



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## NAKLÁPĚCÍ A ZDVIHOVÝ MECHANISMUS SKLADOVACÍ KAZETY

TILT AND LIFT MECHANISM OF THE STORAGE CARTRIDGES

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

BC. OSTRÝ JOSEF

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

DOC. ING. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSC.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Akademický rok: 2013/14

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Josef Ostrý

který/která studuje v magisterském studijním programu

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

**Naklápací a zdvihový mechanismus skladovacího zásobníku**

v anglickém jazyce:

**Tilt and lift mechanism of storage tray**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh konstrukčního řešení zdvihového a naklápacího mechanismu Tilt - Lift pro ergonomický odběr zboží ze skladovací věže SLL – LogiMat. Základní technické údaje

Zatížení konstrukce	800 kg
Šířka kazety	variabilní 600, 800, 1200 mm
Délka kazety	variabilní 1200 až 4000 mm
Položka stolu - niveu	767 mm
Zdvih	dle ergonomie
Klopení	dle ergonomie

Cíle diplomové práce:

Cílem diplomové práce je nalezení optimální varianty konstrukčního uspořádání zdvihového a naklápacího mechanismu („Tilt – lift“) pro skladovací systém Logimat. V práci proveďte návrh parametrů zdvihu a natočení kazety s ohledem na polohu vychystávacího stolu a na splnění ergonomických požadavků. Konstrukční návrh je nutné provést s možností využití aplikace pro různé variace šířky a délky kazety. Dále proveďte návrh pohonu/ů a pevnostní ověření stanovených komponent navržené konstrukce. Vypracujte výrobní dokumentaci a montážní sestavu v rozsahu dle pokynů vedoucího diplomové práce.

Seznam odborné literatury:


1. BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnícká Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6
2. POLÁK, J.: Dopravní a manipulační zařízení II., 1. vyd., Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003, 104 s., ISBN: 80-248-0493-X
3. Příslušné ČSN a firemní literatura


Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 11.11.2013



  
prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

  
prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan



---

## **ABSTRAKT**

Náplní této diplomové práce je návrh konstrukčního uspořádání zdvihového a naklápěcího mechanismu skladovací věže SSI Logimat, včetně návrhu jejich pohonu. V úvodu práce je zařazen popis vybraných vertikálních skladovacích systémů různých firem a následně provedeno jejich srovnání. Další část obsahuje konstrukční návrh zdvihového i naklápěcího mechanismu, výpočet a návrh jejich pohonů a následný popis všech jejich součástí. V závěru práce je připojena výkresová dokumentace navrhovaných mechanismů.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Skladovací systém, skladovací věž, skladovací kazeta, zdvihový mechanismu, naklápěcí mechanismu, pákový mechanismus, pojezdová konstrukce.

## **ABSTRACT**

The aim of this master thesis is to design a structural arrangement of lifting and tilting mechanism storage tower SSI Logimat, including the design of the drive. The introduction included a description of selected vertical storage systems of different companies and then compared them. Another section includes the design lift and tilt mechanism, calculation and design their drives and the subsequent description of their components. At the end of the master thesis is attached the drawings of the proposed mechanisms.

## **KEYWORDS**

Storage system, storage tower, storage tray, lift mechanism, tilt mechanism, lever mechanism, traveling construction.



---

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

OSTRÝ, J. *Naklápěcí a zdvihový mechanismus skladovacího zásobníku*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 76 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



---

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a odborného poradce z firmy SSI Schäfer Ing. Petra Dostála s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2014

.....

Jméno a přímení



---

## **PODĚKOVÁNÍ**

Chtěl bych poděkovat vedoucímu práce panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. a mému odbornému poradci z firmy SSI Schäfer Ing. Petru Dostálovi za cenné rady a pomoc při řešení problémů v mé práci. Dále bych chtěl poděkovat mým rodičům, kteří mě po celou dobu studia podporovali.



## OBSAH

1	Vertikální výtahové skladovací systémy .....	11
1.1	Skladovací věž LogiMat® .....	12
1.2	Kardex Schuttle XP .....	13
1.3	Vertikální skladovací systém Clasimat .....	15
1.4	Vertikální skladovací systém Lean - Lift® .....	16
1.5	Vertikální skladovací systém Modula® Lift .....	18
1.6	Vertikální skladovací systém Vertimag .....	19
2	Porovnání vertikálních výtahových systémů .....	21
3	Zdvihový a naklápěcí mechanismus .....	23
4	Návrh konstrukce mechanismů .....	24
4.1	Pojezdová konstrukce .....	24
5	Návrh zdvihového mechanismu .....	27
5.1	Volba mechanického převodu .....	27
5.2	Návrh hřebenového převodu .....	27
5.2.1	Návrh ozubeného hřebene se šikmými zuby .....	27
5.2.2	Návrh ozubeného kola se šikmými zuby .....	29
5.3	Návrh pohonu mechanického převodu .....	31
5.3.1	Volba motoru .....	35
5.4	Ostatní komponenty zdvihového mechanismu .....	36
5.4.1	Přípevňovací plech .....	36
5.4.2	Hřídel .....	37
5.4.3	Ložiska .....	37
5.4.4	Zajištění hřídele .....	37
5.4.5	Zajištění ozubeného kola .....	38
5.4.6	Vodící kladky .....	38
5.5	Zobrazení zdvihového mechanismu .....	40
6	Návrh naklápěcího mechanismu .....	41
6.1	Pákový mechanismus .....	41
6.2	Horní plech .....	42
6.3	Výpočet sil a krouticího momentu pro pákový mechanismus .....	43
6.3.1	Výpočet při nulovém natočení .....	43
6.3.2	Výpočet při natočení o 25 stupňů .....	45
6.3.3	Přehled vypočítaných sil a krouticích momentů pro pákový mechanismus .....	48
6.4	Výpočet krouticího momentu při rozjezdu .....	49



---

6.4.1	Hmotnostní moment setrvačnosti .....	50
6.4.2	Uživatelské parametry .....	52
6.5	Návrh pohonu naklápěcího mechanismu .....	54
6.5.1	Volba motoru .....	55
6.6	Ostatní komponenty naklápěcího mechanismu .....	56
6.6.1	Hřídel .....	56
6.6.2	Ložiska a zajištění hřídele .....	57
6.6.3	Návrh čepu pákového mechanismu .....	57
6.6.4	Návrh hlavního naklápěcího čepu .....	60
6.6.5	Návrh pera u páky.....	62
6.7	Zobrazení naklápěcího mechanismu .....	63
7	Návrh nájezdového plechu a stolu .....	65
7.1	Nájezdový plech .....	65
7.2	Stůl .....	65
8	Zobrazení celkové sestavy .....	66



## ÚVOD

Cílem diplomové práce je nalezení optimální varianty konstrukčního uspořádání zdvihového a naklápěcího mechanismu („Tilt – lift“) pro skladovací systém Logimat od firmy SSI Schäfer.

Skladovací systém Logimat je řazen mezi automatizované vertikální výtahové systémy. Z toho důvodu je v první kapitole práce popsána problematika těchto systémů. Následuje detailní popis vybraných systémů různých společností a jejich porovnání. Zde je zřetel zaměřen na celkové rozměry, zatížení, funkce a doplňkové prvky, mezi které patří navrhovaný zdvihový a naklápěcí mechanismus.

Ve třetí kapitole jsou popsány funkce navrhovaných mechanismů a zobrazeny potřebné parametry pro jejich návrh, včetně schématu konstrukce skladovací věže Logimat a polohy stolu. Dle tohoto schématu je v následující kapitole sestavena hlavní konstrukce skladovací věže a navržena pojezdová konstrukce přenášející pohyb z mechanismů na kazetu se zbožím.

Pátá kapitola se zabývá vlastním návrhem zdvihového mechanismu, kde je nejprve popsána volba mechanického převodu a jeho návrh. Dále se zde nachází výpočet parametrů potřebných k volbě pohonu tohoto mechanismu a jeho volba. V závěru kapitoly jsou popsány ostatní části mechanismu a jejich zobrazení, kdy jsou namontovány na hlavní konstrukci skladovací věže nebo na pojezdovou konstrukci.

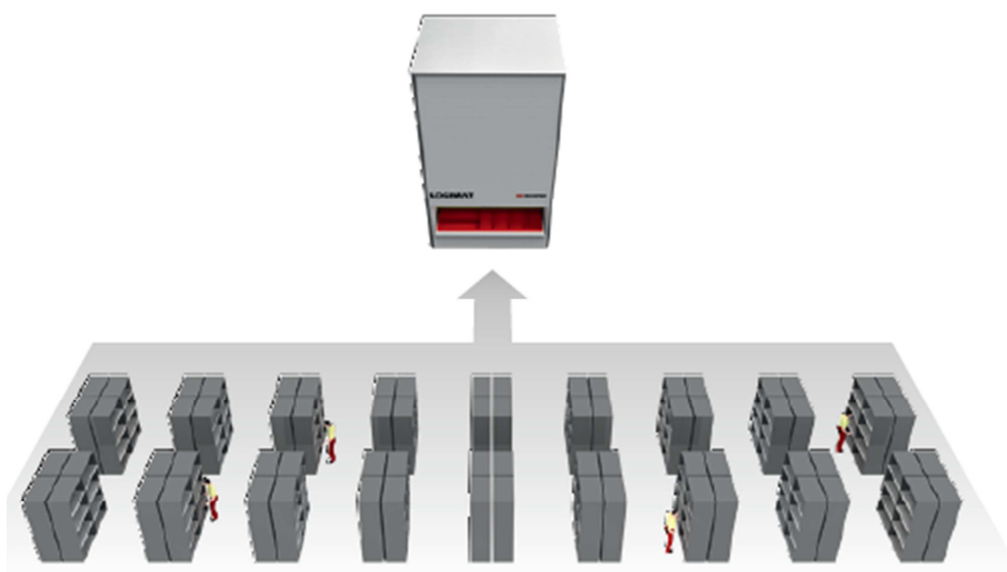
Na výše zmíněnou kapitolu navazuje návrh naklápěcího mechanismu, kde jsou popsány hlavní části mechanismu, které umožňují pohyb. Následuje výpočet krouticího momentu a sil při pohybu pákového mechanismu a výpočet krouticího momentu při rozjezdu. Z těchto hodnot je dále navržen příčný pohon mechanismu. Ke konci kapitoly jsou popsány ostatní části mechanismu a jejich zobrazení, kdy jsou namontovány na pojezdovou konstrukci.

Závěr práce obsahuje návrh nájezdového plechu pro kazetu a návrh stolu. Následuje zobrazení všech navrhovaných dílů mechanismů v celkové sestavě skladovací věže Logimat.

Diplomová práce je sepsána v aplikaci Microsoft Word 2010. Drobné výpočty a grafy jsou sestaveny v Microsoft Excel 2010. Pro sestavené 3D modelů, výkresové dokumentace a obrázků uvedených v práci slouží aplikace od společnosti Autodesk, Inventor 2012 a Autocad 2012.

# 1 VERTIKÁLNÍ VÝTAHOVÉ SKLADOVACÍ SYSTÉMY

Vertikální výtahové skladovací systémy jsou věžové systémy, které nahrazují přeplněné sklady regály, šetří prostor ve skladech, a co nejvíce využívají výšku skladu. Na Obr. 1 je možno vidět rozdíl v uskladnění mezi těmito systémy a klasickými regály. Vertikální výtahové systémy jsou plně automatizované. Ukládají zboží pod sebe bez ztráty prostoru, tím vzniká na malé ploše maximum skladovací kapacity. Jsou vhodné nejen pro skladování drobných dílů, ale i dílů větších rozměrů.



*Obr. 1 Porovnání skladů [29]*

V přední a zadní části konstrukce jsou pod sebou uloženy skladovací kazety, na kterých se zboží ukládá. Mezi těmito dvěma uskladňujícími prostory se pohybuje tzv. elevátor (extraktor), který manipuluje se zbožím uloženým na kazetách. V přední části těchto systémů bývá většinou umístěn vychystávací otvor, který je vybaven vychystávacím stolem a obrazovkou. Obsluha si na obrazovce vybere zboží, elevátor si najde kazetu s ním uloženou a doveze ji do vychystávacího otvoru, kde si obsluha zboží přebere a elevátor odveze kazetu zpět na místo. Na Obr. 2 uvedeným níže jsou zobrazeny základní komponenty těchto systémů.

Pro uskladnění drobných dílů mohou být kazety vybaveny různými přepážkami, které oddělují jednotlivé zboží.

Tyto systémy využívající efektivní vychystávání a řízení skladování jsou k dodání v různých velikostech kazet a celkové výšky.



Obr. 2 Vertikální výtahový systém SSI Logimat [28]

1 - elevátor, 2 – skladovací kazeta, 3 – vychystávací okno, 4 – vychystávací stůl s kazetou, 5 - obrazovka

## 1.1 SKLADOVACÍ VĚŽ LOGIMAT®

Skladovací věž LogiMat® je produktem firmy SSI Schäfer (Obr. 2). Tento systém je ergonomický a výkonný pro skladování a vychystávání drobných dílů. Značně zvyšuje výkonnost skladu, efektivitu a flexibilitu skladovacích a vychystávacích procesů.

Celý systém funguje na principu „zboží k obsluze“.

Tato skladovací věž nabízí velký výběr skladovacích kazet o rozměrech od 1 650 mm x 650 mm až 4 000 mm x 820 mm a hmotnostech od 250 kg do 750 kg. Standartní kazety lze doplnit o přepážky určené k efektivnímu uskladnění. Maximální pracovní výška dosahuje až 13 m [28].

Volitelné možnosti systému dle [28]:

- LogiPointer
  - Systém laserového ukazovátka (pro identifikaci místa vyskladnění), čímž se ještě více zjednoduší proces vychystávání zboží.



- LogiLift
  - Provozní otvor s možností průběžného nastavení výšky, která se upravuje tak, aby ergonomicky vyhovovala pracovníkům provádějícím odběr zboží.
- LogiTilt
  - Sklopný mechanismus pro ergonomický odběr zboží a snížení hloubky nutné k jeho dosažení.
- LogiSafe
  - Elektricky poháněné dveře na zámek, ideální zejména pro cenné zboží.
- LogiGuard
  - Představuje ochranu operačního prostoru pomocí světelných závor.
- LogiMate
  - Vychystávací vozík může být bezdrátově připojen k počítači. Volitelně lze doplnit o světelné indikátory Pick-to-Light.
- LogiSoft
  - Softwarový ovladač lze použít ke spolehlivému a efektivnímu ovládání systému LogiMat®

Výhody skladovací věže LogiMat® dle [28]:

- Modulární konstrukce, která lze snadno přizpůsobit podmínkám zákazníka;
- možnost použití dvoupolicového systému;
- díky své extrémně kompaktní konstrukci snižuje náklady na spotřebu energie a skladování;
- zkrácení doby strávené přesunem při uskladňování i vychystávání o více než 70%;
- snížení potřebného skladovacího prostoru;
- zvýšení šesti až deseti násobek rychlosti vychystávání díky automatizaci procesů;
- minimalizuje chybovost vychystávání pomocí počítačem řízených procesů;
- možnost dosažení zvýšení výkonu až o 20% díky ergonomii zařízení.

## 1.2 KARDEX SCHUTTLE XP

Skladovací výtahový systém Schuttle XP je produktem firmy Kardex Remstar. Tento systém je rovněž počítačem řízený a byl vytvořen pro použití v oblasti skladování a vychystávání ve výrobě, prodeji, maloobchodě nebo velkoobchodě (Obr. 3).

Modulární konstrukce systému umožňuje téměř neomezenou flexibilitu při využití různých prostorových výšek. Schuttle XP je možno použít přes více než jedno patro a v každém z nich může být vychystávací otvor jak z přední, tak i ze zadní strany. Stejně jako systém od firmy SSI Schäfer funguje na principu „zboží k obsluze“.



Rozměry jednotlivých kazet jsou v rozmezí od 1 250 mm x 610 mm až od 4 050 mm x 1 270 mm. Maximální zatížení jedné kazety je až 560 kg. Celková výška tohoto systému může být až 30 m a maximální kapacita až 60 tun [10].

Nejdůležitější funkce a doplňky dle [10]:

- L – profily ve výdejovém otvoru
  - Možnost nastavení pracovní polohy dle tělesné výšky obsluhy.
- Čtečky čárových kódů
  - Rychlá a jednoduchá identifikace zboží
- Technologie Optiflex
  - Světelná clona, která umožňuje skladovat zboží různých výšek v malých odstupech.
- Bezpečnostní světelná závora
  - Ochrana obsluhy v okolí vychystávacího otvoru při provozu elevátoru.
- Pick – to – light
  - Laserové nebo LED ukazovátko zvyšuje produktivitu, výkon a přesnost při vychystávání.
- Automatická kontrola hmotnosti zboží
  - Kontroluje zatížení kazet a celého zařízení, aby se zabránilo jejich přetížení.
- Vnitřní bezpečnostní dveře
  - Slouží k ochraně pracovníků, skladovaného zboží a samotného stroje a ke snížení emisí hluku.
- Manipulační a zvedací zařízení
  - Jednoduché začlenění manipulační techniky, jeřábů a robotů, umožňuje ergonomickou a bezpečnou manipulaci s materiálem.

Výhody systému dle [10]:

- Větší úložná plocha při podstatně menší zastavěné ploše;
- ušetření až 85% půdorysné plochy;
- redukce přístupových časů;
- rychlý a bezpečný přístup ke zboží;
- zvýšení obratu zboží;
- větší bezpečnost, ochrana obsluhy a skladovaného zboží;
- ergonomie práce, flexibilita, přesnost, spolehlivost.



Obr. 3 Kardex Remstar Shuttle XP [9]

### 1.3 VERTIKÁLNÍ SKLADOVACÍ SYSTÉM CLASIMAT

Skladovací systém Clasimat je produktem firmy Mecalux. Tento vertikální automatizovaný skladovací systém umožňuje optimalizaci pracovního zatížení a zajišťuje plné využití veškerého dostupného místa (Obr. 4).

Clasimat především uskladňuje nářadí, náhradní díly průmyslových strojů, elektronické součástky, kosmetiku a další obdobné zboží. Tento systém rovněž pracuje na principu „produkt k obsluze“, což umožňuje optimalizaci pohybů a zkrácení doby trvání jednotlivých operací.

Rozměry jednotlivých kazet jsou v rozmezí od 2 039 mm x 615 mm až od 3 239 mm x 815 mm. Maximální zatížení jedné kazety až 500 kg. Pro uskladnění drobnějšího materiálu je možno rozdělit kazetu pomocí plastových přepážek. Celková výška tohoto systému může být až 15 m a maximální kapacita až 60 tun [14].

Nejdůležitější funkce systému dle [14]:

- Kontrola hmotnosti
  - Kontrolní váha pro zvolení vhodného úložného místa a zabránění přetížení kazet.
- Optická bezpečnostní bariéra
  - Obsluha je chráněná před přímým kontaktem s mechanismem.
- Ochranné dveře



- Díky dveřím je přístup k elevátoru omezen. Chrání obsluhu, zboží a tlumí hluk při práci elevátoru. Dveře se otevírají jen při přijetí nebo výdeji.
- Diodová lišta s ukazatelem polohy zboží
- Automatické měření výšky zboží umístěného na kazetě
  - Výška skladovaného zboží je až 70 cm a aby tuhle výšku nepřekročilo, jsou na kazetě umístěná čidla.

Výhody systému dle [14]:

- Sklad řízený počítačem;
- úspora místa: využívá se celková výška skladu;
- úspora času: obsluha nemusí při přípravě objednávky opouštět své místo;
- zabezpečení skladovaného zboží;
- použití dvou policového systému.



Obr. 4 Vertikální skladovací systém Clasimat [13]

#### 1.4 VERTIKÁLNÍ SKLADOVACÍ SYSTÉM LEAN - LIFT®

Skladovací systém Lean - Lift je produktem společnosti Hänel. Tento automatický vertikální systém je flexibilní, efektivní a hospodárný. Rovněž jako u předchozích produktů je i tento vybaven elevátorem, který jezdí mezi zadní a přední částí (Obr. 5).

Zatížení jedné kazety je až 1 000 kg a její rozměry jsou v rozmezí od 840 mm x 635 mm až 3260 mm x 1270 mm. Maximální zatížení celého Lean – Liftu je 60 000 kg. Kazety je možno opět rozdělit pomocí sad přepážek. Bez větších problémů lze kdykoliv rozšířit nebo změnit kapacitu tohoto systému.

Lean – Lift je schopen pracovat přes více podlaží. V každém z těchto podlaží se může nacházet vychystávací otvor. Zařízení tak může obsluhovat více osob v různých místech. Rovněž je použit pracovní princip „zboží k obsluze“ [7].



