

# Návrh a konstrukce kladnice zdvihacího ústrojí jeřábu

Petr Dančák

---

Bakalářská práce  
2014

 Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická

---

**Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně**

**Fakulta technologická**

**Ústav výrobního inženýrství**

**akademický rok: 2013/2014**

# **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

**(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)**

**Jméno a příjmení: Petr Dančák**  
**Osobní číslo: T11630**  
**Studijní program: B3909 Procesní inženýrství**  
**Studijní obor: Technologická zařízení**  
**Forma studia: prezenční**

**Téma práce: Návrh a konstrukce kladnice zdvihacího ústrojí jeřábu**

**Zásady pro vypracování:**

- 1. Vypracování literární studie zaměřené na téma bakalářské práce**
- 2. Výpočtový návrh kladnice zdvihacího ústrojí jeřábu**
- 3. Zpracování 3D sestavy zařízení**
- 4. Výkresová dokumentace zadaných částí**

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

**Dle doporučení vedoucího práce**

Vedoucí bakalářské práce:

**Ing. Luboš Rokyta**

Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce:

**10. února 2014**

Termín odevzdání bakalářské práce:

**23. května 2014**

Ve Zlíně dne 10. února 2014



doc. Ing. Roman Čermák, Ph.D.  
*děkan*



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

Příjmení a jméno: DANČÁK PETR

Obor: TŽ

## 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 <sup>1)</sup>;
- 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 <sup>2)</sup>;
- beru na vědomí, že podle § 60 <sup>3)</sup> 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 <sup>3)</sup> 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, považuji 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 20.5.2014

Petr Dančák

<sup>1)</sup> 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 nevdělečně 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.

<sup>2)</sup> 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 vzdělávacího zařízení (školní dílo).

<sup>3)</sup> 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 přihlídí k výši výdělku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.

## **ABSTRAKT**

Tato bakalářská práce je založena na výpočtovém návrhu dvoukladkové kladnice zdvihacího ústrojí jeřábu a vychází ze zadaných hodnot. Výpočtový návrh je doplněn 3D modelem zvoleného konstrukčního provedení a rovněž také výkresovou dokumentací vybraných prvků tohoto zařízení. V teoretické části práce je popsána problematika manipulačních zařízení a teorie ložisek.

Klíčová slova: jeřáb, zdvihací ústrojí, kladnice, manipulační zařízení, ložisko

## **ABSTRACT**

This bachelor thesis is based on computational design of crane double-pulley lifting device and it is patterned on entered values. The computational design is complemented by a 3D model of selected construction scheme, assembly drawing and drawings of selected parts. In theoretical section there is a description of handling equipment and bearings in general.

Keywords: crane, lifting device, pulley block, handling equipment, bearing

Děkuji vedoucímu mé bakalářské práce, panu Ing. Luboši Rokytovi, Ph.D. za pomoc, která při průběhu práce byla dosti cenná a přínosná. Děkuji také svým rodičům a všem, kteří sdíleli můj optimismus a byli mi oporou v celém bakalářském studiu.

„Většina lidí nechce plavat dřív, dokud to neumí.“

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

# OBSAH

<b>ÚVOD</b> .....	<b>9</b>
<b>I TEORETICKÁ ČÁST</b> .....	<b>10</b>
<b>1 TECHNOLOGIE MANIPULAČNÍCH ZAŘÍZENÍ</b> .....	<b>11</b>
1.1 Z HISTORIE A KULTURY .....	11
1.2 VÝVOJ POHONU .....	11
1.3 HLAVNÍ POŽADAVKY PRO KONSTRUKCI MANIPULAČNÍHO ZAŘÍZENÍ .....	12
1.4 JEŘÁBY.....	12
1.5 VYBRANÉ STROJNÍ ČÁSTI JEŘÁBŮ .....	13
1.5.1 Lana.....	13
1.5.2 Řetězy.....	13
1.5.3 Kladky a kladnice.....	14
1.5.4 Bubny .....	16
1.5.5 Brzdy .....	17
1.5.6 Spojky.....	18
1.6 ROZDĚLENÍ JEŘÁBŮ .....	19
1.6.1 Portalový jeřáb .....	20
1.6.2 Věžový jeřáb.....	20
1.6.3 Plovoucí jeřáb.....	21
1.6.4 Lanový jeřáb.....	22
<b>2 TEORIE LOŽISEK</b> .....	<b>24</b>
2.1 VALIVÁ LOŽISKA .....	24
2.1.1 Radiální valivá ložiska .....	24
2.1.2 Axiální valivá ložiska.....	29
2.1.3 Výhody a nevýhody valivých ložisek.....	31
2.1.4 Montáž, demontáž a údržba valivých ložisek .....	32
2.2 KLUZNÁ LOŽISKA .....	32
2.2.1 Radiální kluzná ložiska .....	33
2.2.2 Axiální kluzná ložiska.....	35
2.2.3 Přehled přípustných tlaků v kluzných ložiskových pouzdrech .....	36
2.2.4 Výhody a nevýhody kluzných ložisek.....	39
2.2.5 Montáž, demontáž a údržba kluzných ložisek .....	39
<b>II PRAKTICKÁ ČÁST</b> .....	<b>40</b>
<b>3 CÍLE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE</b> .....	<b>41</b>
<b>4 VSTUPNÍ ZADANÉ HODNOTY</b> .....	<b>42</b>
<b>5 POPIS VARIANT A VÝSLEDNÁ VARIANTA</b> .....	<b>43</b>
<b>6 VÝPOČTOVÁ ČÁST</b> .....	<b>44</b>
6.1.1 Návrh a výpočet lana .....	44
6.1.2 Návrh a výpočet háku:.....	45
6.1.3 Výpočet vodící kladky a bubnu.....	48
6.1.4 Stanovení celkové délky lana .....	50



6.1.5	Výpočet axiálního ložiska háku .....	50
6.1.6	Návrh a výpočet hřídele kladek .....	51
6.1.7	Návrh a výpočet uložení kladek (ložisek) .....	56
6.1.8	Návrh a kontrola bočnice .....	59
6.1.9	Návrh a kontrola příčnicku .....	60
<b>7</b>	<b>3D MODEL .....</b>	<b>64</b>
	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>65</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....</b>	<b>66</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....</b>	<b>67</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>70</b>
	<b>SEZNAM TABULEK.....</b>	<b>72</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>73</b>

## ÚVOD

Provedené průzkumy ukázaly, že v závislosti na povaze výrobního procesu připadá z celkové délky průběžných výrobních časů rozsahově 20 až 98% času na operace a procesy spojené s manipulací materiálu, předmětů, či výrobků – břemen. [4]

V teoretické části pojednávající o technologii manipulačních zařízení a teorii ložisek jsem se zaměřil na vybrané prvky této problematiky. Ze škály mnoha manipulačních zařízení jsem se rozhodl popsat právě jeřáby a jejich významné součásti. Lze zde již z úvodu této kapitoly nalézt také zajímavosti z historie a vývoje této oblasti. Závěrem první kapitoly je pak uvedení a popis několika konkrétních typů jeřábů. V kapitole teorie ložisek pak popisují obecně ložiska, jsou zde uvedeny jejich základní typy a rozdělení. Vše jsem pro dobrou představu doplnil patřičnými obrázky a v závěru kapitol specializovaných na rozdělení ložisek vždy nechybí ani srovnání výhod a nevýhod, jejich montáž, či demontáž, případně údržba.

Kladnice, jakožto jeden z prvků řešených v první kapitole teoretické části, je zároveň podstatou této bakalářské práce v části praktické. Pro jasnější představu a uvedení do problematiky již z úvodu – jedná o nejrozšířenější, na lanech zavěšené a neodnímatelné kladkové zařízení s nosným hákem, které se hojně v přítomnosti očí mnoha z nás používá ke zdvihání a manipulaci všemožných nákladů a těles – břemen. Můžeme ji snadno spatřit na jeřábu u každé právě rostoucí budovy, kde zrovna řízeně zdvihá a přenáší potřebný zavěšený stavební materiál, či například v dílně nebo skladu manipuluje s náležitým, jinak náročně nebo nemožně přepravitelným nákladem. Hmotnost těchto uvažovaných břemen může přitom být v praxi různá (od několika kilogramů až po desítky, či stovky tun) a ovlivňuje nám tak zásadně celé konstrukční provedení kladnice. Konstrukční návrh je zde demonstrován na základě narýsované sestavy a k ní dodaných výkresů (včetně modelu 3D).

## **I. TEORETICKÁ ČÁST**

# 1 TECHNOLOGIE MANIPULAČNÍCH ZAŘÍZENÍ

## 1.1 Z historie a kultury

Zvedat břemena, jejichž rozměry a hmotnost přesahují lidské fyzické možnosti, přesunovat je, dopravovat na potřebné místo a manipulovat s nimi, bylo potřeba již v nejdávnějších dobách a v prvních společenských formách. Jedny z prvních zařízení, která jsou doložena popisy, dochovanými nákresey a obrazy, spadají do oblasti Středoziemního moře. Například na výstavbu Cheopsovy pyramidy (známá též jako Velká pyramida), bylo potřeba dopravit z 10 km vzdáleného lomu přes řeku Nil zhruba 2,5 miliónu m<sup>3</sup> kamenných kvádrů. Dodnes není odborníkům jasné a lze vést pouze spekulace o tom, jakým způsobem byla tato stavba z hlediska logistiky materiálu přesně realizována. Zahájení stavby se odhaduje na rok 2584 př.n.l. a skutečnost, že bylo nezbytné denně na své místo uložit asi 800 tun materiálu (při stavbě trávající 20 let) je pro dnešní dobu i chápání poněkud nepředstavitelné. [1,2]

Všechny prvotní manipulační procesy přitom využívaly především efektu nakloněné roviny a pákových převodů. Historickým pokrokem bylo nahrazení vlečného tření valivým a například Archimédovi pak v oblasti vynálezů patří významný objev kladkostroje. Ve zkratce lze zmínit rovněž velkou postavu doby renesanční, a sice samotného Leonarda da Vinci, který v oboru manipulačních zařízení navrhl hned několik nových, z nichž část byla též realizována. Všechny tyto principy se ve změněné, či upravené formě u transportních zařízení a strojů používají dodnes. [1,2]

## 1.2 Vývoj pohonu

Rozvoj a vývoj v oboru pohonů transportních a manipulačních zařízení v rámci minimalizace využití fyzických sil prošel řadou stádií. Původní ruční pohon byl nahrazen pohonem využívajícím síly zvířat, načež se počátkem 19. století dočkal zlomu v podobě zavedení parního stroje. O prvním parním jeřábu je zmínka z roku 1820. Následná a v pořadí druhá významná změna v oblasti strojního pohonu následovala počátkem téhož století vynálezem a aplikací elektromotoru (zde je zmínka o prvním jeřábu s elektrickým pohonem z roku 1887). 30. léta 20. století pak přinesla objev a aplikaci pístového spalovacího motor, díky kterému vznikl ideální pohon pro mobilní stroje a zařízení. Konkrétně se jedná o naftový agregát.

Nejrozšířenějším druhem pohonu v této oblasti je však dodnes pohon elektrický. Literatura uvádí, že přes 80% všech motoricky poháněných zdvihacích zařízení a strojů je poháněno právě elektricky. [3,6]

### 1.3 Hlavní požadavky pro konstrukci manipulačního zařízení

Požadavky na obecně libovolné zdvihací zařízení nebo stroj lze shrnout do následující bodů:

- a) Velký dopravní (pracovní) výkon a malá vlastní hmotnost
- b) bezpečný a spolehlivý provoz
- c) jednoduchá, pokud možno automatizovaná obsluha
- d) přizpůsobitelnost zařízení z hlediska komplexní mechanizace celého transportního procesu
- e) normalizace a typizace zařízení, zrychlení a zhospodárnění jejich výroby

Existuje však řada dalších kritérií, kterými se přímo ovlivňuje konstrukce, jako je třeba zajištění ekonomické výroby nebo snadná montáž a demontáž. Splnění všech takových požadavků však může být velmi obtížné, neboť některé z nich si jsou vzájemně protichůdné. Například bezpečnost a trvanlivost konstrukce je zpravidla tím větší, čím větší jsou rozměry samotné konstrukce. To ovšem znamená více materiálu a hmoty, čímž je úměrně vyšší i pořizovací cena. Výsledkem všech úvah konstruktéra a výpočtáře by tak mělo být jakési optimální řešení, které zajistí největší hospodárnost při zároveň dostatečně bezpečném plnění funkce ocelové konstrukce zařízení po celou dobu jeho potřebné životnosti. [3]

### 1.4 Jeřáby

Jsou zdvihací zařízení, kterými se přemísťují břemena svislým a vodorovným pohybem ve vymezeném prostoru. Pohyb svislý se dosahuje zpravidla zvedáním či spouštěním, pohyb vodorovný pojížděním, otáčením nebo sklápěním. [2]

O rozdělení jeřábů a obecném popisu vybraných typů z nich je pojednáno dále v kapitole 1.6.

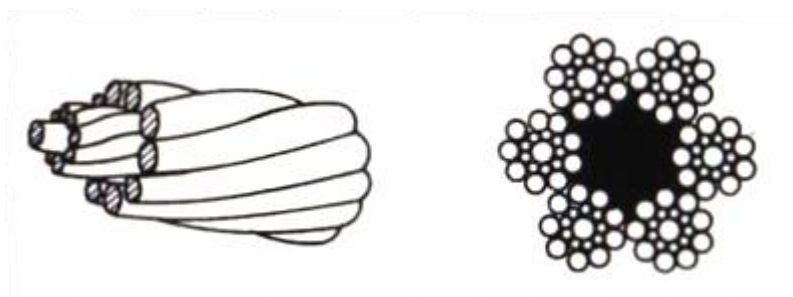
## 1.5 Vybrané strojní části jeřábů

### 1.5.1 Lana

Jsou hlavním nosným prvkem všech jeřábů. Mohou být buď *ocelová* nebo *konopná* (případně *polyamidová*).

*Ocelová lana* mohou být s oky, či bezkoncová. Jsou vhodná pro vázání těžkých břemen zaobleného tvaru, přičemž by poloměr zaoblení neměl být menší než 2,5 násobek průměru uvažovaného lana. Lana dělíme na pohyblivá (při provozu se pohybují ve směru své osy) a nepohyblivá (např. lana kotvicí). Dle konstrukce pak na *jednoprarmenná* (tzv. jednoduše vinutá) a *víceprarmenná* (lana dvojitě i trojitě vinutá). [3]

*Konopná lana* jsou vhodná k vázání kusových břemen. Výhodou oproti ocelovým je, že nepoškozují povrch přepravovaného předmětu, jsou ohebnější, lehčí a dají se snadno vázat v uzly. Únosnost mají však oproti ocelovým menší. Ideální je, jsou-li mírně vlhká. Jejich únosnost je tak největší. [3]



Obrázek 1 – Druhy ocelových lan (jednoprarmenné a víceprarmenné) [7]

### 1.5.2 Řetězy

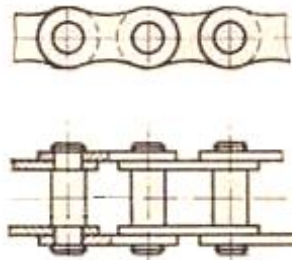
Jsou alternativou pro použití místo lan. Dělíme je na *svařované* a *kloubové* (*Gallovy*).

