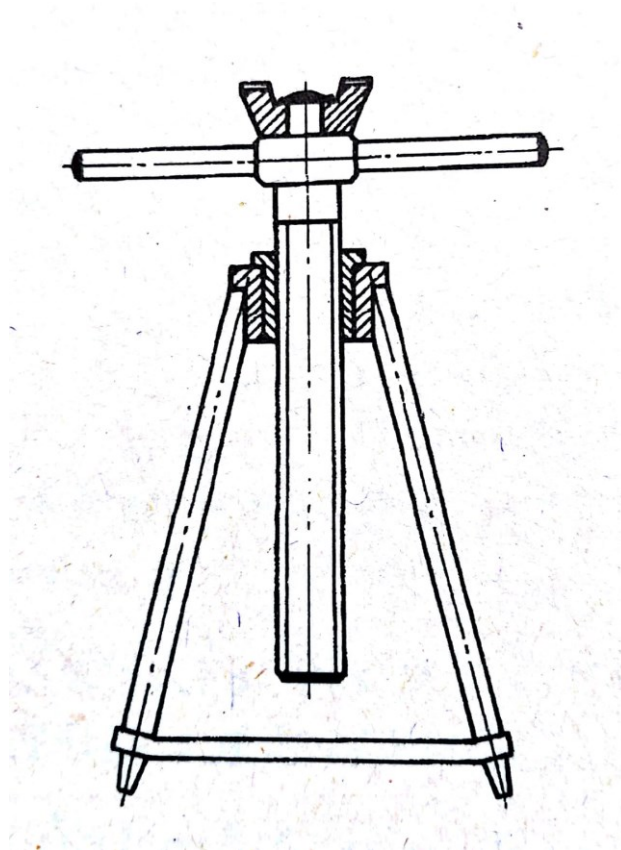
Obr. 8: Úplný klikový mechanismus [4]

3.2.4 Šroubový mechanismus

Šroubový mechanismus se používá v případech, je-li potřeba přeměnit rotační pohyb na pohyb přímočarý. Tento způsob nám umožňuje vyvození poměrně velkých sil. Konstrukčně tento mechanismus není náročný. Je tvořen pohybovým šroubem a maticí. [4]

Šroubový mechanismus může pracovat dvojím způsobem:

- Matice pohybového šroubu je uložena v tělese pevně, takže se nemůže pohybovat ani otáčet. Pohybový šroub se otáčí v matici a zároveň se posouvá ve směru své osy. Tento způsob se uplatňuje například u šroubových lisů nebo u šroubových zvedáků (Obr. 9).



Obr. 9: Šroubový zvedák [4]

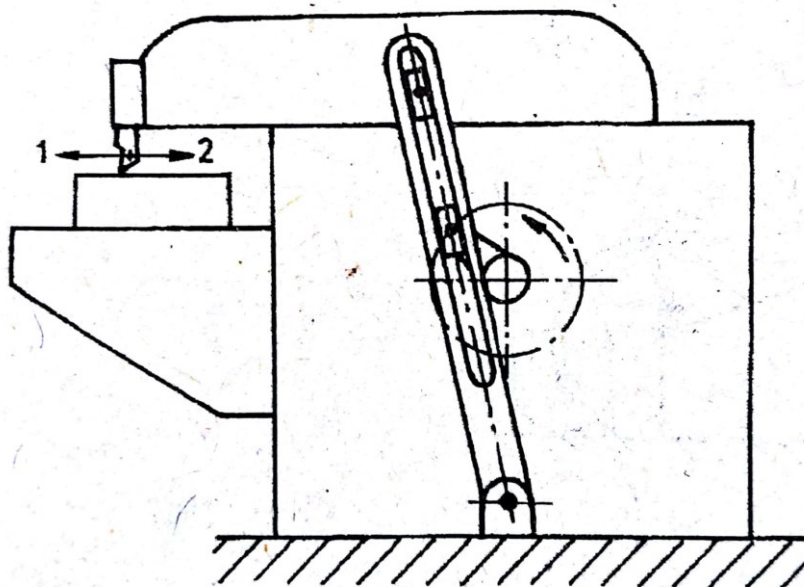
- Matice pohybového šroubu je uložena v posuvném vedení, tím pádem se může posouvat ve směru osy, ale nelze s ní otáčet. Pohybový šroub je uložen v ložiscích, takže se může otáčet bez možnosti posuvu. S otáčením pohybového šroubu se posouvá matice. Tento způsob je uplatňován například u svěráků nebo obráběcích strojů. [4]

3.2.5 Kulisové mechanismy

Kulisový mechanismus slouží k přeměně rotačního pohybu na pohyb přímočarý vratný. Skládá se z kliky, dvou kluzných kostek (kamenů), smykadla a kulisy. Kulisové mechanismy lze dělit na posuvné, kyvné a otáčivé. Posuvný pracuje na principu nekonečně dlouhé ojnice. U kyvných kulisových mechanismů je krátká klika, která koná celou otáčku, zatímco kulisa jen vratný kývavý pohyb. U otáčivých kulisových mechanismů koná otáčivý pohyb právě kulisa.[3,4]

Ukázkového kulisového mechanismu si lze povšimnout na obrázku (Obr. 10). Hnacím členem je zde klika, konající rotační pohyb. Na konci kliky bývá zpravidla uložena jedna ze dvou kluzných kostek, která koná spolu s klikou rotační pohyb a zároveň koná pohyb v drážce kulisy. Jelikož je kulisa uložena jedním koncem kloubově na rámu stroje, může konat pouze kyvný pohyb. Kyvný pohyb je přenášen na druhou kluznou kostku, která se může posunovat v drážce na konci kulisy a zároveň je spojena s tzv. smykadlem, konající přímočarý vratný pohyb.[3,10]

Zdvih smykadla lze měnit vzdáleností první kluzné kostky od osy kliky. Konstrukčně je kulisový mechanismus složen tak, aby rychlost pohybu smykadla ve směru 2 byla větší než ve směru 1, což se využívá pro obrábění rovinných ploch u vodorovných obrážecích strojů. [4,9]



Obr. 10: Kulisový mechanismus [4]

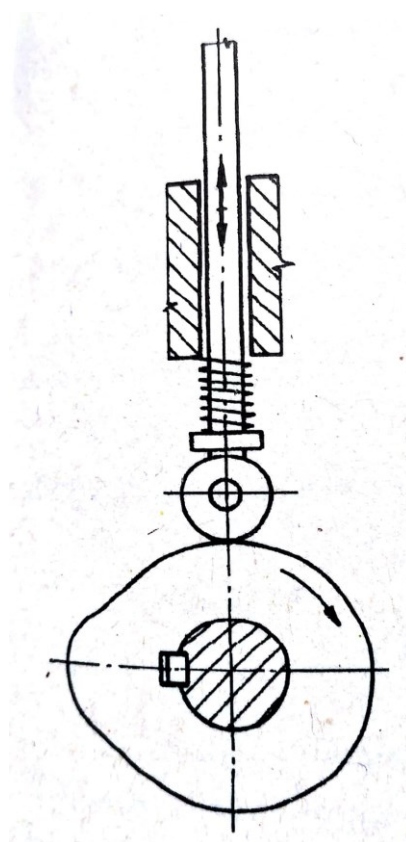
K výhodám těchto mechanismů patří zejména jejich jednoduchost. Fakt, že při použití kulisového mechanismu je pohyb smýkadla rovnoměrnější než při použití klikového mechanismu. Dále to, že délku zdvihu smýkadla lze změnit posouváním klikového čepu v radiální drážce kliky.

Nevýhodou kulisových mechanismů je omezení jejich použití pouze na menší síly, jelikož jejich opotřebení a ztráty jsou značně větší než při použití klikových mechanismů. [3,4]

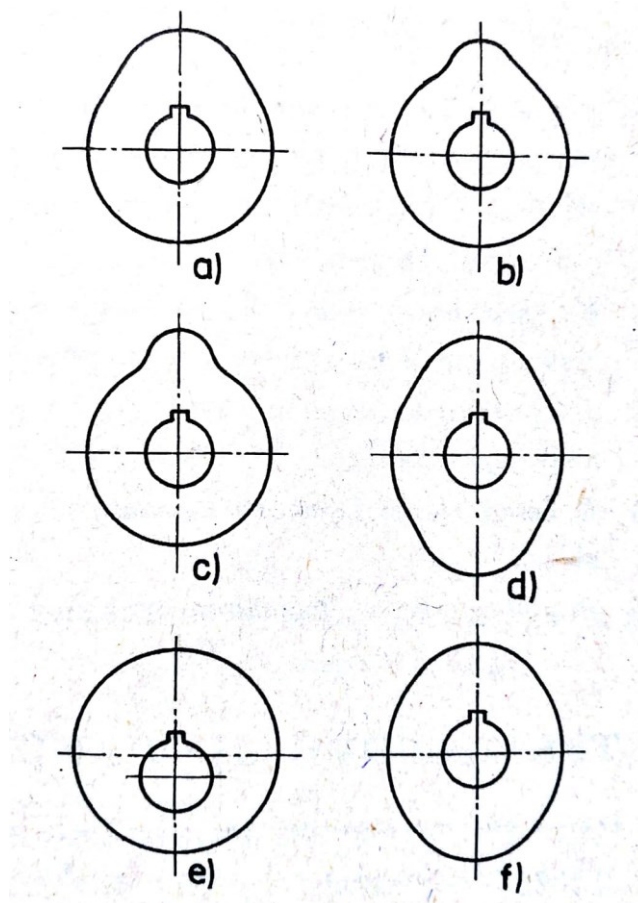
3.2.6 Vačkové mechanismy

Váčkový mechanismus se používá tam, kde je potřeba změnit rotační pohyb na pohyb přímočarý. Může být buďto rovinný nebo prostorový. Tento mechanismus je tvořen vačkou a táhlem (Obr. 11). Vačka je nekruhový kotouč s určitým profilem, který odpovídá předem naprogramovanému průběhu.

Využití vačkových mechanismů se uplatňuje zejména pro ovládání zdvihu ventilů u čtyřdobých spalovacích motorů. Další použití mohou být například v polygrafických, textilních či obuvnických firmách a u balících strojů. [3,4]



Obr. 11: Vačkový mechanismus [4]



Obr. 12: Typy tvarů vačky [4]

Tvary vaček se liší dle toho, jaký má být požadovaný průběh pohybu táhla. Chceme-li, aby se táhlo pohybovalo pozvolna nahoru i dolů, lze použít vačku Obr. 12a. Je-li vyžadováno, aby se táhlo v jednom směru pohybovalo rychleji než ve směru druhém, je možno použít tvar vačky Obr. 12b. Chceme-li, aby byl pohyb v rychlejší v obou směrech, použijeme vačku na Obr. 12c.

Tyto tři typy zajistí působení na vahadlo pouze jedenkrát za jedno otočení vačky. Jinak tomu bude při použití vačky na Obr. 12d. Použitím této vačky bude na vahadlo za jedno otočení působit dvakrát.

Funkci vačky může splnit i výstředníkový kotouč – excentr (Obr. 12e) nebo také neokrouhlý kotouč (Obr. 12f).

K výhodám vačkových mechanismů patří snadné dodržení určeného pohybu hnacího členu. Hnaný člen se může na určitý čas zastavit při plynulém pohybu hnacího členu. Dispo-

nuje také možnou snadnou zaměnitelností pohybové závislosti, zdvihů i časů pohybů výměnnou vačkou.[3,4]

Mezi nevýhody vačkových mechanismů musíme zařadit nutnost přesného vyrobění obrysové plochy vačky, jelikož má nepravidelné zakřivení. Je náchylný k náhlým změnám při zrychlení, které způsobují pružné deformace. Povrch vaček při styku se zdvihátkem podléhá značnému opotřebení, proto zde vzniká nutnost mazání povrchu vaček. [3,4]

3.2.7 Mechanizmy s přerušovaným pohybem

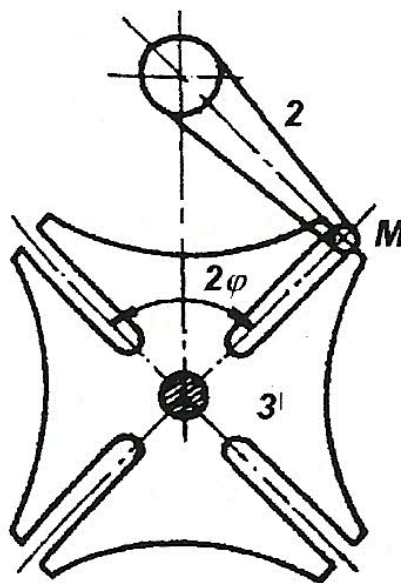
U mechanismů s přerušovaným pohybem se využívá střídání klidové části s pohybem hnanou součástí. Tyto mechanismy mění kývavý nebo plynulý pohyb na pohyb přerušovaný, a to posuvný nebo otáčivý.

Tento typ mechanismu má využití tam, kde je během nějakého cyklu, například při přemísťování polotovaru, potřeba aby zůstal tento objekt chvíli v klidu. Tato doba se odvíjí od požadavků na pracovní operaci. Takovýto nosič polotovaru může konat pohyb rotační (otáčivé stoly) nebo posuvný (posuvné stoly). [3,4]

Dále se s tímto druhem mechanismů můžeme setkat například v hodinářství.

