



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## OTOČNÝ VÁLEČKOVÝ STŮL

ROTARY TABLE OF THE ROLLER CONVEYOR

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Rosen Christov

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2019

# Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Rosen Christov</b>
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	<b>Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2018/19

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 bakalářské práce:

## Otočný válečkový stůl

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh otočného válečkového stolu pro změnu směru pohybu palet. Otočný stůl je součástí válečkových dopravníků pro pohyb palet na konci výrobní linky.

Technické parametry:

Dopravovaný předmět EUR paleta s nákladem nosnosti 750 kg.

Rozměrové parametry EUR palety dle legislativy.

Celkový úhel otočení stolu 90 stupňů.

Možnost reverzního chodu válečkového stolu.

### Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor současných otočných stolů pro EUR palety.

Koncepční návrh otočného válečkového stolu.

Rozměrové a funkční výpočty.

Upřesnění konstrukce otočného válečkového stolu a návrh komponent.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Výkres sestavy otočného válečkového stolu.

Výkres podstavy rámu otočného válečkového stolu.

Dílenské výrobní výkresy.

### Seznam doporučené literatury:

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Práce obsahuje koncepční návrh otočného válečkového stolu pro změnu směru pohybu europalet. Její součástí jsou možná konstrukční řešení. Návrh hlavních konstrukčních prvků. V závěru práce je model navržené konstrukce a výkresový dokumentace v rozsahu dle zadání.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Válečkový dopravník, otočný mechanismus, otočný stůl

## **ABSTRACT**

This thesis contains conceptual proposal of roller conveyer turntable for changing direction of EURO pallets. The thesis consists of different construction solutions, concept of main components, designed model and technical drawings of selected components.

## **KEYWORDS**

Roller conveyer, revolving mechanism, conveyer turntable

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

CHRISTOV, Rosen. *Otočný válečkový stůl* [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116390>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 23. května 2019

.....

Rosen Christov

## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za cenné rady, věcné připomínky a za trpělivost a ochotu, se kterou se mi při konzultacích věnoval.

## OBSAH

Úvod .....	9
1 Válečkové tratě .....	10
1.1 Účel válečkových tratí .....	11
1.2 Rozdělení válečkových tratí.....	11
1.3 Předměty dopravované válečkovými tratěmi .....	12
1.4 Varianty pohonu válečků .....	12
2 Otočný mechanismus stolu.....	15
2.1 Ozubený převod .....	15
2.2 Řetězový převod .....	16
2.3 Řemenový převod .....	16
3 Návrh válečkového stolu .....	17
3.1 Návrh poháněných válečků.....	17
3.2 Návrh pohonu válečků .....	21
3.3 Kontrola řetězu pohonu válečků .....	30
4 Návrh otočného mechanismu stolu.....	33
4.2 Volba motoru otočného mechanismu stolu .....	35
4.3 Kontrola řetězu otočného mechanismu stolu.....	40
4.4 Doba jednoho otočení otočného mechanismu stolu .....	43
5 Koncepční návrh otočného válečkového stolu .....	44
5.1 Konstrukce válečkového stolu .....	44
5.2 Konstrukce otočného mechanismu stolu .....	46
5.3 Kompletní sestava otočného válečkového stolu .....	48
Závěr.....	50
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	54
Seznam příloh.....	59

## ÚVOD

Neustálé obnovování výroby má za důsledek potřebu přepravy a skladování a s tím související nakládku, vykládku a překládku surovin, polotovarů a hotových výrobků. Tedy manipulaci s materiálem, která se tak stává neoddělitelnou součástí výrobního procesu, od těžby základních surovin, až po dodání konečných výrobků zákazníkovi a to tak, aby vše bylo ve stanoveném čase, na požadovaném místě, v požadované jakosti. Všechny tyto operace výrazně ovlivňují ekonomiku, kvalitu a bezpečnost práce, a to jak ve strojírenství, tak ve stavebnictví, těžebním průmyslu a dalších výrobních odvětvích.

V dnešní době modernizace a automatizace je otočný válečkový stůl velmi užitečný. Slouží ke změně směru pohybu přepravovaného předmětu. Například při třídění produktů, které jsou dopravovány válečkovými tratěmi, nebo v místech, kde se válečkové tratě kříží. Nevýhodou otočných válečkových stolů je omezení toku předmětů, kdy jedním otočným válečkovým stolem nemůže být současně obsluhována více než jedna trať.