*Svařované řetězy* používáme nejčastěji k vázání břemen tam, kde nelze dobře použít lan (např. v kovárnách). Jako prvky zdvihací nebo hnací (pro zejména malé nosnosti) je však používáme zřídka. Podle poměru vnějších rozměrů je rozlišujeme na řetězy krátkočlankové a dlouhoclankové. [3]

*Kloubové*, neboli *Gallovy řetězy*, se používají ve zdvihadlech (např. kladkostroje, či ruční kočky) zejména pro přepravu větších břemen. Oproti svařovaným jsou Gallovy řetězy obecně bezpečnější. Nevýhodou je však jejich velká váha a prodlužování. [3]



Obrázek 2 – Svařovaný řetěz [4]

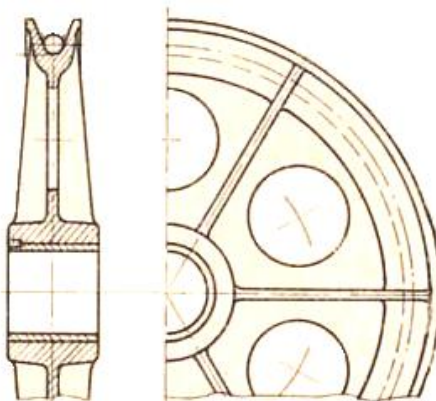


Obrázek 3 – Kloubový řetěz [4]

### 1.5.3 Kladky a kladnice

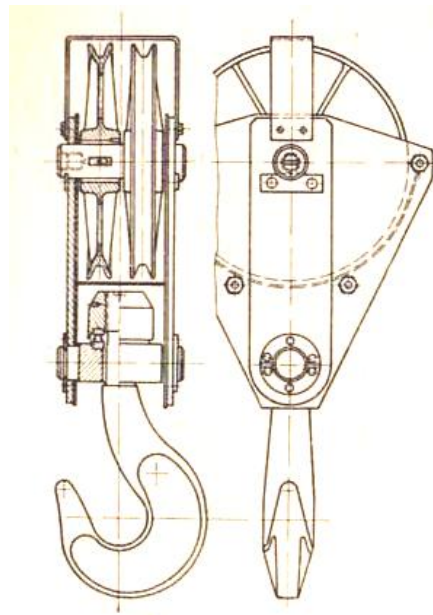
Kladky dělíme dle použití na *lanové* a *řetězové*. Z hlediska funkce pak na *vodící*, *vyrovnávací* a *hnací*. [4,6]

Kladky vodící nám mění směr a pohyb lana. Kladek vyrovnávacích se využívá u jeřábů s několikanásobným lanovým převodem, kde je potřeba vyrovnávat nestejně prodloužení zatížených lan. Vyrovnávají nám tak tah v jednotlivých větvích lana. Kladky hnací jsou na obvodu opatřeny zuby, do nichž zapadají jednotlivé články řetězů. Jedná se o jediný typ hnací kladky – řetězový. [4,6]

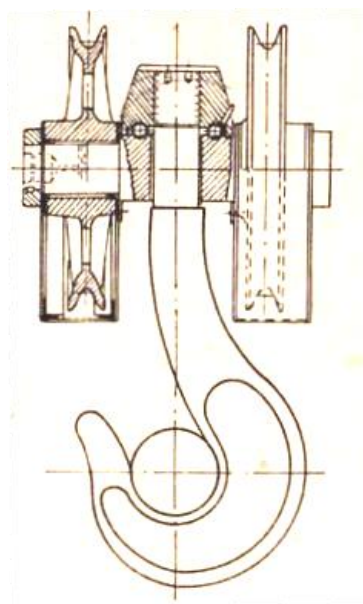


Obrázek 4 – Lanová kladka na pouzdře [4]

Kladnice nám svou funkcí umožňují dosáhnout převodu mezi hákem a bubnem (nebo hnací kladkou). Mohou být *jednokladkové*, *dvoukladkové* i *vícekladkové*. V zásadě je nalezneme v provedení *normálním* nebo *zkráceném*. Existují pro lana i řetězy, přičemž lanových používáme nejčastěji. Výhodou provedení normálního je, že velikost bubnu může být menší. Ztrácí se tak ale na zdvihací výšce, což u např. mostových jeřábů může být mnohdy zásadní a rozhodující. Kladnice jsou po celém obvodu zakryty svařovanými plechovými kryty. [3,6]



Obrázek 5 – Dvoukladková lanová kladnice normální [3]



Obrázek 6 – Dvoukladková lanová kladnice zkrácená [3]

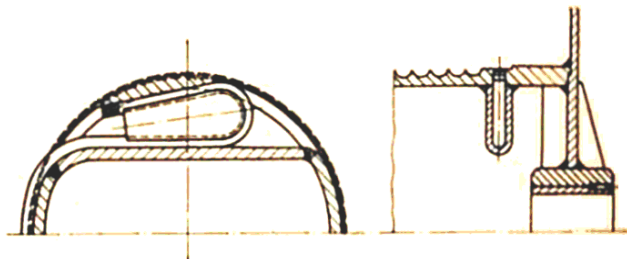


#### 1.5.4 Bubny

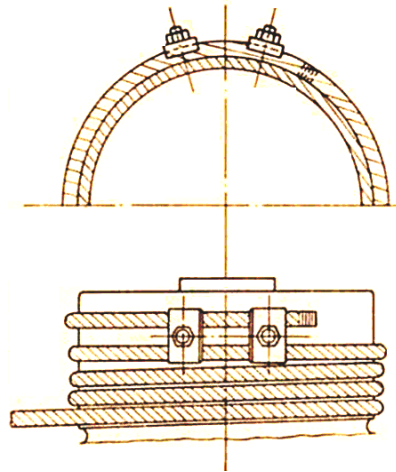
Bubny jeřábů jsou navíjecí zařízení. Na povrchu bubnu jsou zpravidla drážky, jejichž tvar a stoupání se odvíjí od použitého nosného prvku. Tím rozdělujeme navíjecí *bubny pro článkové řetězy, ocelová lana a konopná lana*.

Bubny pro ocelová lana jsou nejčastěji se vyskytující a jsou vyráběny jako svařované nebo skružované z plechů, méně často pak z litiny, či z lité oceli. Z tělesa lanového bubnu se při chodu odvíjí jeden (nebo více) průřezů lana (to závisí na samotném provedení lanového převodu). Následně je toto lano vedeno soustavou příslušných kladek zdvihacího mechanismu. Konce lana musí být k bubnu uchyceny tak, aby bylo snadné lano případně kdykoliv vyměnit. Z tohoto důvodu se upustilo od dříve běžného uchycení s vloženým klínem a využívá se uchycení pomocí příložek na povrchu bubnu. Nelze připustit, aby odklon lana při odvíjení z drážkového bubnu (od roviny stoupání drážky) byl větší než  $4^\circ$ .

Při použití bubnu pro článkové řetězy zapadají články do šroubových rýh a jsou namáhány na ohyb. Z tohoto důvodu je výhodnější použití řetězů s krátkými články. [6]



Obrázek 7 – Uchycení lana na bubnu klínem [4]



Obrázek 8 – Uchycení lana na bubnu pomocí příložek [4]

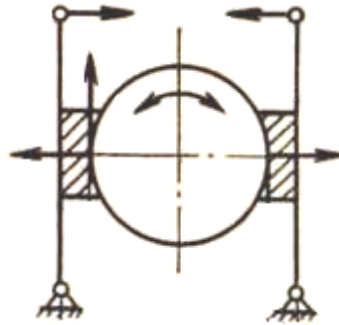
### 1.5.5 Brzdy

Brzdy dle funkce dělíme na:

- 1) *stavěcí* - úkolem brzd stavěcích je zastavovat posuvný nebo točivý pohyb, případně již zastavené břemeno bezpečně držet.
- 2) *Spouštěcí* – slouží ke spouštění břemene předepsanou rychlostí. Podle okolností a potřeby je možno klesání břemene zastavit. [3,4]

Dle konstrukce pak rozeznáváme brzdy:

- a) *čelistové* – jsou nejčastěji používané brzdy v konstrukcích jeřábů. Mohou být jedno a dvoučelistové. Třecí plochy čelistí jsou zhotoveny z patřičného třecího materiálu. K odbrzdění čelistí může sloužit např. elektrohydraulický odbrzdovač.
- b) *Pásové* – jsou účinnější než čelistové, avšak výhodné většinou jen pro jeden směr točení. V zájmu dobrého přiléhání pásu by neměla šířka být větší než 150 mm u kotoučů s průměrem větším než 1000 mm. U menších kotoučů pak maximálně 100 mm. Místo aplikace větších pásů je obecně lepší užití dvou užších pásů vedle sebe.
- c) *odstředivé*
- d) *kuželové*
- e) *lamelové*
- f) *deskové*



Obrázek 9 – Schéma dvoučelist'ové brzdy [4]

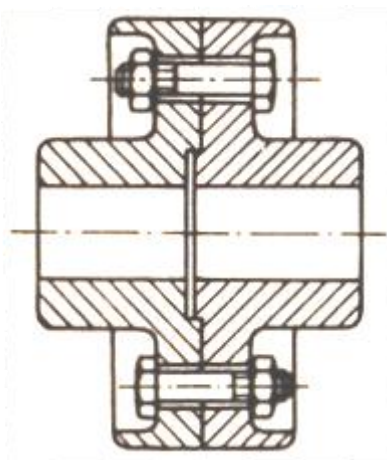
Jelikož se u všech brzd přeměňuje pohybová energie na tepelnou, musí se intenzivně využívané brzdy kontrolovat na oteplení. [3]

### 1.5.6 Spojky

Podle způsobu práce dělíme spojky na:

- a) *trvale spojené* – mohou být *pevné* a *poddajné*
- b) *vypínatelné* (rozpojitelné vnější silou) – mohou být *kluzné* a *výsuvné*

U elektrických jeřábů se dodnes běžně používá kotoučová *spojka pevná*. Je zhotovena z litiny, pro těžký a velmi těžký provoz pak z lité oceli. Vzájemné spojení je provedeno lícovanými šrouby a obě poloviny spojky jsou vystředěny k zajištění sousosti. Spojení s hřídelem je obvykle provedeno klíny nebo pery.



Obrázek 10 – Kotoučová spojka s lícovanými šrouby [7]

*Poddajné spojky* se používají při spojení elektromotoru s hraným hřídelem především jako pružné čepové s brzdovým kotoučem (popř. i bez něj), přičemž počet čepů může být 4 až 6. Materiál těchto čepů bývá běžně z oceli 11 500 a pro tlumení rázů od sil vznikajících při rozběhu se na válečky navlékají kožené nebo gumové válečky. Tato spojka vyžaduje poměrně přesnou montáž.

*Kluzné spojky* se užívá tehdy, má-li se zabránit vzniku poškození mechanismu při překročení maximálního dovoleného kroutícího momentu. Zde se nejčastěji uplatňují spojky kuželové (třecí) nebo lamelové.

*Výsuvné spojky* pak používáme tam, kde je potřeba odpojit nebo zapojit ty mechanismy, které se dočasně vyřadily nebo mají vyřadit z provozu. Vysouvání se přitom může provádět jak za klidu, tak za chodu daného mechanismu. Při zasouvání v klidovém stavu používáme výsuvných spojek zubových. [7]

## 1.6 Rozdělení jeřábů

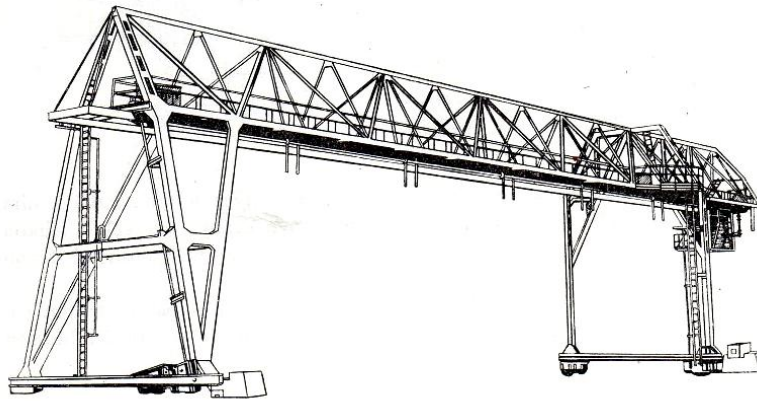
Druh jeřábů určuje především jejich charakteristická nosná konstrukce. Ta zpravidla udává i jejich celkový tvar a provedení. Podle toho pak rozeznáváme jeřáby:

- a) *Portálové a poloportálové*
- b) *mostové*
- c) *sloupové a věžové*
- d) *konzolové*
- e) *silniční a kolejové*
- f) *plovoucí*
- g) *lanové* [6]

Podle druhu pohybu celého jeřábu nebo jeho části mohou být jeřáby nepojízdné, pojízdné, otočné, plovoucí a se sdruženými pohyby. Další rozdělení nám určuje druh pohonu (již popsáno v části Vývoj pohonu) a také druh práce a místo použití. [6]

### 1.6.1 Portálový jeřáb

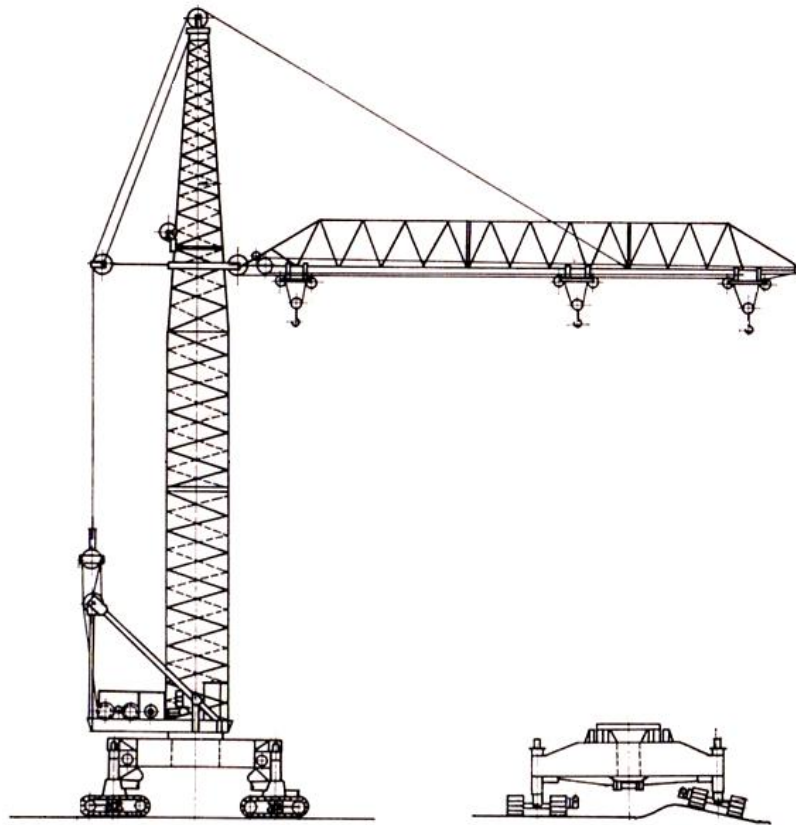
Zvýšené podpěry portálového jeřábu jsou opatřeny pojezdcím zařízením. Jeřábová dráha je zde v úrovni terénu, nikoli na vlastní konzole ve výši. Z tohoto důvodu se portálový jeřáb liší od jeřábu mostového. Výskyt a využití těchto jeřábů je např. na otevřených skládkách, k přepravě kusových hmot (uhlí, ruda, koks, apod.), na stavbách, při překládce kontejnerů nebo v přístavištích. Délka mostu může dosáhnout až 70 m a rozpětí portálu je 30 m, ale někdy až 120 m. Nosnost portálových jeřábů je od 3 do 20 t. Uplatnění těchto jeřábů je všude tam, kde jde o velké výkony. Lze dosáhnout pracovního výkonu až 800 t za hodinu. Můžeme je tak spatřit např. v hutních závodech nebo elektrárnách. [6]



Obrázek 11 – Portálový jeřáb [6]

### 1.6.2 Věžový jeřáb

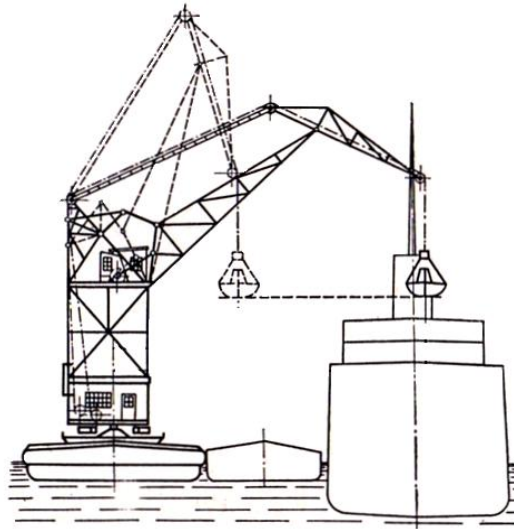
Stavební věžové jeřáby se dle nosnosti a využití dělí na lehké, střední a těžké. Lehké stavební věžové jeřáby mají nosnost do 2 t a postačí při stavbách rodinných domů. Jejich zdvih je do 20 m. Střední kategorie představuje nosnost do 5 t a zdvih do 40 m. Takový zdvih postačí na montáž 12-ti podlažních budov. Těžké stavební věžové jeřáby se používají převážně pro montáž velkých průmyslových objektů, což skýtá nosnost až 50 t při vyložení do 50 m a zdvihu 80 m. Podvozkové provedení věžových jeřábů je zpravidla kolejové. Existují však také věžové jeřáby bezkolejové, a sice např. pásové (viz. Obrázek 6). Zde je zakomponován podvozek naklápěcí, jenž umožňuje jízdu i po nerovném terénu. Ta má však nastat jen výjimečně. Z bezpečnostních důvodů a s možností ohrožení stability jeřábu se takový přejezd musí realizovat dálkově. [8]