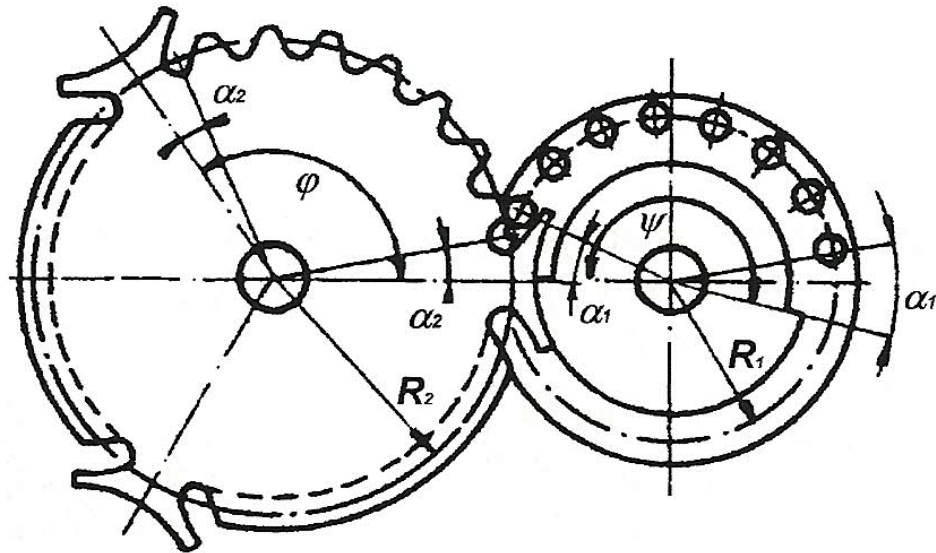
Mechanismů s přerušovaným pohybem je více druhů. Jsou to například:

- Maltézský mechanismus (Obr. 13), u něhož je otáčivý pohyb palce (2) převáděn na přerušovaný otáčivý pohyb kříže (3). [3,4]



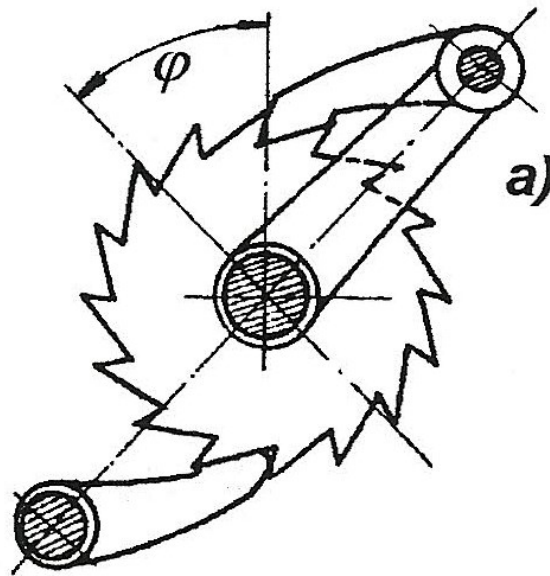
Obr. 13: Maltézský mechanismus [3]

- Hvězdicový mechanismus (Obr. 14), u něhož je otáčivý pohyb poháněče transformován na přerušovaný (krokový) pohyb hvězdice [4]



Obr. 14: Hvězdicový mechanismus [3]

- Západkový mechanismus zubový (Obr. 15), u něhož se přerušovaného pohybu docílí západkami, které zapadají do zubových mezer rohatky. Může konat jak posuvný tak otáčivý pohyb a lze jej srovnat s maltézským křížem.[3,4]



Obr. 15: Západkový mechanismus zubový [3]

3.2.8 Regulační a brzdící mechanismy

Tyto mechanismy jsou nejvíce zastoupeny pro automatizaci a tvoří její základ. Umožňují zvyšování produktivity práce a snižování nákladu na výrobu.

Díky regulačním členům je u strojů zoptimalizováno použití energie tak, že přivedená energie se rovná energii spotřebované. U přístrojů jemné mechaniky se naopak využívá jednodušší regulace tím způsobem, že přivedená energie je větší než zátěžná a její přebytek se spotřebuje při brzdění. [3,4,10]

Regulační a brzdící mechanismy rozdělujeme na:

- Mechanizmy k udržení stálé rychlosti stroje – rychlostní regulátory
- Mechanizmy ke zpomalování součásti až do úplného zastavení (brzdící mechanismy)
- Mechanizmy k uklidnění pohybu kolem kmitající součásti (tlumící mechanismy)

Regulační mechanismy mohou být například:

- Odstředivé regulátory
- Regulátory s třením mezi tuhými tělesy
- Regulátory s kapalinovým třením
- Regulátory se vzduchovým třením
- Regulátory s působením vířivých proudů

Brzdící mechanismy slouží k tomu, aby zpomalovaly rychlost a v případě potřeby zastavily těleso. Vlivem brzdění vzniká teplo. [2,7,10]

Tlumící mechanismy mohou být například:

- Vzduchové tlumiče
- Pružinové tlumiče
- Kapalinové tlumiče
- Tlumení indukční

3.3 Hydraulické mechanizmy

Hydraulické mechanizmy přenášejí silové zatížení od zdroje k pracovnímu stroji díky kapalině, kterou je nejčastěji olej. Olej současně zajišťuje mazání jednotlivých částí hydraulického mechanismu, což podporuje jeho použití.

Příklady použití hydraulických mechanismů jsou: hydraulický zvedák, hydraulické ovládání pracovních pohybů, posuv pracovních stolů, hydraulické spojky a jiné.

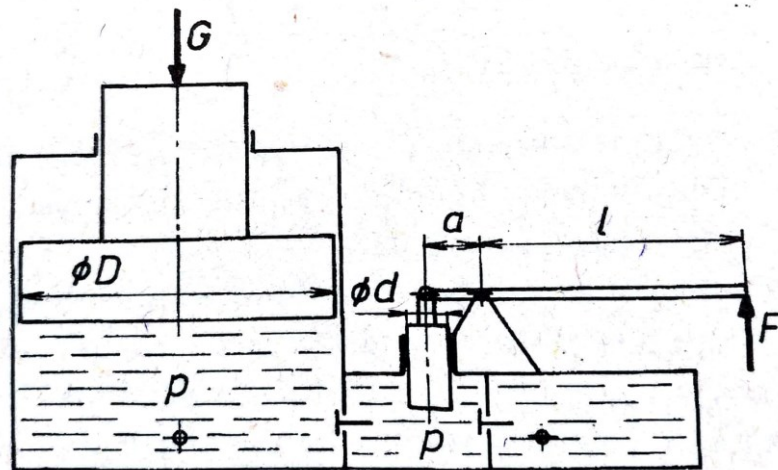
Nevýhodou těchto mechanismů je vysoká technologická přesnost výroby hydraulických prvků. Dále poté fakt, že při úniku kapaliny ztrácíme část energie. [3,4]

Základní hydraulické prvky jsou:

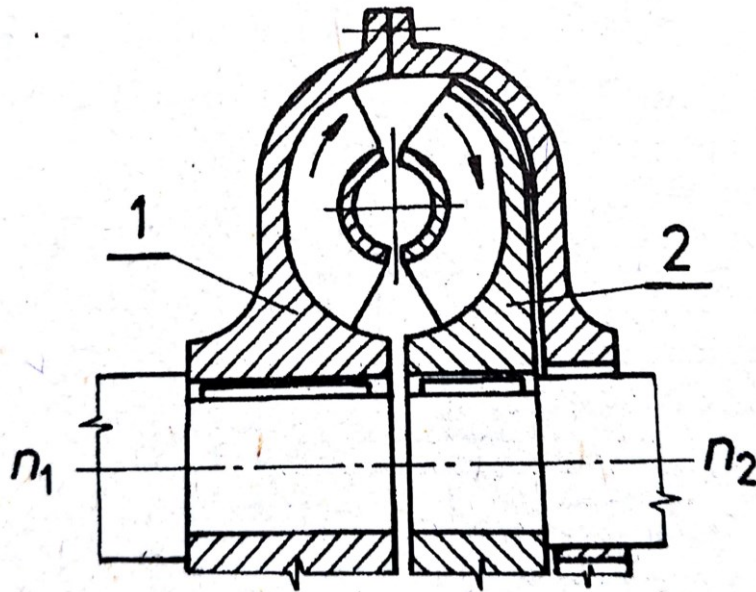
- Čerpadlo
- Pojistný přepouštěcí ventil
- Rozvaděč
- Hydromotor

Hydraulické mechanizmy můžeme dále rozdělit na:

- Hydrostatické – hydrostatický zvedák (Obr. 16), hydraulický upínač
- Hydrodynamické – hydrodynamická spojka (Obr. 17), hydrodynamický měnič



Obr. 16: Hydraulický zvedák [4]



Obr. 17:Hydrodynamická spojka [4]

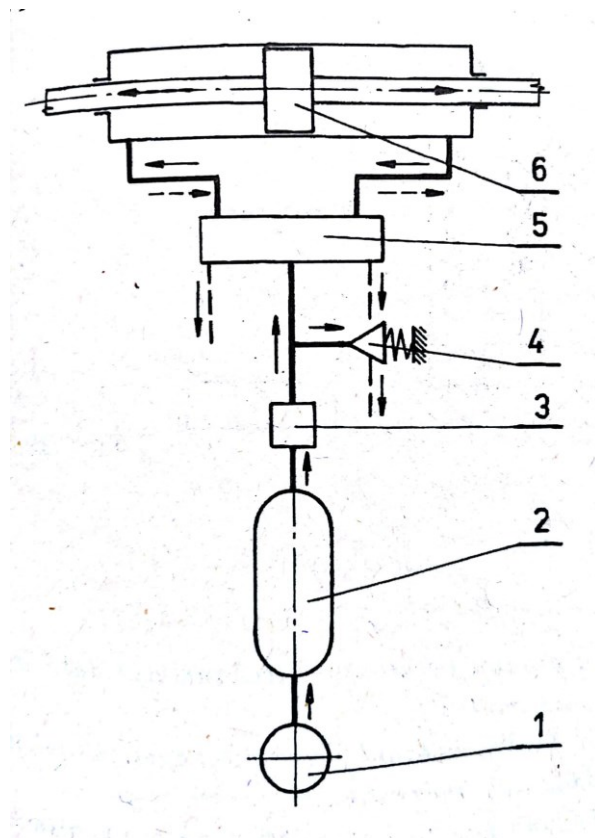
3.4 Pneumatické mechanismy

Pneumatické mechanismy přenášejí pohyb a silové zatížení z členu hnacího na člen hnaný prostřednictvím stlačeného vzduchu. Jejich použití je velmi široké. Mají všechny výhody hydraulických mechanismů, navíc mohou pracovat rychleji a nevyžadují takovou přesnost výroby. Výhodou je také možnost použití ve výbušném prostředí. [3,4,10]

Použití je například: pneumatický zvedák, pneumatické kladivo, pneumatické ovládání pracovních strojů a zařízení apod. [4]

Mezi základní prvky pneumatických obvodů patří (Obr. 18):

- Zdroj tlakového vzduchu (1)
- Akumulátor tlaku (2)
- Redukční ventil (3)
- Pojistný ventil (4)
- Rozvaděč (5)
- Pracovní píst (6)



Obr. 18: Schéma pneumatického mechanismu [4]

4 ČÁSTI STROJŮ UMOŽŇUJÍCÍ POHYB

Aby byla zajištěna možná kooperace mezi hnacím strojem (motor) se strojem hnaným (pracovním), musí být umožněno silové působení mezi těmito členy. K tomuto účinku dochází za pomoci strojních částí a součástí. Jsou to zejména tyto:

- Hřídele
- Hřídelové čepy
- Ložiska
- Spojky
- Brzdy

Pro široký rozsah této kapitoly, se dále zaměříme pouze na ložiska a spojky, které jsou použity pro návrh konstrukce této bakalářské práce.

4.1 Hřídelové spojky

Hřídelové spojky jsou strojní součásti umožňující přenos rotačního pohybu z hnacího stroje na hnaný. Tohle spojení může být použito jak pro souosé hřídele, tak pro různoběžné, třeba i s ostrým úhlem. Důvod použití těchto spojek je ochrana proti přetížení celého stroje a popř. i tlumení torzních kmitů vznikajících při sepnutí stroje. Zpravidla se takováto spojka skládá ze tří částí: hnacího, hnaného a spojujícího. [2.4.5]

Spojky lze rozdělit do několika skupin:

- Mechanické spojky
- Hydraulické spojky
- Elektrické spojky
- Magnetické spojky

Při výběru spojky musíme dbát na to, k jakému účelu bude spojka sloužit. Proto musíme bezpodmínečně znát druh hnacího a hnaného stroje a další parametry jako jsou: velikost přenášeného krouticího momentu, otáčky spojky a jiné. Popřípadě u mechanicky ovládaných spojek, jak často bude tato spojka sepnuta za určitou časovou jednotku.

Spojky mechanické dále rozdělujeme na mechanicky ovládané a neovládané.