Cílem této bakalářské práce je koncepční návrh otočného válečkového stolu, který je součástí válečkového dopravníku pro přesun europalet s břemenem o hmotnosti 750 kg. Celkový úhel otočení stolu je 90° a má možnost reverzního chodu válečkového stolu.

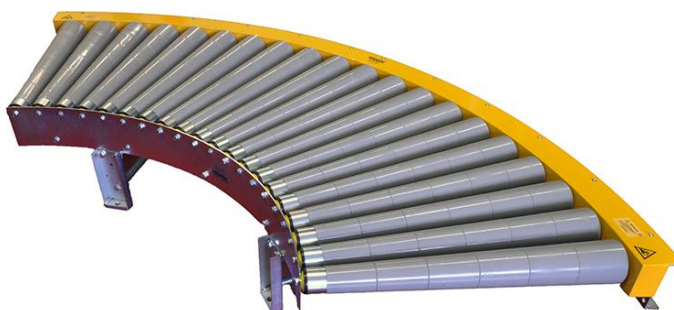
## 1 VÁLEČKOVÉ TRATĚ

Válečkové tratě jsou dopravní zařízení, jejichž typickým znakem je řada otočných válečků, jejichž osy jsou uloženy ve stabilních nebo přemístitelných rámech. Předměty se dopravují po válečkových tratích kolmo na osy válečků. Příčinou pohybu může být buď složka vlastní tíhy předmětu do směru pohybu nebo pomocí nuceného pohonu, takže hnací silou je stykové tření mezi předmětem a poháněnými válečky. Každý váleček může mít vlastní pohon, nebo na jeden pohon spadá více válečků. Válečková trať nemusí být pouze přímá, může mít také oblouky (obr. 2) v místech změny směru dopravní trasy. V oblouku nahrazujeme válečky valivými tělesy kónickými, jejichž povrchové přímky leží v rovině trati a osy jsou kolmé na dráhu pohybu. Z toho plyne, že do pojmu válečkové tratě zahrnujeme tratě od nejjednodušších přímých nepoháněných tratí, až po složité poháněné tratě s oblouky (obr. 2) a různými pohony válečků. K válečkovým tratím také patří různé zdvihy a otočné stoly (obr. 1).

Válečky mohou být nahrazeny kladkami, kladičkami nebo kotouči. Tyto součásti se liší od válečků, bez ohledu na provedení, pouze v odlišném poměru délky a průměru, avšak nikoliv funkcí, proto se také řadí mezi válečkové tratě. [1][2][4]**Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**



Obr. 1 Ukázka otočného válečkového stolu [17]



Obr. 2 Ukázka obloukové válečkové tratě [18]

## 1.1 ÚČEL VÁLEČKOVÝCH TRATÍ

Slouží k usnadnění přepravy zboží a kusového materiálu, a to vodorovným způsobem, nebo s mírným klesáním, či stoupáním. Mohou tvořit samostatný prvek, nebo být součástí většího celku dopravního systému. Proto je důležité vyřešení naložení a vyložení na navazující zařízení.

Mezi hlavní přednosti válečkových tratí patří jejich jednoduchá konstrukce, vysoká nosnost, nenáročnost na údržbu, možnost propojení několika technologických stanovišť (točny, zdvihy, posuvny, lakovny, váhy, rozličné lázně apod.). Díky tomu významně ulehčují automatizaci i těch nejnáročnějších provozů. [1][2][4]

## 1.2 ROZDĚLENÍ VÁLEČKOVÝCH TRATÍ

Dle [1] se válečkové tratě se dělí na několik druhů, podle různých kritérií:

### 1.2.1 PODLE ÚČELU DOPRAVY

#### SBĚRNÉ TRATĚ

Sběrné válečkové tratě sbírají, dopravují a odevzdávají předměty následujícím pracovním místům. Nekladou důraz na pořadí dopravovaných předmětů, takže při výrobě nesmí dojít k žádnému promíchání dopravovaných předmětů. Tedy dopravu od první operace až k poslední, včetně dopravy do meziskladu, vykonávají sběrné válečkové tratě.