Obrázek 12 – Věžový jeřáb na pásových podvozcích [8]

### 1.6.3 Plovoucí jeřáb

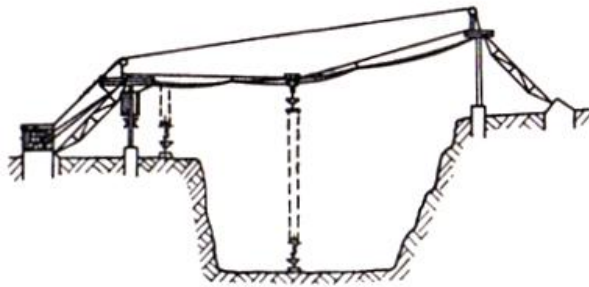
Dle účelu a druhu práce dělíme plovoucí jeřáby na překládací (pro překládání břemen z lodí do člunů a naopak), montážní (s využitím v loděnicích), havarijní (pro zdvihání potopených lodí) a stavební (určené pro stavbu hrází, nábrežních zdí, budov u nábreží atd.). Z hlediska nosnosti a vlastností přepravovaného materiálu se plovoucí jeřáby pro těžká kusová břemena konstrukčně liší od těch na přepravu sypkých hmot. Nosnost plovoucích jeřábů může být až 400 t, přičemž vzdálenost vyložení pro hlavní zdvih je 25 m (pro pomocný až 50 m) a celková výška může dosáhnout přes 100 m. Otočné plovoucí jeřáby mohou být provedeny s točnicí (viz. Obrázek 6) nebo s nehybným sloupem. Existují též plovoucí jeřáby neotočné, konkrétně nazývány nůžkové, což jsou nejstarší motoricky poháněné plovoucí jeřáby obecně. [8]



Obrázek 13 – Točnicový plovoucí jeřáb s nosností 6 t [8]

#### 1.6.4 Lanový jeřáb

Lanové jeřáby jsou zcela osobitým druhem jeřábů. Jízdní dráhu kočky zde tvoří napjaté lano. Toto tzv. nosné lano je umístěno na dvou podpěrách, mezi kterými je pracovní pole jeřábu. Kočka je tažena lanem tažným. Zvedání nebo spouštění břemene v libovolném úseku rozpětí se provádí lanem zdvihacím. Zdvihací i tažné lano je navíjeno na bubny, které jsou umístěny ve strojovně, zpravidla jako součást jedné z podpěr. Bubny pohání elektromotor. Podpěry lanových jeřábů jsou buď obě nepohyblivé, obě pojízdné, nebo jedna nepohyblivá a jedna pojízdná. Díky tomu dělíme lanové jeřáby na nepojízdné, rovnoběžně pojízdné a kruhově pojízdné. Lanový jeřáb nepojízdný (viz. Obrázek 11) může dosáhnout jen úzkého pruhu území pod nosným lanem. Proto se někdy používá tzv. výkyvných podpěr, které plochu území rozšíří. Dochází tak o výkyv 10 až 15° ze svislé polohy v rovině kolmé k rovině nosného lana a jedná se tak o lanový jeřáb s vykláněnými podporami. Jejich použití je zejména tehdy, jedná-li se o vyšší a větší rozpětí jeřábu. [8]



Obrázek 14 – Lanový jeřáb nepojízdný [8]



## 2 TEORIE LOŽISEK

Ložiska jsou strojní součásti, které slouží k otočnému uložení hřídelů, resp. hřídelových čepů. Ložiska dělíme do dvou základních skupin, a to na *valivá* (otáčivý pohyb je zde umožněn prostřednictvím příslušných valivých tělísek) a *kluzná* (zde jsou funkční plochy vzájemně pohybujících se částí odděleny vrstvou vhodného maziva). [5,7]

Podle směru zatížení rozlišujeme dále ložiska na *radiální* a *axiální*. Radiální ložiska přenáší zatížení působící pouze v radiálním směru, tj. kolmo na osu hřídele či hřídelového čepu. Ložiska axiální pak přenáší silové zatížení působící pouze v axiálním směru, tj. ve směru osy uvažovaného hřídele nebo hřídelového čepu. [5]

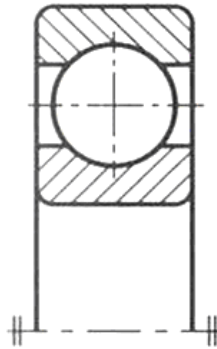
### 2.1 Valivá ložiska

Valivá ložiska se obvykle skládají ze dvou oběžných kroužků (vnitřního hřídelového a vnějšího skříňového), mezi nimiž se odvalují příslušná valivá tělíska (nejčastěji kuličky, válečky nebo kuželíky). Tyto tělíska jsou při funkci ve stále stejné vzdálenosti od sebe udržována pomocí klece. Ta zároveň zabraňuje jejich vzájemnému dotyku a brání též vypadnutí některých z tělísek při montáži či demontáži rozebíratelných ložisek. Valivá ložiska zvláštních provedení nemusí obsahovat všechny tyto uvedené části (např. klec nebo některý z kroužků může být nahrazen vhodnou konstrukční úpravou uložení apod.). Tvary kroužků přímo závisí na tvaru a druhu použitých valivých tělísek.

Dle tvaru použitých valivých tělísek a jejich styku s valivými plochami kroužků se valivá ložiska dělí na ložiska s bodovým stykem (kuličková) a se stykem přímkovým (též křivkovým), (zde např. válečková, soudečková nebo jehlová). Podle směru přenášené síly vzhledem k ose uvažovaného hřídele se valivá ložiska rozdělují dále na radiální a axiální. [5,7,8]

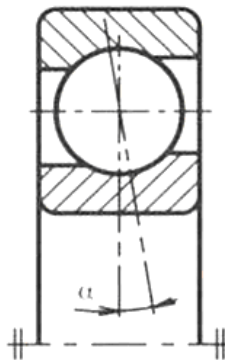
#### 2.1.1 Radiální valivá ložiska

- a) *Jednořadá kuličková ložiska* mají velkou únosnost v radiálním směru zatížení, přičemž díky vodícím drážkám v kroužcích, v nichž se kuličky odvalují, jsou schopna v obou směrech přenášet i menší axiální síly. Pravidlem však je, že tato únosnost roste s velikostí použitých kuliček, což je ekvivalentní s hloubkou samotné drážky. [5,7,8]



Obrázek 15 – Jednořadé kuličkové ložisko [8]

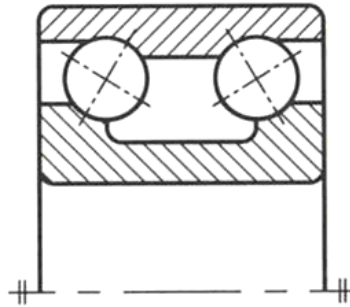
- b) *Jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem* jsou schopná přenášet jednak radiální, tak i značné axiální zatížení, které závisí na stykovém úhlu. Oběžné dráhy kuliček mají takovou polohu, že jejich spojnice se styčnými body svírá s hlavní osou ložiska ostrý stykový úhel. Ten nabývá hodnoty  $26^\circ$  pro použití zejména u čerpadel, odstředivek, popř. u vertikálních elektrických strojů. Pro uložení vřeten brusek se používá ložisek se stykovým úhlem  $12^\circ$  a ložiska se stykovým úhlem  $10^\circ$  pak slouží např. k uložení vysokofrekvenčních elektrovřeten. [5,7,8]



Obrázek 16 – Jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem [8]

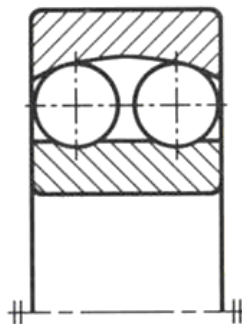
- c) *Dvouřadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem* jsou určena pro větší zatížení a v zásadě odpovídají dvěma jednořadým kuličkovým ložiskům s kosoúhlým stykem. Při stejných rozměrech ve srovnání s jednořadými jsou zároveň užší a díky většímu stykovému úhlu, který je  $32^\circ$ , mají i vyšší axiální únosnost. Mohou se vyrábět buď s velmi malou vůlí nebo bez vůle, přičemž je mezi oběma řadami kuliček možnost výrobně dosáhnout až mírného axiálního předpětí. Používají se tam, kde působí ra-

diální a současně axiální síla, takže je nalezneme např. v menších převodovkách nebo v čerpadlech apod. [5,7,8]



Obrázek 17 – Dvouřadá kuličkové ložisko s kosouhlým stykem [8]

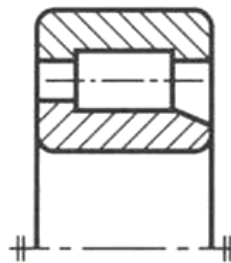
- d) *Dvouřadá kuličková ložiska naklápěcí* mají na vnitřním kroužku dvě vodící drážky a obsahují dvě řady kuliček. Funkční plocha na vnějším kroužku je kulová se středem na ose a je zároveň společnou oběžnou dráhou obou řad kuliček. Vnitřní kroužek se tak může kolem středu ložiska vyklápat o úhel velký přibližně  $\pm 1,5^\circ$ . Tím se může samovolně přizpůsobovat poloha obou kroužků při vzniklé nebo právě vznikající nesouososti mezi hřídelem a ložiskovým tělesem (např. nesouosost způsobená průhybem hřídele, či nepřesností jeho výroby atd.). Vychýlením ložiska přitom není narušena jeho správná funkce. Používají se všude tam, kde se vyskytuje nesouosost, nejčastěji právě u zemědělských a textilních strojů, malých a středních ventilátorů apod. [5,7,8]



Obrázek 18 – Dvouřadá kuličkové ložisko naklápěcí [8]

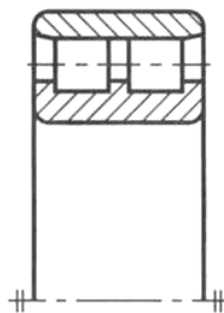
- e) *Jednořadá válečková ložiska* jako valivých tělísek užívají válečků. Ty jsou vedeny buďto přírubami vsazenými pouze na vnějším kroužku (provedení NU) nebo na

vnitřním (provedení N), přičemž tento typ z důvodu druhého kroužku bez přírub nemůže přenášet axiální zatížení. Vystkytuje se též provedení NJ, což představuje provedení se dvěma přírubami na vnějším kroužku a jednou přírubou na kroužku vnitřním. Tyto ložiska se používají především pro přenos velkého radiálního zatížení při poměrně vysokých otáčkách (elektromotory a obráběcí stroje). Kroužek, který ani jednu přírubu pro vedení válečků nemá, je lehce snímatelný, což umožňuje snadnější montáž. Oproti ložiskům kuličkovým jsou zde větší ztráty třením a také větší citlivost na vyosení válečků. Tato ložiska snesou též i menší počet otáček. [5,7,8]



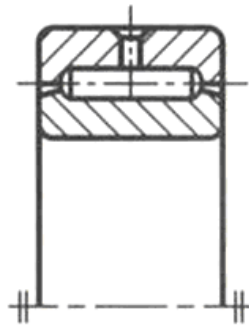
Obrázek 19 – Jednořadá válečkové ložisko (provedení NJ) [8]

- f) *Dvouřadá válečková ložiska* jsou provedena konstrukčně tak, že jsou na vnitřním kroužku přírubami vedeny dvě řady válečků. Jelikož má vnější kroužek ložiska válcovou dráhu bez přírub, nemohou tato ložiska přenášet žádné axiální zatížení. Vyznačují se však vysokou únosností a velmi malým pružením, díky čemu se využívají k uložení včetně obráběcích strojů (např. soustruhů, frézek apod.). Jejich klec je zpravidla mosazná a velmi masivní, vyžadují totiž velmi přesnou souosost. [5,7,8]



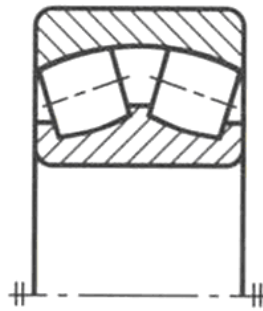
Obrázek 20 – Dvouřadá válečkové ložisko [8]

- g) *Jehlová ložiska* jsou v podstatě zvláštním druhem ložisek válečkových, u kterých je však průměr válečku vůči jeho délce několikanásobně menší. Jejich přední výhodou je vysoká únosnost a malé rozměry. Proto se používají všude tam, kde z důvodu nedostatku místa nelze použít ložisek válečkových. Mohou být realizována bez vodící klece, čímž v rámci plného počtu jehel dosáhnou nejvyšší vlastní únosnosti, avšak se zároveň sníží jejich nejvyšší dovolený počet otáček (oproti stejným ložiskům s vodící klecí). V určitých případech (např. z důvodu nedostatku místa) se jehlová ložiska používají a vyskytují bez vnitřního kroužku, takže se jehlové válečky přímo odvalují na povrchu hřídele, či hřídelového čepu a nahrazují tak ložiska kluzná. Můžeme je spatřit například při kývavém, střídavém zatížení u pístních čepů, klikových mechanismů, výkyvných pák, či kladek apod. [5,7,8]



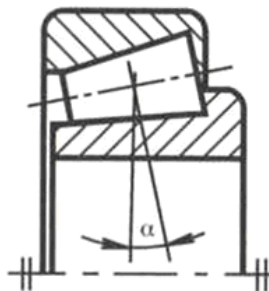
Obrázek 21 – Jehlové ložisko [8]

- h) *Dvouřadá soudečková ložiska naklápěcí* mají dvě řady soudečkových tělísek, která jsou vedena střední přírubou na vnitřním kroužku. Oběžná dráha na vnitřním kroužku má stejné zakřivení jako tělíska, a proto se s vnitřním kroužkem tělíska stýkají po celé své délce. Na vnějším kroužku je pak oběžná dráha tělísek společná a tvoří ji kulová plocha se středem v ose. Tato ložiska jsou schopná, podobně jako kuličková naklápěcí, vyrovnávat jisté naklopení hřídele (přípustný úhel ze základní polohy je  $\pm 1,5^\circ$ ). Dále jsou velmi únosná a mohou přenášet jak velkou radiální sílu, tak i značnou sílu axiální, a to v obou směrech. Podstatnou výhodou je samostavitelnost. Nevyžadují tím přesnou sousost hřídele s ložiskovým tělesem. Nalezneme je tak ve většině průmyslových odvětví. [5,7,8]



Obrázek 22 – Dvouřadé soudečkové ložisko naklápěcí [8]

- i) *Kuželíková ložiska* obsahují jednu řadu tělísek ve tvaru komolého kužele, přičemž osy těchto valivých kuželů prochází společným vrcholem kuželových valivých ploch obou kroužků. Tato ložiska jsou vhodná pro zachycení radiálního a současně axiálního silového působení. Jelikož se s rostoucím stykovým úhlem axiální únosnost závisle zvětšuje, pro zachycení velkých axiálních sil se kuželíková ložiska vyrábějí s poměrně velkým stykovým úhlem. Komplexní uložení zpravidla utváří dvojice opačně orientovaných kuželíkových ložisek. Při montáži je potřeba dbát na optimální seřízení vůle. Vůle je potřebná pro správné odvalování tělísek. Využití kuželíkových ložisek je široké a setkáme se s nimi např. u kol automobilů nebo u hřídelů převodovek. [5,7,8]