4.1.1 Spojky mechanicky neovládané

Mezi mechanicky neovládané spojky můžeme zařadit spojky pevné, pružné a vyrovnávací. Používají se tam, kde není třeba rozpojení hřídelů ani za klidu, ani za provozu. V technické praxi jsou zastoupeny nejvíce. [9,10]

4.1.1.1 Spojky pevné

Tyto spojky patří mezi nejjednodušší hřídelové spojky. Používají se pro souosé hřídele v případech, kdy nejsou kladeny velké nároky. Konstrukčně jsou velmi jednoduché a tím pádem i levné. Jejich velkou nevýhodou ovšem je, že netlumí rázy ani vibrace, takže se pak dále přenášejí na pracovní stroj, což způsobuje opotřebení. Nejznámější pevné spojky jsou přírubová, trubková, kotoučová nebo korýtková. [2.4,9]

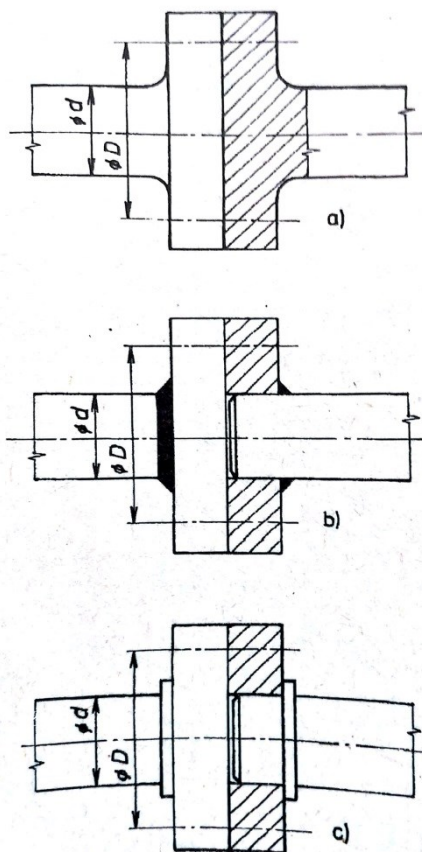
a) Spojka přírubová

Její použití nalezneme tam, kde je potřeba přenést velké točivé momenty. Většinou jsou konce hřídelů vykovány do tvaru příruby a následně spojeny pomocí šroubů (Obr. 19a). Jsou-li tyto šrouby utaženy dostatečně silně, přenáší se krouticí moment zejména třením mezi stykovými plochami obou přírub. Krouticí moment se však také může přenášet přímo pomocí dříků šroubů. V takovém případě se jedná o spojení s tvarovým stykem. [9,10]

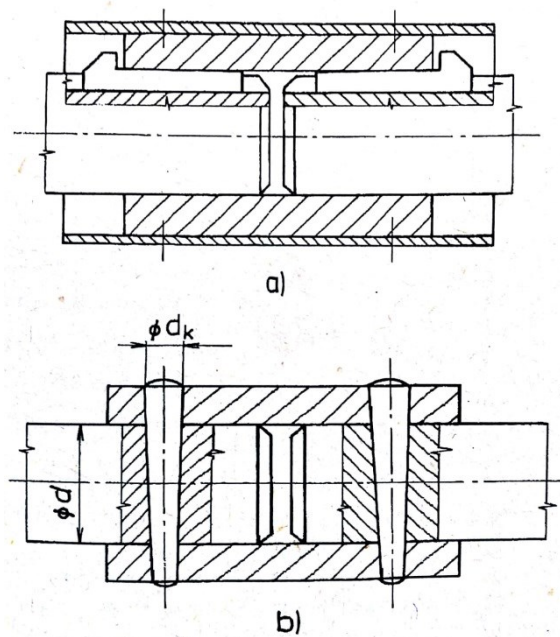
Příruby mohou být mezi sebou také vzájemně navařeny (Obr. 19b) nebo zalisovány za tepla (Obr. 19c). [2.10]

b) Spojka trubková

Tato spojka se používá pro spojení pomaloběžných hřídelů, jelikož není vyvážená a při vysokých otáčkách by mohly vzniknout velké odstředivé síly, které by způsobovaly chvění a vibrace. Konstrukce trubkové spojky je velmi jednoduchá. Přes konce hřídelů se pouze převleče trubka, která se s hřídelí spojí pomocí klínů (Obr. 20a) nebo kolíků (Obr. 20b). [2,4,10]



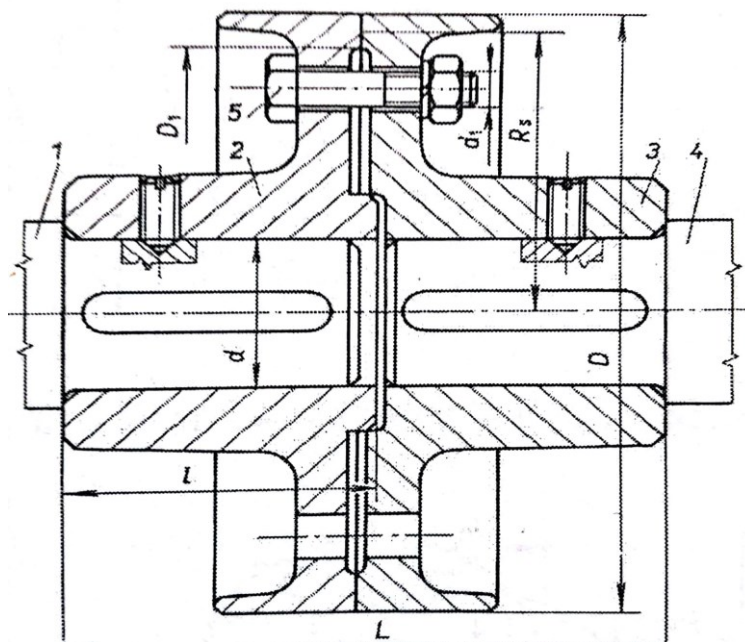
Obr. 19: Spojky přírubové [5]



Obr. 20: Trubkové spojky [5]

c) Spojka kotoučová

Kotoučová spojka je nejčastěji používaná pevná spojka. Tvoří ji dva kotouče, které jsou nasazeny na konce hřídelů. Proti pootočení jsou chráněny perem a proti osovému posuvu jsou zabezpečeny šroubem. Kotouče se poté navzájem spojí šrouby s maticemi (Obr. 21). Točivý moment z hřídele na kotouč je přenášen pomocí tvarového styku přes boky per. Mezi kotouči je přenášení realizováno silovým stykem (třením), stejně jako u spojky přírubové. [9.10]



Obr. 21: Kotoučová spojka [4]

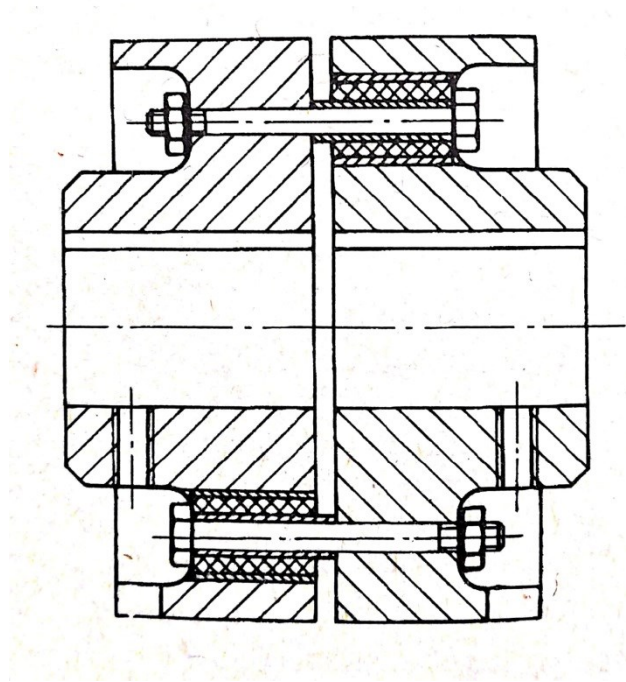
4.1.1.2 Spojky pružné

Pružné spojky jsou schopny, na rozdíl od spojek pevných, tlumit rázy a vibrace. Tyto negativní silové účinky se poté nepřenášejí dále. Přenos krouticího momentu z hnacího na hnaný hřídel je realizován díky pryžovým prvkům (PUR, PA), kovu nebo jiného vhodného materiálu, např. kůže. Nejčastější je použití spojky s pryžovými pouzdry, obručové nebo jehlové. [2.4]

Spojka s pryžovými pouzdry

Spojka s pryžovými pouzdry je nejčastěji používaná pružná spojka. Točivý moment je zde přenášen tvarovým stykem mezi boky šroubů a pružinovými pouzdry. Tvarem si je tato spojka podobná se spojkou kotoučovou. Uchytení pryžových kotoučů může být buďto

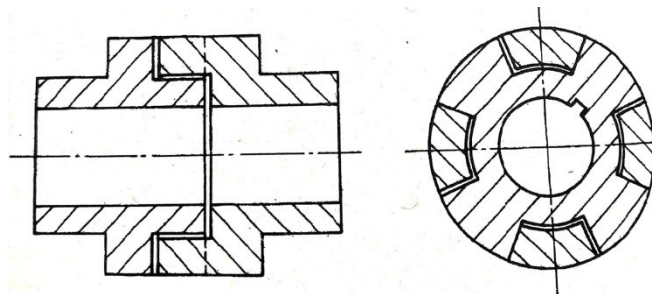
v jednom konci, nebo střídavě v obou kotoučích (Obr. 22). Výhodou těchto spojek je to, že jsou schopny vyrovnávat i velkou nesouosost hřídelů, právě díky pryžovým pouzdrům. Velice často se používají jako tzv. “silentbloky“, kdy jsou pryžové prvky navulkanizované mezi dvě ocelové trubky. [2.5]



Obr. 22: Spojka s pryžovými pouzdry [4]

4.1.1.3 Spojky vyrovnávací

Vyrovnávací spojky slouží pro spojení dvou hřídelů, které jsou nesouosé, různoběžné nebo mimoběžné. Mají schopnost vyrovnávat posuv spojovaných hřídelů v jakémkoliv směru. Nejčastější zástupci této kategorie spojek jsou spojky ozubcové, zubové a kloubové [4,10]



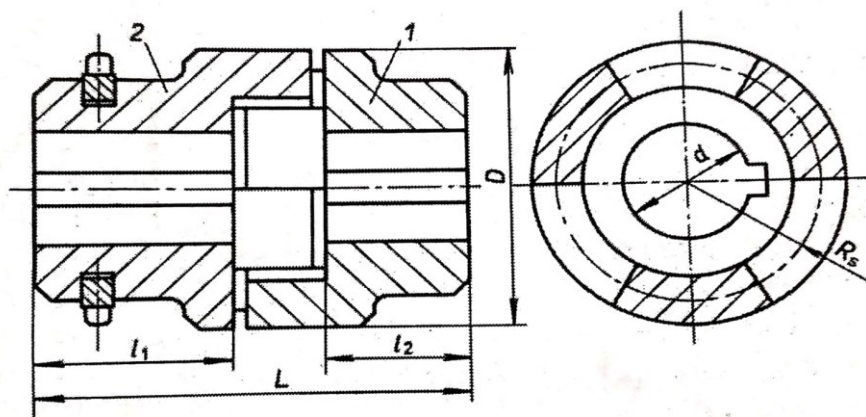
Obr. 23: Spojka zubová [4]

4.1.2 Spojky mechanicky ovládané

Uplatnění těchto spojek najdeme tam, kde potřebujeme hřídele na určitý čas rozpojit a opět spojit, a to i za provozu. Této funkce se využívá u všech motorových vozidel, a to pro nutnost rozpojení hřídele mezi motorem a převodovkou. Zástupce těchto spojek je zubová a třecí. [4.5]

a) Spojky zubové

Tato spojka má možnost jednu z přírub axiálně posouvat, čím dojde k rozpojení nebo spojení hřídelů. Použití těchto spojek je možné pouze za klidu stroje. [10]



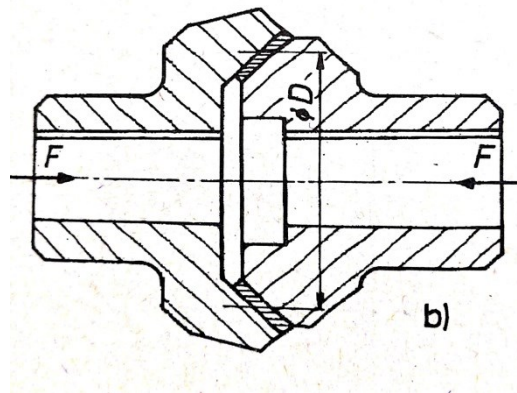
Obr. 24: Zubová výsuvná spojka [2]

b) Spojky třecí

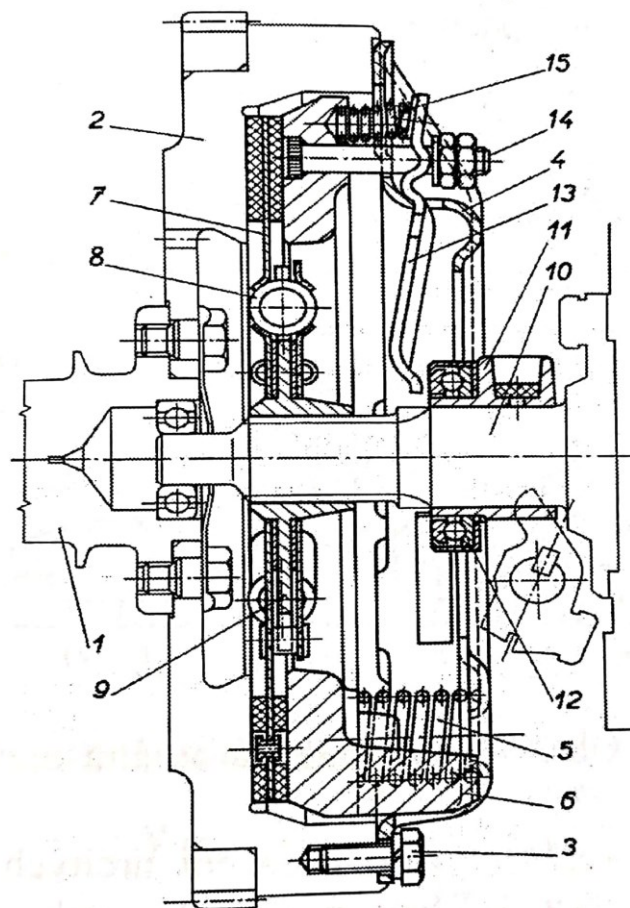
Spojky třecí patří mezi nejpoužívanější druh ovládaných spojek. Jejich konstrukce dovoluje spojení a opětovné rozpojení i za provozu. Přenos točivého momentu mezi hřídeli dochází ve stykových plochách hřídele. Tento přenos je tedy silovým stykem – třením. Třecí spojky mají jen málokdy jednu třecí plochu, staví se proto buďto jako čelní nebo kuželové (Obr. 25). Ty pak umožňují větší dotyk stykových ploch, což zaručuje větší možnost přenesení točivého momentu. Jedna příruba třecí spojky je na hřídeli uchycena pevně, druhá část posuvně. Při přitlačení obou částí na sebe dochází ke spojení a při oddálení naopak k rozpojení. Pro vyvinutí přitlačné síly se nejčastěji používá pružina. Ovládání této pružiny se provádí přes určitý mechanismus. Nejčastěji se jedná o nožní pedál, používaný například v automobilech. [4,5]

Při přitlačení stykových ploch mezi nimi tedy vzniká tření, které je tak velké, jak je velká přitlačná síla. Pro přenos větších točivých momentů se používají třecí spojky s větším počtem třecích ploch, jedná se o tzv. **spojky lamelové**. Spojka lamelová se nejvíce využívá u