---

Nejdůležitější funkce a možnosti systému dle [7]:

- Výškový senzor
  - Světelné závory zachycují různou výšku a dle ní zakládá kazety se zbožím bez ztráty místa.
- Světelná clona
  - Zaručuje maximální bezpečnost pro obsluhu.
- Vážicí zařízení
  - Zaručuje maximální zatížení každé kazety. Měření probíhá ve vychystávacím okně čtyřmi body.
- Systém Pick – to – Light
  - LED paprsky umístěné v řadách slouží pro rychlé nalezení požadovaného výrobku. To zaručuje maximální účinnost a spolehlivý výběr při vychystávání.
- Vestavěný fotoaparát
  - Pořizuje snímky kazety při vychystávání, tím jsou sledovány změny zásob.
- Ochranný systém VendiShelf
  - Chrání zboží před neoprávněným přístupem. Kazeta je rozdělena na několik uzamykatelných schránek. Po indikaci LED diody se odemkne vždy jen schránka s potřebným zbožím.
- Rychloběžné dveře
  - Umožňuje pracovat současně na jednom systému s více než jedním přístupovým bodem. Přístupové plochy se navzájem blokují.

Výhody systému dle [7]:

- Skladovací kapacita vyšší až o 50%;
- rychlé uskladnění a přístup;
- vysoká skladová hustota, i když mají výrobky různé výšky;
- skladování a manipulace objemných a těžkých dílů;
- úspora času a nákladů;
- ochrana uloženého materiálu;
- více osob může současně obsluhovat a pracovat;
- optimální kompaktní uložení materiálů různých výšek.



Obr. 5 Vertikální výtahový systém Lean – Lift [11]

## 1.5 VERTIKÁLNÍ SKLADOVACÍ SYSTÉM MODULA® LIFT

Skladovací systém Modula® Lift je produktem společnosti Modula a dokáže maximálně využít skladovací prostor. Ušetří až 90% skladovacího prostoru. Systém je určen k ukládání jakýchkoliv součástí a produktů (Obr. 6).

Rozměry použitelných kazet jsou v rozmezí od 1 900 mm x 654 mm až 4 100 mm x 857 mm a jejich maximální zatížení je u menších kazet 250 kg a u těch největších až 750 kg. Maximální zatížení celého systému je 70 000 kg a může pracovat do výšky až 14 m.

U skladovacího systému Modula® Lift je možné volit mezi interním a externím vychystávacím stolem. Interní stůl je vhodný pro skladování drobnějších dílů, zatímco externí stůl je vhodnější pro skladování rozměrově větších dílů. Dále se nabízí možnost volby mezi jednopolicovým a dvoupolicovým systémem. Jednopolicový systém pracuje s díly vysokými až 700 mm, za to dvoupolicový systém jen s 300 mm vysokými. Zvolením dvoupolicového systému se získá zvýšení produktivity [15]:

Hlavní funkce systému dle [15]:

- Posuvná obrazovka
  - Ergonomická a produktivní podpora obsluhy pro intenzivní skladování a vyhledávání operací.
- Vnitřní dveře výdejového okna



- Chrání obsluhu a skladovaný materiál. Snížení hladiny hluku.
- Diodová lišta
  - Slouží pro rychlé nalezení zboží na kazetě.

Výhody systému dle [15]:

- Vyskladňovací rychlost až 120 cyklů/hod;
- úspora energie až 40%;
- volba mezi interním a externím stolem;
- volba mezi jednopolicovým a dvoupolicovým systémem;
- ergonomie práce, flexibilita.



Obr. 6 Vertikální výtahový systém Modula<sup>®</sup> Lift [5]

## 1.6 VERTIKÁLNÍ SKLADOVACÍ SYSTÉM VERTIMAG

Skladovací systém Vertimag je produktem společnosti Ferreto storage systems. Je vhodný pro široké spektrum průmyslu. Využívá se standardně pro skladování drobných a ručně manipulovaných produktů jako jsou součástky, polotovary, textilní výrobky a archiválie.

Zboží je na police ukládáno v originálním balení (v kartonech) dodavatelů, nebo jsou police přizpůsobeny pro optimální využití své plochy – pomocí dělítek, ukládacích beden nebo jiného příslušenství.

Výška celého systému je až 14 m a jeho maximální zatížení je 86 000 kg. Rozměry použitelných kazet jsou od 2410 mm x 650 mm až 4 220 mm x 810 mm a jejich maximální zatížení je u menších kazet 250 kg a u těch největších až 750 kg.



Škála příslušenství k policím rozšiřuje možnosti efektivně využít prostor při ukládání zboží specifických rozměrů nebo tvarů – např. pro skladování rolí, skladování svitků, skladování materiálu tyčového charakteru atd. [6], [12].

Výhody systému dle [6]:

- Skladovací systém může mít více než jedno předávací místo na stejném stroji – z přední a současně zadní strany, v různých výškových úrovních nad sebou;
- možnost instalovat technologii vně budovy a předávací místo zpřístupnit přes otvor v obvodové stěně budovy;
- volba mezi jednopolicovým a dvoupolicovým systémem;
- volba mezi interním a externím stolem.



*Obr. 7 Vertikální skladovací systém Vertimag [12]*



## 2 POROVNÁNÍ VERTIKÁLNÍCH VÝTAHOVÝCH SYSTÉMŮ

Dle uvedených vertikálních výtahových systémů v kapitole 1 je sestavena tabulka, ve které jsou shrnuty jejich charakteristické vlastnosti a rozměry.

Tabulka 1

	Logimat	Schuttle XP	Clasimat	Lean-Lif	Modula-Lift	Vertimag
Maximální zatížení systému [kg]	neuveдено	60 000	neuveдено	60 000	70 000	84 000
Maximální pracovní výška [mm]	13 000	30 000	15 000	neuveдено	14 000	14 000
Minimální rozměr kazety [mm]	1650x650	1250x610	2039x650	840x635	1900x654	2410x650
Maximální rozměr kazety [mm]	4000x820	4050x1270	3239x815	3260x1270	4100x857	4220x810
Maximální zatížení kazety [kg]	750	560	500	1000	750	750
Pohon elevátoru	ozubený hřeben	ozubený hřeben	ozubený hřeben + systém dvou řetězů	systém čtyř řetězů	systém dvou řetězů	ozubený hřeben
Vnitřní bezpečnostní dveře	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	NE
Použití dvou kazet ve vychystávacím okně	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO
Světelná závora	ANO	ANO	ANO	ANO	NE	NE
Laserové ukazovátko, jiný ukazatel polohy zboží	ANO	ANO	ANO, diodová lišta	ANO	ANO, diodová lišta	NE
Kontrola hmotnosti zboží	NE	ANO	NE	ANO	NE	NE
Kontrola výšky zboží	NE	ANO	ANO	ANO	NE	NE
Čtečky čárových kódů	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO



<b>Zdvihový mechanismus</b>	ANO	NE	NE	NE	NE	NE
<b>Naklápečí mechanismus</b>	ANO	NE	NE	NE	NE	NE
<b>Posuvná obrazovka</b>	NE	NE	NE	NE	ANO	NE
<b>Pomocný přípojný stůl</b>	ANO	ANO	NE	ANO	NE	NE
<b>Použití externího vychystávacího stolu</b>	NE	NE	NE	NE	ANO	ANO

Z uvedených tabulek vyplývá, že systémy Logimat a Schuttle XP mají nejlepší vlastnosti. A to hlavně z důvodu množství bezpečnostních a volitelných prvků. Celkově jsou si tyto dva systémy vyrovnané. Systém Logimat jako jediný zaujme navrhaným naklápečím a zdvihovým mechanismem, oproti tomu Schuttle Xp kontrolou hmotnosti a výšky zboží a celkovou pracovní výškou. Systém Vertimag sice nadchne svým celkovým zatížením, ale jelikož nenabízí bezpečnostní a volitelné prvky, tak zaujmul nejméně ze všech uvedených systémů. Před tento systém se řadí systém Modula – lift a to hlavně díky vnitřním bezpečnostním dveřím a diodové lišty, které systém Vertimag neobsahuje. Zbylé dva systémy Clasimat a Lean – lift jsou si vyrovnané, jelikož nabízejí obdobné prvky. Lean – lift sice zaujme maximálním zatížením kazety, kontrolou hmotnosti zboží, ale Clasimat oproti tomu vnitřními bezpečnostními dveřmi.



### 3 ZDVIHOVÝ A NAKLÁPĚCÍ MECHANISMUS

Zdvihový i naklápěcí mechanismus tvoří doplňkové prvky skladovací věže SSI Logimat od firmy SSI Schäfer, která je detailně popsána v kapitole 1.1. Tyto prvky slouží pro komfortnější odebírání zboží z vychystávacího otvoru, zejména z ergonomického hlediska. Volba zahrnutí těchto prvků do systému závisí na požadavku zákazníka.

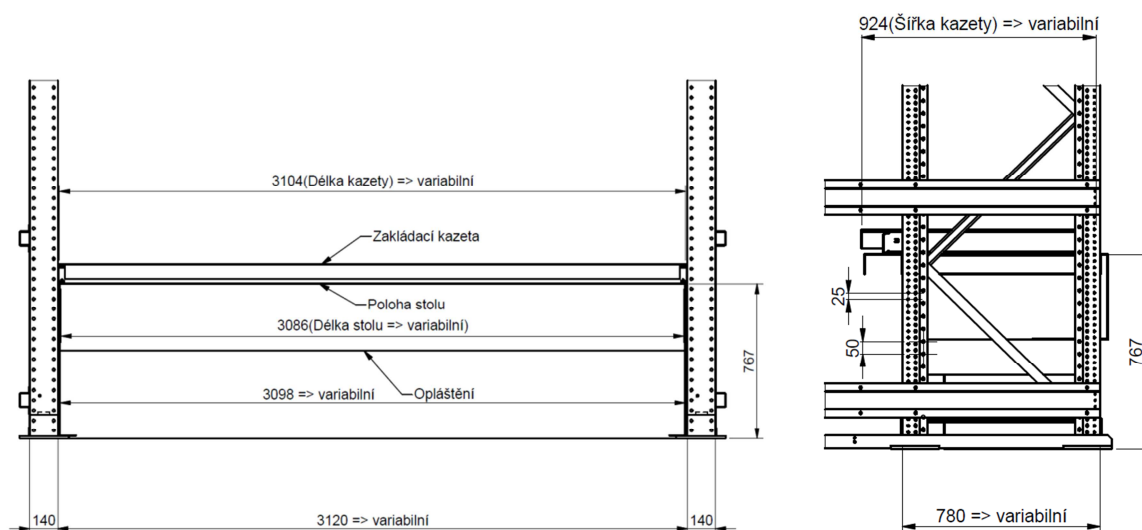
Zdvihový mechanismus umožňuje průběžné nastavování výšky, která je upravena tak, aby ergonomicky vyhovovala pracovníkům provádějícím odběr zboží. Naklápěcí mechanismus umožňuje snížení hloubky při odběru zboží nutné k jeho dosažení [29].



Obr. 8 Zdvihový a naklápěcí mechanismus [29]

#### Zadané parametry pro návrh:

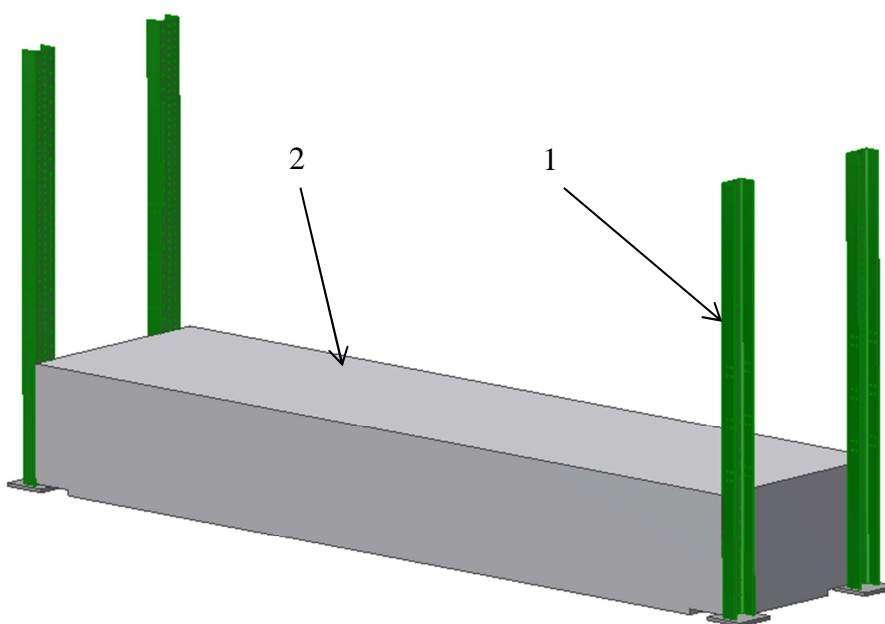
- Zatížení konstrukce: 800 kg
- Šířka kazety: variabilní 600, 800, 1200 mm,
- Délka kazety: variabilní 1200 až 4000 mm
- Poloha stolu: 767 mm
- Zdvih a klopení: dle ergonomie



Obr. 9 Parametry pro návrh kazety 3000 mm x 800 mm

## 4 NÁVRH KONSTRUKCE MECHANISMŮ

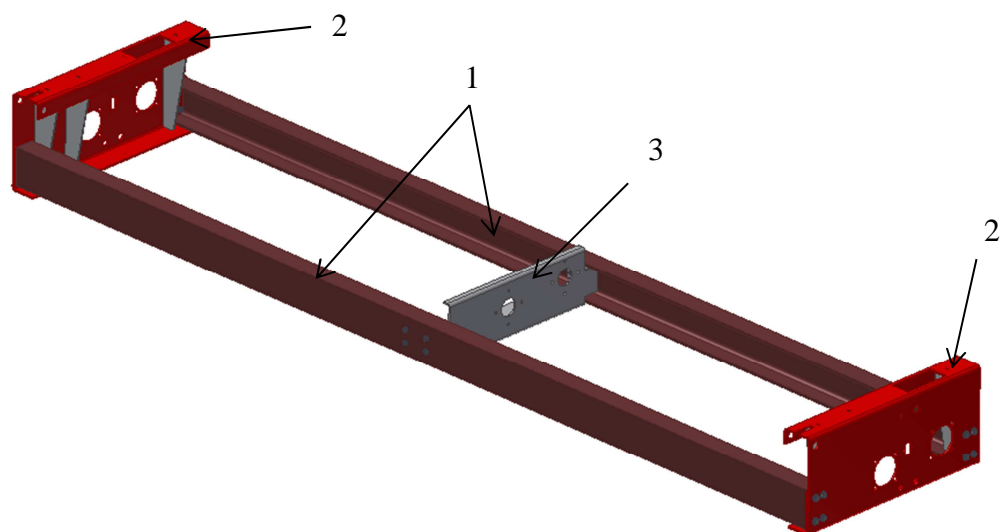
Většina součástí mechanismů, potřebné k správnému fungování, jsou uloženy v pojezdové konstrukci. Po sestavení této konstrukce se všemi potřebnými částmi se celá pojezdová konstrukce vkládá do hlavní konstrukce skladovací věže SSI Logimat. Hlavní konstrukce je dána zástavbovými rozměry, které jsou pro rozměry kazety 3000 mm x 800 mm a jsou uvedeny na Obr. 9. Na základě těchto rozměrů byla vymodelována zjednodušená verze této konstrukce, zobrazující hlavní prvky, které ovlivňují funkčnost navrhovaných mechanismů, tzn. profily konstrukce a uskladňovací box pro vedení kabeláže. K profilům jsou nadále připojeny zbylé části mechanismů, které nejsou zahrnuty v pojezdové konstrukci.



Obr. 10 Zjednodušená verze konstrukce skladovací věže SSI Logimat: 1 – profily konstrukce, 2 – uskladňovací box

### 4.1 POJEZDOVÁ KONSTRUKCE

Cílem pojezdová konstrukce je vykonávat zdvihový pohyb za použití zdvihového mechanismu. Jak už bylo uvedeno, slouží jako nosná konstrukce pro většinu potřebných částí pro oba mechanismy. Hlavní prvky této konstrukce tvoří dva nosné profily, dva symetrické boční plechy a upínací žebro pro motory.

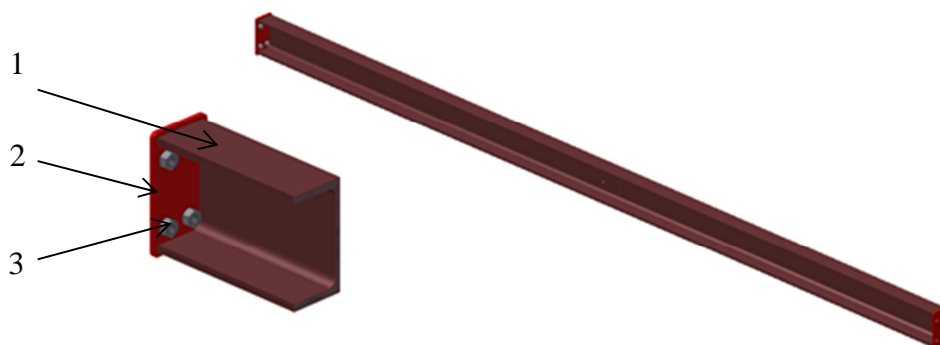


Obr. 11 Pojezdová konstrukce: 1 – nosný profil, 2 – boční plech, 3 – upínací žebro

### Nosné profily

V pojezdové konstrukci vystupují nosné profily jako svařence, které se skládají z profilů, upínacích desek a matic. Jako profily jsou zvoleny profily UPE 120 dle normy DIN 1026-2 o délce 3076 mm. Uprostřed těchto profilů jsou vyvrtány díry pro montáž upínacího žebra a na koncích profilů navařeny upínací desky vyrobené z polotovaru P 5 – 130 x 70 DIN EN 10051 z materiálu S235JR. Ke každé z těchto desek jsou navařeny čtyři matice M10 ČSN EN ISO 4034, které slouží k jednoduššímu následnému přišroubování svařence k bočním plechům.

Detailnější rozměrové informace sestavy svařence a jednotlivých dílů jsou zobrazeny v přílohách (DP – 14 – 01.03, DP – 14 – 02.01, DP – 14 – 02.02).



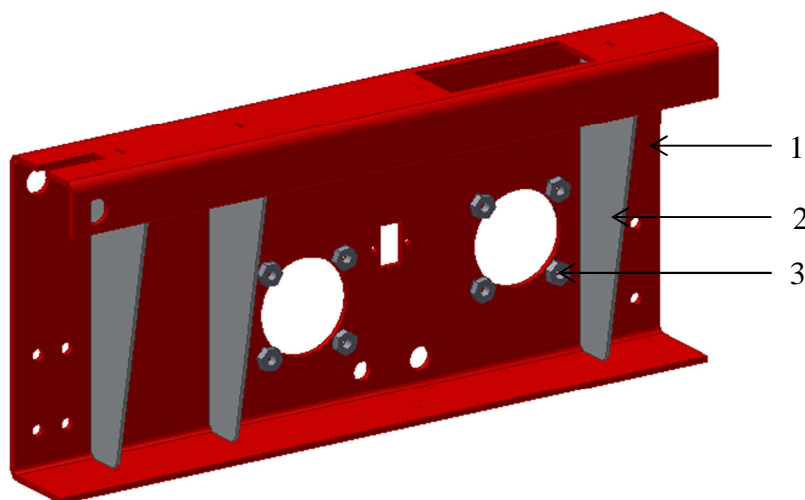
Obr. 12 Nosný profil: 1 – profil UPE 120, 2 – upínací deska, 3 – matice M10

### Boční plech

Boční plech tvoří základnu pro montáž většiny součástí navrhovaných mechanismů, proto je opatřen mnoha různými otvory a výřezy. Boční plech je rovněž jako profily svařence, skládající se z hlavního plechu, žebér a osmi přivařovacích matic M12 DIN 929, které slouží pro montáž dalších dílů. Žebra jsou použity tři, a jejich úkolem je plech zpevnit. Plech je vyroben jako výpalek na laseru a následně ohýbaná součást z polotovaru P 5 - 670 x 501 DIN EN 10051 z materiálu S235JR. Žebra jsou vyrobeny rovněž z materiálu S235JR, ale

z polotovaru P 3 – 291,5 x 88 DIN EN 10051 a opatřeny zámky pro snadnější nalezení svařovací polohy. Tyto svařence jsou použity dva symetrické a tvoří s profily hlavní část pojezdové konstrukce. Boční plechy a profily jsou spojeny šrouby M10 x 25 ČSN EN ISO 4017, kde pod každým šroubem je umístěná odpovídající podložka A 10,5 DIN 125 – A 1.

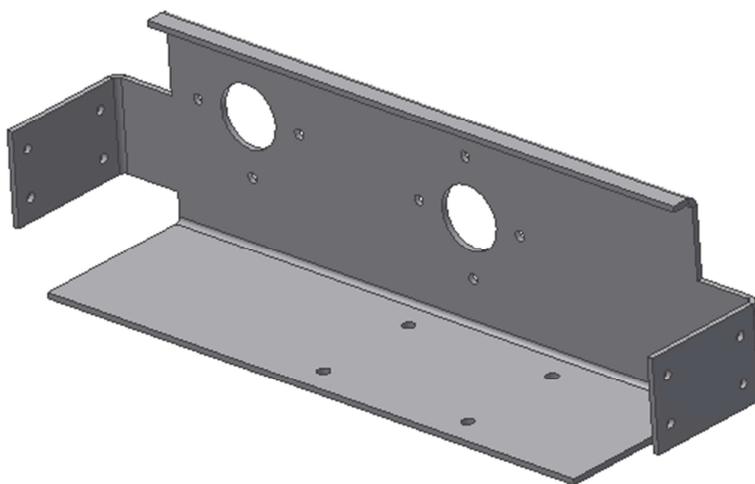
Detailnější rozměrové informace sestavy svařenců a jednotlivých dílů jsou zobrazeny v přílohách (DP – 14 – 01.04, DP – 14 – 01.05, DP – 14 – 02.03, DP – 14 – 02.04, DP – 14 – 02.05).