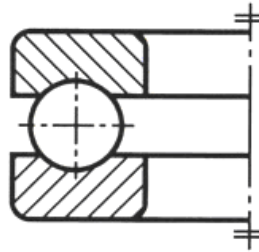


Obrázek 23 – Kuželíkové ložisko [8]

### 2.1.2 Axiální valivá ložiska

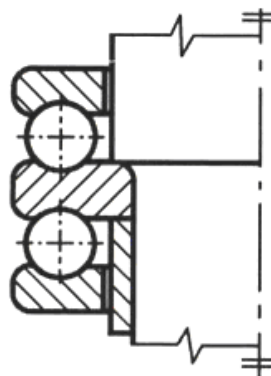
- a) *Jednosměrná axiální kuličková ložiska* obsahují pouze jednu řadu kuliček a přenášejí pouze axiální zatížení v jednom směru. Důsledkem tohoto je nutnost vždy hřídel uložit alespoň dvěma dalšími, a sice radiálními ložisky. Z důvodu dosedací plochy, která je rovná, se pak musí oba ploché kroužky ložiska usadit tak, aby byly zatíženy

rovnoměrně všechny kuličky. Svou konstrukcí tato ložiska nejsou vhodná pro velký počet otáček. Dochází zde totiž k příliš značným odstředivým silám, které působí negativně na oběžné dráhy obou kroužků. Axiální jednosměrná ložiska tak nalezneme např. u axiálního vedení vřeten obráběcích strojů. Vyskytují se i jako ložiska patní. [5,7,8]



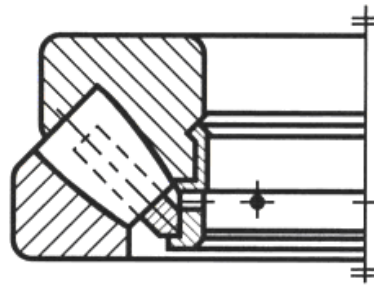
Obrázek 24 – Jednosměrné axiální kuličkové ložisko [8]

- b) *Obousměrná axiální kuličková ložiska* jsou určena pro obousměrný přenos axiálních sil. Nelze je však zatěžovat radiálními silami. Skládají se ze tří plochých kroužků. Vnější kroužky mají rovinnou dosedací plochu (existují však i s dosedacími plochami kulovými). Prostřední kroužek je upevněn přímo na hřídelevém čepu a z důvodu oběžných drah na obou stranách je zároveň ze všech nejmasivnější. Mezi kroužky se nachází klec, v níž jsou uloženy kuličky. Obousměrná axiální kuličková ložiska se používají např. k uložení šneku ve šnekových převodkách. [5,7,8]



Obrázek 25 – Obousměrné axiální kuličkové ložisko [8]

- c) *Soudečková axiální ložiska* jsou velice únosná ložiska, která mohou být zatěžována axiální i radiální silou. Opěrná plocha soudečků i vodící příruby mají kulový tvar. Konstrukcí se tato ložiska podobají ložiskům dvouřadým soudečkovým (liší se však větším stykovým úhlem). Stejně jako tyto mohou též do jisté míry svým naklápěním vyrovnávat případnou nesouosost opěr v tělesech. Klec je z důvodu vedení na pouzdru (zalisovaném do hřídelového kroužku) mosazná a masivní. Při vysokých otáčkách je nutno tato ložiska mazat olejem. Nejčastěji je nalezneme u zařízení s velkým axiálním zatížením, tzn. u velkých vertikálních točivých elektrických strojů, u válců válcovacích stolic, ve větších převodovkách nebo u jeřábů. [5,7,8]



Obrázek 26 – Soudečkové axiální ložisko [8]

### 2.1.3 Výhody a nevýhody valivých ložisek

Valivá ložiska mají ve srovnání s ložisky kluznými (i obecně) nižší ztráty třením. Nemusejí se zaběhávat a jak při provozu, tak při rozběhu i doběhu stroje jsou jejich ztráty třetím prakticky konstantní. Mají menší ložiskovou vůli, malou vlastní délku, jsou nenáročná na obsluhu a mají malou spotřebu maziva. Při stavbě strojů se používají především právě z důvodu malých odporů proti pohybu a pro velkou provozní spolehlivost. Rovněž poměrně dobře snášejí vysoké otáčky i teploty. Na rozdíl od kluzných ložisek též tvoří samostatný celek, díky čemuž se při montáži nerozebírají, jsou to již hotové součásti. [5,7,8]

Nevýhodou je ale poměrně hlučný provoz, citlivost na rázy, netlumení vibrací a jejich vnější průměr, který je obvykle větší než u ložisek kluzných. Výroba je velmi náročná a kvůli potřebné přesnosti vyžadují použití speciálních strojních zařízení. Jelikož se však vyrábí v obrovských sériích a hromadným způsobem, nejsou touto výrobní podmínkou ovlivněna na ceně. Jejich pořizovací cena je tak poměrně nízká. [5,7,8]



### 2.1.4 Montáž, demontáž a údržba valivých ložisek

Montáž a demontáž valivých ložisek je poměrně snadná a vychází z tolerančního uložení hřídelového čepu s tělesem ložiska. Existují tabulky a katalogy, které dle různých provozních podmínek a požadavků tato uložení nabízí. Pro snadnou montáž i demontáž se v případě uložení s přesahem doporučuje tepelný ohřev ložiska. V důsledku tepelné dilatace pak dojde k nepatrnému, avšak zpravidla dostatečnému roztažení ložiska. V opačném případě se může hřídelový čep zmrazit. [5,7,8]

Údržba valivých ložisek spočívá zejména v jejich mazání. Mazivo zde zastupuje nejen kluznou roli, ale také významně slouží k ochraně vodících drah a valivých tělísek. Vytvořený mazací film totiž ložisko chrání před korozi, ale také před vniknutím nežádoucích prvků a nečistot (voda, prach, apod.). Obvykle se jako mazivo používají mazací tuky (plastické mazivo), či minerální oleje. Vyhovuje-li typu ložiska a podmínkám provozu mazivo plastické, dává se mu přednost před olejovým. Mazání olejem se používá zejména pro ložiska při vysokých otáčkách, zvýšené teplotě nebo z důvodu olejového mazání určitých součástí v jeho blízkosti. V ložisku by mělo být vždy pouze nezbytné množství maziva. Nadbytek způsobuje vyšší tření, což vede k nežádoucímu zahřívání ložiska. [5,7,8]

## 2.2 Kluzná ložiska

Jsou to ložiska, u kterých je hřídelový čep v přímém styku s materiálem ložiska. Jelikož hřídelový čep v ložisku klouže, vznikl odtud jejich název *kluzná ložiska*. Jsou vhodná pro vyšší zatížení s rázy a s možným výskytem přetížení. Kluzné ložisko je složeno z *tělesa ložiska* a z *pánve*, která může být tvořena jen pouzdrem nebo pouzdrem s výstelkou. Jelikož mezi povrchy hřídelového čepu a vnitřního pouzdra ložiska dochází ke tření, rozdělujeme toto tření dle okolností na *suché*, *polosuché* a *kapalinné*.

*Suché tření* nastává v ložisku mezi kluznými povrchy bez přítomnosti maziva. Toto tření je typické velkými ztrátami, opotřebením a zahříváním, což může znamenat i úplné zadření.

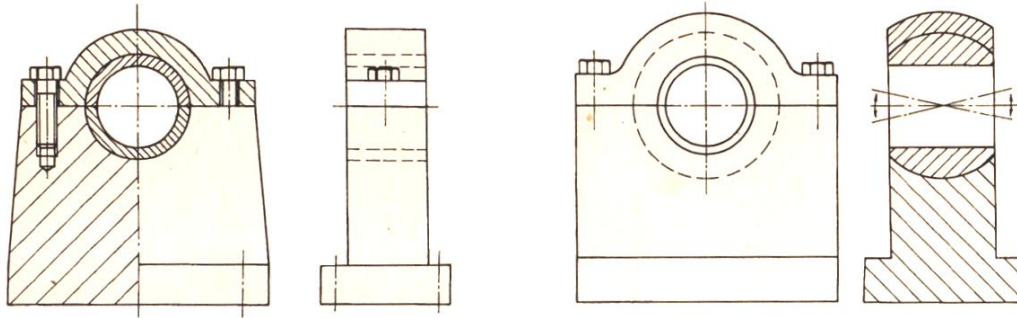
*Polosuché tření* vzniká v ložisku při nedostatečném přísunu maziva, kdy se nemůže vytvořit souvislý olejový film. Důvodem je například, když z třecího povrchu vystupují nerovnosti, jejichž vrcholy se během pohybu vzájemně dotýkají. Dochází tak především v nejzatíženější části ložiska, kde je největší přímý styk čepu s pouzdrem.

*Kapalinné tření* pak nastává při konečně dostatečném přísunu maziva. Plochy jsou od sebe bezpečně odděleny mazacím olejovým filmem. Proces tření probíhá uvnitř kapaliny a hodnota třecí síly předně závisí na vnitřním tření (viskozitě) kapaliny, tlaku a relativní rychlosti pohybujících se třecích ploch. Tření kapalinného lze dosáhnout hydrodynamickým nebo hydrostatickým mazáním. [5,7,8]

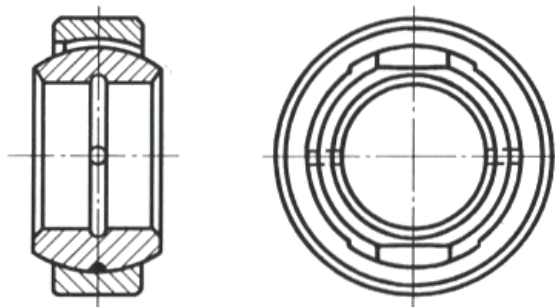
Protože jsou hřídele výrobně složité a drahé, je výhodné a ideální, dochází-li k opotřebením třením pouze u pánve ložiska. Materiál pro pánve se proto volí mnohem měkčí než materiál samotného hřídelového čepu. Tím je zaručeno podmínky žádoucího opotřebením. Pánve tak zhotovujeme nejčastěji z nízkotavitelných slitin na bázi bronzu a hřídele obvykle z kvalitních ocelí. Dalším způsobem použitého materiálu na ložiskovou pánev může být ale např. ocel s pouze bronzovou vystýlkou (z důvodu ušetření vzácného zbronzu) nebo z tzv. kompozice, což je speciální slitina cínu, olova a zinku. Některá, zpravidla ve vlhku nebo ve vodě pracující kluzná ložiska mohou mít pouzdra též např. z teflonu, technické pryže nebo z tvrzené lisované tkaniny. Některé samomazné typy ložisek mohou mít pouzdra z lisovaných a spékaných práškových kovů. Namočí se-li takové ložisko do horkého oleje, díky své pórovité struktuře poté za provozu tento olej uvolňuje a dochází k mazání. [5,7,8]

### 2.2.1 Radiální kluzná ložiska

Slouží k uložení hladce obrobeného hřídelového čepu, který se otáčí v ložiskové pánvi a je zatížen radiální silou. Ložisková tělesa mohou mít složitější tvar a jedná se zpravidla o odlitky. Pánev je buďto součástí vnějšího ložiskového tělesa, nebo do ní může být vloženo pouzdro. Může být i ale nahrazena několika segmenty. Ty jsou zpravidla naklápěcí a slouží nejčastěji u vodících ložisek svislých hřídelů. Radiální kluzná ložiska jsou *jednoduchá* (nedělená), nebo *dělená*. U jednoduchých je možno do pánve nasunout hřídel jen z boku (tj. ve směru osy), což je obtížnější než u ložisek dělených. Ty mají dělicí rovinu nejčastěji v ose hřídele. Dělicí rovina může být s osou ale i rovnoběžná. Delší hřídele pak ukládáme obvykle do *kloubových ložisek*. Umožňují nám nastavení správné polohy při jejich průhybu. Jedná se tak o ložiska *naklápěcí*, či *samostatná*. [5,7,8]

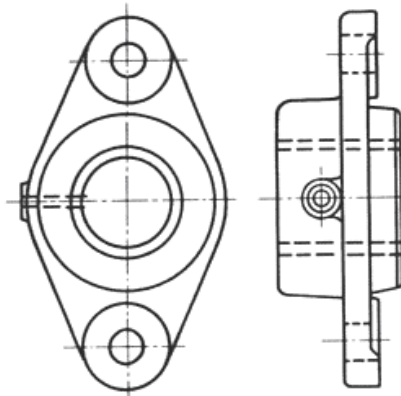


Obrázek 27 – Dělená kluzná ložiska (s pevnou a s kloubově uloženou pánví) [5]



Obrázek 28 – Kloubové kluzné ložisko [8]

*Trubková ložiska* jsou z radiálních kluzných ložisek nejjednodušší a jsou normalizována. Vyrábí se zpravidla jako odlitá tělesa. Většinou se přišroubují k základové desce, ale mohou být odlitá přímo ve stěně stroje. Ložisková tělesa se nemusí vyrábět jen odlitím, mohou být též svařovaná. Taková se pak používají často u ručních zdvihadel. [5,7,8]

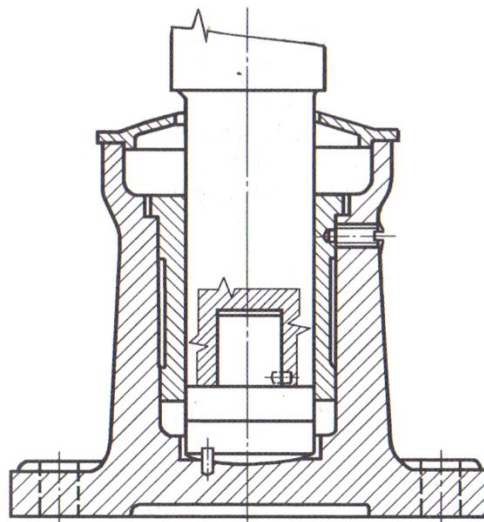


Obrázek 29 – Trubkové přírubové normalizované ložisko [8]

### 2.2.2 Axiální kluzná ložiska

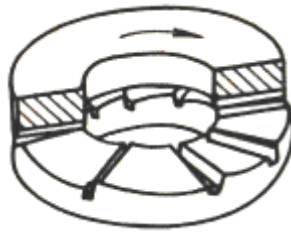
Přenášejí síly, jenž působí ve směru osy uvažovaného hřídele. Jejich kluzná plocha je tvaru mezikruží. Axiální kluzná ložiska jsou často kombinována s radiálními. Mezi nejjednodušší typy patří *ložisko patní*. [8]

*Patní axiální ložiska* mají přenos zatížení realizován přímo čelní plochou hřídelového čepu. Styková plocha kolem osy bývá kruhovitě vybrána. Předcházíme tak nadměrnému opotřebení a případného zadírání. Aby bylo zatížení mezikruhové plochy rovnoměrné, dosedá u patního ložiska čep na čočku. Ta je ocelová a opírá se o těleso ložiska svou kruhovou plochou. Čočka je proti otáčení zajištěna kolíkem. [7,8]

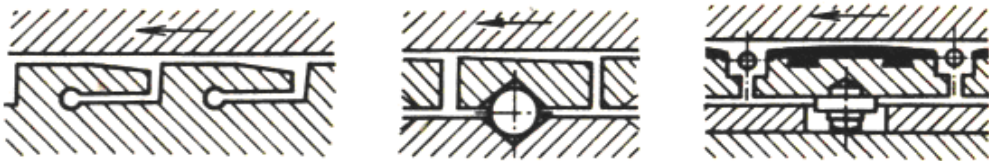


Obrázek 30 – Patní axiální ložisko [8]

*Segmentová axiální ložiska* jsou vhodná pro velká axiální zatížení. Segmenty mohou být pevné nebo naklápěcí. Jejich plocha dosedající na příslušnou kluznou plochu má nepatrný sklon a není s ní rovnoběžná. Mezi pánví a segmentem tak vzniká klínový prostor, jenž má sací účinek. Tento účinek je tak výrazný, že se mezi plochami vytvoří souvislá vrstva oleje. Ta oddělí segmenty od ložiskové plochy a vznikne tření kapalinné. Segmentová ložiska, která mají segmenty naklápěcí, se používají pro střídavý smysl otáčení. Při provozu se pak díky uložení na stavitelných čepech samy nastaví do klínové polohy. [8]