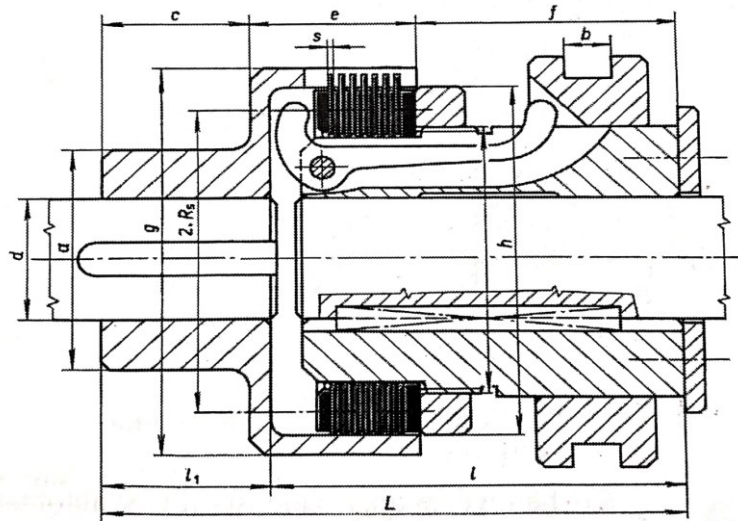
motorových vozidel (Obr. 26). Dále existují ještě vícelamelové spojky, mezi které řadíme spojku systém Ortlinghaus (Obr. 27). [2.4.9]



Obr. 25: Kůželová třecí spojka [4]



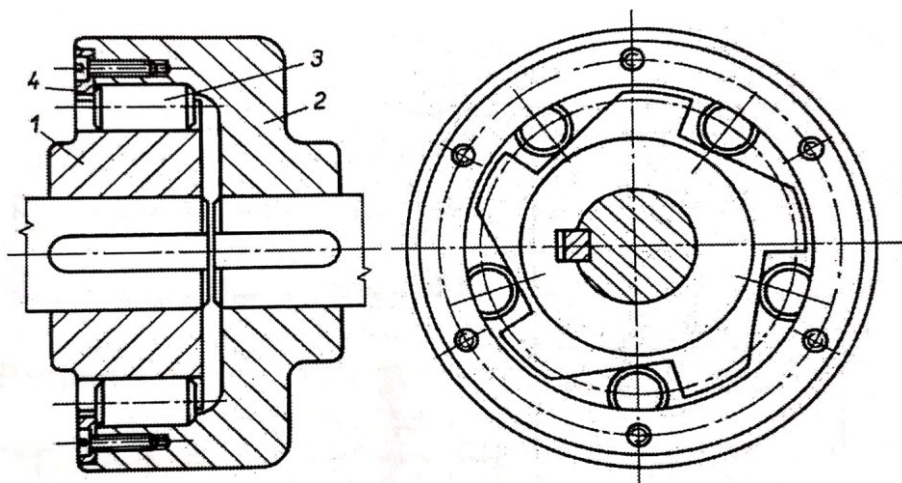
Obr. 26: Automobilová třecí spojka [2]



Obr. 27: Třecí spojka systém Ortlinghaus [2]

4.1.3 Volnoběžná spojka

Volnoběžné spojky přenáší krouticí moment mezi hnacím a hnaným hřídelem pouze v jednom směru otáčení. Působení této spojky může být tedy jako závora ve směru otáčení nebo jako volnoběh proti směru otáčení. Tyto spojky rozdělujeme z hlediska působení sil a konstrukce na axiální, přenášející menší točivé momenty a radiální, přenášející větší točivé momenty (Obr. 28). [2]



Obr. 28: Volnoběžná radiální spojka [2]

4.1.4 Hydraulické spojky

U těchto spojek je točivý moment přenášený pomocí kapaliny a to nejčastěji oleje. Část spojky nasazená na hnací hřídeli funguje jako čerpadlo a tlačí kapalinu do druhé části nasazené na hnaném hřídeli, pracující jako hydromotor. [4,9]

4.1.5 Elektrické spojky

Tyto spojky fungují na principu elektromagnetické indukce. Dají se rozdělit na synchronní a asynchronní. [5]

4.2 Ložiska

Ložiska jsou strojní součásti sloužící k otočnému uložení hřídelů resp. hřídelových čepů. Ložiska můžeme rozdělit do dvou základních skupin – na kluzná a valivá. [4,5]

Dle směru zatížení, které jsou schopny ložiska přenášet, je dále můžeme dělit na radiální a axiální. Ložiska radiální slouží pro přenos síly v radiálním směru, tzn. kolmo na osu hřídele. Axiální ložiska dokáží naopak přenášet sílu ve směru axiálním, tzn. ve směru osy hřídelového čepu. [4.9.2]

4.2.1 Kluzná ložiska

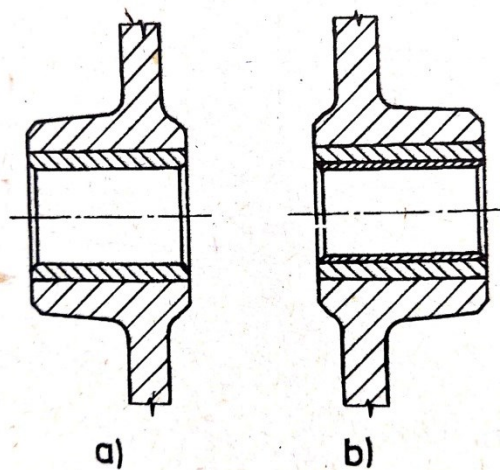
U ložisek kluzných je jejich materiál v přímém kontaktu s hřídelovým čepem. Dochází tedy ke značnému opotřebení materiálu. Tohle opotřebení může být adhezivní, abrazivní, erozivní, kavitační únavové a vibrační. Kluzné ložisko je tvořeno tělesem ložiska a pánví. Pánev může být tvořena buďto pouzdrem (Obr. 29a), nebo pouzdrem s výstelkou (Obr. 29b). [5.10]

Při styku materiálu s hřídelovým čepem dochází také ke značnému tření. Tření může být suché, polosuché nebo kapalinové. Suché tření vzniká bez přítomnosti kapaliny a dochází při něm k značným ztrátám, nadměrnému opotřebení, k zahřátí součástí a je zde nebezpečí zadření. Při polosuchém (mezním) tření nedochází k dostatečnému mazání, vlivem špatného zásobení mazivem. Kapalinové tření zajišťuje dostatečný přívod mazacího oleje. Dochází k oddělení kluzných částí olejovým filmem a tudíž k bezpečnému styku. [2,4]

Na velikost tření má dále také vliv velikost tlaku v ložisku, materiál ložiska a hřídele, kvalita povrchu obou členů, obvodová rychlost hřídele a provozní teplota.

Výhody kluzných oproti valivým ložiskům jsou v jednoduché montáži a demontáži a to zejména u valivých ložisek dělených. Dále potom menší vnější průměr. Tento typ ložisek snáší lépe rázovitá zatížení. Nevýhody jsou hlavně ve větších nárocích na údržbu a nutnost mazání. [5,7]

Pro výrobu volíme měkčí materiály s nízkým koeficientem tření a snadnou obrobiteľností, pro vytvoření přesné plochy pro styk. Mezi tyto materiály patří šedá litina, kompozice (slitina cínu a olova), slitiny mědi (cínový, olovený a hliníkový bronz), slitiny hliníku, spékací kovy a v dnešní době také čím dál častěji využívané plasty (polyamidy, teflon, pryž). [2.5]



Obr. 29: Kluzná ložiska [4]

4.2.2 Valivá ložiska

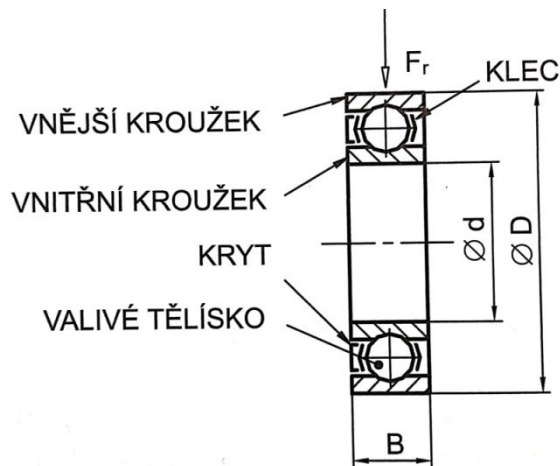
Valivá ložiska patří mezi strojní součásti umožňující přesné rotační uložení hřídelových čepů. Přenos otáčivého pohybu je realizován díky valivým tělískům, které jsou mezi povrchem hřídelového čepu a tělesem ložiska. Tyto valivé tělíska jsou nejčastěji kuličky, válečky nebo kuželíky. [5,10]

Nejčastěji se valivé tělíska skládají z vnitřního a vnějšího kroužku, mezi nimiž se nachází valivá tělíska, která jsou udržována v konstantní vzdálenosti pomocí klece. Vnitřní kroužek je nasazený na hřídelový čep, vnější kroužek je poté uchycen na rámu stroje. Zpravidla bývá jeden kroužek uložen suvně, aby bylo možné kompenzovat změnu délky hřídele způsobené například změnou teploty. Valivá ložiska jsou normalizovaná, což i při jejich složitě výrobě umožňuje jejich relativně nízkou cenu. [5.9]

Valivá ložiska rozdělujeme podle směru působení zatížení do dvou základních skupin, a to na radiální a axiální. A dle tvaru valivých tělísek a druhu styku je můžeme dělit na:

- Kuličková ložiska – patří k nejčastěji používaným, snáší radiální zatížení
- Jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem – zachycují značné axiální i radiální síly a navíc umožňují vymezení vůle
- Dvouřadá kuličková naklápěcí ložiska – jsou schopna vyrovnávat určité vychýlení osy hřídele vznikající například při průhybu
- Válečková ložiska – ve většině případů jednořadá, používaná pro přenos velkých radiálních zatížení
- Soudečková ložiska – používají se pro svou schopnost vyrovnávat, podobně jako kuličkové ložisko naklápěcí, určité naklopení.
- Jehlová ložiska – jsou vlastně soudečková ložiska, u kterých je menší průměr válečků. Jsou užitečné tam, kde je málo místa. Lze je použít také bez vnitřního kroužku, tím pádem se odvalují přímo po hřídelovém čepu.
- Kuželíková ložiska – mají možnost přenášet jak radiální tak axiální síly, musí se však vždy montovat proti sobě. [2,4,5]

Výhody valivých ložisek, oproti kluzným ložiskům, jsou zejména v menším tření a tudíž i velké účinnosti, možnosti plného silového zatížení ložiska za klidu a použití při vysokých otáčkách hřídele (až 30 000 ot/min). Potřebují méně maziva a jsou odolnější proti zadření. Nevýhody valivých ložisek oproti kluzným jsou v horší snášenlivosti rázů, vyšší hlučnosti při větších otáčkách a větším průměru ložiska. [2.4]



Obr. 30: Radiální valivé ložisko [5]

5 POHONY STROJŮ

K tomu, abychom mohly stroje pohánět, musíme mít nějaký zdroj energie, který nám stroj uvede do provozu. Takovéto zdroje energií mohou být například motory. Při pohánění strojů pracujících na jednom místě, jsou nejčastěji používány elektromotory a hydromotory, pouze ve výjimečných případech zážehové motory. Při pohonu pásových dopravníků se taktéž z valné většiny využívá právě elektromotorů. [6]

5.1 Elektromotory

Elektromotor je stroj, který slouží k přeměně elektrické energie na mechanickou práci. Patří mezi nejrozšířenější druh pohonu strojů. Funguje na principu vzájemného přitahování a odpuzování elektromagnetu a magnetů. Vyrábějí se v širokém sortimentu, od malých až po vysoké výkony. Provedení elektromotorů může být normální nebo uzavřené. Uzavřené provedení se používá pro výbušné, korozivní nebo silně znečištěné prostředí. Dle způsobů montáže jsou elektromotory patkové a přírubové (Obr. 31). Podle druhu elektrické energie se kterou pracuje, se dělí na střídavé a stejnosměrné. [5,6]

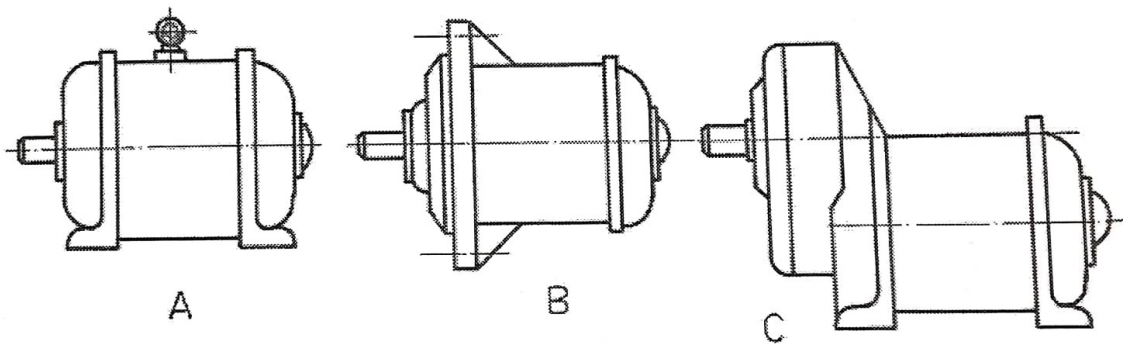
5.1.1 Střídavé elektromotory

Střídavé elektromotory dále dělíme na synchronní a asynchronní.