Obr. 13 Boční plech s žebry: 1 – plech, 2 – žebro, 3 – matice M12

### Upínací žebro

Žebro slouží jako výztuha mezi profily a zároveň jako upínací plocha pro motory potřebné k oběma mechanismům. Z toho důvodu jsou v něm vypálené otvory. Žebro je vyrobeno jako ohýbaná součást z polotovaru P 5 – 872 x 362 DIN EN 10051 z materiálu S235JR. Každá strana je připevněna k profilům pomocí čtyř šroubů M8 x 20 ČSN EN ISO 4017 a čtyř matic M8 ČSN EN ISO 4034, kde se pod každou maticí nachází patřičná podložka A 8,4 DIN 125 – A 1.



Obr. 14 Upínací žebro



## 5 NÁVRH ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

Úkolem zdvihového mechanismu je zajistit vertikální pohyb pojezdové konstrukce s kazetou se zbožím. K tomu, aby se pojezdová konstrukce pohybovala, je třeba navrhnout potřebný mechanismus. Jelikož je pojezdová konstrukce umístěná v hlavní konstrukci skladovací věže SSI Logimat, tak je třeba, aby část navrhovaného mechanismu byla upevněná přímo k profilům skladovací věže.

### 5.1 VOLBA MECHANICKÉHO PŘEVODU

Je zvolen hřebenový převod se šikmými zuby, kdy dochází k převodu otáčivého pohybu ozubeného kola na pohyb posuvný po ozubeném hřebenu. Výhodou šikmého ozubení je plynulý a dlouhý záběr, klidný a tichý chod s možností menšího počtu zubů, které jsou rovnoměrně zatížené. Nevýhodou šikmého ozubení je vznik axiálních sil [32].

Pro záběr mezi ozubeným kolem a hřebenem je nutné, aby úhel sklonu zubů na obou zabírajících částech byl odlišný. To znamená, že ozubený hřeben má kladný úhel sklonu a ozubené kolo záporný úhel sklonu.

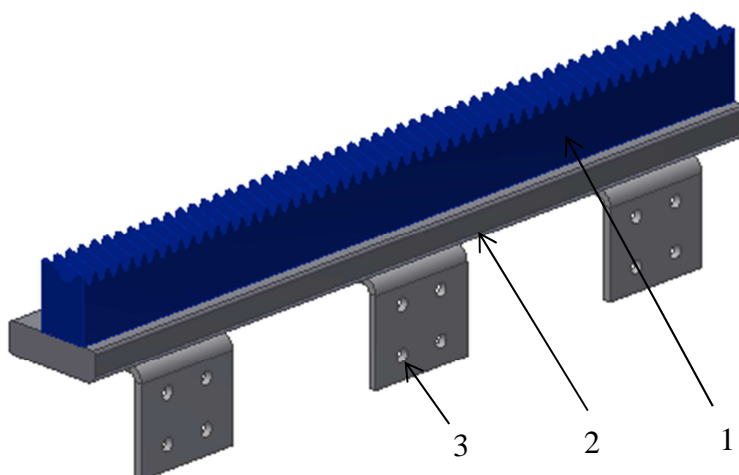
### 5.2 NÁVRH HŘEBENOVÉHO PŘEVODU

**Volba základních hodnot:**

- normálový modul  $m_n = 3 \text{ mm}$
- počet zubů ozubeného kola  $z = 25$
- úhel sklonu zubů  $\beta = 20^\circ$
- úhel záběru v normálové rovině  $\alpha_n = 20^\circ$

#### 5.2.1 NÁVRH OZUBENÉHO HŘEBENE SE ŠIKMÝMI ZUBY

Ozubený hřeben se šikmými zuby je použit v mechanismu jako sestava svařence, která se skládá z ozubeného hřebene, vodící desky a dále ze tří upínacích plechů. Ozubený hřeben je o délce 500 mm a vyroben z materiálu C45. Jedná se o jednu z nejdůležitějších částí celého mechanismu, díky kterému se celá pojezdová konstrukce zvedá. Hřeben je dále přivařen k vodící desce, která je vyrobena z polotovaru P 20 – 570 x 66 DIN EN 10051 z materiálu S235JR. K této desce jsou navařeny tři upínací plechy ve tvaru L, které jsou vyrobeny z polotovaru P 5 – 96 x 70 DIN EN 10051 z materiálu S235JR a slouží jako upínací části svařence ke konstrukci skladovací věže SSI Logimat. Svařence se používají dva, na každou stranu konstrukce jeden.



Obr. 15 Svařenec ozubeného hřebene: 1 – ozubený hřeben, 2 – vodící deska, 3 – upínací plech

### Hlavní rozměry ozubeného hřebene

- výška hlavy zubu

$$h_a = m_n \quad (1)$$

$$\underline{\underline{h_a = 3 \text{ mm}}}$$

- výška paty zubu

$$h_f = 1,25 \cdot m_n \quad (2)$$

$$h_f = 1,25 \cdot 3$$

$$\underline{\underline{h_f = 3,75 \text{ mm}}}$$

- hlavová vůle

$$c = 0,25 \cdot m_n \quad (3)$$

$$c = 0,25 \cdot 3$$

$$\underline{\underline{c = 0,75 \text{ mm}}}$$

- tloušťka zubu

$$s = \frac{\pi \cdot m_n}{2} \quad (4)$$

$$s = \frac{\pi \cdot 3}{2}$$

$$\underline{\underline{s = 4,71 \text{ mm}}}$$

- šířka zubové mezery

$$e = s \quad (5)$$

$$\underline{\underline{e = 4,71 \text{ mm}}}$$

- poloměr kružnice zaoblení přechodové křivky

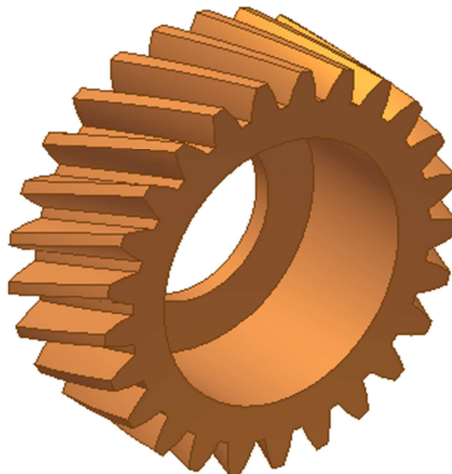
$$p_f = 0,25 \cdot m_n \quad (6)$$

$$p_f = 0,38 \cdot 3$$

$$\underline{\underline{p_f = 1,14 \text{ mm}}}$$

### 5.2.2 NÁVRH OZUBENÉHO KOLA SE ŠIKMÝMI ZUBY

Ozubené kolo patří s hřebenem mezi nejdůležitější části potřebné k pohybu zdvihového mechanismu a je umístěno na pojezdové konstrukci. Kolo přenáší krouticí moment vycházející z motoru na ozubený hřeben, díky tomu je dosažen zdvihový pohyb. Součást je umístěna na hřídeli a zajištěna svěrným pouzdem, které je zasunuto do vyfrézované drážky v kole. Tato část je použita na obou stranách pojezdové konstrukce. Z toho důvodu jsou vyrobeny dvě kola, jedno s kladným a druhé se záporným úhlem sklonu zubů. Materiálem pro obě kola je ušlechtilá mangan-chromová ocel 16 MnCr5.



Obr. 16 Ozubené kolo se šikmým ozubením

#### Hlavní rozměry ozubeného kola

- čelní modul

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta} \quad (7)$$

$$m_t = \frac{3}{\cos 20}$$



$$\underline{\underline{m_t = 3,193 \text{ mm}}}$$

- základní roztečný průměr kola

$$d = m_t \cdot z \quad (8)$$

$$d = 3,193 \cdot 25$$

$$\underline{\underline{d = 79,81 \text{ mm}}}$$

- průměr hlavové kružnice

$$d_a = d + 2 \cdot m_n \quad (9)$$

$$d_a = 79,81 + 2 \cdot 3$$

$$\underline{\underline{d_a = 85,81 \text{ mm}}}$$

- průměr patní kružnice

$$d_f = d - 2 \cdot m_n \quad (10)$$

$$d_f = 79,81 - 2 \cdot 3$$

$$\underline{\underline{d_f = 73,81 \text{ mm}}}$$

- průměr valivé kružnice

$$d_w = d \quad (11)$$

$$\underline{\underline{d_w = 79,81 \text{ mm}}}$$

- úhel záběru v tečné rovině

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}\right) \quad (12)$$

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 20^\circ}\right)$$

$$\underline{\underline{\alpha_t = 21,173^\circ}}$$

- normálová rozteč

$$p_n = \pi \cdot m_n \quad (13)$$

$$p_n = \pi \cdot 3$$

$$\underline{\underline{p_n = 9,425 \text{ mm}}}$$



- čelní rozteč

$$p_t = \pi \cdot m_t \quad (14)$$

$$p_t = \pi \cdot 3,193$$

$$\underline{\underline{p_n = 9,354 \text{ mm}}}$$

- šířka zubu

$$9 \cdot m_n \leq b \leq 14 \cdot m_n \quad (15)$$

$$9 \cdot 3 \leq b \leq 14 \cdot 3$$

$$27 \leq b \leq 42$$

$$\underline{\underline{b = 34 \text{ mm}}}$$

### 5.3 NÁVRH POHONU MECHANICKÉHO PŘEVODU

Pro návrh pohonu je důležitá volba zdvihu. Zde se vychází ze základní polohy stolu, která je uvedena na Obr. 9 v kapitole 3 a činí 767 mm. Je nutné, aby maximální poloha stolu po zvednutí vyhovovala všem možným výškám obsluhy. Dle tohoto kritéria je zvolen zdvih 300 mm, což znamená, že maximální možná poloha stolu je 1067 mm. V neposlední řadě je důležitá volba času zdvihu, za jaký pojezdová konstrukce urazí zvolenou vzdálenost. Po uvážení je zvolen optimální čas na 4 s.

Maximální možná tíha naložené kazety je 800 kg. Z důvodu možného přetížení kazety je maximální možné zatížení tohoto mechanismu voleno 1000 kg.

Parametry potřebné pro výpočet:

- celkový čas pohybu  $t_z = 4 \text{ s}$
- celková uražená dráha  $s_z = 300 \text{ mm}$
- maximální zatížení  $m_z = 1000 \text{ kg}$
- základní roztečný průměr ozubeného kola  $d = 79,81 \text{ mm}$

#### Volba rozdělení parametrů pohybu

Pro následující výpočty je nutné rozdělení celkové uražené dráhy a času pohybu zdvihového mechanismu na tři části pohybu. A to na rozběh (rovnoměrně zrychlený pohyb), rovnoměrný pohyb a doběh (rovnoměrně zpomalený pohyb). Je uvažováno, že dráha a čas při rozběhu a doběhu si jsou rovny. Rozdělení do těchto tří pohybu je zobrazeno v následujících tabulkách.



Tabulka 2

Rozběh [s]	Rovn. pohyb [s]	Doběh [s]	Prac. cyklus [s]
0,1	3,8	0,1	4

Tabulka 3

Rozběh [mm]	Rovn. pohyb [mm]	Doběh [mm]	Prac. cyklus [mm]
20	260	20	300

### Výpočet zrychlení rovnoměrně zrychleného pohybu zdvihového mechanismu

Pro výpočet zrychlení rovnoměrně zrychleného pohybu se vychází z dráhy zrychleného pohybu, která je dána vztahem

$$s = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad [mm], \quad (16)$$

kde  $a$  [ $m \cdot s^{-2}$ ], zrychlení rovnoměrně zrychleného pohybu  
 $t$  [s], čas rovnoměrně zrychleného pohybu.

Po úpravě a následném dosazení příslušných hodnot do vztahu (16) je vypočítáno zrychlení rovnoměrně zrychleného pohybu zdvihového mechanismu.

$$a_z = \frac{2 \cdot s_{z_1}}{t_{z_1}^2} \quad (17)$$

$$a_z = \frac{2 \cdot 0,02}{0,1^2}$$

$$\underline{\underline{a_z = 4 \, m \cdot s^{-2}}}$$

kde  $s_{z_1} = 20 \, mm$ , dráha rovnoměrně zrychleného pohybu zdvihového mechanismu  
 $t_{z_1} = 0,1 \, s$ , čas rovnoměrně zrychleného pohybu zdvihového mechanismu

### Síla potřebná pro rozjezd

Pro výpočet síly se vychází z 1. Newtonova zákona, kde jako zrychlení působí součet tíhového zrychlení a zrychlení při rozběhu.

$$F_z = m \cdot (a_z + g) \quad (18)$$



$$F_z = 1000 \cdot (4 + 9,81)$$

$$\underline{\underline{F_z = 13810 \text{ N}}}$$

kde  $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ , tíhové zrychlení

### Rychlost rovnoměrného pohybu zdvihového mechanismu

$$v_z = \frac{s_{z2}}{t_{z2}} \quad (19)$$

$$v_z = \frac{0,26}{3,8}$$

$$\underline{\underline{v_z = 0,068 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

kde  $s_{z2} = 260 \text{ mm}$ , dráha rovnoměrného pohybu zdvihového mechanismu

$t_{z2} = 3,8 \text{ s}$ , čas rovnoměrného pohybu zdvihového mechanismu

### Potřebné výstupní otáčky

Pro výpočet výstupních otáček se vychází ze dvou vztahů pro výpočet úhlové rychlosti, které jsou dány vztahy

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (20)$$

kde  $n \text{ [min}^{-1}]$ , otáčky

a

$$\omega = \frac{v}{r} \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (21)$$

kde  $v \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$ , rychlost rovnoměrného pohybu

$r \text{ [mm]}$ , rameno, na který působí rychlost rovnoměrného pohybu.

Po dosazení rovnice (21) do rovnice (20) se získává rovnice

$$\frac{v}{r} = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (22)$$

Po úpravě a následném dosazení příslušných hodnot do rovnice (22) jsou určeny potřebné výstupní otáčky. Za rameno, na které působí rychlost rovnoměrného pohybu zdvihového mechanismu, je dosazena polovina roztečného průměru ozubeného kola.



$$n_{v_z} = \frac{v_z}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d}{2}} \quad (23)$$

$$n_{v_z} = \frac{0,068}{2 \cdot \pi \cdot \frac{0,07981}{2}}$$

$$\underline{\underline{n_{v_z} = 0,2712 \text{ s}^{-1} = 16,27 \text{ min}^{-1}}}}$$

kde  $v_z = 0,068 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , rychlost rovnoměrného pohybu  
zdvihového mechanismu

$d = 79,81 \text{ mm}$ , základní roztečný průměr ozubeného kola

### Maximální krouticí moment

Krouticí moment je určen jako síla působící na rameno. Zatěžující síla na mechanismus se z důvodu použití dvou ozubených kol a hřebenu rozkládá na dvě části, proto se počítá s polovinou zatížení. Roli ramena přenášející krouticí moment plní polovina roztečného průměru ozubeného kola.

$$M_{K_z} = \frac{F_z}{2} \cdot \frac{d}{2} \quad (24)$$

$$M_{K_z} = \frac{13810}{2} \cdot \frac{0,07981}{2}$$

$$\underline{\underline{M_{K_z} = 275,55 \text{ N} \cdot \text{m}}}}$$

### Potřebný výkon k zvednutí

Pro výpočet výkonu je nutné zvolit účinnost zdvihového mechanismu. Účinnost při použití ozubeného hřebene a ozubeného kola se šikmými zuby je 98%.

$$P_z = \frac{M_{K_z} \cdot \omega_z}{\mu_z} = \frac{M_K \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_z}{\mu_z} \quad (25)$$

$$P_z = \frac{275,55 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,2712}{0,98}$$

$$\underline{\underline{P_z = 479,12 \text{ W} = 0,48 \text{ kW}}}}$$

kde  $\mu_z = 0,98$ , účinnost zdvihového mechanismus

### Převod

$$i_z = \frac{n_{m_z}}{n_{v_z}} \quad (26)$$



$$i_z = \frac{1380}{16,27}$$

$$\underline{\underline{i_z = 84,82}}$$

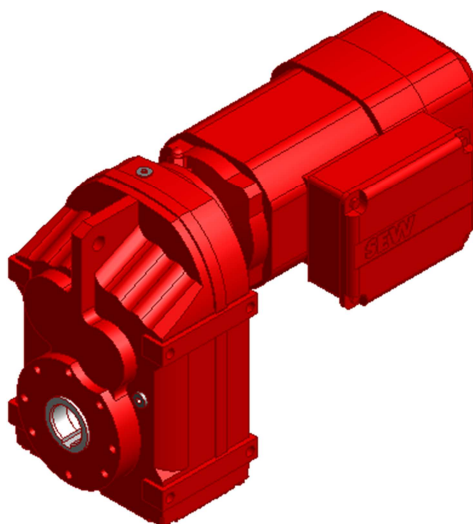
kde  $n_{m_z} = 1380 \text{ min}^{-1}$ , otáčky motoru při výkonu 0,55 kW

### 5.3.1 VOLBA MOTORU

Pro pohyb zdvihového mechanismu je vybrán asynchronní motor. Tento motor je točivý elektrický stroj, pracující na střídavý proud. Tok energie mezi hlavními částmi motoru, které tvoří stator a rotor, je realizován výhradně pomocí elektromagnetické indukce. Výhodou asynchronního motoru je vysoká spolehlivost daná jednoduchou konstrukcí. Nejčastěji se používají jako napájené z běžné střídavé sítě, kde napájecí napětí může být jednofázové nebo trojfázové [31].

Dle katalogu od společnosti SEW EURODRIVES [17] je zvolen čtyřpólový třífázový asynchronní motor s plochou převodovkou a brzdou FA47BDRS71M4BE1. Převodovka je patkového provedení s dutým hřídelem, kde se nachází drážka pro pero o rozměrech 10 mm x 8 mm. Tento převodový motor je montován k upínacímu žebro pojzdové konstrukce čtyřmi šrouby M8 x 20 ČSN EN ISO 4762, kde se pod každým šroubem nachází patřičná podložka A 8,4 DIN 125 – 1 A, a zároveň čtyřmi šrouby M10 x 20 ČSN EN ISO 4017, kde se pod každým šroubem nachází patřičná podložka A 10,5 DIN 125 – 1. Přesné řízení motoru se provádí čidly, které budou rozmístěny na konstrukci. Avšak jejich poloha bude určena až následnými testy tohoto mechanismu.

- Parametry zvoleného motoru:
  - výkon  $P_{M_z} = 0,55 \text{ kW}$
  - krouticí moment  $M_{K_{M_z}} = 305 \text{ N} \cdot \text{m}$
  - otáčky  $n_{v_{M_z}} = 17 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
  - převod  $i_{M_z} = 79,72$
  - servisní faktor  $f_{b_{M_z}} = 1,3$
  - výstupní průměr  $d_{M_z} = 35 \text{ mm}$



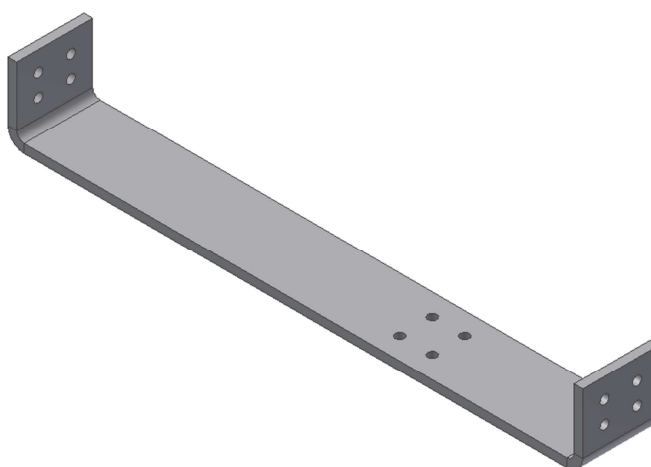
*Obr. 17 Asynchronní motor s převodovkou FA47BDRS71M4BE1*

## **5.4 OSTATNÍ KOMPONENTY ZDVIHOVÉHO MECHANISMU**

Tato kapitola hovoří o komponentách zdvihového mechanismu, které slouží pro zajištění správné funkce tohoto mechanismu. Jedná se o komponenty, které jsou montovány jak na pojezdovou konstrukci, tak i na konstrukci skladovací věže.

### **5.4.1 PŘIPEVŇOVACÍ PLECH**

Úkolem přípevňovacího plechu je připevnit svařenec ozubeného hřebene k profilům konstrukce skladovací věže SSI Logimat. Plech je vyroben jako ohýbaná součást z polotovaru P 8 - 643,4 x 70 DIN EN 10051 z materiálu S235JR. K připevnění jednoho svařence jsou třeba tři uvedené plechy. Každý z nich je montován k profilům z každé strany čtyřmi šrouby M8 x 25 ČSN EN ISO 4017, čtyřmi maticemi M8 ČSN EN ISO 4034, kde se pod každou maticí nachází patřičná podložka A 8,4 DIN 125 – 1 A. Pro montáž svařence k přípevňovacím plechům jsou použity na jeden plech opět čtyři šrouby, matice a podložky stejných rozměrů, jako při montáži k profilům.