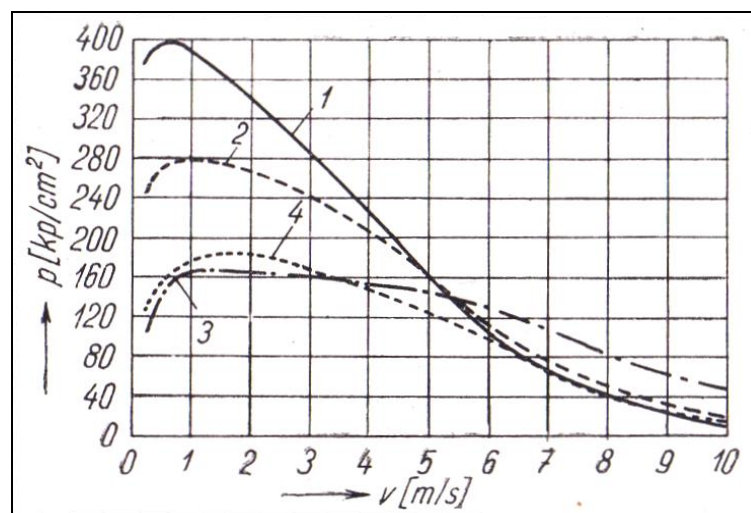
Obrázek 31 – Axiální kluzné ložisko s pevnými segmenty [7]



Obrázek 32 – Provedení naklápěcích segmentů [7]

### 2.2.3 Přehled přípustných tlaků v kluzných ložiskových pouzdrech

Přehled přípustných tlaků v kluzných ložiskových pouzdrech z různých materiálů (v závislosti na velikosti obvodové rychlosti kaleného čepu) udávají následující 3 grafy. Platí zde, že  $1 \text{kp} \cdot \text{cm}^{-2} \approx 0,1 \text{MPa}$ . [3,5]

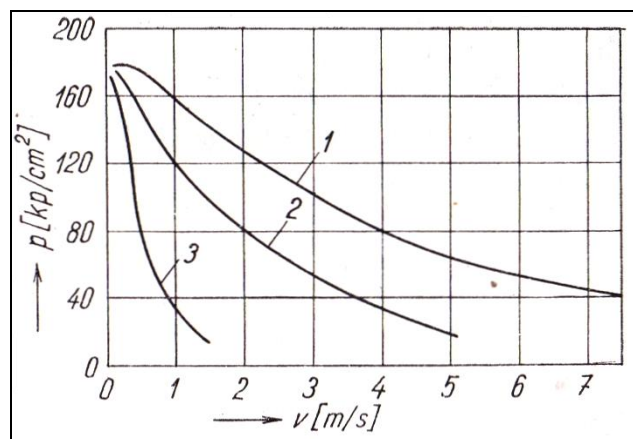


Obrázek 33 – Přípustné tlaky v ložiskových pouzdrech bronzových [3]

1 – cínový bronz Cu-Sn<sub>12</sub> (ČSN 42 3123), 2 – cínový bronz Cu-Sn<sub>6</sub> (ČSN 42 3016), 3 – cínoolověný bronz Cu-Sn<sub>10</sub>-Pb<sub>10</sub> (ČSN 42 3122), 4 – červený bronz Cu-Sn 5-Pb-Zn (ČSN 42 3135)

Diagram je platný za předpokladu, že jsou splněny následující všeobecné provozní podmínky, a sice:

- klidný chod bez rázů a rázového zatížení
- maximální délka pouzdra je rovna jeho průměru
- kluzná plocha čepu je jemně broušená
- kluzná plocha pouzdra je jemně soustružená nebo broušená
- tlakové oběhové mazání, ložisková vůle, množství a viskozita maziva jsou určeny dle normy ČSN 02 3090. [3]



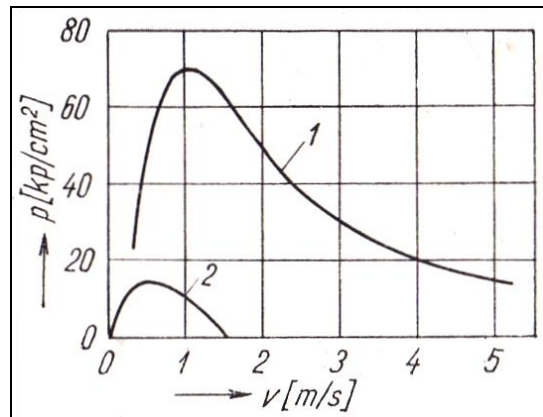
Obrázek 34 – Přípustné tlaky v ložiskových pouzdrech z tvrzených tkanin [3]

1 – tlakové oběhové mazání (dle ČSN 02 3090), 2 – kroužkové nebo kapací mazání (prašné prostředí, rázy), 3 – mazání tukem a těžký provoz

Diagram je platný za předpokladu, že jsou splněny následující všeobecné provozní podmínky, a sice:

- klidný chod bez rázů a rázového zatížení
- maximální délka pouzdra je rovna jeho průměru

- c) kluzná plocha čepu je jemně broušená
- d) kluzná plocha pouzdra je jemně soustružená. [3]



Obrázek 35 – Přípustné tlaky v ložiskových pouzdrech z šedé litiny [3]

1 – tlakové oběhové mazání, 2 – mazání tukem

Diagram je platný za předpokladu, že jsou splněny následující všeobecné provozní podmínky, a sice:

- a) klidný chod bez rázů a rázového zatížení
- b) maximální délka pouzdra je rovna jeho průměru
- c) ložisková vůle, množství a viskozita oleje je určena dle normy ČSN 02 3090 [3]

Měrný tlak u kluzných ložisek je určen vztahem

$$p = \frac{F}{l \cdot d} \quad [MPa],$$

kde  $F$  je síla zatěžující ložisko [N],

$l$  – délka ložiska [mm],

$d$  – průměr ložiska [mm], přičemž poměr  $l : d$  se doporučuje uvažovat v rozmezí  $0,9 \div 1,4$ . [3]

#### 2.2.4 Výhody a nevýhody kluzných ložisek

Mezi výhody kluzných ložisek patří především možnost velmi přesného uložení hřídelů, tlumení rázů a tlumení chvění. Kluzná ložiska mají ve srovnání s ložisky valivými tišší provoz.

Mezi nevýhody spadá nutnost přísunu maziva (bez dostatečného mazání vzniká velké přehřátí a hrozí nebezpečí zadření), větší rozměry a hmotnost. Nevýhodou kluzných ložisek jsou též vyšší ztráty třetím a jejich nekonstantnost při provozu, rozběhu a doběhu (již popsáno a demonstrováno v grafech kapitoly 2.2.3). [3,5,7,8]

#### 2.2.5 Montáž, demontáž a údržba kluzných ložisek

Pouzdra se do ložiskových těles lisují a vůči posunutí, či pootočení se pojišťují šrouby. Zpravidla je nutné tato ložiska před použitím zaběhávat. Mazání by mělo být dostatečné vůči funkci ložiska a jeho přísun rovnoměrný a trvalý. Mazací olej by se měl chladit, neboť se vlivem tření zahřívá a může dojít k jeho vypaření. Ložiska, která mají pracovat v extrémních podmínkách (např. tropy) se musí chránit proti vnikání jemného písku a prostupu vlhkosti. Koroze v těchto podmínkách díky vysokému podílu vody ve vzduchu postupuje velmi rychle a tak je třeba věnovat velkou pozornost na správnou volbu korozi-vzdorného materiálu. [5,8]



## **II. PRAKTICKÁ ČÁST**

### 3 CÍLE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Cílem této bakalářské práce je výpočet a konstrukční návrh jednoduché dvoukladkové kladnice zvedacího ústrojí jeřábové kočky. Dále tvorba 3D sestavy obsahující popis a zobrazení jednotlivých částí zařízení a též výkresová dokumentace zahrnující výkres sestavy, výrobní výkres hřídele, bočnice, kladky a příčnicku.

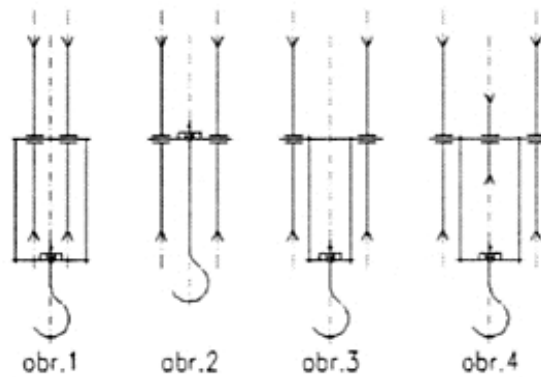
## 4 VSTUPNÍ ZADANÉ HODNOTY

Zadané hodnoty pro výpočet:

- maximální zatížení :  $m_q = 3250$  [kg]
- hmotnost kladnice :  $m_k = 325$  [kg]
- zdvih :  $h = 8$  [m]
- skupina jeřábů : *II*

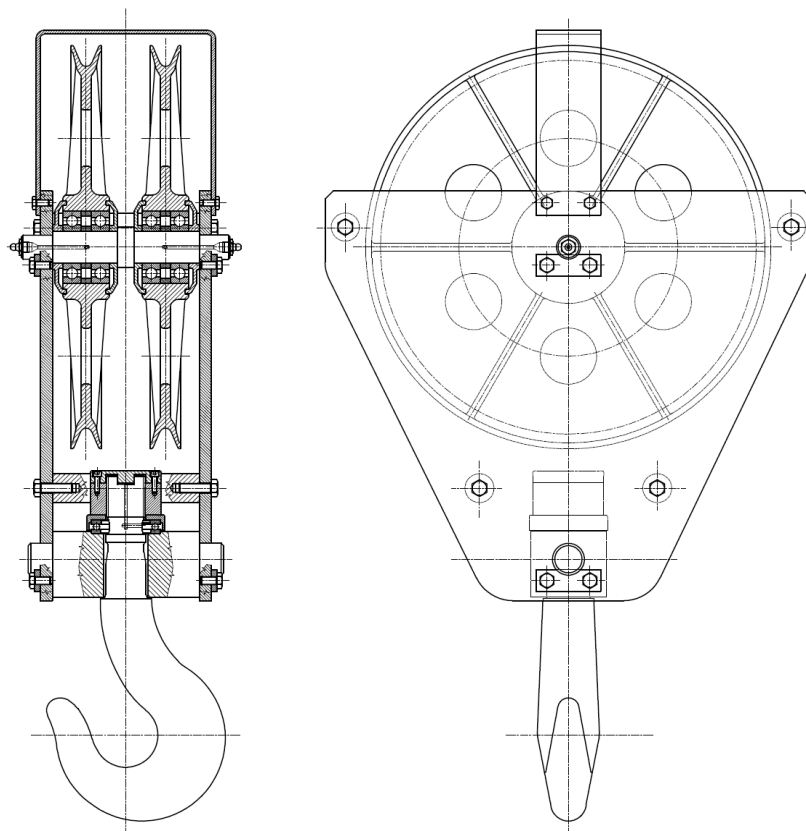
## 5 POPIS VARIANT A VÝSLEDNÁ VARIANTA

Na základě výběru ze čtyř dodaných schématických variant kladnice jsem se rozhodl pro konstrukční návrh varianty č.1 (obr.1).



Obrázek 36 – Schémata konstrukčních variant

Zvolená varianta vypadá v konečném překresleném tvaru následovně:



Obrázek 37 – Zvolená varianta v hotové fázi

## 6 VÝPOČTOVÁ ČÁST

### 6.1.1 Návrh a výpočet lana

Dle ČSN 27 0100 se lano uvažuje a počítá na prostý tah, bez zřetele k vinutí drátů a k ohybu přes kladky a bubny. [3]

Výpočet zatěžující síly  $F_q$  je

$$F_q = m \cdot g = (m_q + m_k) \cdot g \quad [N],$$

kde  $m$  je součtem hmotnosti břemene  $m_q$  a hmotnosti kladnice  $m_k$  [kg],

$g$  – konstanta gravitačního zrychlení  $g = 9,81[m \cdot s^{-1}]$ .

Zatěžující síla je tedy

$$F_q = (3250 + 325) \cdot 9,81 = 35071 \quad [N]$$

Výpočet nosného průřezu lana:

Namáhání v tahu je určeno rovnicí

$$\sigma = \frac{F_q}{A_m} \leq \sigma_{idov} \quad [MPa],$$

kde  $A_m$  je nosný průřez [ $mm^2$ ],

$\sigma_{idov}$  - maximální dovolené namáhání v tahu, které dle [3] nabývá hodnoty

$$\sigma_{idov} = 260[N \cdot mm^{-2}].$$

Nosný průřez vyjádříme a vypočítáme jako

$$A_m = \frac{F_q}{\sigma_{idov}} = \frac{35071}{260} = 134,9 \quad [mm^2].$$

Jelikož máme počet lan  $n = 2$ , musí se tato hodnota podělit počtem nosných průřezů  $n_p = 4$ . Nosný průřez lana tak je

$$A_m' = \frac{A_m}{n_p} = \frac{134,9}{4} = 33,73 \quad [mm^2].$$

Součinitel bezpečnosti je definován jako

$$k = \frac{K}{F_q} \geq k_{\min} \quad [-],$$

kde  $k_{\min}$  je minimální součinitel počáteční bezpečnosti, který je dle ČSN 27 0100 pro skupinu jeřábů II  $k_{\min} = 3,5$ ,

$K$  – jmenovitá nosnost lana  $[N]$ , kterou vyjádříme a vypočítáme jako

$$K = F_q \cdot k_{\min} = 35071 \cdot 3,5 = 122748,5 \quad [N].$$

Volba lana:

Dle [10] volím Lano 14 ČSN 02 4322.53 s jmenovitou pevností drátu 1770[MPa].

### 6.1.2 Návrh a výpočet háku:

Namáhání háku se dle [3] a ČSN 27 0102 kontroluje vždy v nejmenším průřezu, zpravidla tedy pod závitem, kde  $d_2 \leq d_1$  ( $d_1$  - průměr jádra závitu) podle vztahu

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F_q}{\pi \cdot d_2^2} \leq \sigma_{idov} \quad [MPa].$$

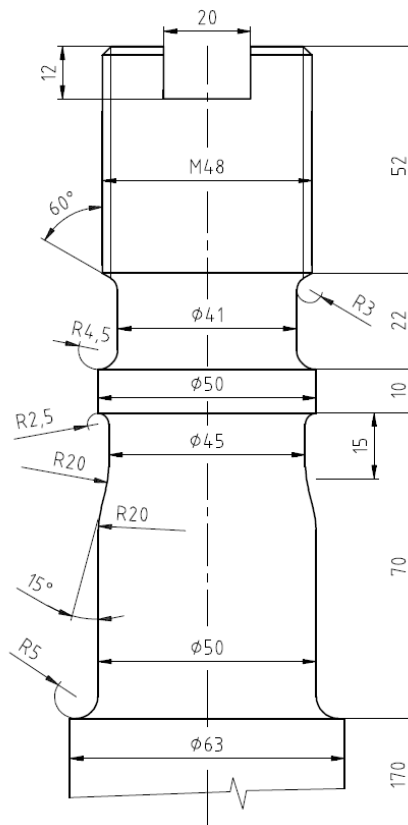
Dovolená napětí  $\sigma_{idov}$  jsou dle ČSN 27 1904 v rozmezí  $38 \div 56 [MPa]$ . Pro zvolenou variantu volím  $\sigma_{idov} = 38 [MPa]$ .

Minimální hodnotu průměru  $d_2$  vypočítáme

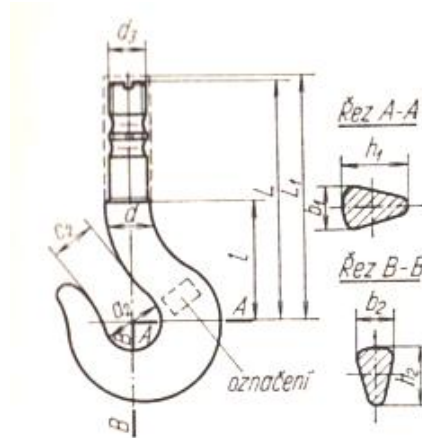
$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_q}{\sigma_{idov} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 35071}{38 \cdot \pi}} = 34,28 [mm].$$

Volba háku:

Dle [3] volím hák průměru  $d = 63 [mm]$  se závitem  $M48$  a rozměry určenými dle [3].