#### VÝROBNÍ TRATĚ

O výrobních válečkových tratích se dá říci, že jsou soupravou sběrných tratí. S tím rozdílem, že materiál je přepravován v daném pořadí. Výrobní válečkové tratě provedou předmět celým výrobním cyklem, na jejímž konci je výrobek zpravidla hotový.

#### MONTÁŽNÍ TRATĚ

Montážní válečkové tratě jsou obdobou výrobních válečkových tratí, také vedou řadou pracovišť. Rozdíl spočívá v tom, že předmět neopouští montážní trať. Po celé délce stojí rozmístění pracovníci a každý plní určitou operaci na montovaném předmětu. Na konci tratě je předmět smontován. Pořadí na trati je dané a nemůže být zásahem pracovníka změněno. Trať je výkonná tak, jako nejpomalejší pracovník na dané trati.

### 1.2.2 PODLE DRUHU ZPŮSOBU POHONU

#### NEPOHÁNĚNÉ TRATĚ

Nepoháněné tratě se dále dělí na vodorovné a spádové, tedy gravitační. U vodorovných nepoháněných tratí se předměty pohybují pomocí lidské síly (postrkem), nebo různými pneumatickými, či hydraulickými mechanismy. Gravitační válečkové tratě mají určitý spád, a proto se předmět pohybuje vlivem pohybové složky vlastní tíhy.

#### POHÁNĚNÉ TRATĚ

Na poháněných tratích se předmět pohybuje pomocí otáčejících se válečků, takže hnací silou je tření mezi předmětem a poháněnými válečky. Poháněné válečkové tratě se dělí na tratě s volnými válečky, s pevnými válečky a s prokluznými válečky.

U volných válečků je nucený otáčivý pohyb způsoben třením na vnějším obvodu válečků pomocí lana, struny nebo pásu.

U pevných válečků je nucený otáčivý pohyb přenášen na všechny nebo jen část válečků, a to přímo na váleček nebo jeho hřídel pomocí řetězových kol, ozubených kol, řemenic anebo elektrickým motorem uloženým ve vnitřní části válečku.

Prokluzové válečky jsou poháněny nepřímou, tj. pouze na hřídel válečku. Válečky jsou na hřídeli kluzně uloženy. Nucený otáčivý moment se přenáší pomocí tření, až po zatížení válečku předmětem.

### 1.2.3 PODLE TVARU VÁLEČKŮ

- Cylindrické válečky,
- Kuželíkové válečky,
- diskové (kotoučové) válečky,
- kladičkové válečky,
- různě tvarované válečky.

### 1.2.4 PODLE PROVOZNÍCH PODMÍNEK

- Stabilní válečkové tratě,
- přenosné válečkové tratě,
- pojízdné válečkové tratě,
- jinak přemístitelné válečkové tratě (otočné, zvedací).

## 1.3 PŘEDMĚTY DOPRAVOVANÉ VÁLEČKOVÝMI TRATĚMI

Válečkové tratě jsou charakteristické tím, že prakticky mohou přepravovat předměty libovolných rozměrů, tvarů i vah.

Příliš rozměrné předměty jsou dopravovány na dvou souběžných válečkových tratích. Drobné předměty jsou přepravovány pomocí krabic, palet, přepravek, podnosů, podložek, v nádobách apod., což usnadní jejich dopravu po válečkových tratích.

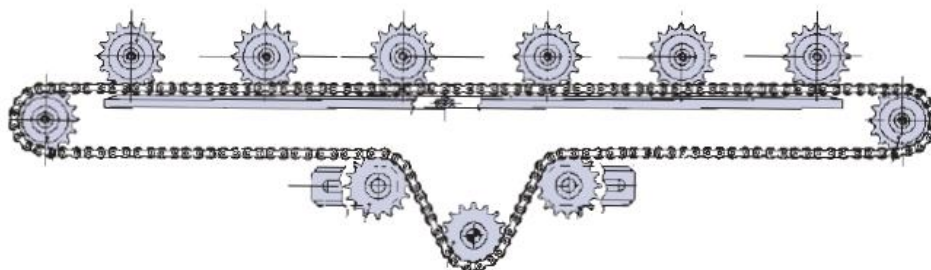
Rozhodující vliv je tvar přepravovaného předmětu. Pokud má předmět rovnou plochu, využije se k přepravě po rovných válečcích. Pokud předmět nemá žádnou rovnou plochu, mohou se válečky vytvarovat přímo pro daný předmět, nebo je předmět umístěn na rovné podložce. [1]