*Obr. 18 Přípevňovací plech*

### 5.4.2 HŘÍDEL

Jelikož je motor upevněn na upínací žebro, které je umístěno uprostřed pojezdové konstrukce, jsou použity dvě hřídele o stejných délkách. Z volby motoru vyplývá, že průměr výstupního hřídele je 35 mm. Hřídele jsou vyrobeny z materiálu S355J2 o délkách 1608 mm. Krouticí moment z motoru na hřídel je přenášen těsným perem 10e7 x 8 x 70 ČSN 02 2562. Rozměry pera jsou dány z volby motoru. Jelikož jsou použity hřídele dvě, budou použity i dvě pera. Na koncích těchto hřídelů jsou umístěny ozubená kola.

### 5.4.3 LOŽISKA

Pro volbu ložisek se vychází z průměru hřídele, a proto jsou zvoleny litinové přírubové ložiskové jednotky FYC 35 TF od společnosti SKF [22]. Tyto jednotky se skládají z tělesa (domku), ložiska (se zajištěním stavěcím šroubem) a těsnění. Jsou naplněny plastickým mazivem a připraveny k okamžité montáži. Vyrovnávají mírné montážní nepřesnosti, ale normálně neumožňují axiální posunutí hřídele [18]. Tyto ložiskové jednotky se montují k bočním plechům čtyřmi šrouby M12 x 40 ČSN EN ISO 4017.



*Obr. 19 Přírubová ložisková jednotka řady FYC [16]*

### 5.4.4 ZAJIŠTĚNÍ HŘÍDELE

Hřídele jsou zajištěny proti axiálnímu pohybu dělenými upínacími kroužky BN 5208 - d35 x 55 od společnosti Visimpex [30]. Kroužky jsou vyrobeny z automatové oceli 1.0570 a mají dva upínací šrouby M8 x 20 s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem. Upínací kroužek s drážkou obepíná hřídel stejným tlakem. Tím se dosahuje stejnoměrného lícování, které umožňuje vysoké upínací síly, aniž by se poškodila hřídel. Díky dělenému provedení je možná rychlá montáž bez demontáže ostatních součástí hřídele [8]. Na každou hřídel bude použit jeden kroužek.



*Obr. 20 Upínací kroužek BN 5208 -  $d35 \times 55$*

#### **5.4.5 ZAJIŠTĚNÍ OZUBENÉHO KOLA**

Pro přenos krouticího momentu mezi hřídelem a ozubeným kolem je zvoleno samostředící svěrné pouzdro PHF FX140-35X57 od společnosti SKF [27]. Pouzdra jsou uložena s přesahem a rovnoměrně rozkládají měrný tlak jak na hřídel, tak i na ozubené kolo. Pouzdra jsou vložena do vyfrézované drážky ozubeného kola. U tohoto spoje není třeba používat drážky či pera. Přenáší vysoké hodnoty krouticího momentu, má schopnost přenášet nárazové zatížení a je jednoduchý na montáž a demontáž [27].



*Obr. 21 Svěrný pouzdro PHF FX 140 [27]*

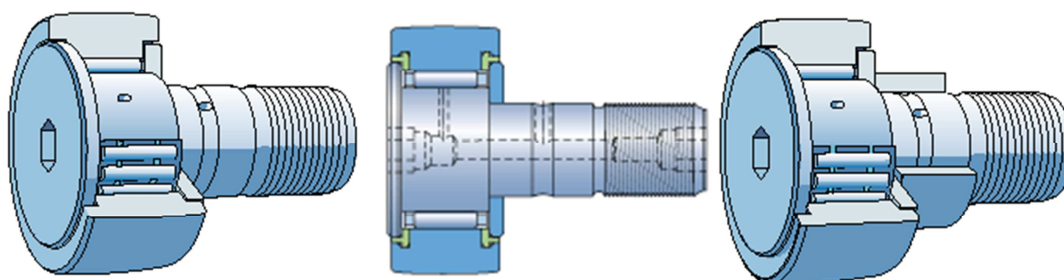
#### **5.4.6 VODÍCÍ KLDKY**

##### **Snímací kladky**

Snímací kladky jsou potřebné pro správné vedení pojezdové konstrukce, která se pohybuje po svařencích ozubeného hřebene. Pro jeden ozubený hřeben budou použity čtyři



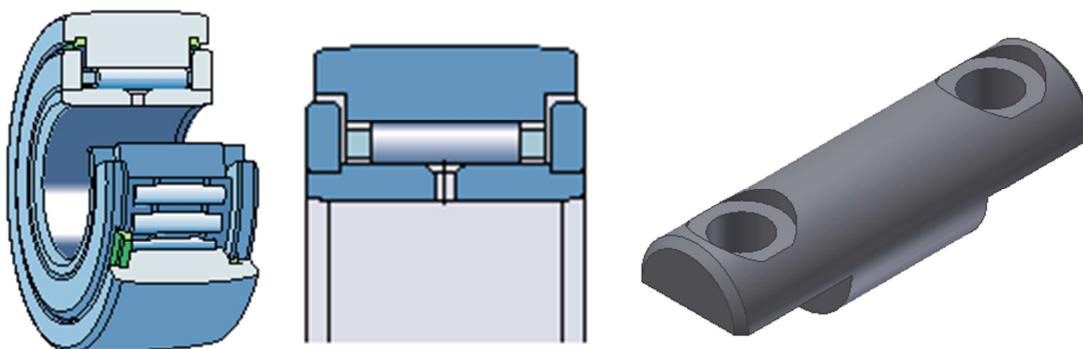
tyto kladky. Na jedné straně kladky KR 40 PPA a na druhé KRE 40 PPA od společnosti SKF [24], [25]. Kladky jsou vybaveny klecí s jehlami. Vnější kroužek je axiálně veden nalisovaným přírubovým kroužkem a hlavou čepu. Axiální kluzné kroužky jsou vyrobeny z polyamidu, díky nim lze přenášet větší axiální zatížení. Kluzný kroužek s vnějším tvoří úzký labyrint, který zabraňuje průniku velkých částic nečistot do kladky. V axiálním směru kluzný kroužek slouží jako kontaktní těsnění a spolehlivě udržuje plastické mazivo v ložisku. Místo vnitřního kroužku mají masivní čep, díky kterému může být kladka rychle upevněna dvěma šestihrannými maticemi M18 ČSN EN ISO 4035. Rozdíl mezi zvolenými kladkami tkví v tom, že KRE má na čep za tepla nalisováno výstředné pouzdro. Toto pouzdro klade menší nároky na přesnost výroby svařence ozubeného hřebene [26].



Obr. 22 Snímací kladky KR a KRE [23], [26]

### Opěrná kladka

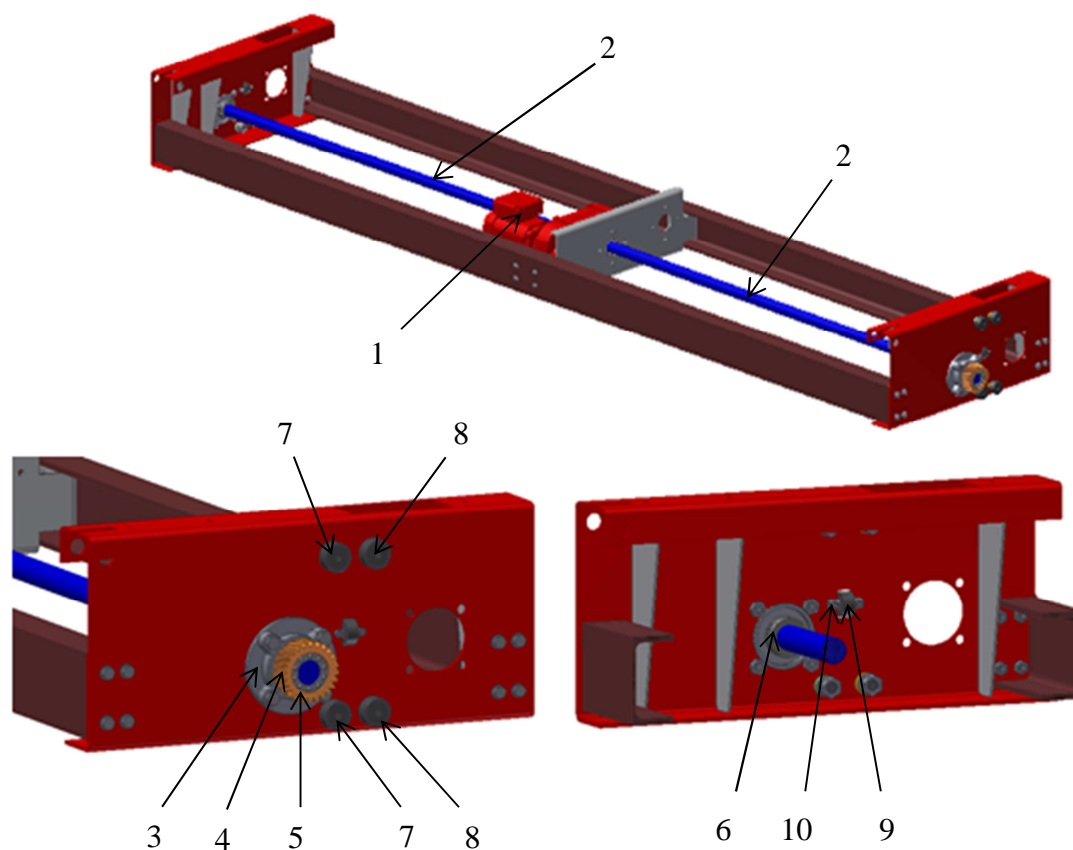
Opěrné kladky jsou použity dvě, pro každý ozubený hřeben jedna. Je zvolena opěrná kladka s přírubovými kroužky NATR 15 PPA os společnosti SKF [21]. Jsou to nedělitelné jednotky, které jsou vybaveny klecí s jehlami a nalisovanými přírubovými kroužky. Opět jsou použity axiální kluzné kroužky vyrobeny z polyamidu, díky kterým je možnost přenášet větší axiální síly. V radiálním směru tvoří kluzný kroužek s vnějším kroužkem úzký labyrint, který zabraňuje průniku velkých částic nečistot do opěrné kladky. V axiálním směru kluzný kroužek slouží jako kontaktní těsnění a spolehlivě udržuje plastické mazivo v ložisku [20]. Tato kladka se montuje k bočnímu plechu pomocí upínacího držáku vyrobeného z polotovaru Kr15 - 50 DIN EN 10060 a materiálu S235JR, dvou šroubů M6 x 16 ČSN EN ISO 4762 a dvou matic M6 ČSN EN ISO 4034.



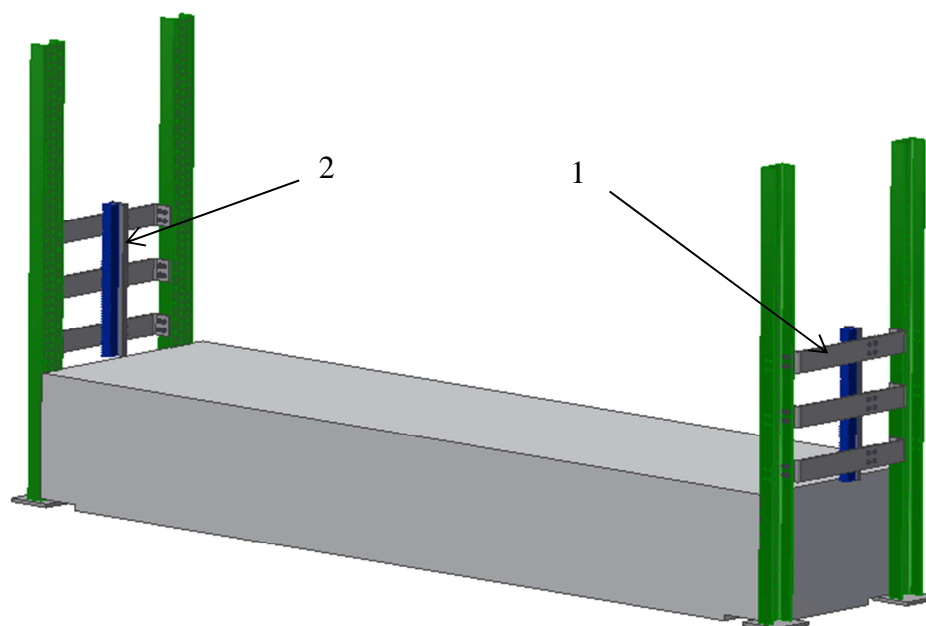
Obr. 23 Opěrná kladka NATR [19], [20] a upínací držák

## 5.5 ZOBRAZENÍ ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

Na Obr. 24 je zobrazena část zdvihového mechanismu, která je montována na pojezdovou konstrukci. Obr. 25 zobrazuje část zdvihového mechanismu připevňující se k profilům konstrukce skladovacího systému SSI Logimat.



Obr. 24 Pojezdová konstrukce s částí zdvihového mechanismu: 1 - asynchronní motor, 2 - hřídele, 3 - přírubový ložiskový domek, 4 - ozubené kolo se šikmým ozubením, 5 - svěrné pouzdro, 6 - upínací kroužek, 7 - snímací kladka KR, 8 - snímací kladka KRE, 9 - opěrná kladka NATR, 10 - upínací držák



Obr. 25 Konstrukce skladovacího systému s částí zdvihového mechanismu: 1 – připevňovací plech, 2 – svařenec ozubeného hřebene se šikmým ozubením

## 6 NÁVRH NAKLÁPĚCÍHO MECHANISMU

Úkolem naklápěcího mechanismu je naklopit kazetu se zbožím k obsluze, čímž se dosáhne ergonomičtějšího odebírání zboží, jelikož se obsluha nemusí natahovat hluboko do konstrukce. Všechny potřebné součásti tohoto mechanismu jsou uloženy na pojezdové konstrukci. Hlavní naklápěcí pohyb mechanismu vykonává pákový mechanismus, který je poháněn pomocí hřídele asynchronním motorem. Pohyb z pákového mechanismu je přenášen na zadní část horního plechu, který se otáčí v jeho přední části kolem čepu uloženém v bočním plechu.

### 6.1 PÁKOVÝ MECHANISMUS

Pákový mechanismus je hlavní částí celého naklápěcího mechanismu, který zajišťuje dosažení potřebného úhlu natočení. Pákový mechanismus je tvořen ze dvou částí, z ojnice a vidlice. Ojnice je uložena na hřídeli a má zvětšený náboj. A to hlavně z důvodu umístění per, které slouží k přenosu krouticího momentu z hřídele na pákový mechanismus. Tato část je na hřídeli zajištěná z obou stran pojistnými kroužky. Vidlice je spojena s ojnici čepem, který je zajištěný pojistným kroužkem, a zároveň je uchycena stejným čepem k oku na svařenci horního plechu. Vidlice je vyrobena z polotovaru P 20 – 280 x 40 DIN EN 10051 a z materiálu S235JR. Ojnice je rovněž vyrobena z materiálu S235JR, ale z polotovaru P 36 – 160 x 40 DIN EN 10051. Jelikož jsou opět dvě strany, stejně jako u zdvihového mechanismu, jsou použity i dva tyto pákové mechanismy. Čepy pákového mechanismu a pera jsou navrženy dále v práci.

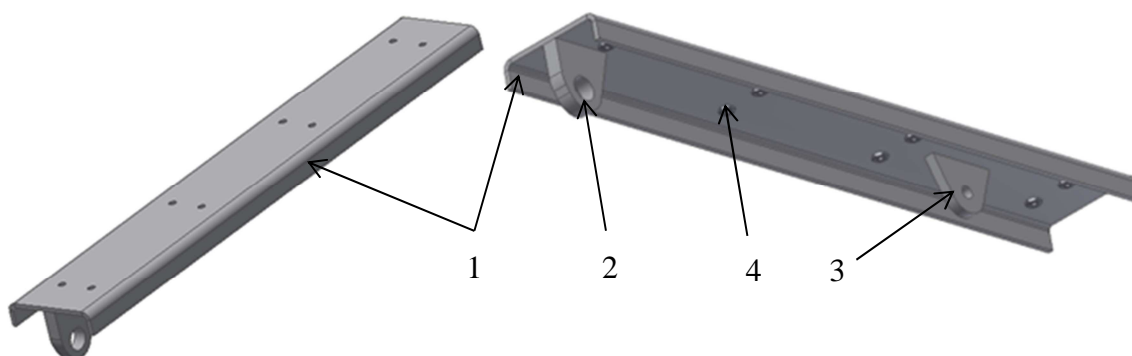


Obr. 26 Pákový mechanismus: 1 – ojnice, 2 – vidlice, 3 - čep

## 6.2 HORNÍ PLECH

Horní plech vystupuje v mechanismu jako sestava svařence, který je pákou naklápěn o potřebný naklápěcí úhel a slouží jako základna pro kazetu se zbožím. Sestava se skládá ze čtyř hlavních částí. První částí je samotný ohýbaný plech s dírami, který je vyroben z polotovaru P 5 – 670 x 146 DIN EN 10051 a materiálu S235JR. Další dvě části jsou oka pro čepy. Jedno je umístěno v přední části a je vyrobeno z polotovaru P 15 – 64 x 63 DIN EN 10051 a materiálu S235JR. Pomocí tohoto oka, které je zajištěno čepem v bočním plechu, je vůbec možno naklápět sestavu horního plechu a tím i kazetu se zbožím. Druhé oko je umístěno v zadní části a je vyrobeno z polotovaru P 10 – 55 x 50 DIN EN 10051 a materiálu S235JR. Tímto okem je horní plech pomocí čepu uchycen k pákovému mechanismu. Jako poslední částí svařence je osm matic M8 ČSN EN ISO 4034, které slouží pro montáž nájezdového plechu, jenž se bude montovat až po vložení pojezdové konstrukce do hlavní konstrukce skladovací věže.

Detailnější rozměrové informace sestavy svařence a jednotlivých dílů jsou zobrazeny v přílohách (DP – 14 – 01.06, DP – 14 – 02.06, DP – 14 – 02.07, DP – 14 – 02.08).



Obr. 27 Horní plech - horní a spodní pohled: 1 – plech, 2 – oko 1, 3 – oko 2, 4 – matice M8

### 6.3 VÝPOČET SIL A KROUTICÍHO MOMENTU PRO PÁKOVÝ MECHANISMUS

Pro správné zvolení motoru naklápěcího mechanismu je třeba vypočítat síly a krouticí momenty pro každou polohu naklápěcího pohybu pákového mechanismu, který vykoná ojnice. K tomuto výpočtu je nutné si zvolit maximální úhel naklápění, který bude splňovat požadavek co nejjednoduššího odebírání zboží z kazety. Po uvážení je zvolen maximální naklápěcí úhel  $25^\circ$ .

#### Maximální zatěžující síla působící na pákový mechanismus

Maximální možná tíha naložené kazety je 800 kg. Z důvodu možného přetížení kazety je maximální možné zatížení tohoto mechanismu voleno 1000 kg. Zatěžující síla je počítána s polovičním zatížením, jelikož celková zátěž je zvedána dvěma pákovými mechanismy.

$$F_n = \frac{m}{2} \cdot g \quad (27)$$

$$F_n = 500 \cdot 9,81$$

$$F_n = 4905 \text{ N}$$

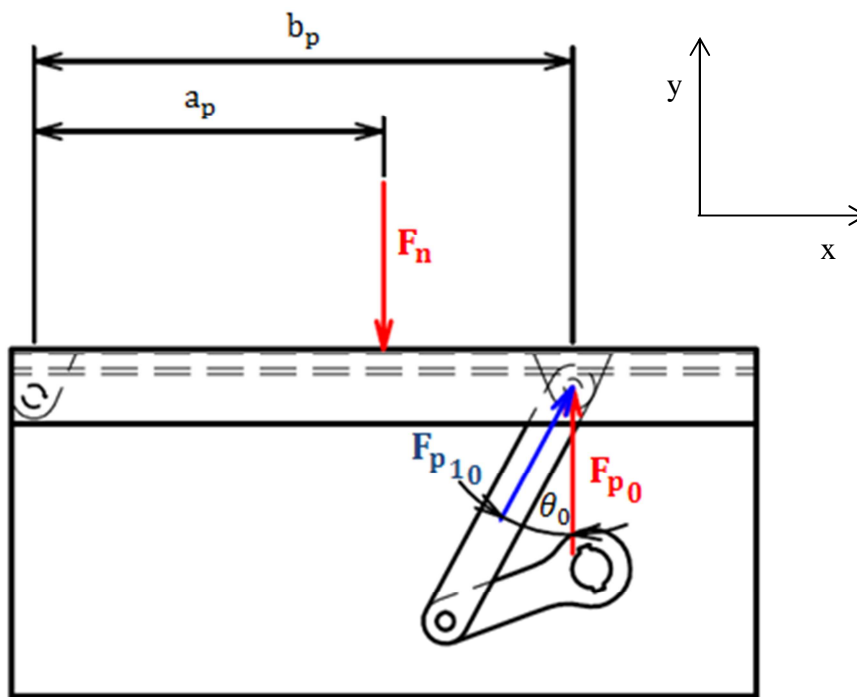
kde

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}, \text{ tíhové zrychlení}$$

$$m = 1000 \text{ kg}, \text{ maximální zatížení mechanismu}$$

#### 6.3.1 VÝPOČET PŘI NULOVÉM NATOČENÍ

Tento výpočet je počítán při nulovém naklopení horního plechu. To znamená, že pákový mechanismus nevyvinul žádný pohyb a je v základní poloze. Na Obr. 28, uvedeném níže, je zobrazeno rozložení působících sil na horní plech a pákový mechanismus.