Obrázek 38 – Schéma dřívku zvoleného háku



Obrázek 39 – Schéma jednoduchého háku [3]

Tabulka 1 – Hlavní rozměry jednoduchých háku typizovaných kladnic [3]

$d$	Nosnost [kg]	$a_2$	$b_1$	$b_2$	$c_2$	$d_3$	$h_1$	$h_2$	$l$	$L$	$L_1$	Hmotnost háků [kg]
63	5 000	80	62	59	62	M48	88	84	170	324	345	14,0
74	8 000	98	76	72	76	M64	108	103	200	401	420	24,0
95	12 500	120	95	90	95	M72	135	128	235	461	480	46,5
110	20 000	153	119	113	119	Tr 90 × 12	170	162	290	566	590	85,0
130	32 000	190	148	141	148	Tr 110 × 12	212	201	315	657	680	160,0
155	50 000	240	188	178	188	Tr 130 × 16	268	255	395	823	850	270,0

Zvolený hák má průměr  $d = 63[mm]$ . V tabulce 1 jsou uvedeny jeho hlavní rozměry. Jako materiál norma ČSN 27 1900 doporučuje ušlechtilou ocel 12 020.1 s hutním osvědčením.

Výšku matice háku  $l_1$  definuje vztah

$$l_1 = \frac{F_q \cdot s}{\pi \cdot H_1 \cdot d_2 \cdot p_{dov}} + n \quad [mm],$$

kde  $s$  je stoupání závitu (dle [10]  $s = 3$ ) [mm],

$H_1$  - nosná hloubka závitu (dle [10]  $H_1 = 1,624$ ) [mm],



$d_2$  - střední průměr závitu (dle [10]  $d_2 = 46,051$ ) [mm],

$p_{dov}$  - měrný dovolený tlak, který je 20 až 31,5 (volím  $p_{dov} = 25$ ) [MPa],

$n$  - hloubka drážky pro pero (volím  $n = 5$ ) [mm].

Po dosazení do vzorce vychází hodnota délky matice

$$l_1 = \frac{35071 \cdot 3}{\pi \cdot 1,624 \cdot 46,051 \cdot 25} + 5 = 22,91 \text{ [mm]}.$$

Volba matice:

Matici volím nenormalizovanou se závitem M48, délky  $l_1 = 40$ [mm]. Materiál 11 600. Zajištění háku proti otočení vůči matici je provedeno šroubovým spojem se zámkovým víčkem vlastního návrhu (rovněž z materiálu 11 600).

### 6.1.3 Výpočet vodící kladky a bubnu

Výpočet vodící kladky:

Výpočet teoretického průměru kladky dle ČSN 27 1820 udává vzorec

$$D = d \cdot \alpha \quad [\text{mm}],$$

kde  $D$  je průměr kladky měřený v ose lana [mm],

$d$  - jmenovitý průměr lana [mm],

$\alpha$  - součinitel závislý na druhu kladky a skupině jeřábu. Dle [3]  $\alpha = 22$ .

Dosazením vypočítáme hodnotu průměru

$$D = 14 \cdot 22 = 308 \quad [\text{mm}].$$

Odečtením hodnoty průměru lana  $d$  získáme vztah

$$D - d \leq D_k \quad [mm],$$

kde  $D_k$  je normalizovaný průměr kladky, jenž je měřený na spodním okraji žlábků pro lano [mm].

Nejmenší možný průměr vodící kladky je tedy

$$D_{k \min} = 440 - 14 = 426 \quad [mm].$$

Volba vodící kladky:

Dle [3] volím vodící kladku o normalizovaném průměru  $D_k = 450$  [mm]. Materiál kladky je litá ocel 42 2650.2. [3]

Výpočet bubnu:

Průměr bubnu se vztahuje na osu navíjeného lana a jeho minimální rozměr ovlivňuje norma ČSN 27 1820, podle níž se vypočítá jako

$$D_{b \min} = d \cdot \alpha \quad [mm],$$

kde  $D_b$  je normalizovaný průměr bubnu [mm],

$\alpha$  - je součinitel závislý na skupině jeřábu a dle [3] nabývá hodnoty  $\alpha = 20$ .

Po dosazení tak získáme hodnotu

$$D_{b \min} = 14 \cdot 20 = 280 \quad [mm]$$

Volba bubnu:

Dle [3] volím buben o jmenovitém průměru  $D_b = 280$  [mm].

### 6.1.4 Stanovení celkové délky lana

Výpočet délky navinutého lana:

$$L_c = 4 \cdot h + z_o \cdot D_b \cdot \pi \quad [m],$$

kde  $h$  je výška zdvihu (zadáno  $h = 8$ ) [m],

$z_o$  - počet závitů lana, které zůstávají navinuty na bubnu (volím  $z_o = 4$ ),

$D_b$  - průměr bubnu [m].

Délka lana tak po dosazení je

$$L_c = 4 \cdot 8 + 4 \cdot 0,28 \cdot \pi = 35,51 \cong 36 \quad [m].$$

### 6.1.5 Výpočet axiálního ložiska háku

Výpočet základní statické únosnosti:

Pro výpočet a určení axiálního dynamického ekvivalentního zatížení platí vztah

$$P_a = F_a,$$

kde  $P_a$  je axiální dynamické ekvivalentní zatížení [N],

$F_a$  - axiální složka skutečného zatížení ložiska (rovno naší hodnotě zatížení  $F_q$ )

[N]. [8]

Základní statická únosnost  $C_o$  lze vyjádřit vztahem

$$C_o = s_o \cdot P_a \quad [N],$$

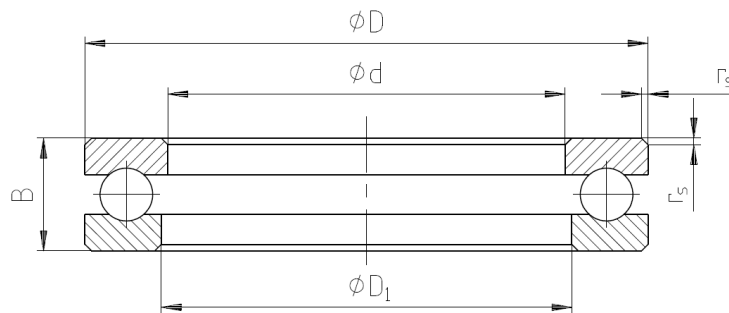
kde  $s_o$  je součinitel statické únosnosti. Ten pro náš výpočet dle [3] je  $s_o = 1,5$ .

Základní statická únosnost je tedy

$$C_o = 1,5 \cdot 35071 = 52606,5 \quad [N].$$

Volba ložiska:

Z konstrukčních důvodů a na základě výpočtu volím Ložisko 51112, které má vnitřní průměry  $d = 60 [mm]$ ,  $D_1 = 62 [mm]$ , vnější průměr  $D = 85 [mm]$ , základní dynamickou únosnost  $C = 46370 [N]$ , základní statickou únosnost  $C_o = 113000 [N]$ , výšku  $B = 17 [mm]$ , parametr  $r_s = 1 [mm]$  a hmotnost  $m = 0,29 [kg]$ . [10]



Obrázek 40 – Schéma zvoleného axiálního ložiska

### 6.1.6 Návrh a výpočet hřídele kladek

Výpočet ohybového momentu:

Nejprve je třeba určit reakční sílu  $R_a$

$$R_a = \frac{F_q}{2} = \frac{35071}{2} = 17535,5 [N].$$

Působící napětí zde vyvolává ohybový moment  $M_o$  (tzn. reakční síla  $R_a$  na ramenu  $r$ )

$$M_o = R_a \cdot r \quad [Nmm],$$

kde  $R_a$  je vypočtená reakční síla [N],

$r$  – vzdálenost (rameno) od středu postranice ke středu kladky (tj. k ose, v níž působí reakční síla  $R_a$  (dle výkresu  $r = 49,5$ ) [mm].

Ohybový moment je tedy

$$M_o = 17535,5 \cdot 49,5 = 868007,3 \quad [Nmm].$$

Výpočet nosného průměru hřídele:

Pro hřídel volím materiál 11 700. Napětí na tomto průměru vznikající je míjivé ohybové a dle [10] je dovoleno v působícím rozsahu  $\sigma_{odov} = 150 \div 220 [MPa]$ . Pro výpočet tak uvažuji hodnotu  $\sigma_{odov} = 150 [MPa]$ .

Základním výpočtovým vztahem je

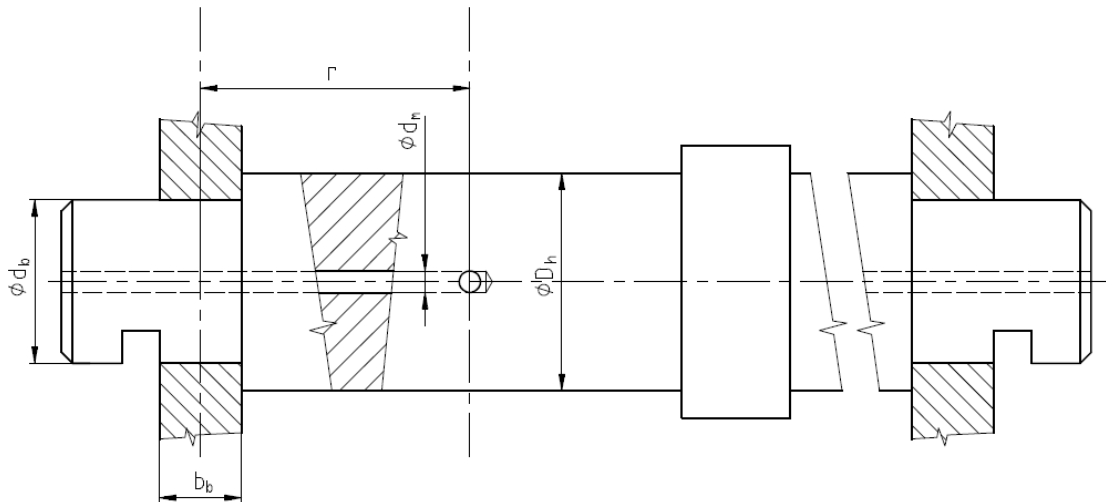
$$M_o = \sigma_o \cdot W_o, \quad \text{resp.} \quad W_o = \frac{M_o}{\sigma_o},$$

kde  $M_o$  je ohybový moment [Nmm],

$\sigma_o$  - ohybové napětí, dle [10] maximální dovolené  $\sigma_{odov} = 150 [MPa]$ ,

$W_o$  - kvadratický modul průřezu v ohybu [mm<sup>3</sup>].

Pro výpočet je nutné uvažovat poměr  $D_h : d_m$ , jenž volím 10:1, kde  $D_h$  je nosný průměr hřídele [mm] a  $d_m$  je průměr mazacího otvoru vedený středem hřídele.



Obrázek 41 – Schéma řešeného hřídele kladek (včetně řezu postranic a mazacím otvorem)

Proto kvadratický modul průřezu v ohybu v tomto místě bude

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_h^4 - d_m^4}{D_h} \quad [mm^3],$$

Tento vztah lze pomocí předpokladu  $D_h = 10 \cdot d_m$  upravit a zjednodušit na tvar

$$W_o = \pi \cdot 31,247 \cdot d_m^3 \quad [mm^3]$$

Vzorec pro výpočet  $d_m$  je tedy

$$d_m = \sqrt[3]{\frac{W_o}{\pi \cdot 31,247}} \quad [mm],$$

přičemž po dosazení  $W_o = \frac{M_o}{\sigma_{odov}}$  možno dále přepsat na

$$d_m = \sqrt[3]{\frac{M_o}{\pi \cdot 31,247 \cdot \sigma_{odov}}} \quad [mm].$$

Průměr  $d_m$  je po dosazení

$$d_m = \sqrt[3]{\frac{868007,3}{\pi \cdot 31,247 \cdot 150}} = 3,89 \text{ [mm]}.$$

Volím tedy  $d_m = 4\text{[mm]}$ . Nosný průměr hřídele je zpětným dosazením do poměru

$$D_h = 10 \cdot d_m = 10 \cdot 4 = 40\text{[mm]}.$$

Kontrola průměru hřídele (v bočnici) na stříh:

Smykové napětí, které zde vzniká, uvažuji jako míjivé. Pro materiál 11 700 dle [10] je dovoleno v působícím rozsahu  $\tau_{sdov} = 80 \div 125\text{[MPa]}$ . Pro výpočet tak uvažuji hodnotu  $\tau_{sdov} = 80\text{[MPa]}$ .

Základní vztah je definován jako

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{sdov} \text{ [MPa]},$$

kde  $F$  je uvažovaná síla, tedy reakční síla  $R_a$  [N],

$S$  – plocha, resp. průřez, na kterém tato síla smykově působí [ $\text{mm}^2$ ].

Vztah po úpravě lze vyjádřit

$$\tau_s = \frac{R_a}{\frac{\pi \cdot d_b^2}{4}} \leq \tau_{sdov} \text{ [MPa]},$$

kde  $d_b$  je průměr hřídele v bočnici, jehož minimální hodnota je určena maximálním dovoleným napětím  $\tau_{sdov}$  [MPa].

Proto je možno vztah přepsat na tvar

$$\tau_{sdov} = \frac{4 \cdot R_a}{\pi \cdot d_b^2} [MPa].$$

Vzorec pro výpočet minimálního průměru  $d_b$  je tedy i s dosazením

$$d_b = \sqrt{\frac{4 \cdot R_a}{\pi \cdot \tau_{sdov}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 17535,5}{\pi \cdot 80}} = 16,7[mm].$$

Z konstrukčního hlediska a se zřetelem na mazací otvor  $d_m = 4[mm]$  ve středu hřídele volím průměr hřídele v bočnicích  $d_b = 30[mm]$ .

Kontrola otláčení hřídele kladek v bočnicích:

Materiál bočnice volím 11 600. Jelikož se jedná o méně kvalitní (pevnostně) materiál než je materiál hřídele, volím dle [10] dovolené napětí  $p_{dov} = 110[MPa]$ .

Základní vztah je definován jako

$$p = \frac{F}{S_p} \leq p_{dov} [MPa],$$

kde  $F$  je uvažovaná síla, tedy reakční  $R_a$  [N],

$S_p$  – plocha, resp. průmět stykové plochy do roviny kolmé ke směru zatěžující síly [mm<sup>2</sup>].

Platí tak, že

$$S_p = b_b \cdot d_b [mm^2],$$



kde  $b_b$  je šířka bočnice (zvolena  $b_b = 15$ ) [mm],

$d_b$  - průměr hřídele v bočnicích (vypočteno a zvoleno  $d_b = 30$ ) [mm].

Tlak působící v bočnicích je tedy

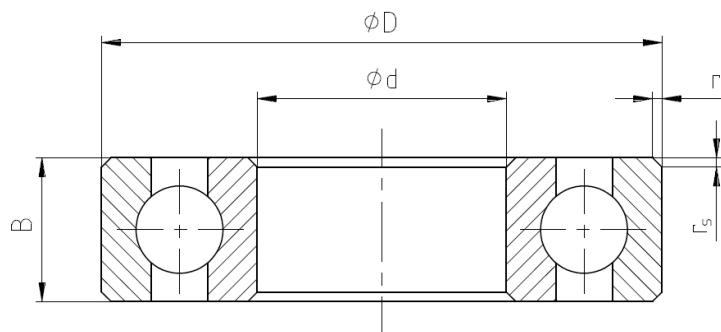
$$p = \frac{R_a}{b_b \cdot d_b} = \frac{17535,5}{15 \cdot 30} = 38,9 \text{ [MPa]}$$

Podmínka  $p \leq p_{dov}$  je splněna a návrh šířky bočnice vyhovuje.