## 1.4 VARIANTY POHONU VÁLEČKŮ

Přímo poháněné válečkové tratě jsou nejčastěji poháněny elektromotorem s převodovkou. Přenos kroutícího momentu z hřídele převodovky na válečky je řešen několika následujícími způsoby:

### 1.4.1 TEČNÝM ŘETĚZEM

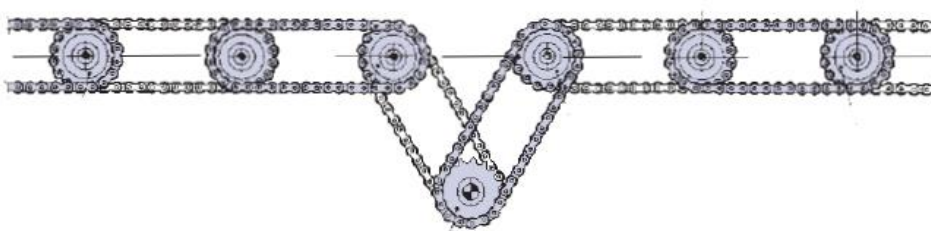
Válečky poháněné pomocí tečného řetězu jsou charakteristické pouze jedním ozubeným kolem. Řetěz na jedné straně podpírá vodítko řetězu a na druhé straně je v záběru s ozubenými koly válečků. Výhodou je jednoduchá konstrukce a demontáž jednotlivých válečků.



Obr. 3 Přenos kroutícího momentu pomocí tečného řetězu [9]

#### 1.4.2 ŘETĚZOVÝMI SMYČKAMI Z VÁLEČKU NA VÁLEČEK

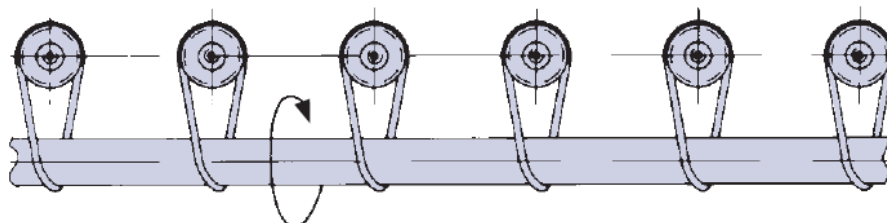
Každý váleček má dvě ozubená kola a je spojen řetězovou smyčkou s následujícím válečkem, který je stejným způsobem spojený s dalším válečkem. Výhodou oproti tečnému řetězu je větší úhel opásání a není třeba vodítka řetězu, ale demontáž jednotlivých válečků je podstatně složitější.



Obr. 4 Přenos kroutícího momentu pomocí řetězových smyček z válečku na váleček [9]

#### 1.4.3 KRUHOVÝMI ŘEMENY

Pokud je přenos kroutícího momentu zaveden kruhovými řemeny, tak je každý váleček opatřen kruhovou drážkou pro kruhový řemen, který spojuje každý váleček se společnou hřídelí, jejíž osa je natočená oproti osám válečků o  $90^\circ$ .



Obr. 5 Přenos kroutícího momentu kruhovými řemeny [9]

#### 1.4.4 VE VNITŘNÍ ČÁSTI VÁLEČKU

Válečková trať není opatřena jedním společným elektrickým motorem s převodovkou, ale každý váleček má svůj vlastní motor, který se nachází ve vnitřní části válečku. Nevýhodou oproti ostatním variantám je vysoká cena.