Obr. 28 Schéma působících sil na horní plech a pákový mechanismus při nulovém naklopení



### Výpočet síly působící v místě otáčení pákového mechanismu

Výpočet je proveden pomocí momentové rovnováhy dle Obr. 28. Po následné úpravě je vyjádřena síla v místě páky  $F_{p_0}$ , poté následuje dosazení patřičných hodnot a výpočet síly.

$$F_{p_0} \cdot b_p = F_n \cdot a_p \quad (28)$$

$$F_{p_0} = \frac{F_n \cdot a_p}{b_p}$$

$$F_{p_0} = \frac{4905 \cdot 0,310}{0,480}$$

$$\underline{\underline{F_{p_0} = 3167,8 \text{ N}}}$$

kde  $a_p = 310 \text{ mm}$ , vzdálenost zatěžující síly od místa naklápění,  
 $b_p = 480 \text{ mm}$ , vzdálenost síly v místě pákového mechanismu od místa naklápění

### Výpočet síly působící v pákovém mechanismu

$$F_{p1_0} = \cos \theta_0 \cdot F_{p_0} \quad (29)$$

$$F_{p1_0} = \cos 28,51 \cdot 3167,8$$

$$\underline{\underline{F_{p1_0} = 2783,66 \text{ N}}}$$

kde  $\theta_0 = 28,51^\circ$ , úhel vychýlení síly působící v pákovém mechanismu

### Výpočet síly vytvářející kroučící moment

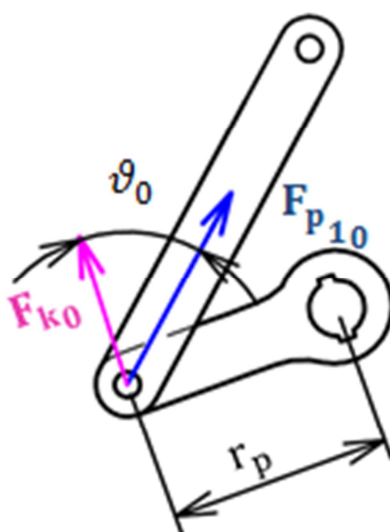
Tato síla je kolmá na osu ojnice, která je spojená s hřídelí. Zakreslení síly je zobrazeno na Obr. 29.

$$F_{k_0} = \cos \vartheta_0 \cdot F_{p1_0} \quad (30)$$

$$F_{k_0} = \cos 48,52 \cdot 2783,66$$

$$\underline{\underline{F_{k_0} = 1843,8 \text{ N}}}$$

kde  $\vartheta_0 = 48,52^\circ$ , úhel vychýlení síly vytvářející kroučící moment



Obr. 29 Schéma působících sil v pákovém mechanismu při nulovém naklonění

### Výpočet krouticího momentu

Krouticí moment se vypočítá jako síla působící na rameno. Z toho důvodu je nutné znát, na jakém rameni síla působí. Dle Obr. 29 je vidět, že působící rameno je rozteč mezi čepem a působícím hřídelem.

$$M_{k_0} = F_{k_0} \cdot r_p \quad (31)$$

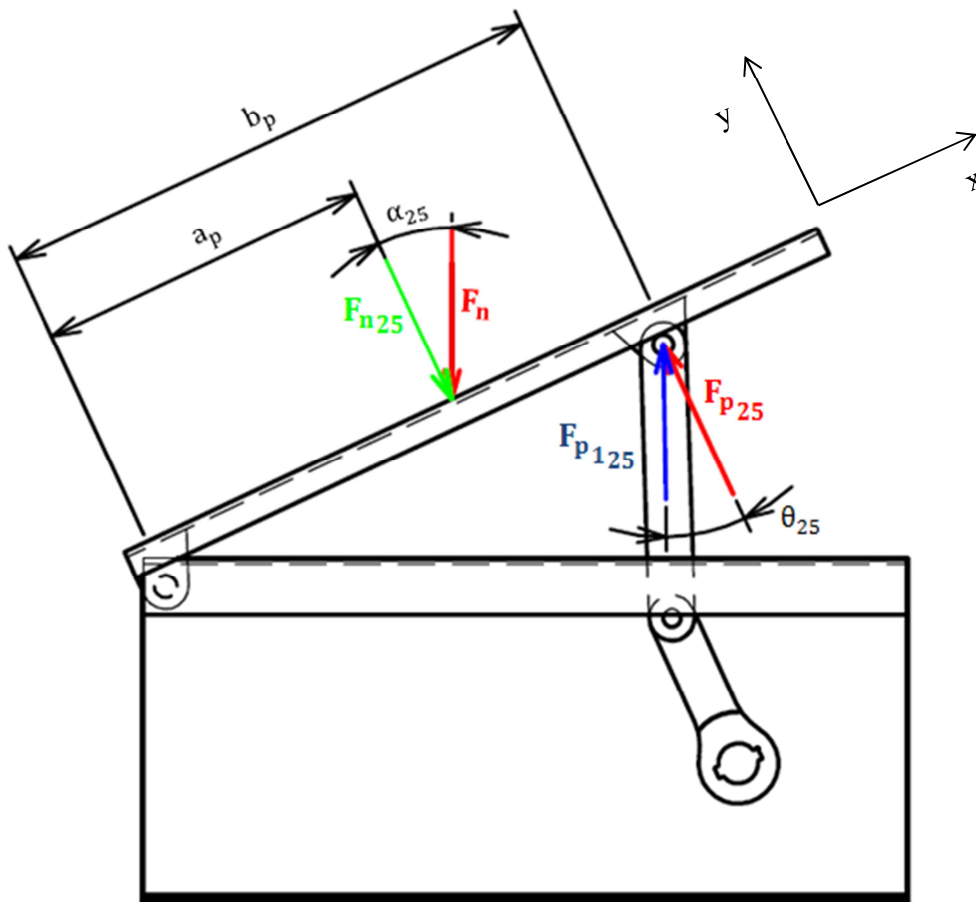
$$M_{k_0} = 1843,8 \cdot 0,14$$

$$\underline{\underline{M_{k_0} = 258,13 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

kde  $r_p = 140 \text{ mm}$ , rameno vytvářející krouticí moment

### 6.3.2 VÝPOČET PŘI NATOČENÍ O 25 STUPŇŮ

Tento výpočet je počítán při maximálním možném naklonění horního plechu. To znamená, že pákový mechanismus vykonal potřebný pohyb k tomu, aby se horní plech natočil o 25°. Na Obr. 30, uvedeném níže, je vidět rozložení působících sil na horní plech a pákový mechanismus.



Obr. 30 Schéma působících sil na horní plech a pákový mechanismus při naklopení o 25°

### Maximální zatěžující síla pákového mechanismu

Jelikož se při naklopení horního plechu naklopila i kazeta se zbožím, je nutné vypočítat složku zatěžující síly ve směru osy y.

$$F_{n25} = \cos \alpha_{25} \cdot F_n \quad (32)$$

$$F_{n25} = \cos 25 \cdot 4905$$

$$\underline{\underline{F_{n25} = 4445,44 \text{ N}}}$$

kde  $F_n = 4905 \text{ N}$ , maximální zatěžující síla působící na jednu páku

$\alpha_{25} = 25^\circ$ , úhel naklopení horního plechu

### Výpočet síly v místě otáčení pákového mechanismu

Výpočet je proveden pomocí momentové rovnováhy dle Obr. 30. Po následné úpravě je vyjádřena síla v místě páky  $F_{p25}$ . Poté následuje dosazení příslušných hodnot a výpočet síly.

$$F_{p25} \cdot b_p = F_{n25} \cdot a_p \quad (33)$$



$$F_{p_{25}} = \frac{F_{1_{25}} \cdot a}{b}$$
$$F_{p_{25}} = \frac{4445,44 \cdot 0,310}{0,480}$$
$$\underline{\underline{F_{p_{25}} = 2871 \text{ N}}}$$

kde  $a_p = 310 \text{ mm}$ , vzdálenost zatěžující síly od místa naklápění,  
 $b_p = 480 \text{ mm}$ , vzdálenost síly v místě pákového mechanismu  
od místa naklápění

#### Výpočet síly jdoucí pákovým mechanismem

$$F_{p_{1_{25}}} = \cos \theta_{25} \cdot F_{p_{25}} \quad (34)$$
$$F_{p_{1_{25}}} = \cos 23,17 \cdot 2871$$
$$\underline{\underline{F_{p_{1_{25}}} = 2639,44 \text{ N}}}$$

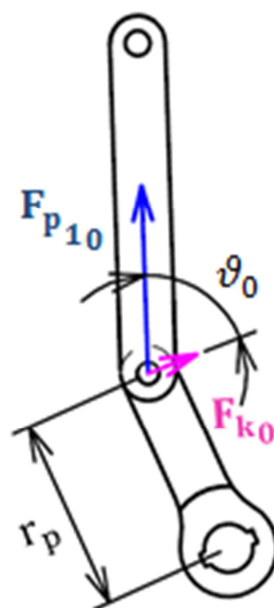
kde  $\theta_{25} = 23,17^\circ$ , úhel vychýlení síly působící v pákovém  
mechanismu

#### Výpočet síly vytvářející krouticí moment

Síla konající krouticí moment je kolmá na osu ojnice, která je spojená s hřídelí.  
Zakreslení síly je zobrazeno na Obr. 31.

$$F_{k_{25}} = \cos \vartheta_{25} \cdot F_{p_{1_{25}}} \quad (35)$$
$$F_{k_{25}} = \cos 67,28 \cdot 2639,44$$
$$\underline{\underline{F_{k_{25}} = 1019,4 \text{ N}}}$$

kde  $\vartheta_{25} = 67,28^\circ$ , úhel vychýlení síly vytvářející krouticí moment



Obr. 31 Schéma působících sil v pákovém mechanismu při naklonění 25°

### Výpočet krouticího momentu

Krouticí moment se vypočítá jako síla působící na rameno, tím pádem je třeba znát, na jakém rameni bude síla působit. Dle Obr. 31 je vidět, že působící rameno je rozteč mezi čepem a působícím hřídelem.

$$M_{k_{25}} = F_{k_{25}} \cdot r_p \quad (36)$$

$$M_{k_{25}} = 1019,4 \cdot 0,14$$

$$\underline{\underline{M_{k_{25}} = 142,7 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

kde  $r_p = 140 \text{ mm}$ , rameno vytvářející krouticí moment

### 6.3.3 PŘEHLED VYPOČÍTANÝCH SIL A KROUTICÍCH MOMENTŮ PRO PÁKOVÝ MECHANISMUS

Pro zjištění sil a maximálního krouticího momentu při naklápění pákového mechanismu, je třeba vypočítat tyto hodnoty ve více polohách. Poloha pákového mechanismu je kontrolována po 5° naklonění a dále v momentě, kdy obě části pákového mechanismu mezi sebou svírají pravý úhel, což je při 13,5° naklonění. Výpočet probíhá stejně jako v kapitolách 6.3.1 a 6.3.2. Pouze se mění úhel naklonění, úhel vychýlení síly působící v pákovém mechanismu a úhel vychýlení síly konající krouticí moment. Všechny potřebné hodnoty pro výpočet a vypočtené hodnoty sil a krouticích momentů jsou zobrazeny v následující tabulce.

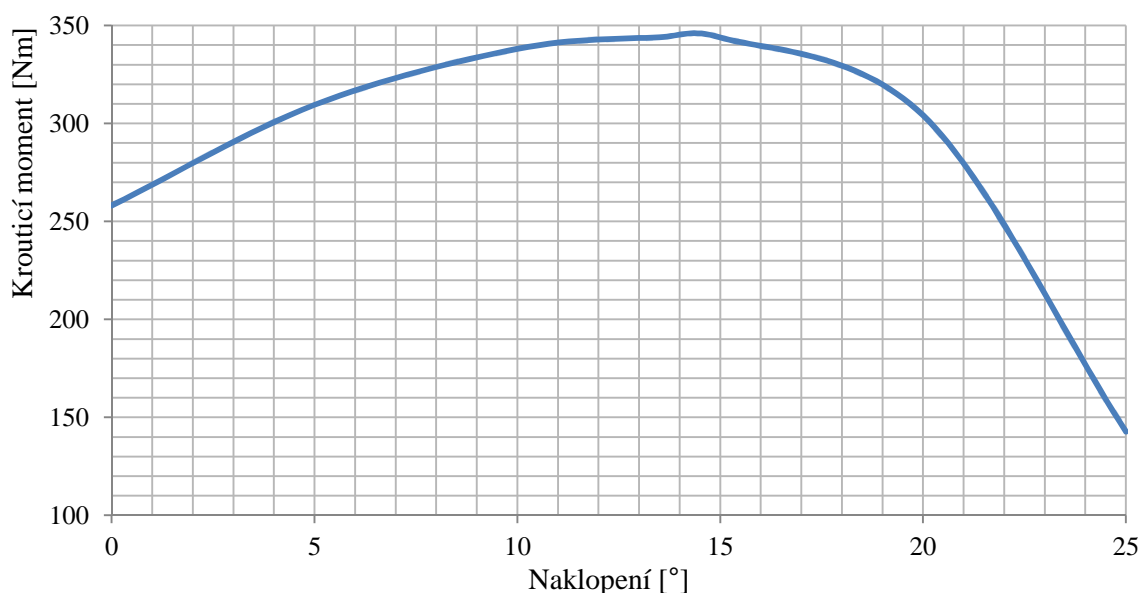


Tabulka 4

$\alpha$ [°]	0	5	10	13,5	15	20	25
$\theta$ [°]	28,51	35,12	37,3	<b>37,09</b>	36,6	33,06	23,17
$\vartheta$ [°]	48,52	31,08	13,32	<b>0</b>	6,11	29,45	67,28
$F_n$ [N]	4905	4886,335	4830,482	<b>4769,474</b>	4737,87	4609,19	4445,44
$F_p$ [N]	3167,813	3155,758	3119,686	<b>3080,286</b>	3059,87	2976,77	2871,013
$F_{p_1}$ [N]	2783,664	2581,249	2481,628	<b>2457,111</b>	2456,52	2494,83	2639,441
$F_k$ [N]	1843,784	2210,704	2414,868	<b>2457,111</b>	2442,56	2172,46	1019,426
$M_k$ [N · m]	258,1297	309,4985	338,0816	<b>343,9955</b>	343,913	304,145	142,7197

Jak už je možno poznat z tabulky, maximální krouticí moment nastává právě v momentě, kdy obě části pákového mechanismu svírají mezi sebou pravý úhel. Tento moment nastává při 13,5° naklonění a krouticí moment při něm je 344 N · m. Celkový průběh krouticího momentu při pohybu pákové mechanismu je zobrazen na následujícím grafu.

### Naklonění páky

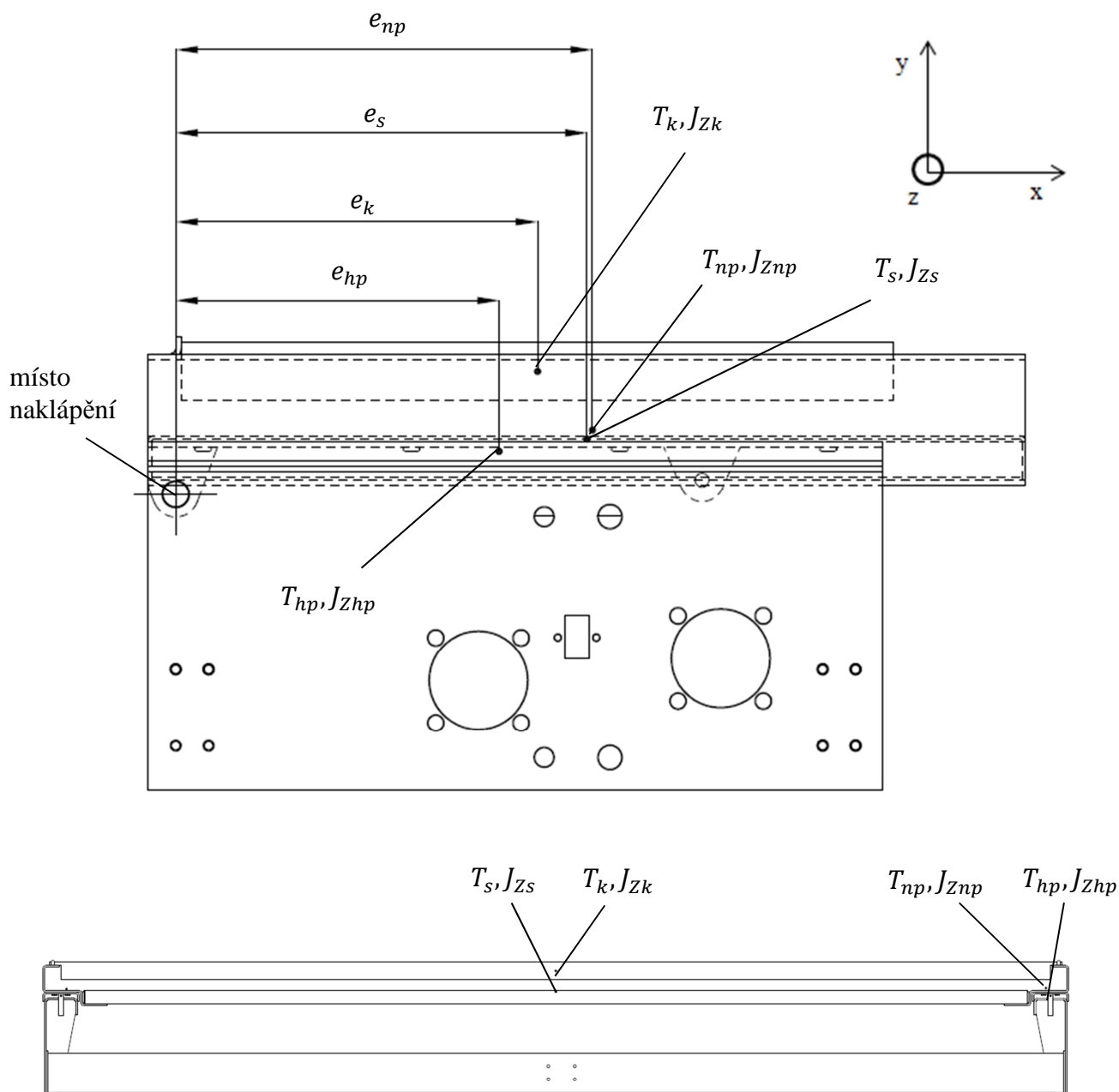


## 6.4 VÝPOČET KROUTICÍHO MOMENTU PŘI ROZJEZDU

Tento výpočet je potřebný k následující volbě motoru. Je třeba znát, jaký maximální krouticí moment vykoná zdvihový mechanismu při jeho funkci. Jelikož se jedná o rovnoměrný pohyb po kružnici, je třeba pro zjištění krouticího momentu vypočítat celkový hmotnostní moment setrvačnosti naklápěcí sestavy, která je zobrazena níže na



Obr. 32. Následně se provede výpočet uživatelských parametrů pohybu a zjistí se krouticí moment při rozjezdu.



Obr. 32 Schématický náčrt naklápějící sestavy

#### 6.4.1 HMOTNOSTNÍ MOMENT SETRVAČNOSTI

Ze schématu na Obr. 32 vyplývá, že mezi součástmi, které vykonávají pohyb při naklápění, patří horní plech, nájezdový plech, stůl a kazeta se zbožím (nepopsané součásti jsou uvedeny dále v práci). Každé naklápějící se součásti je zjištěn hmotnostní moment setrvačnosti v těžišti, který je určen společně s hmotností součástí pomocí aplikace Autodesk Inventor 2012. Jelikož je součástí více, je potřeba vypočítat celkový hmotnostní moment



setrvačnosti, který se provede sečtením hmotnostních momentů setrvačnosti všech uvedených součástí. Ze schématu rovněž vyplývá, že těžiště všech naklápějících se součástí jsou vzdálené od osy z, kolem které se naklápějí. Proto je nutné provést přepočty všech hmotnostních momentů setrvačnosti pomocí Steinerovy věty, která je dána vztahem

$$J_Z = J_{ZT} + e_1^2 \cdot m_1 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}, \quad (37)$$

kde  $J_Z$  [kg · m<sup>2</sup>], hmotnostní moment setrvačnosti vůči ose otáčení  
 $J_{ZT}$  [kg · m<sup>2</sup>], hmotnostní moment setrvačnosti vůči těžišti součásti  
 $e_1$  [m], vzdálenost těžiště součásti od osy naklápění  
 $m_1$  [kg], hmotnost součásti.