### 6.1.7 Návrh a výpočet uložení kladek (ložisek)

Volba ložiska:

Volím Ložisko 6308 ČSN 02 4630, které má vnitřní průměr  $d = 40$  [mm], vnější průměr  $D = 90$  [mm], základní dynamickou únosnost  $C = 31000$  [N], základní statickou únosnost  $C_o = 22400$  [N], výšku  $B = 23$  [mm], parametr  $r_s = 1,5$  [mm] a hmotnost  $m = 0,625$  [kg].  
[10]



Obrázek 42 – Schéma zvoleného radiálního ložiska

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení ložiska:

Výpočet je definován vztahem a podmínkou

$$F_e = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a \leq C \quad [N],$$

kde  $V$  je rotační součinitel (pro bodový styk zatížení vnitřního kroužku je dle [10]  
 $V = 1,2$ ),

$X$  - součinitel radiálního zatížení,

$Y$  - součinitel axiálního zatížení,

$F_r$  - radiální síla působící na ložisko ( $F_r = \frac{R_a}{2} = \frac{17535,5}{2} = 8767,8$ ) [N],

$F_a$  - axiální síla působící na ložisko ( $F_a = 0$ ) [N],

$C$  - základní dynamická únosnost zvoleného ložiska (tj.  $C = 31000$ ) [N].

Pro určení hodnot součinitelů zatížení  $X$  a  $Y$  se vychází z poměru

$$\frac{F_a}{C_o},$$

kde  $C_o$  je základní statická únosnost zvoleného ložiska (tj.  $C_o = 22400$ ) [N].

Poměr je však díky nulové axiální složce nulový, tzn. že je nutno zvolit nejbližší vyšší, a

sice  $\frac{F_a}{C_o} = 0,014$ , z čehož plyne hodnota součinitele  $e = 0,19$ . [10]

Jelikož platí  $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ , jsou součinitele zatížení  $X = 1$  a  $Y = 0$ .

Ekvivalentní dynamické zatížení je tedy

$$F_e = 1,2 \cdot 1 \cdot 8767,8 + 0 \cdot 0 = 10521,3 \quad [N].$$

Podmínka  $F_e \leq C$  je splněna.

Výpočet ekvivalentního statického zatížení ložiska:

Výpočet je definován vztahem a podmínkou

$$F_{eo} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \leq C_o \quad [N].$$

Jelikož jsou všechny hodnoty již známe, ekvivalentní statické zatížení je po dosazení tedy

$$F_{eo} = 1 \cdot 8767,8 + 0 \cdot 0 = 8767,8 \quad [N].$$

Podmínka  $F_{eo} \leq C_o$  je tedy také splněna.

Kontrola statické bezpečnosti ložiska:

Součinitel statické bezpečnosti  $s_o$  je dle [10] ideální v rozmezí  $1,5 \div 2$ . Dosazením do vzorce, jenž ho definuje získáme přímou hodnotu

$$s_o = \frac{C_o}{F_{eo}} = \frac{22400}{8767,8} = 2,55.$$

Podmínka statické bezpečnosti zvoleného ložiska je tak splněna.

Výpočet na kontrolu tlaku pod ložisky:

Dle [10] volím pro již určený materiál hřídele 11 700 dovolené napětí v tlaku  $p_{dov} = 135 [MPa]$ . Postup je stejný jako u výpočtu tlaku v bočnicích, jen průmět  $S_p$  je rozměrově odlišný a vynásoben počtem ložisek na jednu kladku.

$$p = \frac{F}{S_p} \leq p_{dov} \quad [MPa];$$

$$S_p = 2 \cdot b_l \cdot D_h \text{ [mm}^2\text{]},$$

kde  $b_l$  je šířka zvoleného valivého ložiska ( $b_l = 23$ ) [mm]

$D_h$  - průměr, na kterém je otláčení působeno ( $D_h = 40$ ) [mm].

Tlak působící pod ložisky (resp. v ploše průmětu ložisek jedné kladky) je tedy

$$p = \frac{F}{2 \cdot b_l \cdot D_h} = \frac{R_a}{2 \cdot b_l \cdot D_h} = \frac{17535,5}{2 \cdot 23 \cdot 40} = 9,5 \text{ [MPa]}.$$

Podmínka  $p \leq p_{dov}$  je splněna. Ložisko vyhovuje.

### 6.1.8 Návrh a kontrola bočnice

Materiál bočnice je (již ve výpočtu hřídele kladek) zvolen 11 600. Dle [10] je jeho dovolené napětí v tlaku  $p_{dov} = 110$ [MPa]. [10]

Výpočet na kontrolu otláčení příčnicku v bočnicích:

Průměr příčnicku, který je uložen v bočnici volím  $d_{b2} = 40$ [mm]. Materiál příčnicku volím 11 700.

Základní vztah pro výpočet tlakového napětí je definován jako

$$p = \frac{F}{S_p} \leq p_{dov} \text{ [MPa]},$$

kde  $F$  je uvažovaná síla, tedy polovina zatěžující síly  $F_q$  (záměrně započítána i celá

vlastní hmotnost kladnice), tedy  $\frac{F_q}{2}$  [N],

$S_p$  – plocha, resp. průmět stykové plochy do roviny kolmé ke směru zatěžující síly [mm<sup>2</sup>].

Platí tak, že

$$S_p = b_b \cdot d_{b2} \quad [mm^2],$$

kde  $b_b$  je šířka bočnice (již zvolena ve výpočtu hřídele kladek  $b_b = 15$ ) [mm],

$d_{b2}$  - průměr příčnicku, který je uložen v bočnici (zvoleno  $d_{b2} = 40$ ) [mm].

Tlak působící v bočnicích je tedy

$$p = \frac{F_q}{2 \cdot b_b \cdot d_{b2}} = \frac{35071}{2 \cdot 15 \cdot 40} = 29,2 \quad [MPa]$$

Podmínka  $p \leq p_{dov}$  je splněna a návrh šířky bočnice na otláčení vyhovuje.

### 6.1.9 Návrh a kontrola příčnicku

Výpočet napětí v ohybu:

Ohybový moment je pro tento příklad definován již přímo

$$M_{o\max} = \frac{F_q}{2} \cdot \frac{l_p}{2} \quad [Nmm],$$

kde  $l_p$  je délka příčnicku mezi bočnicemi (zvoleno  $l_p = 182$ ) [mm].

Maximální ohybový moment je tedy

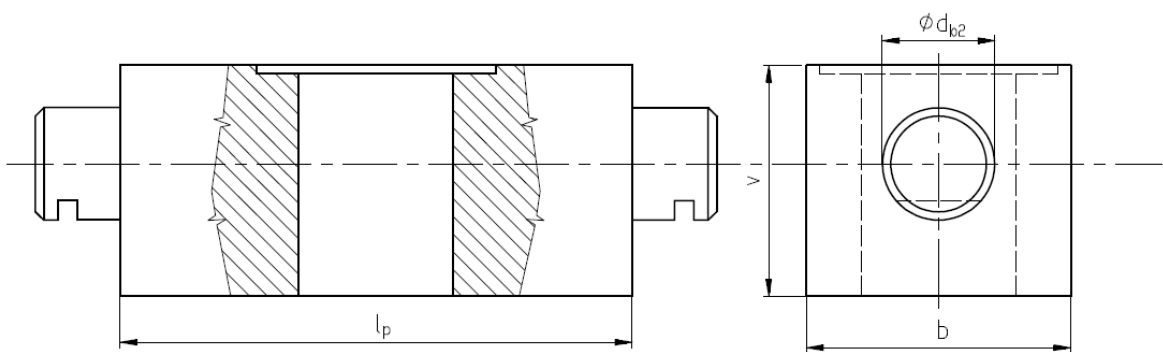
$$M_{o\max} = \frac{35071}{2} \cdot \frac{182}{2} = 159573 \quad [Nmm].$$

Kvadratický modul průřezu v ohybu pro obdelníkový tvar je

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot b \cdot v^2 \quad [mm^3],$$

kde  $b$  je šířka příčnicku (zvoleno  $b = 94$ ) [mm],

$v$  - výška příčnicku (zvoleno  $v = 82$ ) [mm].



Obrázek 43 – Schéma navrženého příčnicku

Kvadratický modul průřezu v ohybu je tedy

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot 94 \cdot 82^2 = 105343 \quad [mm^3].$$

Napětí v ohybu je

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{159573}{105343} = 1,51 \quad [MPa].$$

Kontrola průměru příčnicku (v bočnici) na stříh:

Smykové napětí, které zde vzniká, uvažuji jako míjivé. Pro materiál příčnicku 11 700 dle [10] je  $\tau_{sdov} = 80[MPa]$ .

Napětí ve střihu pro příčník je

$$\tau_{sdov} = \frac{4 \cdot \frac{F_q}{2}}{\pi \cdot d_{b2}^2} \quad [MPa],$$

kde  $F_q$  - je celková zatěžující síla (pro výpočet polovina) [N],

$d_{b2}$  je průměr příčníku v bočnici (již zvolen  $d_{b2} = 40$ ) [mm].

Minimálního průměru  $d_{b2}$  je vyjádřen i s dosazením

$$d_{b2} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_q}{\pi \cdot \tau_{sdov}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 35071}{\pi \cdot 80}} = 23,6[mm].$$

Zvolený průměr příčníku  $d_{b2} = 40[mm]$  je vyšší a tedy splňuje smykovou kontrolu.

Kontrola bočnice na střih:

Střihové napětí v bočnici lze definovat

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{sdov} \quad [MPa],$$

kde  $F$  je uvažovaná síla, tedy  $\frac{F_q}{2}$  [N].

$\tau_{sdov}$  - dovolené střihové napětí pro materiál bočnice 11 600 (dle [10] je přípustné v rozsahu 65÷105, takže volím  $\tau_{sdov} = 65$ ) [MPa],

$S$  – plocha, na kterou tato síla smykově působí [mm<sup>2</sup>].

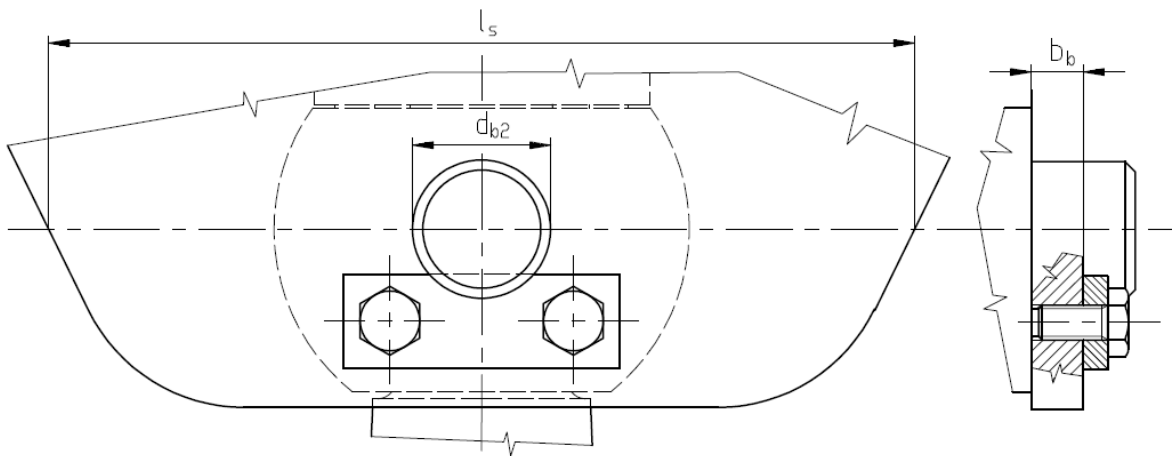
Plocha je tentokrát vyjádřena

$$S = (l_s - d_{b2}) \cdot b_b,$$

kde  $l_s$  je rozpětí bočnice v rovině působení síly (dle výkresu  $l_s = 249,8$ ) [mm],

$d_{b2}$  - průměr příčnicku v bočnici (zde napětí vůči bočnici není) (zvoleno  $d_{b2} = 40$ ) [mm],

$b_b$  - šířka bočnice (zvolena  $b_b = 15$ ) [mm].



Obrázek 44 – Schéma navržené bočnice a uložení příčnicku

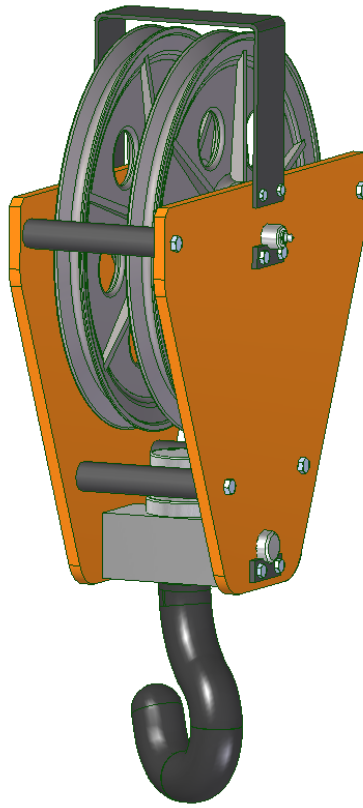
Dosazením vypočítáme

$$\tau_s = \frac{\frac{F_q}{2}}{(l_s - d_{b2}) \cdot b_b} = \frac{\frac{35071}{2}}{(249,8 - 40) \cdot 15} = 11,1 \text{ [MPa]}$$

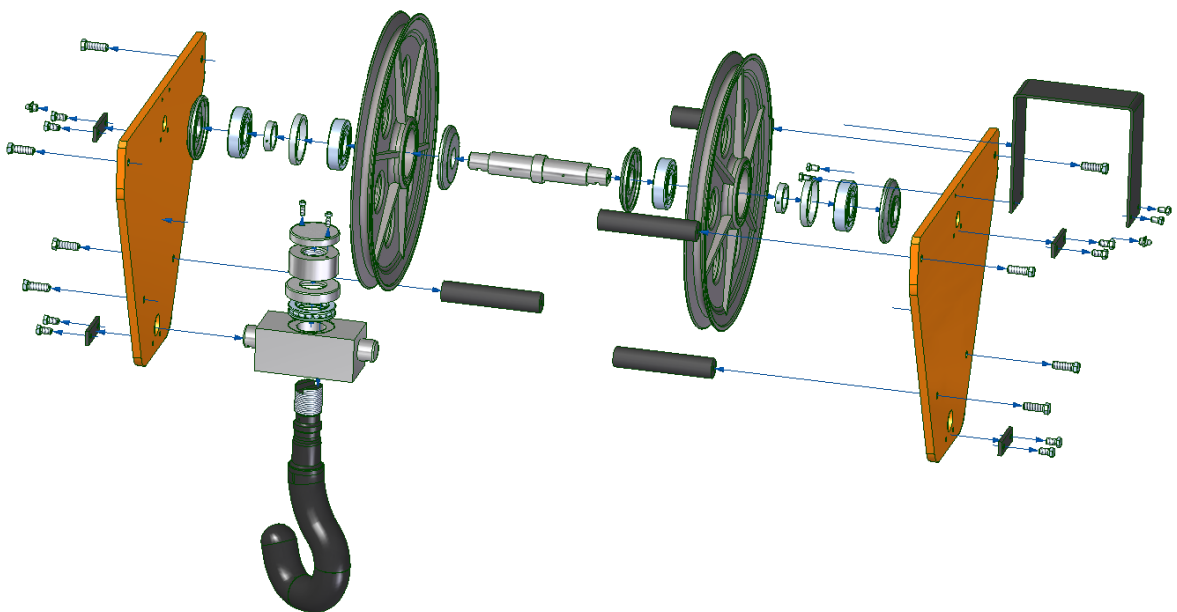
Navržená bočnice má dostatečné rozpětí a splňuje podmínku  $\tau_s \leq \tau_{sdov}$ .



## 7 3D MODEL



Obrázek 45 – Finální 3D model kladnice v programu Solid Edge



Obrázek 46 – Rozstřel sestavy v programu Solid Edge

## ZÁVĚR

Hlavním cílem této bakalářské práce bylo z hlediska její praktické části navrhnout a výpočetně ověřit kladnici. Počátkem pro zahájení výpočtů a úvah konstrukčního řešení byla volba schématu kladnice. Tyto schémata (celkem 4 doporučené) se lišily v provedení a uspořádání prvků, ale také byly předurčeny pro různá použití. Po nastudování patřičných, nejen literárních zdrojů, které mi dodaly potřebný nadhled a soudnost, jsem se rozhodl pro zde řešenou volbu.