*Obr. 6 Pohon pomocí motoru ve vnitřní části válečku [19]*

## 2 OTOČNÝ MECHANISMUS STOLU

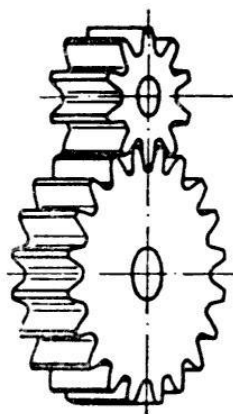
Otočné mechanizmy stolu válečkových dopravníků jsou nejčastěji poháněny elektromotorem s převodovkou. Přenos kroutícího momentu z hřídele převodovky na otočný mechanismus je řešen několika následujícími způsoby:

### 2.1 OZUBENÝ PŘEVOD

Nejrozšířenější způsob převodu. Řadí se mezi přímé převody s tvarovým stykem. Ozubený převod přenáší otáčivý pohyb z jednoho hřídele na druhý se stálým převodovým poměrem. Používá se pro převody s malou osovou vzdáleností.

#### S VNĚJŠÍM OZUBENÍM

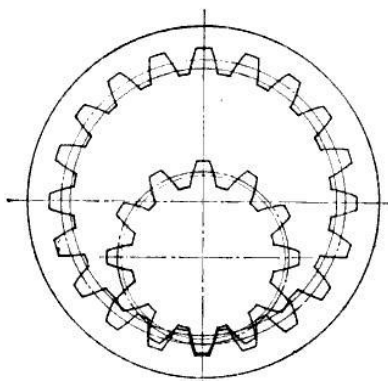
Nejpoužívanější způsob. Každé kolo se otáčí opačným směrem.



Obr. 7 Ozubený převod s vnějším ozubením otočného mechanismu stolu [20]

#### S VNITŘNÍM OZUBENÍM

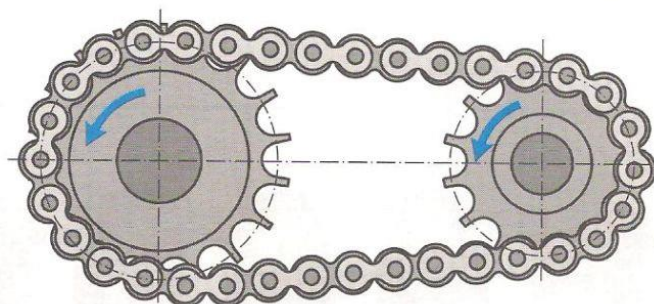
Věnc má vnitřní ozubení a pastorek vnější. Směr otáčení obou ozubených kol je shodný. Používají se tam, kde je potřeba snížit osovou vzdálenost na minimum.



Obr. 8 Ozubený převod s vnitřním ozubením otočného mechanismu stolu [20]

## 2.2 ŘETĚZOVÝ PŘEVOD

Je převod, který přenáší točivý moment pomocí nepřímého, tvarového styku. Točivý moment je přenášen z hnacího ozubeného kola na řetěz a pomocí řetězu na hnané ozubené kolo.



Obr 9 Řetězový převod otočného mechanismu stolu [21]

## 2.3 ŘEMENOVÝ PŘEVOD

Jedná se o převody se silovým nepřímým stykem. Přenos rotačního pohybu zajišťuje tření mezi řemenem a řemenicí. Řemenové převody jsou nepřesné, protože může dojít k prokluzu, pokud se nejedná o ozubené řemeny, které mají tvarový styk.



Obr. 10 Řemenový převod otočného mechanismu stolu [22]

### 3 NÁVRH VÁLEČKOVÉHO STOLU

V následující části je proveden výpočtový návrh válečkového stolu včetně pohonu válečků. Při návrhu, výběru a výpočtech válečků je vycházeno ze vztahů a tabulek z katalogu [9] od firmy TECNO RULLI. Ve zmiňovaném katalogu lze najít podrobnou dokumentaci válečků, jejich volby a příslušné výpočty.

#### 3.1 NÁVRH POHÁNĚNÝCH VÁLEČKŮ

Při návrhu je vycházeno ze zadaných parametrů, které uvádí hmotnost předmětu 750 kg přepravovaného na europaletě. Proto je třeba k celkové hmotnosti zatěžující válečky přičíst hmotnost europalety, která se dle [24] uvádí 20-24 kg podle vlhkosti dřeva. V následujících výpočtech je počítáno s 25 kg.