### Horní plech

Parametry potřebné pro výpočet:

- Hmotnostní moment setrvačnosti:  $J_{Zhp} = 0,18 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- Vzdálenost těžiště od osy naklápění:  $e_{hp} = 0,295 \text{ m}$
- Hmotnost:  $m_{hp} = 4,4 \text{ kg}$

$$J_{hp} = J_{Zhp} + e_{hp}^2 \cdot m_{hp} \quad (38)$$

$$J_{hp} = 0,18 \cdot 10^{-6} + 0,295^2 \cdot 4,4$$

$$\underline{\underline{J_{hp} = 0,383 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}}$$

### Nájezdový plech

Parametry potřebné pro výpočet:

- Hmotnostní moment setrvačnosti:  $J_{Znp} = 0,58 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- Vzdálenost těžiště od osy naklápění:  $e_{np} = 0,38 \text{ m}$
- Hmotnost:  $m_{np} = 10,7 \text{ kg}$

$$J_{np} = J_{Znp} + e_{np}^2 \cdot m_{np} \quad (39)$$

$$J_{np} = 0,58 \cdot 10^{-6} + 0,38^2 \cdot 10,7$$

$$\underline{\underline{J_{np} = 1,55 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}}$$

### Stůl

Parametry potřebné pro výpočet:

- Hmotnostní moment setrvačnosti:  $J_{Zs} = 3,78 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- Vzdálenost těžiště od osy naklápění:  $e_s = 0,375 \text{ m}$



- Hmotnost:  $m_s = 61,4 \text{ kg}$

$$J_s = J_{zs} + e_s^2 \cdot m_s \quad (40)$$

$$J_s = 3,78 \cdot 10^{-6} + 0,375^2 \cdot 61,4$$

$$\underline{\underline{J_s = 8,63 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}}$$

### Kazeta se zbožím

Parametry potřebné pro výpočet:

- Hmotnostní moment setrvačnosti:  $J_{zk} = 28,3 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- Vzdálenost těžiště od osy naklápění:  $e_k = 0,33 \text{ m}$
- Hmotnost:  $m_k = 800 \text{ kg}$

$$J_k = J_{zk} + e_s^2 \cdot m_s \quad (41)$$

$$J_k = 28,3 \cdot 10^{-6} + 0,33^2 \cdot 800$$

$$\underline{\underline{J_k = 87,12 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}}$$

### Celkový hmotnostní moment setrvačnosti

$$J_{celk} = J_{hp} + J_{np} + J_s + J_k \quad (42)$$

$$J_{celk} = 0,383 + 1,55 + 8,63 + 87,12$$

$$\underline{\underline{J_{celk} = 97,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}}$$

### 6.4.2 UŽIVATELSKÉ PARAMETRY

Pro výpočet parametrů jsou výchozími parametry úhel naklápění a doba naklápění. Úhel je již znám a jeho hodnota činí  $25^\circ$ . Doba naklápění je po uvážení volena 2,5 s. Tyto dvě hodnoty je třeba pro výpočet uživatelských parametrů rozdělit na tři části rovnoměrného pohybu po kružnici. A to na rozběh (rovnoměrně zrychlený pohyb po kružnici), rovnoměrný pohyb a doběh (rovnoměrně zpomalený pohyb po kružnici). Je uvažováno, že úhel a doba při rozběhu a doběhu si jsou rovné. Volba rozdělení hodnot do těchto tří pohybů je zobrazena v následujících tabulkách.

Tabulka 5

Rozběh [s]	Rovn. pohyb [s]	Doběh [s]	Prac. cyklus [s]
0,17	2,16	0,17	2,5



Tabulka 6

Rozběh [°]	Rovn. pohyb [°]	Doběh [°]	Prac. cyklus [°]
3	19	3	25

### Výpočet úhlového zrychlení rovnoměrně zrychleného pohybu po kružnici naklápěcího mechanismu

Pro výpočet úhlového zrychlení vycházíme z úhlové dráhy rovnoměrně zrychleného pohybu po kružnici, která je dána vztahem

$$\varphi = \frac{1}{2} \cdot \varepsilon \cdot t^2 \text{ [rad]}, \quad (43)$$

kde  $\varepsilon \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-2}]$ , úhlové zrychlení rovnoměrně zrychleného pohybu po kružnici

$t \text{ [s]}$ , čas rovnoměrně zrychleného pohybu po kružnici.

Po úpravě a dosazení příslušných hodnot do rovnice (43) je vypočítáno úhlové zrychlení rovnoměrně zrychleného pohybu po kružnici naklápěcího mechanismu. K výpočtu je nutné, aby se úhlová dráha (úhel) rovnoměrného pohybu po kružnici dosazovala v radiánech. Z toho vyplývá, že je potřeba provést přepočítání ze stupňů na radiány, kdy  $\varphi_{n_1} = 3^\circ = 0,052 \text{ rad}$ .

$$\varepsilon_n = \frac{2 \cdot \varphi_{n_1}}{t_{n_1}^2} \quad (44)$$

$$\varepsilon_n = \frac{2 \cdot 0,052}{0,17^2}$$

$$\underline{\underline{\varepsilon_n = 3,6 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}}}$$

### Výpočet úhlové rychlosti rovnoměrně zrychleného pohybu po kružnici naklápěcího mechanismu

$$\omega_n = \varepsilon_n \cdot t_{n_1} \quad (45)$$

$$\omega_n = 3,6 \cdot 0,17$$

$$\underline{\underline{\omega_n = 0,612 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

### Krouticí moment při rovnoměrném zrychleném pohybu po kružnici naklápěcího mechanismu (rozjezd)

$$M_{k_n} = J_{celk} \cdot \varepsilon_n \quad (46)$$



$$M_{k_n} = 97,7 \cdot 3,6$$

$$\underline{\underline{M_{k_n} = 351,72 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

## 6.5 NÁVRH POHONU NAKLÁPĚCÍHO MECHANISMU

Volba pohonu se odvíjí od výpočtu krouticího momentu vyvinutého pákou při naklápění horního plechu se zátěží a krouticího momentu při rozjezdu. Maximální moment vyvinut pákou je  $344 \text{ N} \cdot \text{m}$  a krouticí moment při rozjezdu je  $352 \text{ N} \cdot \text{m}$ . Z toho vyplývá, že největší možný krouticí moment nastane při rozjezdu.

### Výstupní otáčky

Pro výpočet potřebných otáček je třeba znát úhlovou rychlost rovnoměrně zrychleného pohybu naklápěcího mechanismu. Ta je vypočítaná v předchozí kapitole pod rovnicí (45) a její velikost činí  $0,612 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ . Když je známa úhlová rychlost, vypočítají se potřebné otáčky z úhlové rychlosti, která je dána vztahem

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}], \quad (47)$$

kde  $n$  – otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ].

Po úpravě předchozího vzorce se dosadí příslušné hodnoty a vypočítají výstupní otáčky naklápěcího mechanismu.

$$n_{v_n} = \frac{60 \cdot \omega_n}{2 \cdot \pi} \quad (48)$$

$$n_{v_n} = \frac{60 \cdot 0,612}{2 \cdot \pi}$$

$$\underline{\underline{n_{v_n} = 5,85 \text{ min}^{-1}}}$$

Otáčky je možno ověřit. Hřídel, na které je umístěná páka, se při pohybu páky natočí přibližně jen o  $\frac{1}{4}$  otáčky. Naklápění bude probíhat v rozmezí 2,5 s. Z těchto dvou uvedených hodnot se vypočítají přibližné otáčky  $6 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ .

Po srovnání přibližné a vypočtené hodnoty je zjištěno, že se hodnoty od sebe liší pouze nepatrně a výpočet je v pořádku.

### Výkon

Pro výpočet výkonu je nutné zvolit účinnost naklápěcího mechanismu. Účinnost při použití pákového mechanismu je 95%.

$$P_n = \frac{M_{k_n} \cdot \omega_n}{\mu_n} \quad (49)$$



$$P_n = \frac{351,72 \cdot 0,612}{0,95}$$

$$\underline{\underline{P_n = 226,8 \text{ W} = 0,227 \text{ kW}}}$$

kde  $\mu_n = 0,95$ , účinnosti naklápěcího mechanismu

### Převod

$$i_n = \frac{n_{m_n}}{n_{v_n}} \quad (50)$$

$$i_n = \frac{1300}{5,844}$$

$$\underline{\underline{i_n = 222,45}}$$

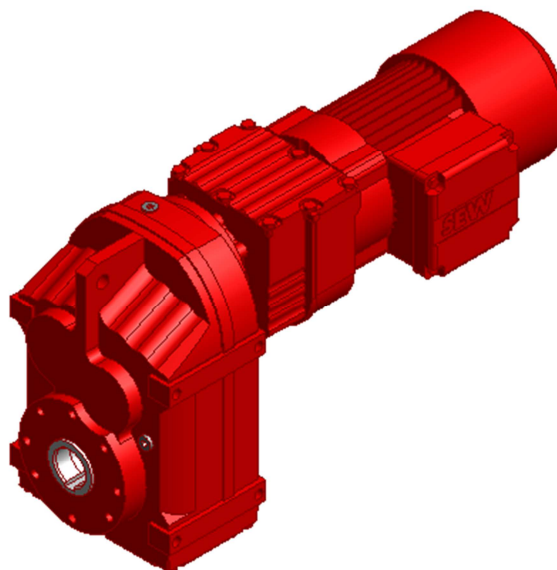
kde  $n_{m_n} = 1300 \text{ min}^{-1}$ , otáčky motoru při výkonu 0,25 kW

### 6.5.1 VOLBA MOTORU

Pro pohyb naklápěcího mechanismu je opět vybrán asynchronní motor, který je popsán v kapitole 5.3.1.

Dle katalogu od firmy SEW EURODRIVES [17] je zvolen čtyřpólový třífázový asynchronní motor se dvěma převodovkami a brzdou FA47BR17DR63L4/BR. Použitím dvou převodovek se dosáhne nízkých výstupních otáček. Výstupní převodovka je patkového provedení s dutým hřídelem, kde se nachází drážka pro pero o rozměrech 10 mm x 8 mm. Tento převodový motor je montován k upínacímu žeburu čtyřmi šrouby M8 x 20 ČSN EN ISO 4762, kde se pod každým šroubem nachází patřičná podložka A 8,4 DIN 125 – 1 A. Přesné řízení motoru se provádí čidly, které budou rozmístěny na konstrukci. Avšak jejich poloha bude určena až následnými testy tohoto mechanismu.

- parametry motoru:
  - výkon  $P_{M_n} = 0,25 \text{ kW}$
  - krouticí moment  $M_{k_{M_n}} = 365 \text{ N} \cdot \text{m}$
  - výstupní otáčky  $n_{v_{M_n}} = 6 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
  - převod  $i_{M_n} = 217$
  - servisní faktor  $f_{b_{M_n}} = 1,1$
  - výstupní průměr  $d_{M_n} = 35 \text{ mm}$



Obr. 33 Asynchronní motor s převodovkou FA47BR17DR63L4/BR

## 6.6 OSTATNÍ KOMPONENTY NAKLÁPĚCÍHO MECHANISMU

Tato kapitola hovoří o komponentách naklápěcího mechanismu, které slouží pro zajištění správné funkce tohoto mechanismu. Jedná se o komponenty, které jsou montovány k pojezdové konstrukci.

### 6.6.1 HŘÍDEL

Motor naklápěcího mechanismu je upevněn na upínací žebro z opačné strany než motor zdvihového mechanismu. Z toho důvodu jsou použity dvě hřídele o různých délkách. Z volby motoru vyplývá, že průměr výstupní hřídele je 35 mm. Hřídele jsou vyrobeny z materiálu S355J2 o délkách 1745 mm a 1433 mm. Krouticí moment z motoru na hřídel je přenášen těsným perem 10e7 x 8 x 70 ČSN 02 2562. Na obou hřídelích je umístěn pákový mechanismus a pro zajištění jeho polohy jsou na jeden mechanismus použity dva pojistné kroužky 35 DIN 471. Pro přenos krouticího moment z hřídele na pákový mechanismus jsou voleny těsná pera, jejichž návrh je uveden dále v práci.



Obr. 34 Detail hřídelů na místo uložení pákového mechanismu

### 6.6.2 LOŽISKA A ZAJIŠTĚNÍ HŘÍDELE

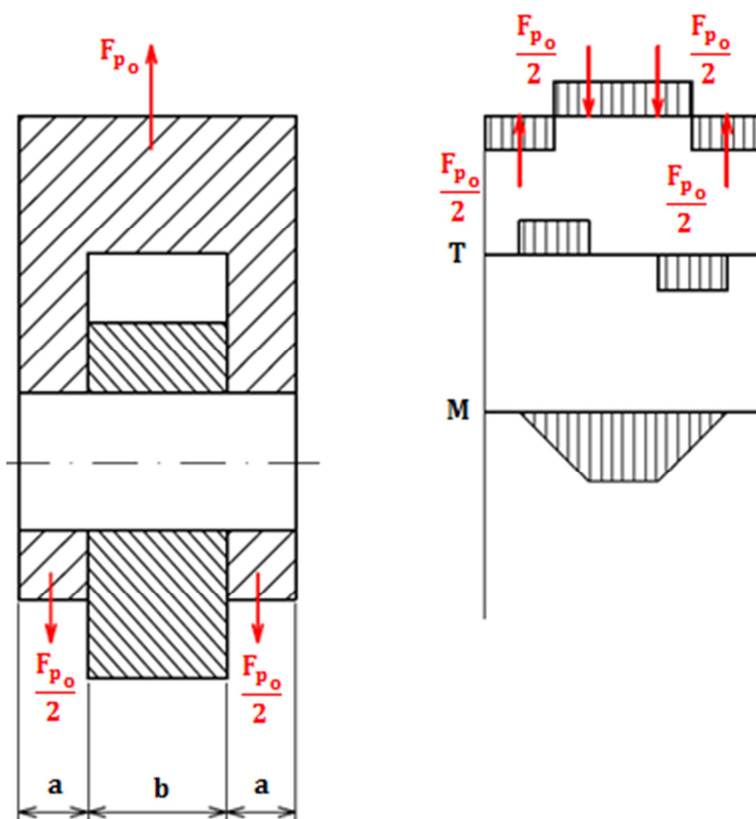
Ložiska jsou zvoleny stejně jako u zdvihového mechanismu - litinové přírubové ložiskové jednotky FYC 35 TF od společnosti SKF [22], které jsou již popsány v kapitole 5.4.3. Hřídele naklápěcího mechanismu jsou zajištěny opět stejně jako hřídele naklápěcího mechanismu, a to dělenými upínacími kroužky BN 5208 - d35 x 55 od společnosti Visimpex [30]. Kroužky jsou popsány v kapitole 5.4.4 a na každou hřídel je rovněž použit jeden kroužek.

### 6.6.3 NÁVRH ČEPU PÁKOVÉHO MECHANISMU

Navrhovaný čep slouží ke spojení pákového mechanismu s horním plechem a rovněž ke spojení obou částí pákového mechanismu. Vypočet pro obě spojení je možný díky stejným rozměrům a zatížení. Maximální zatížení čepu je silou  $F_{p_0}$  při nulovém naklopení horního plechu s kazetou.

Materiál čepu je zvolen 11 500, kde odpovídající dovolené napětí tohoto materiálu jsou dle [3]:

- dovolené napětí v ohybu  $\sigma_{DO} = 100 \text{ MPa}$
- dovolené napětí v tlaku  $p_D = 100 \text{ MPa}$
- dovolené napětí ve stříhu  $\tau_{DS} = 0,6 \cdot \sigma_{DO} = 0,6 \cdot 100 = 60 \text{ MPa}$



Obr. 35 Schéma zatíženého čepu a jeho VVÚ



### Výpočet maximálního ohybového momentu

Pro výpočet maximálního ohybového momentu se vychází z průběhu VVÚ, který je zobrazen na Obr. 35.

$$M_{O_{MAX1}} = \frac{F_{p_0}}{2} \cdot \left( \frac{a_1}{2} + \frac{b_1}{4} \right) \quad (51)$$

$$M_{O_{MAX1}} = \frac{3167,8}{2} \cdot \left( \frac{5}{2} + \frac{10}{4} \right)$$

$$\underline{\underline{M_{O_{MAX1}} = 7919,5 \text{ N} \cdot \text{mm}}}$$

kde  $M_{O_{MAX1}}$  – maximální ohybový moment  
 $F_{p_0} = 3167,7 \text{ N}$ , maximální zatěžující síla v čepu  
 $a_1 = 5 \text{ mm}$ , tloušťka spojovací části první části pákového mechanismu  
 $b_1 = 10 \text{ mm}$ , tloušťka spojovací části druhé části pákového mechanismu

### Výpočet průměru čepu

Pro výpočet průměru čepu se vychází z maximálního napětí v ohybu, které je dáno vztahem

$$\sigma_o = \frac{M_{O_{MAX}}}{W_o} \text{ [MPa]}, \quad (52)$$

kde  $W_o$  [m], modul průřezu v ohybu.

Modul průřezu v ohybu je dán vztahem

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32} \text{ [m]}, \quad (53)$$

kde  $d_{\check{c}}$  [m], průměr čepu.

Po následném dosazení vztahu (53) do vztahu (52) dojde k vyjádření průměru čepu. Následuje dosazení patřičných hodnot a výpočet. Za maximální ohybové napětí  $\sigma_o$  dosazujeme dovolené napětí v ohybu  $\sigma_{DO}$ .

$$d_{\check{c}1} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{O_{MAX1}}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} \quad (54)$$

$$d_{\check{c}1} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 7919,5}{\pi \cdot 100}}$$



$$\underline{\underline{d_{\check{c}_1} = 9,31 \text{ mm}}}$$

Nejbližší vyšší normalizovaný průměr čepu je 10 mm, avšak z důvodu delší životnosti je volen čep 12 x 26 A DIN EN 22341, který je zajištěn odpovídajícím pojistným kroužkem 12 DIN 471.

### Kontrola čepu na stříh

$$\tau_{S_1} = \frac{F_{p_0}}{2 \cdot S_{\check{c}_1}} \leq \tau_{DS} \quad (55)$$

$$\tau_{S_1} = \frac{2 \cdot F_p}{\pi \cdot d_{\check{c}_1}^2} \leq \tau_{DS}$$

$$\tau_{S_1} = \frac{2 \cdot 3167,8}{\pi \cdot 10^2} \leq \tau_{DS}$$

$$\underline{\underline{\tau_{S_1} = 20,17 \text{ MPa} \leq 60 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}}}$$

kde  $S_{\check{c}_1}$  [mm], plocha čepu u pákového mechanismu

### Kontrola čepu na otláčení

- Měrný tlak v části pákového mechanismu spojované s hřídelem a zároveň v oku horního plechu

$$p_{11} = \frac{F_{p_0}}{S_{11}} \leq p_D \quad (56)$$

$$p_{11} = \frac{F_{p_0}}{b_1 \cdot d_{\check{c}_1}} \leq p_D$$

$$p_{11} = \frac{3167,8}{10 \cdot 10} \leq p_D$$

$$\underline{\underline{p_{11} = 31,68 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}}}$$

kde  $S_{11}$  [mm], plocha plocha části pákového mechanismu spojované s hřídelem a zároveň v oku horního plechu

- Měrný tlak v části pákového mechanismu spojované s horním plechem

$$p_{21} = \frac{F_{p_0}}{2 \cdot S_{21}} \leq p_D \quad (57)$$

$$p_{21} = \frac{F_{p0}}{2 \cdot a_1 \cdot d_{c1}} \leq p_D$$

$$p_{21} = \frac{3167,8}{2 \cdot 5 \cdot 10} \leq p_D$$

$$\underline{\underline{p_{21} = 31,68 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}}}$$

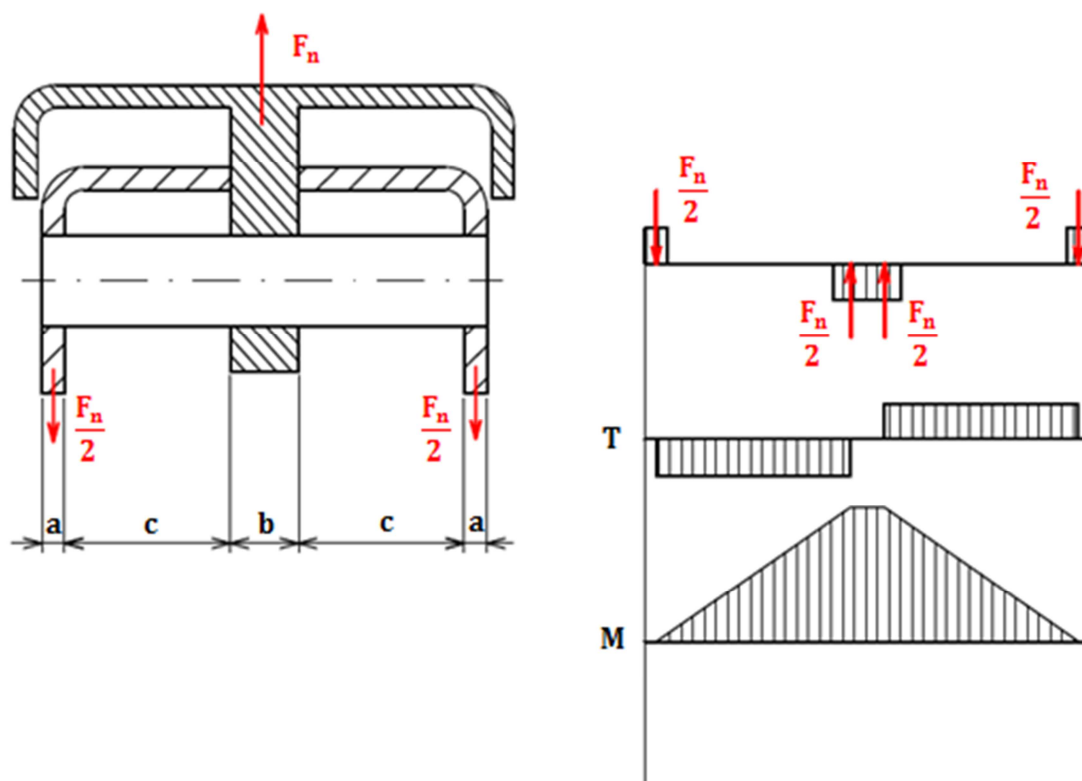
kde  $S_{21}$  [mm], plocha části pákového mechanismu spojené s horním plechem

#### 6.6.4 NÁVRH HLAVNÍHO NAKLÁPĚČÍHO ČEPU

Navrhovaný čep slouží ke spojení horního plechu s plechem bočním. Díky tomuto čepu je umožněno naklápění horního plechu, tudíž i kazety se zbožím. Maximální zatížení čepu je zatěžující silou  $F_n$ .