Asynchronní motory jsou velice spolehlivé a mají vysokou životnost. Dle konstrukce lze asynchronní motory rozlišovat s kotvou na krátko a kroužkovou kotvou. Obě varianty vytváří při průchodu střídavého proudu točivé magnetické pole. Asynchronní motor je nejpoužívanější elektromotor vůbec. Je tomu tak díky jednoduché konstrukci, vysoké spolehlivosti a dlouhé životnosti. Regulaci jeho otáček můžeme učinit změnou počtu pólů, změnou frekvence napájecího proudu nebo změnou skluzu. Skládají se ze statoru (pevné části) a rotoru (pohyblivé části). [5]

5.1.2 Stejnosměrné motory

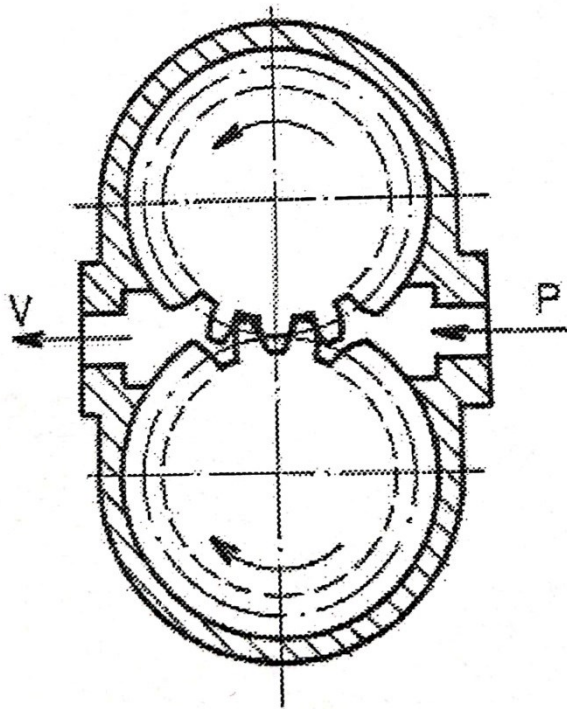
Stejnosměrné elektromotory se používají především pro rozjezd strojů, jelikož mají tu výhodu, že mají při nízkých otáčkách největší točivý moment. Konstrukčně se skládají ze statoru s póly, na nichž je navinuto budící vinutí, a z drážkového vinutí rotoru (kotva). Dle zapojení budícího vinutí lze stejnosměrné elektromotory dělit na derivační, sériové a smíšené. [5,6]



Obr. 31: Některé typy elektromotorů [6]

5.2 Hydromotory

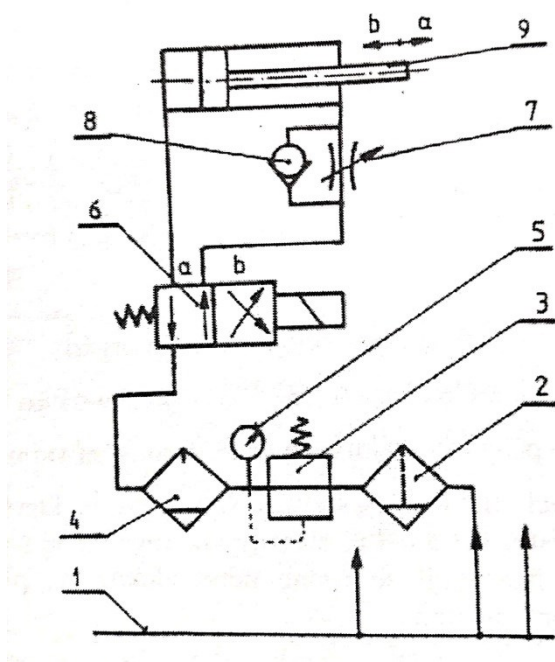
Hydromotory slouží k přeměně potenciální tlakové energie kapaliny na mechanickou práci. Lze je rozdělit dle konaného pohybu na rotační, přímočaré a s kývavým pohybem pístu. Přednosti elektromotoru jsou: široký rozsah plynule regulovatelných otáček a momentů. Možnosti přizpůsobení charakteristiky motoru přímo na požadavek hnaného stroje, rychlá změna točivého momentu nebo automatická ochrana proti přetížení. [6]



Obr. 32: Rotační hydromotor [6]

5.3 Pneumotory

Pneumotor je zařízení, ve kterém dochází k přeměně energie stlačeného vzduchu na pohybovou energii (mechanickou). Využívá se zejména u manipulátorů a průmyslových robotů, či jiných zařízení s menším výkonem. Tento fakt je dán nižším pracovním tlakem, který se nejčastěji pohybuje do 0,6 MPa. Pneumatický pohon (Obr. 33) je nejčastěji zásobován z centrálního zdroje 1, navazující na skupinku prvků pro úpravu vzduchu (odlučovač vody s filtrem 2, redukční ventil 3, maznice 4 a tlakoměr 5). Dále je zde použití řídicích prvků (rozdvaděč 6, škrťací ventil 7, a zpětný ventil 8) a Pneumotor 9. [6]



Obr. 33: Pneumatický obvod [6]

K výhodám pneumotorů patří zejména možnost napojení na centrální zdroj energie bez potřeby zpětného vedení, možnost dosažení rychlých přímočarých pohybů s velkými zdvihy, a také možnost použití i v prostředí s nebezpečím výbuchu, prašných a vlhkých prostředích, nebo prostředí s vysokými teplotami. K nevýhodám řadíme vysokou energetickou náročnost, hlučnost, obtížné udržení rovnoměrného pohybu při menších rychlostech a menší tuhost. [6]

II. PRAKTICKÁ ČÁST

6 ZADÁNÍ

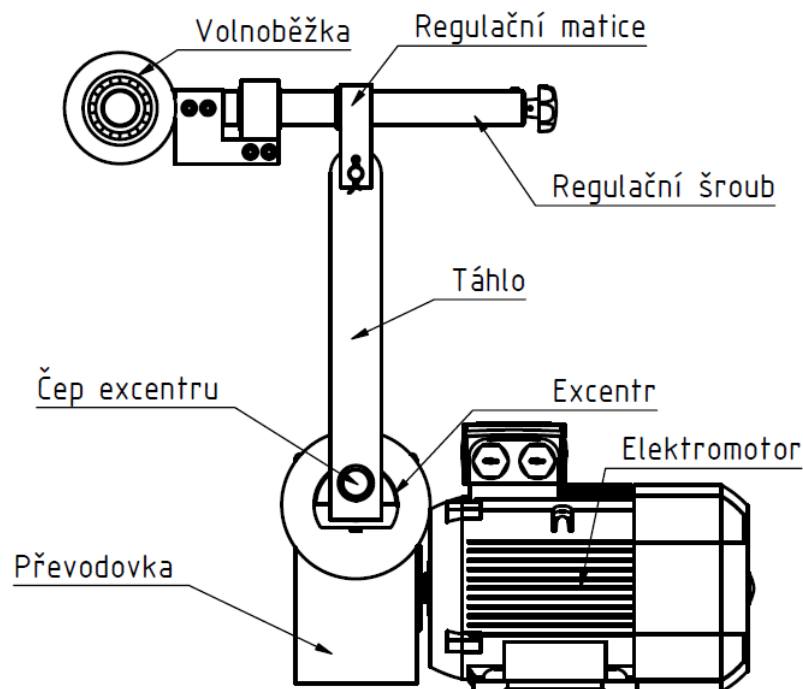
Cílem této bakalářské práce, je návrh regulace rychlosti pásu mezioperačního dopravníku pomocí kinematického mechanismu. Tento mechanismus je tvořen zejména regulačním šroubem a jednosměrnou spojkou.

Zadané hodnoty:

- Rychlost pásu: $v = 0,45 - 0,85 \text{ m/min}$
- Výkon motoru: 4 kW

6.1 Schéma pohonu

Elektromotor Siemens 1LE1002-1DD33 je spojen se šnekovou převodovkou MR 75, která je pomocí hřídele spojena s excentrem. Na excentru je nalisovaný čep, na kterém je upevněno táhlo. Táhlo přenáší pohyb z excentru k regulační matici a regulačnímu šroubu, konající pohyb nahoru a dolů. Regulační šroub je spojen s volnoběžnou spojkou, která koná přerušovaný pohyb a zabírá pouze v jednom směru, čímž je umožněn pohyb bubnu pásového dopravníku. Díky regulačnímu šroubu je možná regulace rychlosti pásu.



Obr. 34: Schéma regulace rychlosti

6.2 Volba motoru a převodovky

Volím elektromotor Siemens 1LE1002-1DD33 s parametry:

- Výkon: $P = 5,5 \text{ kW}$ (s účinností $\eta=0,814$)
- Otáčky $n = 720 \text{ ot/min}$

Volím šnekovu převodovku MR75 s parametry:

- Převodový poměr: $i=15$



Obr. 35: Elektromotor Siemens 1LE 1002-1DD33 [12]



Obr. 36: Šneková převodovka MR75 [13]

7 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Pro správné a bezpečné fungování regulačního pohonu je nutné provést několik výpočtů. Těmito výpočty je podmíněno správné fungování celého regulačního mechanismu.

Určení skutečného výkonu motoru:

$$P' = P \cdot \eta = 5,5 \cdot 0,814 = 4,477 \text{ kW} \quad (6)$$

Výkon 4,447 kW splňuje zadané podmínky.

otáčky na výstupní hřídeli převodovky:

$$n_{\text{výstup}} = \frac{n}{i} = \frac{720}{15} = 48 \text{ ot/min}^{-1} \quad (7)$$

Výstupní moment pohonu:

$$M_k = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{výstup}}} = \frac{60 \cdot 4,477}{2 \cdot \pi \cdot 48} = 890,67 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8)$$

7.1 Návrh vzdáleností pro regulaci

Aby byla zajištěna možnost regulace, je nutný výpočet vzdálenosti nastavení regulačního šroubu pro zadané rychlosti. Pro výpočet jsem zvolil průměr hnacího bubnu dopravníkového pásu $d=120$ mm.

7.1.1 Návrh vzdálenosti pro rychlost: $v_{\text{min}} = 0,45$ m/min

Obvod hnacího bubnu dopravníku:

$$O = \pi \cdot d = \pi \cdot 120 = 377 \text{ mm} \quad (9)$$

Počet otáček na požadované otočení:

$$n_1 = \frac{v_{\text{min}}}{O} = \frac{450}{377} = 1,19 \text{ ot/min} \quad (10)$$

Převod otáček na stupně pootočení:

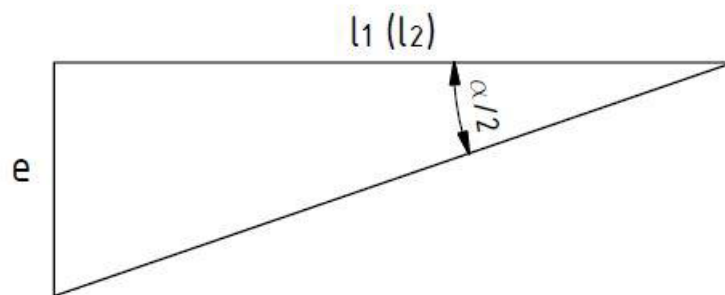
$$\varphi_1 = n_1 \cdot 360 = 1,19 \cdot 360 = 428,4 \text{ } ^\circ/\text{min} \quad (11)$$

Úhel na jeden kmit:

$$\alpha_1 = \frac{\varphi_1}{n_{\text{výstup}}} = \frac{428,4}{48} = 8,93^\circ \rightarrow 8^\circ 55' \quad (12)$$

Výpočet vzdálenosti l_1 mezi regulační maticí a osou hnacího bubnu (Obr. 37). Volím excentr velikosti 23mm.

$$\tan \frac{\alpha_1}{2} = \frac{e}{l_1} \rightarrow l_1 = \frac{e}{\tan \frac{\alpha_1}{2}} = \frac{23}{\tan \frac{8,93}{2}} = 294,54 \text{ mm} \quad (13)$$



Obr. 37: Náčrt vzdálenosti mezi regulační maticí a osou hnacího bubnu

7.1.2 Návrh vzdálenosti rychlost: $v_{\max} = 0,85 \text{ m/min}$

Počet otáček na požadované otočení:

$$n_2 = \frac{v_{\max}}{O} = \frac{850}{377} = 2,25 \text{ ot/min} \quad (14)$$

Převod otáček na stupně otočení:

$$\varphi_2 = n_2 \cdot 360 = 2,25 \cdot 360 = 810 \text{ } ^\circ/\text{min} \quad (15)$$

Úhel na jeden kmit:

$$\alpha_2 = \frac{\varphi_2}{n_{\text{výstup}}} = \frac{810}{48} = 16,88^\circ \rightarrow 16^\circ 52' \quad (16)$$

Výpočet vzdálenosti l_2 mezi regulační maticí a osou hnacího bubnu (Obr. 37). Velikost excentru je již zvolena na: $e = 23 \text{ mm}$.

$$\tan \frac{\alpha_2}{2} = \frac{e}{2} \rightarrow l_2 \frac{e}{\tan \frac{\alpha_2}{2}} = \frac{23}{\tan \frac{16,88}{2}} = 155 \text{ mm} \quad (17)$$

Rozdíl mezi polohami regulační matice na šroubu pro v_{\min} a v_{\max} :

$$\Delta l = l_1 - l_2 = 294,54 - 155 = 139,54 \text{ mm} \quad (18)$$

7.2 Určení sil a krotícího momentu

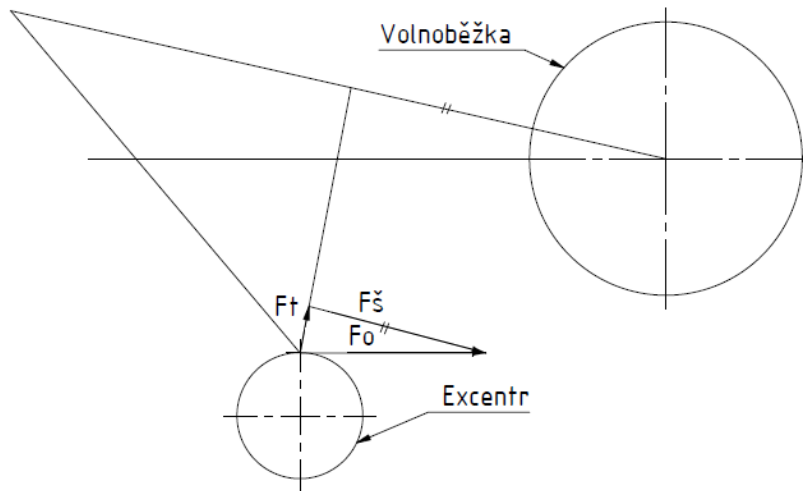
Obvodová síla na excentru:

$$F_O = \frac{M_k}{e} = \frac{890,67}{0,023} = 38\,724,78 \text{ N} \quad (19)$$

Při výpočtech sil F_T a F_S je využito goniometrických funkcí pro trojúhelník (Obr. 38):

$$F_T = F_O \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 38724,78 \cdot \sin \frac{8,93}{2} = 3014,73 \text{ N} \quad (20)$$

$$F_S = F_O \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = 38724,78 \cdot \cos \frac{8,93}{2} = 38\,607,25 \text{ N} \quad (21)$$



Obr. 38: Grafické řešení sil působící na excentr

Krouticí moment působící na volnoběžnou spojku:

$$\begin{aligned}
 M_{kv} &= F_T \cdot l_1 = 3014,73 \cdot 294,54 = 887\,958,57 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \\
 &= 887,96 \text{ N/m}
 \end{aligned}
 \tag{22}$$

Z provedených výpočtů je zřejmé, že krouticí moment působící na volnoběžnou spojku je 887,9 N/m. Proto byla vybrána volnoběžná spojka GV 40 od společnosti TEA Technik s.r.o., jenž má díru pro výstupní hřídel o průměru $\varnothing 40\text{mm}$ a je určena pro maximální krouticí moment 1295 N/m. Volnoběžná spojka zaručí přerušovaný chod. Tím pádem bude regulační mechanismus zabírat pouze v jednom směru.