Důležitým faktorem byly vstupní zadané hodnoty. Hlavním určujícím prvkem byla především hmotnost uvažovaného břemena a skupina jeřábů. V průběhu výpočtů, které vychází z více různých zdrojů, jsem zahájil proces rýsování, což mi bylo pomocí samo o sobě. Takřka s okamžitou zpětnou vazbou jsem tak propočítal (zkontroloval) to, co jsem právě navrhl - tedy narýsoval. Toto prolínání bylo přínosné. Kladnice tak vypadá blízce kladnicím v knihách a v reálném světě. Jelikož se nutně musí ve výsledné fázi (fáze výrobku) jednat o zaručeně bezpečný prvek, je zde jistá míra naddimenzování příznivým faktorem. Zároveň se nejedná o prvek, který by byl (alespoň dle zadání) potřebný vyrábět tzv. s minimálními náklady, tedy uvažovaný pro např. hromadnou výrobu. Mé konstrukční provedení je tak realizováno na základě nejlepších úsudků a získaných zkušeností, se samozřejmým ohledem na návrhové výpočty. Jelikož kladnice splňuje kontrolní výpočty, je možno ji vyrábět a použít.

Pro tvorbu 3D modelu a výkresů bylo použito programů Solid Edge ST5 a AutoCAD 2008. Využití těchto programů bylo průběžně vzájemné. Důvodem pro mne bylo mnohaleté přesvědčení, že se práce v rozhraní 3D vždy lépe chápe a tvoří s dobře vypracovanou dokumentací ve formě 2D. Tvorba modelu tak byla záležitostí nejjednodušší.

**SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY**

- [1] CVEKL, Zdeněk, František DRAŽAN a kol., *Teoretické základy transportních zařízení*. Praha: SNTL/ALFA, 1976.
- [2] ČERMÁK, Libor. *Záhady egyptských pyramid v Gíze*. [online]. 25. května 2013. [cit. 2014-01-05]. Dostupné z: <http://liborcermak.blog.idnes.cz/c/343092/Zahady-egyptskych-pyramid-v-Gize.html>
- [3] REMTA, František, Ladislav KUPKA, František DRAŽAN a kol., *Jeřáby I. Díl*. Praha: SNTL, 1974.
- [4] DRAŽAN, František, Ladislav KUPKA a kol., *Jeřáby*. Praha: SNTL, 1968.
- [5] MIČKAL, Karel. *Strojnictví Části strojů*. Praha: Sobotáles, 1995. ISBN 80-85920-01-8
- [6] LÍBAL, Vladimír a kol., *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL/SVTL, 1966.
- [7] KYSELA, František, Zdeněk KLEPŠ, Otakar KOVÁŘ a Matuš RAJČOK. *Strojní prvky a systémy*. Praha: SNTL, 1989. ISBN 80-03-00058-0.
- [8] REMTA, František, Ladislav KUPKA, František DRAŽAN a kol., *Jeřáby II. Díl*. Praha: SNTL, 1975.
- [9] ŘEŘÁBEK, Antonín. *Stavba a provoz strojů, strojní součásti*. Praha: Scientia, 2009. ISBN 978-80-86960-21-0.
- [10] LEINVEBER, Jan, Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 80-86490-74-2.

**SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK**

$m_q$	Maximální zatížení [kg]
$m_k$	Hmotnost kladnice [kg]
$h$	Výška zdvihu [m]
$F_q$	Zatěžující síla [N]
$g$	Konstanta gravitačního zrychlení [ $m \cdot s^{-1}$ ]
$\sigma_t$	Napětí v tahu [MPa]
$A_m$	Celkový nosný průřez lana [ $mm^2$ ]
$A_m$	Nosný průřez lana [ $mm^2$ ]
$\sigma_{tdov}$	Napětí v tahu [MPa]
$k$	Součinitel bezpečnosti [-]
$k_{min}$	Minimální součinitel bezpečnosti [-]
$K$	Jmenovitá nosnost lana [N]
$d_2$	Střední průměr závitu [mm]
$d_1$	Průměr jádra závitu [mm]
$l_1$	Výška závitu [mm]
$s$	Stoupání závitu [mm]
$H_1$	Nosná hloubka závitu [mm]
$p_{dov}$	Měrný dovolený tlak [MPa]
$n$	Hloubka drážky [mm]
$D$	Průměr kladky měřený v ose lana [mm]
$d$	Jmenovitý průměr lana [mm]
$\alpha$	Součinitel závislý na skupině jeřábů [-]
$D_k$	Normalizovaný průměr kladky [mm]
$D_{kmin}$	Nejmenší možný průměr kladky [mm]

$D_b$	Normalizovaný průměr bubnu [mm]
$D_{bmin}$	Nejmenší možný průměr bubnu [mm]
$L_c$	Celková délka lana [m]
$z_o$	Počet závitů lana, které zůstávají navinuty na bubnu [-]
$P_a$	Axiální dynamické ekvivalentní zatížení [N]
$F_a$	Axiální složka skutečného zatížení ložiska [N]
$C_o$	Základní statická únosnost [N]
$S_o$	Součinitel statické únosnosti [-]
$C$	Základní dynamická únosnost [N]
$B$	Výška ložiska [mm]
$R_a$	Reakční síla [N]
$M_o$	Ohybový moment [Nmm]
$r$	Rameno momentu [mm]
$\sigma_o$	Ohybové napětí [MPa]
$\sigma_{odov}$	Maximální dovolené ohybové napětí [MPa]
$W_o$	Kvadratický modul průřezu v ohybu [mm <sup>3</sup> ]
$D_h$	Nosný průměr hřídele [mm]
$d_m$	Průměr mazacího otvoru [mm]
$\tau_s$	Smykové napětí [MPa]
$\tau_{sdov}$	Maximální dovolené smykové napětí [MPa]
$S$	Plocha, resp. uvažovaný průřez [mm <sup>2</sup> ]
$d_b$	Průměr hřídele v bočnici [mm]
$S_p$	Průmět stykové plochy do roviny kolmé ke směru zatěžující síly [mm <sup>2</sup> ]
$b_b$	Šířka bočnice [mm]
$V$	Rotační součinitel [-]

---

X	Součinitel radiálního zatížení [-]
Y	Součinitel axiálního zatížení [-]
$F_r$	Radiální síla působící na ložisko [N]
$F_a$	Axiální síla působící na ložisko [N]
e	Součinitel mezní hodnoty vztahu určující hodnotu součinitelů X a Y [-]
$F_e$	Ekvivalentní dynamické zatížení [N]
$b_1$	Šířka zvoleného ložiska [mm]
$d_{b2}$	Průměr příčnicku v bočnici [mm]
$l_p$	Délka příčnicku mezi bočnicemi [mm]
b	Šířka příčnicku [mm]
v	Výška příčnicku [mm]
$l_s$	Rozpětí bočnice v rovině působení síly [mm]

**SEZNAM OBRÁZKŮ**

<i>Obrázek 1 – Druhy ocelových lan (jednoprarmenné a víceprarmenné) [7]</i> .....	13
<i>Obrázek 2 – Svařovaný řetěz [4]</i> .....	14
<i>Obrázek 3 – Kloubový řetěz [4]</i> .....	14
<i>Obrázek 4 – Lanová kladka na pouzdře [4]</i> .....	14
<i>Obrázek 5 – Dvoukladková lanová kladnice normální [3]</i> .....	15
<i>Obrázek 6 – Dvoukladková lanová kladnice zkrácená [3]</i> .....	15
<i>Obrázek 7 – Uchycení lana na bubnu klínem [4]</i> .....	16
<i>Obrázek 8 – Uchycení lana na bubnu pomocí příložek [4]</i> .....	17
<i>Obrázek 9 – Schéma dvoučelistové brzdy [4]</i> .....	18
<i>Obrázek 10 – Kotoučová spojka s lícovanými šrouby [7]</i> .....	18
<i>Obrázek 11 – Portálový jeřáb [6]</i> .....	20
<i>Obrázek 12 – Věžový jeřáb na pásovéch podvozcích [8]</i> .....	21
<i>Obrázek 13 – Točnicový plovoucí jeřáb s nosností 6 t [8]</i> .....	22
<i>Obrázek 14 – Lanový jeřáb nepojízdný [8]</i> .....	23
<i>Obrázek 15 – Jednořadé kuličkové ložisko [8]</i> .....	25
<i>Obrázek 16 – Jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem [8]</i> .....	25
<i>Obrázek 17 – Dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem [8]</i> .....	26
<i>Obrázek 18 – Dvouřadé kuličkové ložisko naklápací [8]</i> .....	26
<i>Obrázek 19 – Jednořadé válečkové ložisko (provedení NJ) [8]</i> .....	27
<i>Obrázek 20 – Dvouřadé válečkové ložisko [8]</i> .....	27
<i>Obrázek 21 – Jehlové ložisko [8]</i> .....	28
<i>Obrázek 22 – Dvouřadé soudečkové ložisko naklápací [8]</i> .....	29
<i>Obrázek 23 – Kuželíkové ložisko [8]</i> .....	29
<i>Obrázek 24 – Jednosměrné axiální kuličkové ložisko [8]</i> .....	30
<i>Obrázek 25 – Obousměrné axiální kuličkové ložisko [8]</i> .....	30
<i>Obrázek 26 – Soudečkové axiální ložisko [8]</i> .....	31
<i>Obrázek 27 – Dělená kluzná ložiska (s pevnou a s kloubově uloženou pávní) [5]</i> .....	34
<i>Obrázek 28 – Kloubové kluzné ložisko [8]</i> .....	34
<i>Obrázek 29 – Trubkové přírubové normalizované ložisko [8]</i> .....	34
<i>Obrázek 30 – Patní axiální ložisko [8]</i> .....	35
<i>Obrázek 31 – Axiální kluzné ložisko s pevnými segmenty [7]</i> .....	36

<i>Obrázek 32 – Provedení naklápěcích segmentů [7] .....</i>	<i>36</i>
<i>Obrázek 33 – Přípustné tlaky v ložiskových pouzdrech bronzových [3] .....</i>	<i>36</i>
<i>Obrázek 34 – Přípustné tlaky v ložiskových pouzdrech z tvrzených tkanin [3].....</i>	<i>37</i>
<i>Obrázek 35 – Přípustné tlaky v ložiskových pouzdrech z šedé litiny [3] .....</i>	<i>38</i>
<i>Obrázek 36 – Schémata konstrukčních variant .....</i>	<i>43</i>
<i>Obrázek 37 – Zvolená varianta v hotové fázi .....</i>	<i>43</i>
<i>Obrázek 38 – Schéma dřívku zvoleného háku .....</i>	<i>46</i>
<i>Obrázek 39 – Schéma jednoduchého háku [3] .....</i>	<i>47</i>
<i>Obrázek 40 – Schéma zvoleného axiálního ložiska .....</i>	<i>51</i>
<i>Obrázek 41 – Schéma řešeného hřídele kladek (včetně řezu postranic a mazacím otvorem).....</i>	<i>53</i>
<i>Obrázek 42 – Schéma zvoleného radiálního ložiska.....</i>	<i>56</i>
<i>Obrázek 43 – Schéma navrženého příčnicku.....</i>	<i>61</i>
<i>Obrázek 44 – Schéma navržené bočnice a uložení příčnicku.....</i>	<i>63</i>
<i>Obrázek 45 – Finální 3D model kladnice v programu Solid Edge.....</i>	<i>64</i>
<i>Obrázek 46 – Rozstřel sestavy v programu Solid Edge .....</i>	<i>64</i>



## SEZNAM TABULEK

<i>Tabulka 1 – Hlavní rozměry jednoduchých háku typizovaných kladnic [3].....</i>	<i>47</i>
---	-----------

## SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA P I – Výkres sestavy

PŘÍLOHA P II – Výkres bočnice

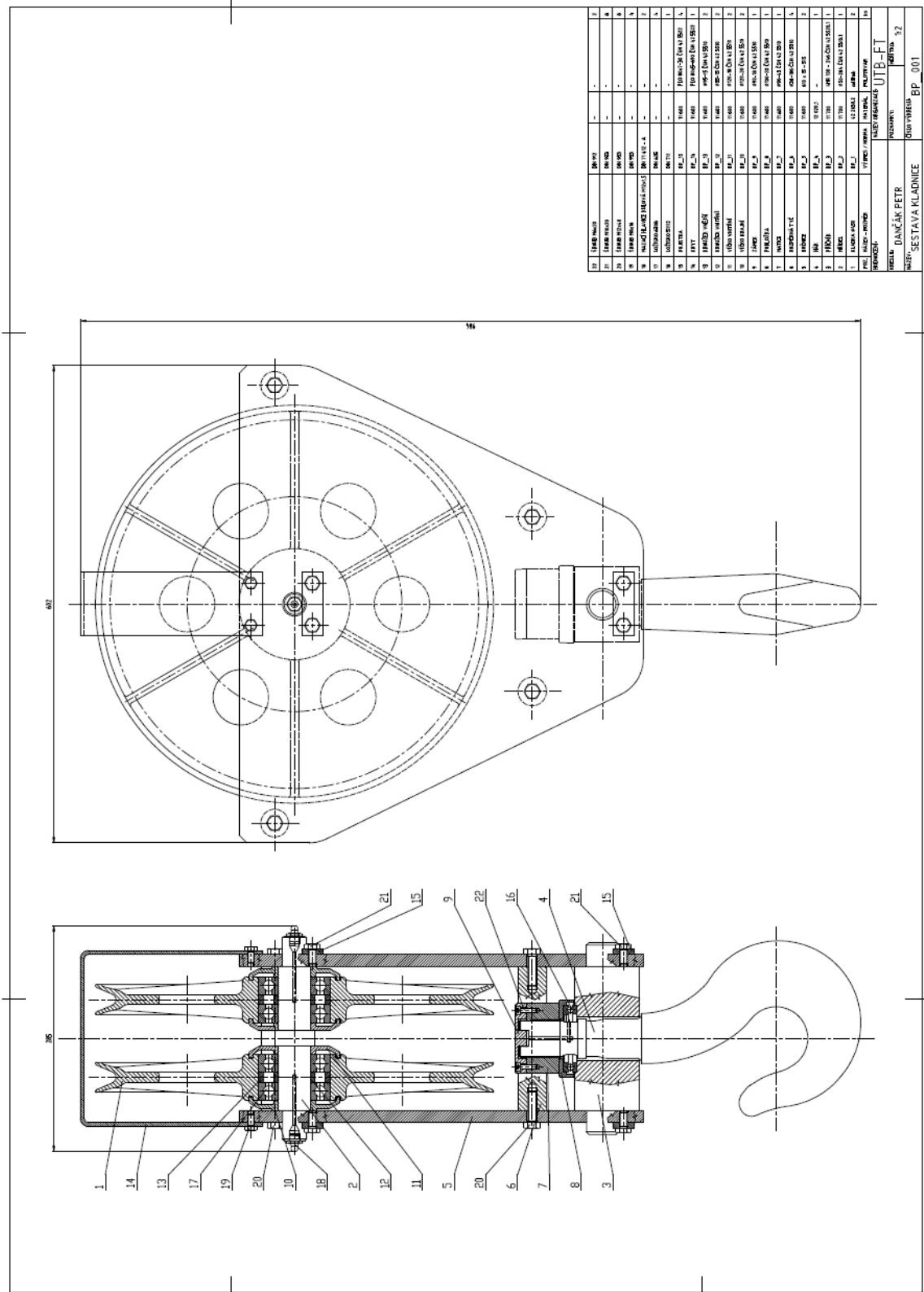
PŘÍLOHA P III – Výkres hřídele

PŘÍLOHA P IV – Výkres kladky

PŘÍLOHA P V – Výkres příčnicku

PŘÍLOHA P VI – CD obsahující bakalářskou práci

# PŘÍLOHA P I: VÝKRES SESTAVY



NÁZEV: DANČÁK PĚTR  
 SESTAVA KLADNICE  
 DOP. VÝKRES: BP\_001  
 LIST: 12  
 CELKOVÝ POČET LISTŮ: 12

# PŘÍLOHA P II: VÝKRES BOČNICE