Materiál čepu je zvolen 11 500, kde odpovídající dovolené napětí tohoto materiálu jsou dle [3]:

- dovolené napětí v ohybu  $\sigma_{D0} = 100 \text{ MPa}$
- dovolené napětí v tlaku  $p_D = 100 \text{ MPa}$
- dovolené napětí ve stříhu  $\tau_{DS} = 0,6 \cdot \sigma_{D0} = 0,6 \cdot 100 = 60 \text{ MPa}$



Obr. 36 Schéma zatíženého čepu a jeho VVÚ



### Výpočet maximálního ohybového momentu

Pro výpočet maximálního ohybového momentu se vychází z průběhu VVÚ, který je zobrazen na Obr. 36.

$$M_{o_{MAX_2}} = \frac{F_n}{2} \cdot \left( \frac{a_2}{2} + c_2 + \frac{b_2}{4} \right) \quad (58)$$

$$M_{o_{MAX_2}} = \frac{4905}{2} \cdot \left( \frac{5}{2} + 36,5 + \frac{15}{4} \right)$$

$$\underline{\underline{M_{o_{MAX_2}} = 104844,375 \text{ N} \cdot \text{mm}}}$$

kde  $a_2 = 5 \text{ mm}$ , tloušťka spojovací části bočního plechu  
 $b_2 = 15 \text{ mm}$ , tloušťka oka na horním plechu  
 $c_2 = 36,5 \text{ mm}$ , mezera mezi okem a spojovací částí horního plechu

### Výpočet průměru čepu

Průměr čepu je počítán stejně jako v kapitole 6.6.3, kde se opět vychází z maximálního napětí v ohybu.

$$d_{\check{c}_2} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o_{MAX_2}}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} \quad (59)$$

$$d_{\check{c}_2} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 104844,375}{\pi \cdot 100}}$$

$$\underline{\underline{d_{\check{c}_2} = 22,02 \text{ mm}}}$$

Nejbližší vyšší normalizovaný průměr čepu je 24 mm, proto je volen čep 24 x 110 A DIN EN 22341, který je zajištěn odpovídajícím pojistným kroužkem 24 DIN 471.

### Kontrola čepu na stříh

$$\tau_{S_2} = \frac{F_n}{2 \cdot S_{\check{c}_2}} \leq \tau_{DS} \quad (60)$$

$$\tau_{S_2} = \frac{2 \cdot F_n}{\pi \cdot d_{\check{c}_2}^2} \leq \tau_{DS}$$

$$\tau_{S_2} = \frac{2 \cdot 4905}{\pi \cdot 24^2} \leq \tau_{DS}$$

$$\underline{\underline{\tau_{S_2} = 5,42 \text{ MPa} \leq 60 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}}}$$



kde  $S_{\check{c}2}$  [mm], plocha hlavního naklápěcího čepu

### Kontrola čepu na otláčení

- Měrný tlak v oku horního plechu

$$p_{12} = \frac{F_n}{S_{12}} \leq p_D \quad (61)$$

$$p_{12} = \frac{F_n}{b_2 \cdot d_{\check{c}2}} \leq p_D$$

$$p_{12} = \frac{4905}{15 \cdot 24} \leq p_D$$

$$\underline{\underline{p_{12} = 13,625 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}}}$$

kde  $S_{12}$  [mm], plocha oka horního plechu

- Měrný tlak v bočním plechu

$$p_{22} = \frac{F_n}{2 \cdot S_{22}} \leq p_D \quad (62)$$

$$p_{22} = \frac{F_n}{2 \cdot a_2 \cdot d_{\check{c}2}} \leq p_D$$

$$p_{22} = \frac{4905}{2 \cdot 5 \cdot 24} \leq p_D$$

$$\underline{\underline{p_{22} = 20,44 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}}}$$

kde  $S_{22}$  [mm], plocha bočního plechu

### 6.6.5 NÁVRH PERA U PÁKY

Ze zvoleného motoru, viz kapitola 6.5.1 vyplývá, že průměr výstupní hřídele přenášející krouticí moment motoru 365 N·m na pákový mechanismus je 35 mm. Z průměru je následně určeno dle [3] těsné pero o rozměrech 10 mm x 8 mm.

Dle [4] str. 1081 je volena základní hodnota tlaku pro ocelový náboj  $p_o = 150 \text{ MPa}$  a následně určen dovolený tlak na bocích drážek v náboji vztahem

$$p_{Dp} = 0,8 \cdot p_o = 0,8 \cdot 150 = 120 \text{ MPa}.$$

### Střížná síla

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{kMn}}{d_{Mn}} \quad (63)$$



$$F_t = \frac{2 \cdot 365}{0,035}$$

$$\underline{\underline{F_t = 20857,14 \text{ N}}}$$

kde  $M_{kM_n} = 365 \text{ N} \cdot \text{m}$  , krouticí moment motoru naklápěcího mechanismu  
 $d_{M_n} = 35 \text{ mm}$ , výstupní průměr hřídele motoru naklápěcího mechanismu

### Výpočet délky pera

Pro výpočet délky pera se vychází z otláčení mezi bokem drážky v náboji a perem, které je dáno vztahem

$$p_{Dp} \geq \frac{F_t}{t_1 \cdot (l - 10)} \text{ [MPa]}, \quad (64)$$

kde  $l$  [mm], délka pera  
 $t_1$  [mm], hloubka drážky pro pero v náboji.

Po následné úpravě a dosazením příslušných hodnot do vztahu (64) se získá minimální délka pera. Hloubka drážky pro pero 10 x 8 mm v náboji je 3,3 mm.

$$l_{min} = \frac{F_t}{p_{Dp} \cdot t_1} + 10 \quad (65)$$

$$l_{min} = \frac{20857,14}{120 \cdot 3,3} + 10$$

$$\underline{\underline{l_{min} = 62,37 \text{ mm}}}$$

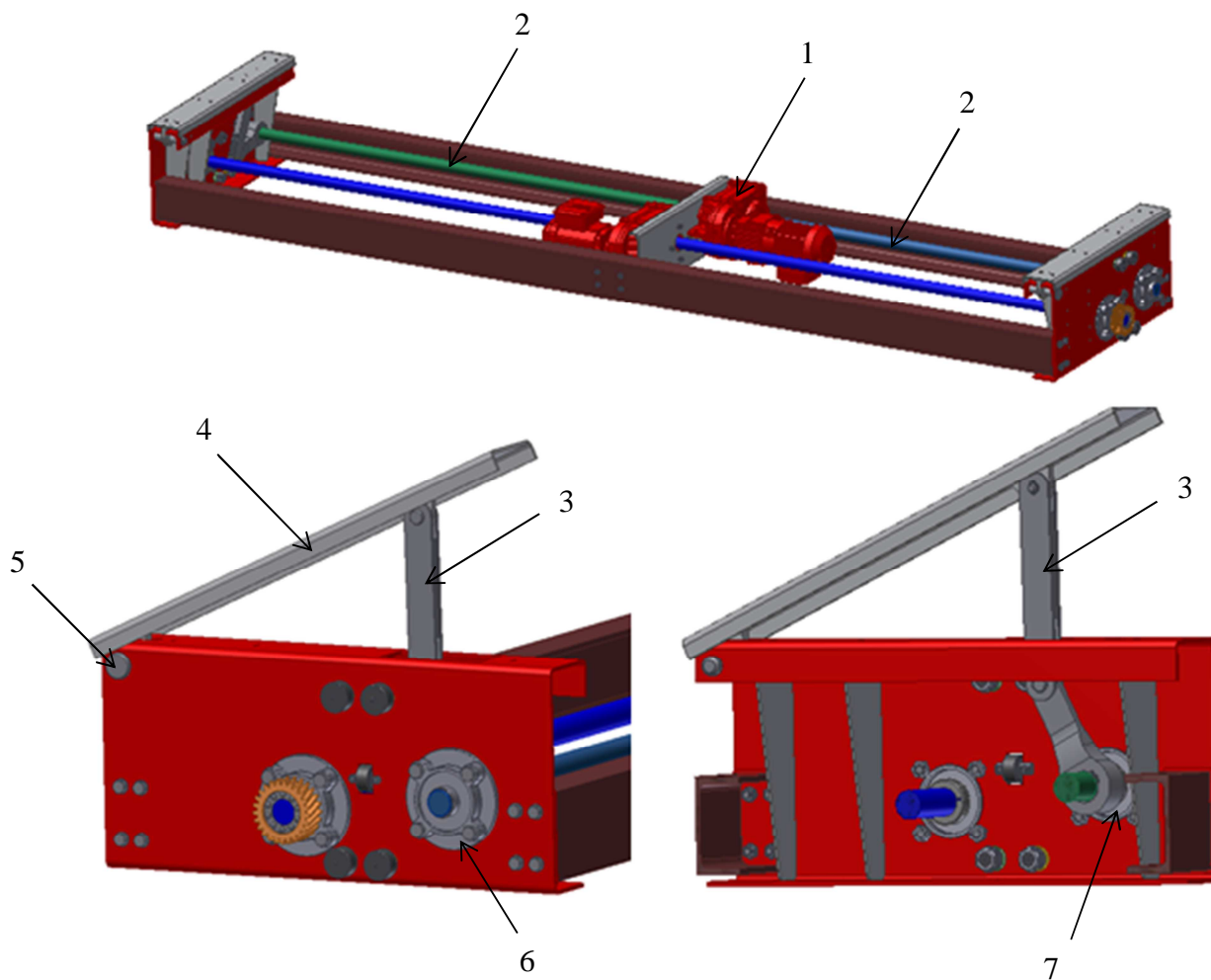
Minimální délka pera činí 62,37 mm. Šířka páky je jen 36 mm, tudíž jsou zvoleny pera dvě a to o délkách 32 mm.

Označení zvolených per: 10e7 x 8 x 32 ČSN 02 2562.

## 6.7 ZOBRAZENÍ NAKLÁPĚCÍHO MECHANISMU

Na Obr. 37 jsou zobrazeny všechny potřebné součásti naklápěcího mechanismu, které se montují na pojezdovou konstrukci.

Detailnější rozměrové informace montáže pojezdové konstrukce jsou zobrazeny v příloze (DP – 14 – 01.02).



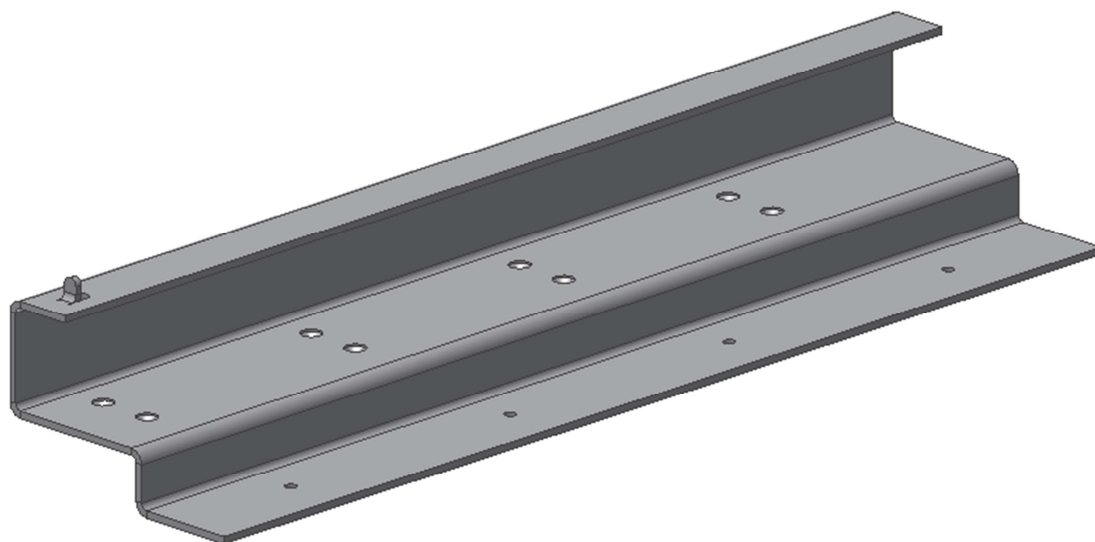
*Obr. 37 Pojezdová konstrukce s naklápěcím mechanismem: 1 – asynchronní motor, 2 – hřídele, 3 – pákový mechanismus, 4 – svařenec horního plechu, 5 – naklápěcí čep, 6 – přírubový ložiskový domek, 7 – upínací kroužek*

## 7 NÁVRH NÁJEZDOVÉHO PLECHU A STOLU

Tyto dvě navrhované součásti se montují až do celkové sestavy, kde je pojezdová konstrukce vložená do konstrukce skladové věže.

### 7.1 NÁJEZDOVÝ PLECH

Nájezdový plech slouží jako nájezdová plocha pro skladovací kazetu se zbožím. Je navržen jako ohýbaná součást vyrobená z polotovaru P 5 – 800 x 339 DIN EN 10029 z materiálu S355J2. Pro nájezd skladovací kazety jsou potřeba dva nájezdové plechy, z toho důvodu jsou vyrobeny dva symetrické. Tato část se montuje přímo na horní plech osmi zápusťnými šrouby M8 x 16 DIN EN ISO 10642. Aby nedošlo k projetí kazety z konstrukce ven, je na plechu vyroben zobáček, který slouží jako doraz.



*Obr. 38 Nájezdový plech*

### 7.2 STŮL

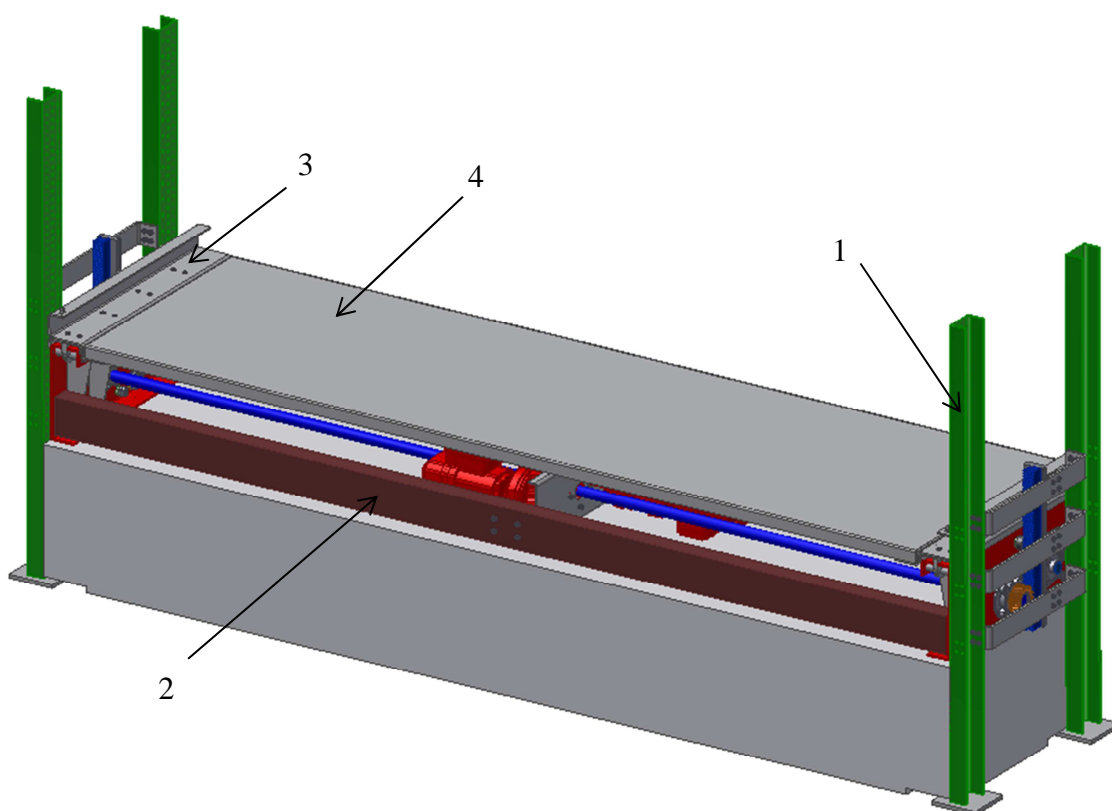
Tato část zakrývá a poskytuje potřebnou ochranu pojezdové konstrukce, ve které je uložena většina součástí obou mechanismů. Úkolem práce je navrhnout zdvihový a naklápěcí mechanismus. Jelikož stůl není pro jejich funkci nijak důležitý, je proto navržen jako jednoduchá součást z polotovaru P 2 – 3006 x 870 DIN EN 10051 z materiálu S235JR. Stůl se montuje na nájezdový plech z každé strany čtyřmi šrouby M 8 x 20 DIN EN ISO 4762, čtyřmi maticemi M8 ČSN EN ISO 4034 a příslušnými podložkami A 8,4 DIN 125 – 1 A.



## 8 ZOBRAZENÍ CELKOVÉ SESTAVY

Na Obr. 39 je zobrazena kompletní sestava, kde je vložena pojezdová konstrukce se všemi součástmi mechanismů do konstrukce skladovací věže SSI Logimat. Dále je k pojezdové konstrukci namontován nájezdový plech se stolem.

Detailnější rozměrové informace montáže celkové sestavy jsou zobrazeny v příloze (DP – 14 – 01.02).



Obr. 39 Zobrazení celkové sestavy: 1 - konstrukce skladovací věže s částí zdvihového mechanismu, 2 - pojezdová konstrukce s naklápěcím a zdvihovým mechanismem, 3 - nájezdový plech, 4 - stůl



## ZÁVĚR

Dle zadaných parametrů a s požadavkem co nejjednodušší konstrukce byla sestavena konstrukční varianta zdvihového a naklápěcího mechanismu pro rozměr kazety 3000 mm x 800 mm. Oba mechanismy byly navrhovány pro možnost použití všech možných rozměrů kazet. Z toho důvodu bylo v práci počítáno s maximálním možným zatížením konstrukce. Aby bylo možné použití pro menší či větší kazetu, bylo by nutné upravit rozměry pojezdové konstrukce (profilů, bočních plechů, upínacího žebra, hřídele), avšak části mechanismů a pohony by zůstaly stejné. Navrhované díly byly kvůli variabilitě zkonstruovány co nejjednodušeji, tudíž jejich úprava není komplikovaná. Veškeré navržené díly lze bez problémů vyrobít v technologickém parku firmy SSI Schäfer, což vede ke snížení výrobních nákladů těchto doplňků.

Hlavní pohyb zdvihového mechanismu byl volen pomocí hřebenového převodu se šikmým ozubením a to hlavně z důvodů jednoduchosti, plynulosti a tichému chodu. Pro naklápěcí mechanismus byl zvolen pohyb přes pákový mechanismus, který šetří místo a má opět jednoduchou konstrukci.

Volba pohonů mechanismů vycházela z předcházející volby dráhy a časů jejich pohybů, které byly voleny tak, aby co nejlépe plnili ergonomické požadavky pro odebrání zboží z kazety. Následné vypočtené hodnoty, potřebné ke zvolení pohonů, dosahují reálných hodnot, a proto lze pohony považovat za vhodné.

Ve srovnávání vybraných vertikálních výtahových systému v úvodu práce bylo zjištěno, že skladovací věž SSI Logimat je jediný systém využívající navrhované mechanismy jako doplňkové prvky. Kombinací s ostatními doplňkovými prvky tvoří bezpečný a efektivní systém, který splňuje ergonomické požadavky při skladování zboží.