Obr. 39: Volnoběžná spojka GVG 40 od společnosti TEA technik s.r.o. [14]

7.3 Návrh délek per

7.3.1 Návrh délky pera na výstupní hřídeli pohonu

Průměr výstupní hřídele šnekové převodovky je $d_{h1} = 35\text{mm}$. Materiál pera je ocel 1.0060, která má $\tau_{DS} = 100\text{ MPa}$ a $p_D = 150\text{ MPa}$.

$$F_{h1} = \frac{M_k}{\frac{d_{h1}}{2}} = \frac{890,67}{\frac{0,035}{2}} = \frac{890,67}{0,0175} = 50\,895,43\text{ N} \quad (23)$$

Kontrola pera na stříh:

$$\begin{aligned} \tau_s \leq \tau_{DS} \rightarrow \frac{F_{h1}}{S} \leq \tau_{DS} \rightarrow \frac{F_{h1}}{b \cdot l} \leq \tau_{DS} \rightarrow l = \frac{F_{h1}}{b \cdot \tau_{DS}} &= \frac{50\,895,43}{10 \cdot 100} \\ &= 50,9\text{ mm} \end{aligned} \quad (24)$$

Kontrola pera na otláčení:

$$\begin{aligned} p \leq p_D \rightarrow \frac{F_{h1}}{S} \leq p_D \rightarrow \frac{f_{h1}}{\frac{h}{2} \cdot l} \rightarrow l = \frac{F_{h1}}{\frac{h}{2} \cdot p_D} &= \frac{50\,895,43}{\frac{8}{2} \cdot 150} \\ &= 84,82\text{ mm} \end{aligned} \quad (25)$$

Dle tabulek volím pero ČSN 02 2567 10e7x8x90

7.3.2 Návrh délky pera pro volnoběžnou spojku

Průměr výstupní hřídele u volnoběžné spojky je $d_{h2} = 40\text{mm}$. Materiál pera je ocel 1.0060, která má $\tau_{DS} = 100\text{ MPa}$ a $p_D = 150\text{ MPa}$.

Kontrola pera na stříh:

$$\begin{aligned} \tau_s \leq \tau_{DS} \rightarrow \frac{F_{\xi}}{S} \leq \tau_{DS} \rightarrow \frac{F_{\xi}}{b \cdot l} \leq \tau_{DS} \rightarrow l = \frac{F_{\xi}}{b \cdot \tau_{DS}} &= \frac{38607,25}{12 \cdot 100} \\ &= 32,17\text{ mm} \end{aligned} \quad (26)$$

Kontrola pera na otláčení:

$$p \leq p_D \rightarrow \frac{F_{\xi}}{S} \leq p_D \rightarrow \frac{F_{\xi}}{\frac{h}{2} \cdot l} \rightarrow l = \frac{F_{\xi}}{\frac{h}{2} \cdot p_D} = \frac{38607,25}{\frac{8}{2} \cdot 150} \quad (27)$$

$$= 64,35 \text{ mm}$$

Dle tabulek volím pero ČSN 02 2562 12e7x8x70

7.4 Návrh čepu excentru

S ohledem na větší zátěžnou sílu byly zvoleny rozměry čepu: průměr čepu $d_{\xi} = 30 \text{ mm}$, délka čepu $l_{\xi} = 70 \text{ mm}$. Jako materiál čepu byla zvolena ocel 1.0060, která má $\tau_{DS} = 100 \text{ MPa}$. Pro kontrolu čepu na otláčení byl použit dovolený tlak $p_D = 30 \text{ MPa}$, jelikož je na něm navlečeno kluzné ložisko, které má nižší dovolený tlak než navrhovaný čep.

Kontrola čepu na stříh:

$$\tau_s \leq \tau_{DS} \rightarrow \frac{F_o}{S} \leq \tau_{DS} \rightarrow \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_{\xi}^2}{4}} \leq \tau_{DS} \rightarrow \frac{38607,25}{\frac{\pi \cdot 30^2}{4}} = 54,6 \text{ MPa} \quad (28)$$

$$\rightarrow 54,6 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

Kontrola čepu na otláčení:

$$p \leq p_D \rightarrow \frac{F_{\xi}}{d_{\xi} \cdot l_{\xi}} \leq p_D \rightarrow \frac{38724,4}{30 \cdot 70} = 18,4 \text{ MPa} \rightarrow \quad (29)$$

$$18,4 \text{ MPa} \leq 30 \text{ MPa}$$

Navržený čep vyhovuje kontrole na stříh i otláčení.

7.5 Návrh táhla

Pro dostatečnou pevnost táhla na tlak i vzpěr byly zvoleny tyto hodnoty: $b_t = 55 \text{ mm}$, $h_t = 15 \text{ mm}$, $l_t = 400 \text{ mm}$. Jako materiál táhla byla zvolena ocel 1.0060, která má $\sigma_{Dt} = 100 \text{ MPa}$ a $p_D = 150 \text{ MPa}$. Táhlo zajišťuje přenesení pohybu z excentru na regulační matici.

Výpočet na tlak:

$$\sigma \leq \sigma_{Dt} \rightarrow \frac{F_T}{S} \leq \sigma_{Dt}$$

$$\sigma = \frac{F_t}{b_t \cdot h_t} = \frac{3014,73}{55,15} = 3,65 \text{ MPa} \quad (30)$$

$$\rightarrow \sigma \leq \sigma_{Dt} \rightarrow 3,65 \leq 150 \text{ MPa}$$

Zvolené rozměry táhla kontrole na tlak vyhovují.

Kontrola na vzpěr podle Eulera:

Oba konce navrhovaného táhla jsou uloženy kloubově, jedná se tedy o druhý typ namáhání dle Eulera, tedy: $l_{red} = l$ a $\lambda_m = 90$, $E_{ocel} = 210\,000 \text{ MPa}$

Kvadratický moment táhla:

$$I = \frac{b_t \cdot l_t^3}{12} = \frac{55 \cdot 15^3}{12} = 15\,468,75 \text{ mm}^4 \quad (31)$$

Poloměr setrvačnosti:

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I}{S}} = \sqrt{\frac{15\,468,75}{55,15}} = 4,33 \text{ mm} \quad (32)$$

Štíhlostní poměr:

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i_{min}} = \frac{400}{4,33} = 92,38$$

$$\lambda \geq \lambda_m \quad (33)$$

$92,38 \geq 90 \rightarrow$ vyhovuje, kritická síla podle Eulera

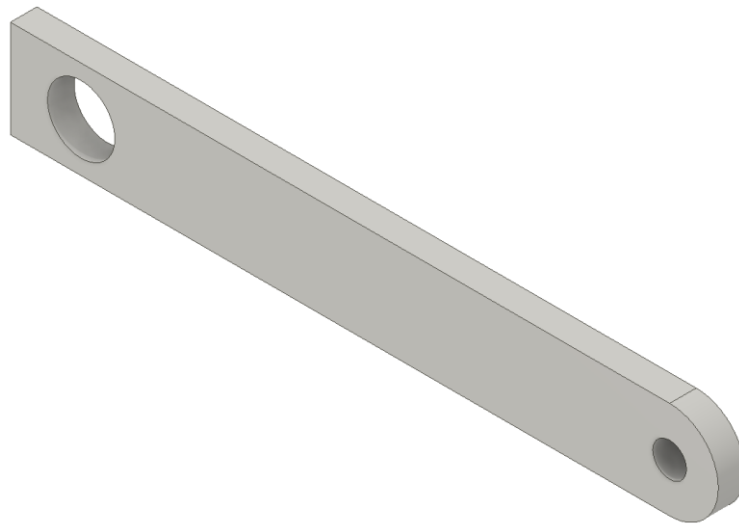
Výpočet kritické síly táhla:

$$F_{kr} = \frac{\pi \cdot E \cdot I}{l_{red}^2} = \frac{\pi \cdot 210\,000 \cdot 15\,468,75}{400^2} = 63\,782,92 \text{ N}$$

$$F_T \leq F_{kr} \quad (34)$$

$$3014,73 \text{ N} \leq 63\,782,92 \text{ N} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Táhlo na vzpěr vyhovuje.



Obr. 40: Návrh táhla

7.6 Návrh regulačního šroubu a matice

Regulační šroub zajišťuje možnost regulace rychlosti pásu mezioperačního dopravníku. Děje se tomu tak díky závitovému spojení s regulační maticí. Ta je spojena s táhlem, přenášejícím pohyb z excentru. Regulační šroub je na jeho konci připevněn k jednosměrné spojce. Otáčením regulačním šroubem dojde k sunutí matice po závitovém spojení, čímž se prodlouží nebo zkrátí zdvih šroubu a dojde ke zrychlení, respektive zpomalení bubnu pásového dopravníku. Pro lepší možnost otáčení šroubem, je na jeho druhém konci našroubováno ovládací kolečko od společnosti KIPP.

7.6.1 Návrh regulačního šroubu

Jako materiál šroubu byla zvolena ocel 1.0060, která má $\sigma_{Dt} = 100 \text{ MPa}$ a $p_D = 150 \text{ MPa}$.

Průměr šroubu se určí ze vztahu pro namáhání na ohyb:

$$\sigma \leq \sigma_{DO} \rightarrow \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{DO} \rightarrow \frac{F_T \cdot \Delta l}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}} \leq \sigma_{DO} \quad (35)$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_N \cdot \Delta l}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3014,73 \cdot 139,54}{\pi \cdot 150}} = 30,57 \text{ mm}$$

Po výpočtu namáhání na ohyb byl zvolen lichoběžníkový závit Tr 36x3 s rozměry:

$d_3 = 32,5 \text{ mm}$, $d_2 = 34,5 \text{ mm}$, $d = 36 \text{ mm}$.

Kontrola regulačního šroubu na vzpěr:

Šroub je na jednom konci upnutý a na druhé straně volný. Tím pádem splňuje podmínky pro $l_{red} = 2l$ a $\lambda_m = 90$.

Kvadratický moment pro kruhový průřez:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 32,5^4}{64} = 54\,765 \text{ mm}^4 \quad (36)$$

Poloměr setrvačnosti regulačního šroubu:

$$i_{min} = \frac{d_3}{4} = \frac{32,5}{4} = 8,125 \text{ mm} \quad (37)$$

Štíhlostní poměr regulačního šroubu:

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i_{min}} = \frac{2 \cdot 2294,54}{8,125} = 72,5 \quad (38)$$

$$\lambda \geq \lambda_m$$

$72,5 \geq 90 \rightarrow$ oblast nepružného vzpěru,

V oblast nepružného vzpěru se postupuje dle Tetmajer – Jasinského rovnice.

Kritické napětí pro ocel 1.0060 převzato z tabulek [2]: $a = 589$, $b = 3,82$

Výpočet kritické síly dle Tetmajer – Jasinského rovnice:

$$\sigma_{kr} = a - b \cdot \lambda = 589 - 3,82 \cdot 72,5 = 312,05 \text{ MPa}$$

$$F_{kr} = S \cdot \sigma_{kr} = \left(\frac{32,5}{2} \right)^2 \cdot \pi \cdot 312,05 = 258\,869,44 \text{ N} \quad (39)$$

$$F_{kr} \geq F_{\xi}$$

$$258\,869,44 \text{ N} \geq 38\,607,25 \text{ N} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Regulační šroub podmínce na ohyb i vzpěr vyhovuje.



Obr. 41: Návrh regulačního šroubu s ovládacím kolečkem

7.6.2 Návrh matice pro regulační šroub

Jako materiál matice byla zvolena ocel 1.0060, jejíž dovolený tlak v závitech $p_{dov} = 20$ MPa. Rozměry závitu matice jsou $D_1 = 33,0$ mm, $D_2 = 34,5$ mm, $D_4 = 36,5$ mm.

Výška matice:

$$H = \frac{D_4 - D_1}{2} = \frac{36,5 - 33}{2} = 1,75 \quad (40)$$

Počet činných závitů:

$$i = \frac{F_{\xi}}{\pi \cdot D_2 \cdot H \cdot p_{dov}} = \frac{38\,607,25}{\pi \cdot 34,5 \cdot 1,75 \cdot 20} = 10,17 \rightarrow 11 \text{ závitů} \quad (41)$$



Obr. 42: Návrh regulační matice

Výška matice:

$$m = i \cdot s = 11 \cdot 3 = 33 \text{ mm} \quad (42)$$

7.7 Návrh ložisek

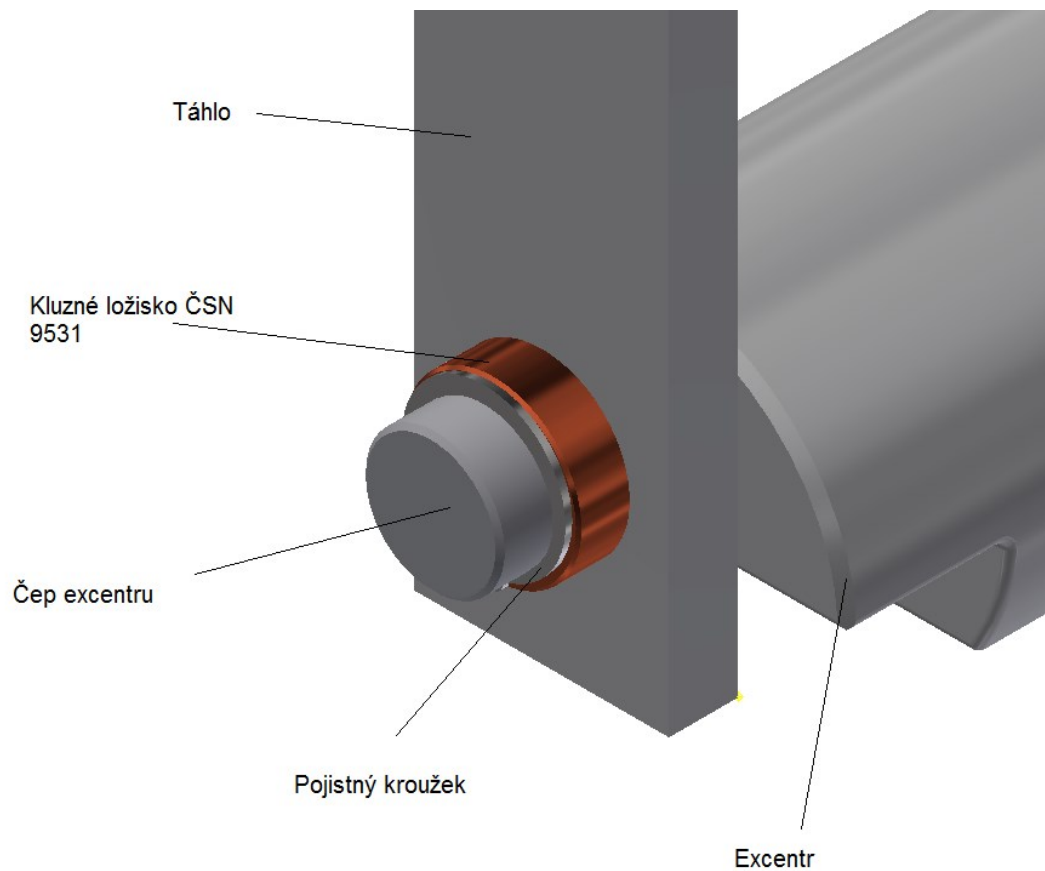
Pro návrh hlavních rozměrů kluzných ložisek je třeba znát zátěžné síly a rozměrů ložiska. Ve všech případech použití kluzných ložisek je použit jako materiál litý bronz s maximálním dovoleným měrným zatížením $p_d = 30 \text{ MPa}$. Hřídel hnacího bubnu je uložena na kuličkových ložiscích 6208 ČSN 02 4630.

7.7.1 Ložisko ČSN 9351 30x38x32

Ložisko ČSN 9351 30x38x32 tvoří spojení mezi čepem excentru a táhlem, je zajištěno pojistným kroužkem. Sestava je zobrazena na Obr. 43.

$$p_m = \frac{F_T}{d_{\xi} \cdot l_{\xi}} = \frac{3014,73}{30 \times 35} = 2,87 \text{ MPa} \leq 30 \text{ MPa} \quad (43)$$

Ložisko vyhovuje.



Obr. 43: Spojení čepu excentru a táhla

7.7.2 Ložisko ČSN 9348 15x19x15

Ložisko ČSN 9348 15x19x15 zajišťuje možnost otáčení táhla v matici regulačního šroubu.

Sestava je zobrazena na Obr. 44.

$$p_m = \frac{F_T}{d_{\zeta} \cdot l} = \frac{3014,73}{15 \times 15} = 13,40 \text{ MPa} \leq 30 \text{ MPa} \quad (44)$$

7.8 Návrh čepu matice

Jako materiál čepu byla zvolena ocel 1.0060, která má $\tau_{DS} = 100$ MPa a $p_D = 150$ MPa. Průměr čepu byl zvolen $d_\zeta = 16$ mm. Pro táhlo platí $p_d = 30$ MPa, tedy shodný tlak jako pro kluzné ložisko.

Smykové napětí v čepu:

$$\tau_s = \frac{F_T}{\frac{\pi \cdot d_\zeta^2}{4}} = \frac{3014,73}{\frac{\pi \cdot 256}{4}} = 14,99 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa} \quad (45)$$

Tlak v táhlu:

$$p = \frac{F_T}{h_t \cdot d_\zeta} = \frac{3014,73}{15 \cdot 16} = 12,56 \text{ MPa} \leq 30 \text{ MPa} \quad (46)$$

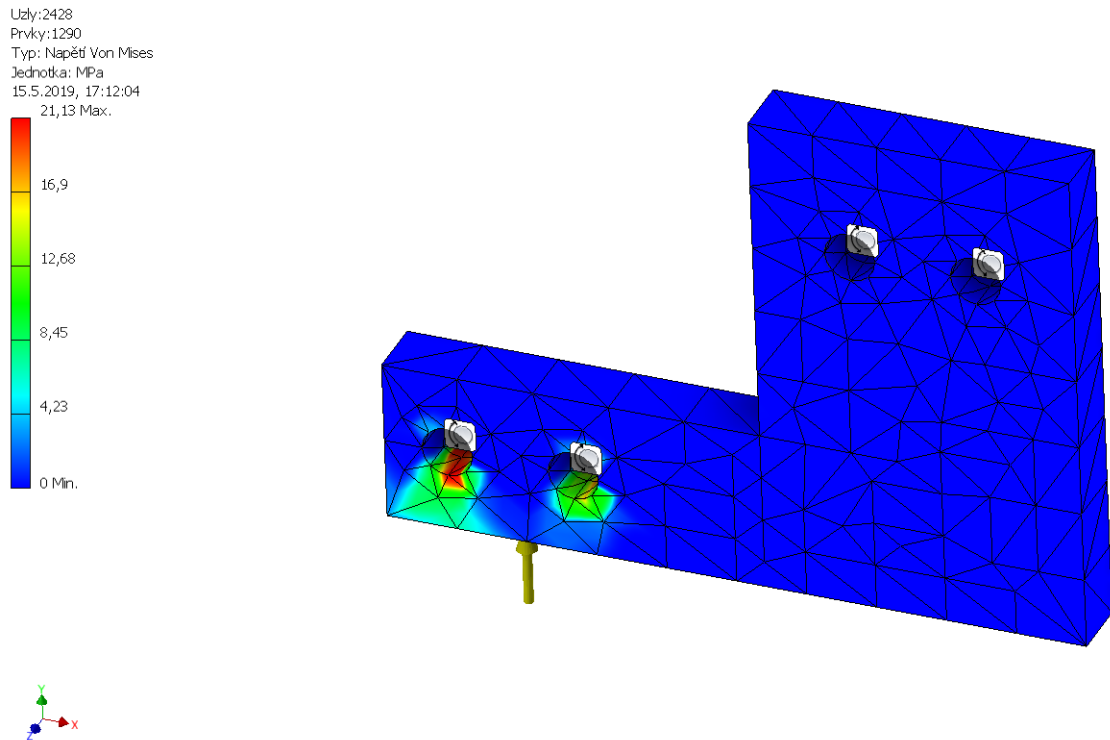
Tlak ve vidlici (matici):

$$p = \frac{F_T}{d_v \cdot d_\zeta} = \frac{3014,73}{50 \cdot 16} = 3,77 \text{ MPa} \leq 30 \text{ MPa} \quad (47)$$

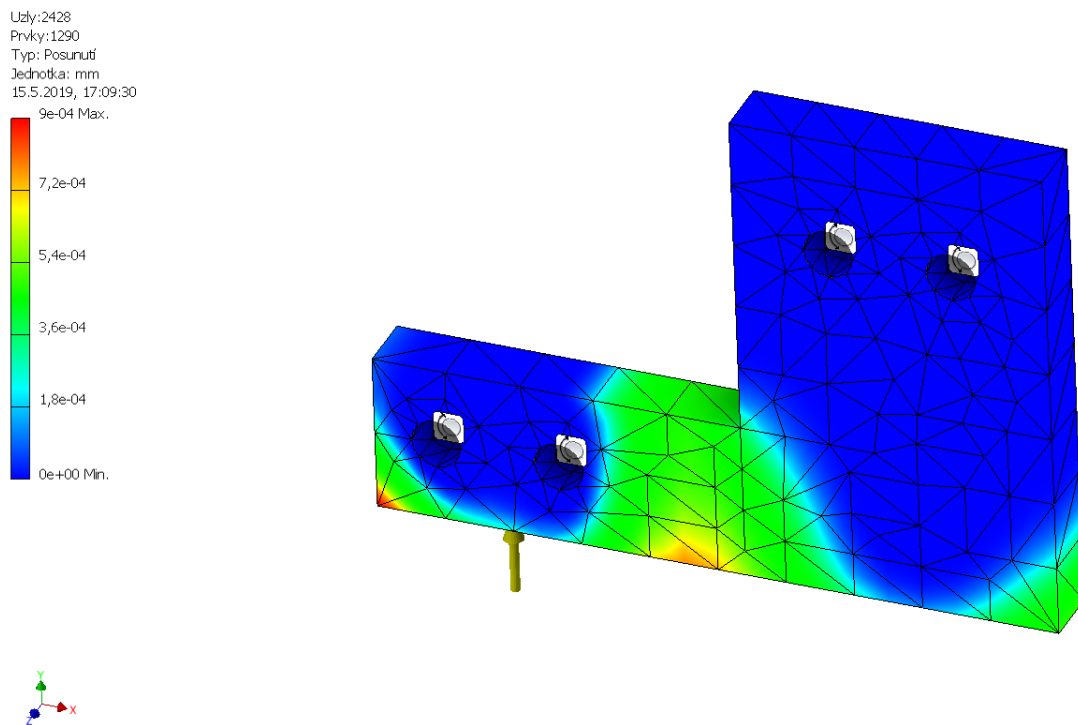
7.9 Pevnostní analýza

Pro ověření použitelnosti úchytky mezi regulačním šroubem a volnoběžkou byla vytvořena pevnostní analýza pomocí počítačového programu Inventor od společnosti Autodesk. Ta zkoumá součást pomocí metody konečných prvků. Nejprve je třeba určit okrajové podmínky a následně určit síly působící na součást. Poté program vytvoří na prvku síť, kterou dále řeší. Do řešiče bylo nutné přidat materiál oceli 1.0060 ze kterého je úchytka navržena.

Vyhodnocení proběhlo pro zátěžnou sílu $F_T = 3014,73$ N (žlutá šipka), která odpovídá síle v táhlu. Maximální hodnota napětí v díle je dle von Misesse 21,13 MPa, což lze vyhodnotit jako vyhovující. Výsledek této zkoušky lze pozorovat na Obr. 46. Díl byl také přezkoumán z hlediska maximálního posunutí ve směru působící síly (Obr. 47). Posunutí o $9 \cdot 10^{-4}$ mm lze považovat za dobrý výsledek.



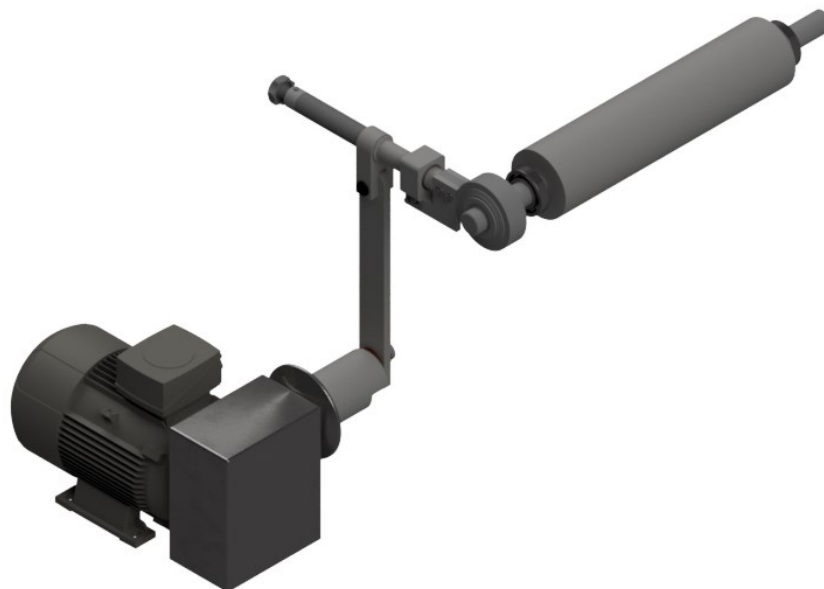
Obr. 46: Pevnostní analýza úchytky – napětí Von Mises



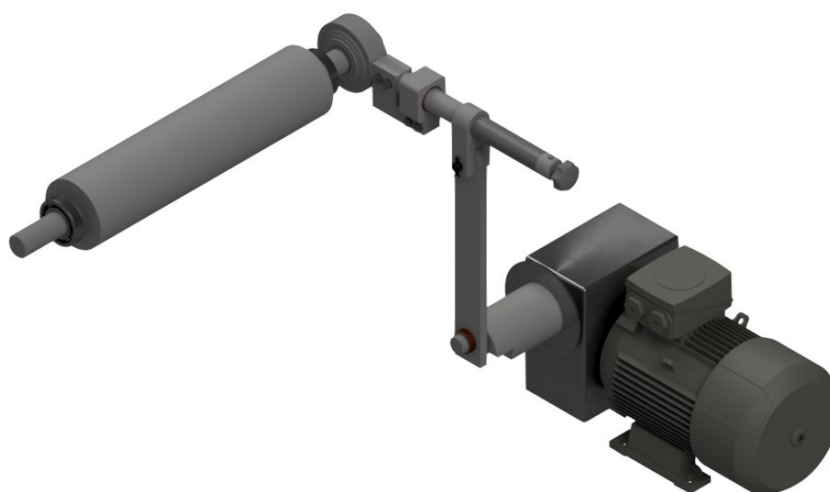
Obr. 47: Pevnostní analýza úchytky – maximální posunutí

7.10 Model pohonu

Model pohonu byl vytvořen v CAD aplikaci Inventor od společnosti Autodesk, dle navržených rozměrů.



Obr. 48: Model pohonu – přední pohled



Obr. 49: Model pohonu – zadní pohled

ZÁVĚR

Cílem mé bakalářské práce bylo vytvoření konstrukčního návrhu regulace rychlosti pásu mezioperačního dopravníku se zadaným výkonem 4kW a možností regulace rychlosti od 0,45m/min až po rychlost 0,85m/min.