---

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] DRÁPAL, L. *Hnací ústrojí šestiválcového leteckého motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 69 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [2] KOVAŘÍK, L., FERENCEY, V., SKALSKÝ, R., ČÁSTEK, L. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Naše vojsko, První vydání, Praha, 1992. ISBN 80-206-0131-7.
- [3] LEINVEBER J.; VÁVRA P. *Strojnické tabulky*. Čtvrté vydání. Úvaly: ALBRA - pedagogické nakladatelství, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7
- [4] SHIGLEY, Joseph E.; MISCHE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. *Konstruování strojních součástí*. První vydání. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Nakladatelství VITIUM, 2010. 1160 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] *COUZENS STORAGE SOLUTIONS LIMITED: Modula vertical lift* [online]. 2014. [cit. 2014 – 05 – 13]. Dostupné z:  
<<http://www.carouselservices.co.uk/Modula2011.html>>
- [6] *FERRETTO STORAGE SYSTEMS.: Vertical storage systém Vertimag - catalog* [online]. 2014. [cit. 2014 - 05 - 13]. Dostupné z:  
<[http://en.fldb.com/download\\_pdf.php?pdf=/uploads/PDFdownload/Vertimag.pdf](http://en.fldb.com/download_pdf.php?pdf=/uploads/PDFdownload/Vertimag.pdf)>
- [7] *HÄNEL STORAGE SYSTEMS.: Hänel Lean - lift* [online]. 2014. [cit. 2014 - 05 - 13]. Dostupné z:  
<<http://www.hanel.us/App/WebObjects/XSeMIPSHAENEL.woa/cms/page/locale.enUS/pid.63.69.156/Lean-Lift%C2%AE.html>>
- [8] *HENRYCH KIPP WEKR KG: Upínací kroužky dělené* [online]. 2014. [cit. 2014 - 05 - 13]. Dostupné z:  
<<http://www.kipp.cz/App/WebObjects/XSeMIPSKIPP.woa/cms/page/locale.csSK/pid.1097.1105.1226/agid.13223.14863/ecm.ag/Up%C3%ADnac%C3%AD-krou%C5%Beky-%07d%C4%9Blen%C3%A9.html>>
- [9] *KARDEX REMSTAR s.r.o.: Kardex Schuttle XP* [online]. 2014. [cit. 2014 – 05 – 13]. Dostupné z:  
<<http://www.kardex-remstar.cz/cz/produkty/vertikalni-vytahove-systemy.html>>
- [10] *KARDEX REMSTAR s.r.o.: Kardex Schuttle XP - katalog* [online]. 2014. [cit. 2014 - 05 - 13]. Dostupné z:  
<[http://www.kardex-remstar.cz/fileadmin/user\\_upload/kardex-remstar/pdf-new/cz/Kardex\\_Remstar\\_ShuttleXP\\_CZ\\_02\\_low.pdf](http://www.kardex-remstar.cz/fileadmin/user_upload/kardex-remstar/pdf-new/cz/Kardex_Remstar_ShuttleXP_CZ_02_low.pdf)>
- [11] *KASYS s.r.o.: Hänel Lean - lift* [online]. 2014. [cit. 2014 – 05 – 13]. Dostupné z:  
<[http://kasys.cz/lean\\_lift.html](http://kasys.cz/lean_lift.html)>



- [12] *KREDIT, spol. s.r.o.: Vertikální skladovací systém Vertimag* [online]. 2014. [cit. 2014 – 05 – 13]. Dostupné z:  
<<http://www.automatizace-skladu.cz/produkty/mala-automatizace/vertikalni-skladovaci-system-vertimag/>>
- [13] *MECALUX s.r.o.: Vertikální skladovací systém Clasimat* [online]. 2014. [cit. 2014 – 05 – 13]. Dostupné z:  
<<http://www.mecalux.cz/automaticky-sklad-krabice/vertikalni-sklad>>
- [14] *MECALUX s.r.o.: Vertikální skladovací systém Clasimat - katalog* [online]. 2014. [cit. 2014 - 05 - 13]. Dostupné z:  
<<http://static.mecalux.cz/external/catalogue/cs-CZ/pdf/clasimat-cze-58652.pdf>>
- [15] *MODULA: Modula - lift - catalog* [online]. 2014. [cit. 2014 - 05 - 13]. Dostupné z:  
<[http://www.modula.eu/DownloadFileUrl.php?url=pdf@@Modula\\_lift\\_EN.pdf/nomefile=Modula\\_lift\\_EN.pdf](http://www.modula.eu/DownloadFileUrl.php?url=pdf@@Modula_lift_EN.pdf/nomefile=Modula_lift_EN.pdf)>
- [16] *PRAKTIK spol. s.r.o.: FYC 509 SKF* [online]. 2014 [cit. 2014 – 05 – 13]. Dostupné z:  
<<http://www.praktikloziska.cz/karta-zbozi.html?code=11133>>
- [17] *SEW - EURODRIVE s.r.o.: DRS Gearmotors - catalog* [online]. 2014 [cit. 2014 – 05 – 13]. Dostupné z:  
<<http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16840011.pdf>>
- [18] *SKF CZ, a.s.: Ložiska Y* [online]. 2014 [cit. 2014 – 05 – 13]. Dostupné z:  
<<https://secure.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/y-bearings/index.html>>
- [19] *SKF CZ, a.s.: Opěrné kladky* [online]. 2014 [cit. 2014 – 05 – 13]. Dostupné z:  
<<https://secure.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/track-runner-bearings/support-rollers/index.html>>
- [20] *SKF CZ, a.s.: Opěrné kladky s přírubovými kroužky* [online]. 2014 [cit. 2014 – 05 – 13]. Dostupné z:  
<<https://secure.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/track-runner-bearings/support-rollers/support-rollers-with-flange-rings/index.html>>
- [21] *SKF CZ, a.s.: Opěrné kladky s přírubovými kroužky NATR 15 PPA* [online]. 2014 [cit. 2014 – 05 – 13]. Dostupné z:  
<<http://secure.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/track-runner-bearings/support-rollers-with-flange-rings/index.html?prodid=147403015&imperial=false>>
- [22] *SKF CZ, a.s.: Přírubové ložiskové jednotky Y* [online]. 2014 [cit. 2014 – 05 – 13]. Dostupné z:



- <<http://secure.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-flanged-units/cast-housing-round-flange-grub-screw-locking/index.html?prodid=212801035&imperial=false>>
- [23] *SKF CZ, a.s.: Snímací kladky* [online]. 2014 [cit. 2014 – 05 – 13]. Dostupné z: <<https://secure.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/track-runner-bearings/cam-followers/index.html>>
- [24] *SKF CZ, a.s.: Snímací kladky KR 40 PPA* [online]. 2014 [cit. 2014 – 05 – 13]. Dostupné z: <<http://secure.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/track-runner-bearings/cam-followers-pt/index.html?prodid=148106040&imperial=false>>
- [25] *SKF CZ, a.s.: Snímací kladky KRE 40 PPA* [online]. 2014 [cit. 2014 – 05 – 13]. Dostupné z: <<http://secure.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/track-runner-bearings/cam-followers-pt/index.html?prodid=148116040&imperial=false>>
- [26] *SKF CZ, a.s.: Snímací kladky provedení KR* [online]. 2014 [cit. 2014 – 05 – 13]. Dostupné z: <<https://secure.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/track-runner-bearings/cam-followers/kr-design-cam-followers/index.html>>
- [27] *SKF CZ, a.s.: Svěrná pouzdra SKF FX* [online]. 2014 [cit. 2014 – 05 – 13]. Dostupné z: <<http://www.skf.com/binary/tcm:12-152653/10114%20CZ%20-%20FX%20Keyless%20bushings-HI.pdf>>
- [28] *SSI SCHÄFER s.r.o.: Skladovací věž Logimat* [online]. 2014. [cit. 2014 - 05 – 13]. Dostupné z: <<http://www.ssi-schaefer.cz/skladovani-a-dopravniky/skladovani-drobnych-dilu/skladovaci-vez-logimatr.html>>
- [29] *SSI SCHÄFER s.r.o.: Skladovací věž Logimat - katalog* [online]. 2014. [cit. 2014 - 05 – 13]. Dostupné z: <[http://media.ssi-schaefer.de/fileadmin/ssi/documents/media/brochure/cz/logimat\\_cz.pdf](http://media.ssi-schaefer.de/fileadmin/ssi/documents/media/brochure/cz/logimat_cz.pdf)>
- [30] *VISIMPEX, spol. s.r.o.: Zvieracie krúžky BN 5208*[online]. 2014 [cit. 2014 – 05 – 13]. Dostupné z: <<http://visimpex.sk/sortiment/koliky-nity-zavlacky/bn-5208>>
- [31] *WIKIPEDIE: otevřená encyklopedie: Asynchronní motor* [online]. 2013 [cit. 2014 – 05 – 13]. Dostupné z: <[http://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Asynchronn%C3%AD\\_motor&oldid=11383695](http://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Asynchronn%C3%AD_motor&oldid=11383695)>
- [32] *WIKIPEDIE: otevřená encyklopedie: Ozubené kolo* [online]. 2013 [cit. 2014 – 05 – 13]. Dostupné z: <[http://cs.wikipedia.org/wiki/Ozuben%C3%A9\\_kolo#Se\\_.C5.A1ikm.C3.BDmi\\_zuby](http://cs.wikipedia.org/wiki/Ozuben%C3%A9_kolo#Se_.C5.A1ikm.C3.BDmi_zuby)>



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a$	[m · s <sup>-2</sup> ]	zrychlení rovnoměrně zrychleného pohybu
$a_1$	[mm]	tloušťka spojovací části první části pákového mechanismu
$a_2$	[mm]	tloušťka spojovací části bočního plechu
$a_p$	[mm]	vzdálenost zatěžující síly od místa naklápění
$a_z$	[m · s <sup>-2</sup> ]	zrychlení rovnoměrně zrychleného pohybu zdvihového mechanismu
$b$	[mm]	šířka zubu
$b_1$	[mm]	tloušťka spojovací části druhé části pákového mechanismu
$b_2$	[mm]	tloušťka oka na horním plechu
$b_p$	[mm]	vzdálenost síly v místě pákového mechanismu od místa naklápění
$c$	[mm]	hlavová vůle
$c_2$	[mm]	mezera mezi okem a spojovací části horního plechu
$d$	[mm]	základní roztečný průměr kola
$d_a$	[mm]	průměr hlavové kružnice
$d_{\xi}$	[mm]	průměr čepu
$d_{\xi_1}$	[mm]	průměr čepu u pákového mechanismu
$d_{\xi_2}$	[mm]	průměr hlavního naklápěcího čepu
$d_f$	[mm]	průměr patní kružnice
$d_{M_n}$	[mm]	výstupní průměr hřídele motoru naklápěcího mechanismu
$d_{M_z}$	[mm]	výstupní průměr hřídele motoru zdvihového mechanismu
$d_w$	[mm]	průměr valivé kružnice
$e$	[mm]	šířka zubové mezery
$e_1$	[mm]	vzdálenost těžiště součásti od osy naklápění
$e_{hp}$	[mm]	vzdálenost těžiště horního plechu od osy naklápění
$e_k$	[mm]	vzdálenost těžiště kazety se zbožím od osy naklápění
$e_{np}$	[mm]	vzdálenost těžiště nájezdového plechu od osy naklápění
$e_s$	[mm]	vzdálenost těžiště stolu od osy naklápění
$f_{b_{M_n}}$	[-]	servisní faktor motoru naklápěcího mechanismu
$f_{b_{M_z}}$	[-]	servisní faktor motoru zdvihového mechanismu
$F_k$	[N]	síla konající krouticí moment
$F_{k_0}$	[N]	síla konající krouticí moment při nulovém natočení
$F_{k_{25}}$	[N]	síla konající krouticí moment při natočení 25°



$F_n$	[N]	maximální zatěžující síla působící na pákový mechanismus
$F_{n25}$	[N]	maximální zatěžující síla působící na pákový mechanismus při natočení 25°
$F_{p0}$	[N]	síla působící v místě otáčení pákového mechanismu při nulovém natočení
$F_{p25}$	[N]	síla působící v místě otáčení pákového mechanismu při natočení 25°
$F_{p10}$	[N]	síla působící v pákovém mechanismu při nulovém natočení
$F_{p125}$	[N]	síla působící v pákovém mechanismu při natočení 25°
$F_t$	[N]	střížná síla
$F_z$	[N]	síla potřebná k rozjetí zdvihového mechanismu
$g$	$[m \cdot s^{-2}]$	tíhové zrychlení
$h_a$	[mm]	výška hlavy zubu
$h_f$	[mm]	výška paty zubu
$i_n$	[-]	převod naklápěcího mechanismu
$i_z$	[-]	převod zdvihového mechanismu
$i_{M_n}$	[-]	převod motoru naklápěcího mechanismu
$i_{M_z}$	[-]	převod motoru zdvihového mechanismu
$J_{celk}$	$[kg \cdot m^2]$	celkový hmotnostní moment setrvačnosti v ose naklápění
$J_{hp}$	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti horního plechu v ose naklápění
$J_k$	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti kazety se zbožím v ose naklápění
$J_{np}$	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti nájezdového plechu v ose naklápění
$J_s$	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti stolu v ose naklápění
$J_z$	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti vůči ose otáčení
$J_{zhp}$	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti horního plechu v těžišti
$J_{zk}$	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti kazety se zbožím v těžišti
$J_{znp}$	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti nájezdového plechu v těžišti
$J_{zs}$	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti stolu v těžišti
$J_{zT}$	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti vůči těžišti součásti
$l$	[mm]	délka pera
$l_{min}$	[mm]	minimální délka pera
$m$	[kg]	maximální zatížení mechanismů
$m_1$	[kg]	hmotnost součásti
$m_{hp}$	[kg]	hmotnost horního plechu
$m_k$	[kg]	hmotnost kazety se zbožím



---

$m_{np}$	[kg]	hmotnost nájezdového plechu
$m_s$	[kg]	hmotnost stolu
$M_k$	[N · m]	krouticí moment vykonávající pákový mechanismus
$M_{k0}$	[N · m]	krouticí moment vykonávající pákový mechanismus při nulovém natočení
$M_{k25}$	[N · m]	krouticí moment vykonávající pákový mechanismus při natočení 25°
$M_{kM_n}$	[N · m]	krouticí moment motoru naklápěcího mechanismu
$M_{kM_z}$	[N · m]	krouticí moment motoru zdvihového mechanismu
$M_{k_n}$	[N · m]	krouticí moment naklápěcího mechanismu
$M_{k_z}$	[N · m]	krouticí moment zdvihového mechanismu
$m_n$	[mm]	normálový modul
$M_{O_{MAX1}}$	[N · m]	maximální ohybový moment čepu pákového mechanismu
$M_{O_{MAX2}}$	[N · m]	maximální ohybový moment naklápěcího čepu
$m_t$	[mm]	čelní modul
$m$	[kg]	maximální zatížení působící na mechanismy
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky
$n_{m_n}$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky motoru naklápěcího mechanismu
$n_{m_z}$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky motoru zdvihového mechanismu
$n_{v_n}$	[min <sup>-1</sup> ]	výstupní otáčky naklápěcího mechanismu
$n_{v_z}$	[min <sup>-1</sup> ]	výstupní otáčky zdvihového mechanismu
$n_{vM_z}$	[min <sup>-1</sup> ]	výstupní otáčky motoru naklápěcího mechanismu
$n_{vM_z}$	[min <sup>-1</sup> ]	výstupní otáčky motoru zdvihového mechanismu
$p_{11}$	[MPa]	měrný tlak v části pákového mechanismu spojované s hřídelem a zároveň v oku horního plechu
$p_{12}$	[MPa]	měrný tlak v oku horního plechu
$p_{21}$	[MPa]	měrný tlak v části pákového mechanismu spojované s horním plechem
$p_{22}$	[MPa]	měrný tlak v bočním plechu
$p_D$	[MPa]	dovolený tlak
$p_{Dp}$	[MPa]	dovolený tlak na bocích drážek v náboji
$p_f$	[mm]	poloměr kružnice zaoblení přechodové křivky
$P_{M_n}$	[kW]	výkon motoru naklápěcího mechanismu
$P_{M_z}$	[kW]	výkon motoru zdvihového mechanismu
$p_n$	[mm]	normálová rozteč
$P_n$	[kW]	výkon naklápěcího mechanismu



---

$p_o$	[MPa]	základní hodnota tlaku pro náboj
$p_t$	[mm]	čelní rozteč
$P_z$	[kW]	výkon zdvihového mechanismu
$r$	[mm]	rameno, na kterém působí rychlost rovnoměrného pohybu
$r_p$	[mm]	rameno vytvářející krouticí moment pákového mechanismu
$s$	[mm]	hlavová vůle
$S_{11}$	[mm]	plocha části pákového mechanismu spojované s hřídelem a zároveň oka horního plechu
$S_{12}$	[mm]	plocha oka horního plechu
$S_{21}$	[mm]	plocha části pákového mechanismu spojované s horním plechem
$S_{22}$	[mm]	plocha bočního plechu
$S_{\check{c}1}$	[mm]	plocha čepu u pákového mechanismu
$S_{\check{c}2}$	[mm]	plocha hlavního naklápěcího čepu
$s_z$	[mm]	celková uražená dráha zdvihového mechanismu
$s_{z1}$	[mm]	dráha rovnoměrně zrychleného pohybu zdvihového mechanismu
$s_{z2}$	[mm]	dráha rovnoměrného pohybu zdvihového mechanismu
$t$	[s]	čas rovnoměrně zrychleného pohybu po kružnici
$t_1$	[mm]	hloubka drážky pro pero v náboji
$t_{n1}$	[s]	čas rovnoměrně zrychleného pohybu po kružnici naklápěcího mechanismu
$t_z$	[s]	celkový čas pohybu zdvihového mechanismu
$t_{z1}$	[s]	čas rovnoměrně zrychleného pohybu zdvihového mechanismu
$t_{z2}$	[s]	čas rovnoměrného pohybu zdvihového mechanismu
$v$	[m · s <sup>-1</sup> ]	rychlost rovnoměrného pohybu
$v_z$	[m · s <sup>-1</sup> ]	rychlost rovnoměrného pohybu zdvihového mechanismu
$W_0$	[mm]	modul průřezu v ohybu
$z$	[-]	počet zubů ozubeného kola
$\alpha$	[°]	úhel naklopení horního plechu
$\alpha_{25}$	[°]	úhel naklopení horního plechu při natočení 25°
$\alpha_n$	[°]	úhel záběru v normálové rovině
$\alpha_t$	[°]	úhel záběru v tečné rovině
$\beta$	[°]	úhel sklonu zubů
$\varepsilon$	[rad · s <sup>-2</sup> ]	úhlové zrychlení rovnoměrně zrychleného pohybu po kružnici
$\varepsilon_n$	[rad · s <sup>-2</sup> ]	úhlové zrychlení rovnoměrně zrychleného pohybu po kružnici



---

naklápěcího mechanismu		
$\mu_n$	[-]	účinnost naklápěcího mechanismu
$\mu_z$	[-]	účinnost zdvihového mechanismu
$\pi$	[-]	Ludolfovo číslo
$\sigma_{DO}$	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
$\sigma_0$	[MPa]	maximální napětí v ohybu
$\tau_{DS}$	[MPa]	dovolené napětí ve střihu
$\tau_{S_1}$	[MPa]	napětí ve střihu čepu u pákového mechanismu
$\tau_{S_2}$	[MPa]	napětí ve střihu hlavního naklápěcího čepu
$\theta$	[°]	úhel vychýlení síly působící v pákovém mechanismu
$\theta_0$	[°]	úhel vychýlení síly působící v pákovém mechanismu při nulovém natočení
$\theta_{25}$	[°]	úhel vychýlení síly působící v pákovém mechanismu při natočení 25°
$\vartheta$	[°]	úhel vychýlení síly konající krouticí moment vykonávající pákový mechanismus
$\vartheta_0$	[°]	úhel vychýlení síly vytvářející krouticí moment vykonávající pákový mechanismus při nulovém natočení
$\vartheta_{25}$	[°]	úhel vychýlení síly vytvářející krouticí moment vykonávající pákový mechanismus při natočení 25°
$\varphi$	[°]	úhlová dráha rovnoměrně zrychleného pohybu po kružnici
$\varphi_{n_1}$	[°]	úhlová dráha rovnoměrně zrychleného pohybu po kružnici naklápěcího mechanismu
$\omega$	[rad · s <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost
$\omega_n$	[rad · s <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost rovnoměrně zrychleného pohybu po kružnici naklápěcího mechanismu



---

## SEZNAM PŘÍLOH

### VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

- DP – 14 – 01.01 Celková sestava
- DP – 14 – 01.02 Pojezdová konstrukce
- DP – 14 – 01.03 Nosný profil
- DP – 14 – 01.04 Boční plech 1
- DP – 14 – 01.05 Boční plech 2
- DP – 14 – 01.06 Horní plech
- DP – 14 – 02.01 Upínací deska
- DP – 14 – 02.02 Profil
- DP – 14 – 02.03 Boční plech 1
- DP – 14 – 02.04 Boční plech 2
- DP – 14 – 02.05 Žebro
- DP – 14 – 02.06 Horní plech
- DP – 14 – 02.07 Oko1
- DP – 14 – 02.08 Oko2