Teoretická část bakalářské práce se zaměřuje na konstruování strojních součástí a jejich dimenzování pro bezpečný provoz. Následně jsou zde popsány mechanismy a to zejména kinematické ale i pneumatické a hydraulické, jejich využití a základní charakteristika. Dále jsou zde uvedeny části strojů umožňující pohyb, především pak hřídelové spojky a ložiska. V závěru se věnuji pohonům stojů, jejich rozdělením a krátkým popisem.

Praktická část je zaměřena na návrh regulace rychlosti. Ten je sestaven z asynchronního elektromotoru Siemens 1LE1002-1DD33 a šnekové převodovky MR 75, která redukuje velikost otáček vystupujících z elektromotoru. Šneková převodovka je pomocí hřídele spojena s excentrem, na kterém je umístěno táhlo. Táhlo dále posouvá s regulační maticí a regulačním šroubem směrem nahoru a dolů. Na regulačním šroubu je pomocí úchytky upevněna jednosměrná spojka, která tento kyvný pohyb přenáší na hnací buben pásu. Regulace rychlosti pásu je umožněna regulačním šroubem, kterým je možno otáčet a plynule tak měnit rychlost pásu dopravníku. Ve všech případech otočného uložení bylo použito kluzné nebo kuličkové ložisko pro snadný pohyb.

Při návrhu konstrukce byl kladen důraz na použití normalizovaných dílů, pro snadnější výrobu celé sestavy. V případech, kde nebylo možné použití normalizovaných dílů, je zhotovena výkresová dokumentace. Návrhy jsou podloženy výpočtem nebo výstupem z použitého softwaru.

Pro modelaci byl použit počítačový CAD program Autodesk Inventor 2019, v němž je zhotovena celá sestava regulace rychlosti, která je součástí elektronické přílohy.

Při modelaci a použitých výpočtech jsem dbal na rady a názory vedoucího mé bakalářské práce Ing. Františka Volka CSc., jenž má v konstruování dlouholetou praxi.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] SVOBODA, P., J. BRANDEJS aj. DVOŘÁČEK. *Základy konstruování*. Vydání šesté. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2015, 230 s. ISBN 978-80-7204-921-9.
- [2] VOLEK, F. *Základy konstruování a části strojů I*. Vyd. 1. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009, 167 s. ISBN 978-80-7318-654-8.
- [3] VOLEK, F. *Základy konstruování a části strojů II: mechanismy strojů*. Vyd. 1. Zlín: Univerzita Tomáše Bati, Fakulta technologická, 2003. ISBN 80-7318-111-8.
- [4] MIČKAL, K. *Strojnictví: Části strojů : pro učební a studijní obory SOU a SOŠ*. Praha: Sobotáles, 1995, 220 s. ISBN 80-85920-01-8.
- [5] ZELENÝ, J. *Stavba strojů - strojní součásti: učebnice pro střední průmyslové školy*. Vyd. 1. Praha: Computer Press, 2000, 157 s. Edice strojaře. ISBN 80-7226-311-0.
- [6] MAŇAS, M., M. STANĚK a D. MAŇAS. *Výrobní stroje a zařízení*. Vyd. 1. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2007. 264 s
- [7] KEMKA, V.. *Stavba a provoz strojů: stroje a zařízení pro SPŠ strojní*. Vyd. 1. Praha: Informatorium, 2009, 281 s. ISBN 978-80-7333-075-0
- [8] ŘASA, J. a J. ŠVERCL. *Strojnické tabulky: pro školu a praxi*. 1. vyd. Praha: Scientia, 2004, 753 s. ISBN 80-7183-312-6
- [9] Bolek, A, Kochman, J. a kol. :Části strojů, 2. svazek. SNTL Praha, 1990
- [10] LUKOVICS, I, L. SÝKOROVÁ a F. VOLEK. *Části a mechanismy strojů*. Vyd. 1. Brno: Vysoké učení technické, Technologická fakulta ve Zlíně, 2000, 185 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1566-5.
- [11] Elektromotor SIEMENS 5.5kW,720ot, 1LE1002-1DD33 | Elektromotory .net. *Elektromotory SIEMENS | Elektromotory .net* [online] [cit 14.03.2019]. Dostupné z: <https://www.elektromotory.net/siemens/1la7-750-otacek/1le1001-1-1-2-2-1-2.html>
- [12] Šneková převodovka MR90/NMRV090, 90B5, i:7,5, OEM. *Servis a zásobování elektromateriálem - SAZE* [online]. Copyright © 2016 [cit. 14.03.2019]. Dostupné z: <http://www.saze.cz/mr90-nmrv090/833-snekova-prevodovka-mr90-nmrv090-90b5-i-75.html>

[13] Samostředící volnoběžky typ GV | T.E.A. TECHNIK s.r.o.. *T.E.A. TECHNIK s.r.o. - lineární vedení a pohony* [online]. Copyright © Teatechnik 2019 [cit. 14.03.2019].

Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/samostredici-volnobezky-typ-gv/>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

| | | |
|----------|--------------------------------------|-------|
| b | šířka pera | [mm] |
| b_t | šířka táhla | [mm] |
| CAD | Computer aided design | |
| ČSN | Česká státní norma | |
| d | velký průměr závitu (šroub) | [mm] |
| D_1 | malý průměr závitu (matice) | [mm] |
| d_2 | střední průměr závitu (šroub) | [mm] |
| D_2 | střední průměr závitu (matice) | [mm] |
| d_3 | malý průměr závitu (šroub) | [mm] |
| D_4 | velký průměr závitu (matice) | [mm] |
| d_ξ | průměr čepu | [mm] |
| d_{h1} | průměr hřídele ze šnekové převodovky | [mm] |
| E | modul pružnosti v tahu | [MPa] |
| e | délka excentru | [mm] |
| E | Youngův modul pružnosti | [MPa] |
| EN | Evropská norma | |
| F_{h1} | síla na výstupní hřídeli převodovky | [N] |
| F_{kr} | kritická síla při vzpěru | [N] |
| F_O | síla obvodová | [N] |
| F_ξ | síla ve šroubu | [N] |
| F_t | síla v táhlu | [N] |
| h | výška pera | [mm] |
| H | výška závitu | [mm] |

| | | |
|--------------|--|-------------------------|
| h_t | výška táhla | [mm] |
| I | moment setrvačnosti | [mm ⁴] |
| i | poloměr setrvačnosti | [mm] |
| i | počet činných závitů | |
| ISO | International Organization for Standardization | |
| k_K | bezpečnost vzhledem k mezi kluzu | |
| k_p | bezpečnost vzhledem k mezi pevnosti | |
| $l_{1,2}$ | vzdálenost regulační matice od osy volnoběžné spojky | [mm] |
| l_{ζ} | délka čepu | [mm] |
| l_{red} | redukováná délka prutu | [mm] |
| l_t | délka táhla | [mm] |
| m | výška matice | [mm] |
| M_k | krouticí moment | [N.m ⁻¹] |
| M_{kv} | krouticí moment na volnoběžné spojce | [N.mm ⁻¹] |
| M_o | ohybový moment | [N.mm ⁻¹] |
| N | počet cyklů | |
| $n_{1,2}$ | otáčky na požadované otočení | [ot.min ⁻¹] |
| $n_{výstup}$ | otáčky výstupní | [ot.min ⁻¹] |
| O | obvod hnacího bubnu dopravníku | [mm] |
| P | skutečný výkon | [kW] |
| p | tlak | [MPa] |
| P' | výkon | [kW] |
| p_d | tlak dovolený | [MPa] |
| p_m | měrný tlak v ložiskách | [MPa] |

| | | |
|-----------------|--|------------------------------------|
| S | plocha | $[\text{mm}^2]$ |
| Tr | lichoběžníkový závit | |
| v_{\max} | maximální rychlost hnacího bubnu | $[\text{m} \cdot \text{min}^{-1}]$ |
| v_{\min} | minimální rychlost hnacího bubnu | $[\text{m} \cdot \text{min}^{-1}]$ |
| W_o | modul průřezu v ohybu | $[\text{mm}^3]$ |
| $\alpha_{1,2}$ | úhel na jeden kmit | $[\text{°}]$ |
| Δl | rozdíl vzdáleností | $[\text{mm}]$ |
| ε | relativní prodloužení | |
| λ | štíhlostní poměr | |
| λ_m | mezní štíhlostní poměr | |
| σ | normálové napětí | $[\text{MPa}]$ |
| σ_{Dd} | dovolené napětí v tlaku | $[\text{MPa}]$ |
| σ_{Dt} | dovolené napětí v tahu | $[\text{MPa}]$ |
| σ_{Kd} | mez kluzu v tlaku | $[\text{MPa}]$ |
| σ_{Kt} | mez kluzu v tahu | $[\text{MPa}]$ |
| σ_{\max} | maximální provozní napětí $[\text{MPa}]$ | $[\text{MPa}]$ |
| σ_{Pd} | mez pevnosti v tlaku | $[\text{MPa}]$ |
| σ_{Pt} | mez pevnosti v tahu | $[\text{MPa}]$ |
| τ | Smykové napětí | $[\text{MPa}]$ |
| τ_{ds} | napětí dovolené ve smyku | $[\text{MPa}]$ |
| τ_s | napětí ve smyku | $[\text{MPa}]$ |
| $\phi_{1,2}$ | stupně otočení za minutu | $[\text{°} \cdot \text{min}^{-1}]$ |
| η | účinnost | |

SEZNAM OBRÁZKŮ

| | |
|---|----|
| Obr. 1: Zkušební tělesa [2] | 15 |
| Obr. 2: Smluvní pracovní diagram pro měkkou ocel [2]..... | 16 |
| Obr. 3: Pracovní diagram pro křehký materiál [2]..... | 17 |
| Obr. 4: Wöhlerův diagram [2] | 18 |
| Obr. 5: Kloubový mechanismus [4] | 21 |
| Obr. 6: Klikový mechanismus [4] | 22 |
| Obr. 7: Klikový mechanismus s výstředníkem [4] | 23 |
| Obr. 8: Úplný klikový mechanismus [4] | 23 |
| Obr. 9: Šroubový zvedák [4]..... | 24 |
| Obr. 10: Kulisový mechanismus [4]..... | 25 |
| Obr. 11: Vačkový mechanismus [4] | 26 |
| Obr. 12: Typy tvarů vačky [4] | 27 |
| Obr. 13: Maltézský mechanismus [3]..... | 28 |
| Obr. 14: Hvězdicový mechanismus [3] | 29 |
| Obr. 15: Západkový mechanismus zubový [3]..... | 29 |
| Obr. 16: Hydraulický zvedák [4] | 31 |
| Obr. 17:Hydrodynamická spojka [4] | 32 |
| Obr. 18: Schéma pneumatického mechanismu [4]..... | 33 |
| Obr. 19: Spojky přírubové [5]..... | 36 |
| Obr. 20: Trubkové spojky [5] | 36 |
| Obr. 21: Kotoučová spojka [4] | 37 |
| Obr. 22: Spojka s pryžovými pouzdry [4] | 38 |
| Obr. 23: Spojka zubová [4]..... | 38 |
| Obr. 24: Zubová výsuvná spojka [2] | 39 |
| Obr. 25: Kuželová třecí spojka [4]..... | 40 |
| Obr. 26: Automobilová třecí spojka [2]..... | 40 |
| Obr. 27: Třecí spojka systém Ortlinghaus [2]..... | 41 |
| Obr. 28: Volnoběžná radiální spojka [2] | 41 |
| Obr. 29: Kluzná ložiska [4]..... | 43 |
| Obr. 30: Radiální valivé ložisko [5]..... | 44 |
| Obr. 31: Některé typy elektromotorů [6]..... | 46 |
| Obr. 32: Rotační hydromotor [6]..... | 46 |

| | |
|---|----|
| Obr. 33: Pneumatický obvod [6]..... | 47 |
| Obr. 34: Schéma regulace rychlosti..... | 49 |
| Obr. 35: Elektromotor Siemens 1LE 1002-1DD33 [12]..... | 50 |
| Obr. 36: Šneková převodovka MR75 [13]..... | 50 |
| Obr. 37: Náčrt vzdálenosti mezi regulační maticí a osou hnacího bubnu | 52 |
| Obr. 38: Grafické řešení sil působící na excentr..... | 54 |
| Obr. 39: Volnoběžná spojka GVG 40 od společnosti TEA technik s.r.o. [14]..... | 54 |
| Obr. 40: Návrh táhla | 58 |
| Obr. 41: Návrh regulačního šroubu s ovládacím kolečkem..... | 60 |
| Obr. 42: Návrh regulační matice..... | 61 |
| Obr. 43: Spojení čepu excentru a táhla | 62 |
| Obr. 44: Spojení táhla a regulační matice..... | 63 |
| Obr. 45: Spojení mezi regulačním šroubem a volnoběžnou spojkou | 63 |
| Obr. 46: Pevnostní analýza úchytky – napětí Von Mises..... | 65 |
| Obr. 47: Pevnostní analýza úchytky – maximální posunutí | 65 |
| Obr. 48: Model pohonu – pohled zepředu | 66 |
| Obr. 49: Model pohonu – pohled zezadu..... | 66 |

SEZNAM PŘÍLOH

Seznam výkresové dokumentace:

| | | |
|--------|----------------|----------------------|
| P I | UTB – BP – 001 | Čep excentru |
| P II | UTB – BP – 002 | Hřídel excentru |
| P III | UTB – BP – 003 | Táhlo |
| P IV | UTB – BP – 004 | Regulační matice |
| P V | UTB – BP – 005 | Regulační šroub |
| P VI | UTB – BP – 006 | Pouzdro šroubu |
| P VII | UTB – BP – 007 | Úchytka |
| P VIII | UTB – BP – 008 | Vložka volnoběžky |
| P IX | UTB – BP – 009 | Excentr |
| P X | UTB – BP – 010 | Hřídel hnacího bubnu |
| P XI | UTB – BP – 011 | Výkres sestavy |

Elektronické přílohy:

| | |
|-------|---|
| P XII | CD – jeho součástí je elektronická verze bakalářské práce, výkresová dokumentace a 3D model pohonu, vytvoření v softwaru Autodesk Inventor 2019 |
|-------|---|