##### ZADANÉ PARAMETRY

- Délka europalety:  $A = 1200 \text{ mm}$
- Šířka europalety:  $B = 800 \text{ mm}$
- Hmotnost přepravovaného předmětu:  $m_p = 750 \text{ kg}$
- Hmotnost europalety:  $m_{ep} = 25 \text{ kg}$
- Celková hmotnost předmětu a europalety:  $m = 775 \text{ kg}$

##### ZVOLENÉ PARAMETRY

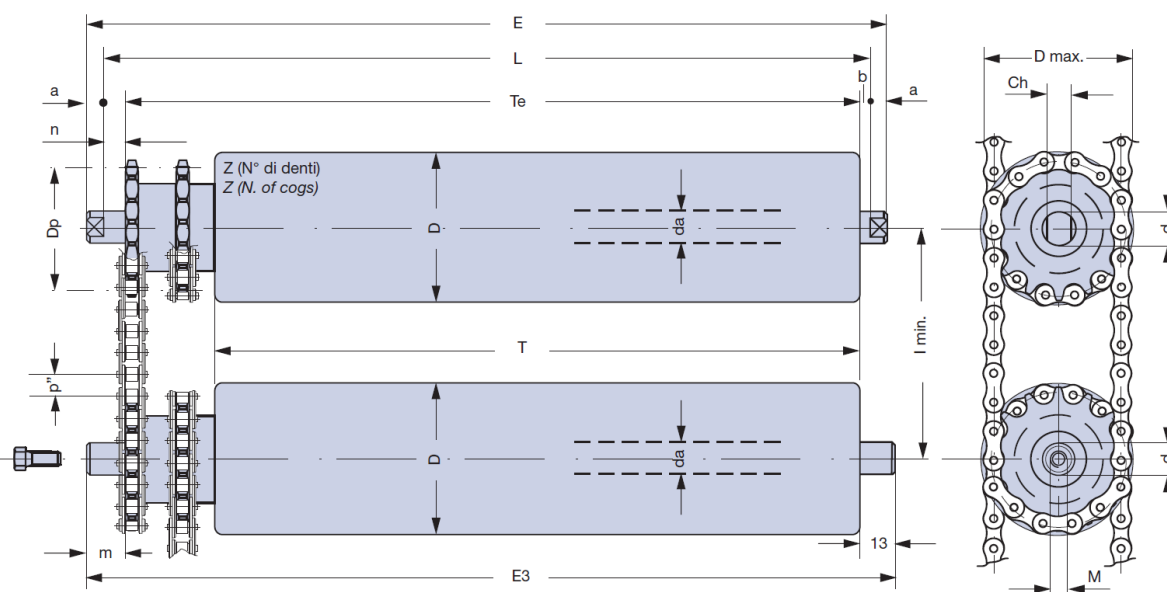
- Celkový počet válečků:  $x = 7$
- Min. počet válečků nacházejících se pod paletou:  $x_{\min} = 5$
- Využívaná délka válečku:  $T = 1000 \text{ mm}$
- Délka mezi válečky:  $l = 203 \text{ mm}$
- Obvodová rychlost válečku:  $v_v = 0,416 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

##### 3.1.1 ZVOLENÝ VÁLEČEK

Zvoleny jsou válečky poháněné pomocí řetězových smyček z válečku na váleček s katalogovým označením 25.14.9.17 od firmy TECNO RULLI [9].

##### PARAMETRY ZVOLENÉHO VÁLEČKU

- Průměr válečku:  $D = 159 \text{ mm}$
- Poloměr válečku:  $R = 79,5 \text{ mm}$
- Průměr roztečné kružnice řetězového kola:  $D_p = 130,2 \text{ mm}$
- Průměr hřídele válečku:  $d = 25 \text{ mm}$
- Hmotnost jednoho válečku:  $m_v = 27 \text{ kg}$
- Hmotnost rotačních částí jednoho válečku:  $m_{rv} = 23 \text{ kg}$
- Statická únosnost válečku:  $C_s = 795 \text{ kg}$
- Dynamická únosnost válečku:  $C_d = 530 \text{ kg}$
- Počet zubů řetězového kola:  $Z = 16$



Obr. 11 Zvolené válečky od firmy TECNO RULLI [9]

### 3.1.2 URČENÍ VZDÁLENOSTI MEZI JEDNOTLIVÝMI VÁLEČKY

Maximální vzdálenost je volena podle vzorce katalogu výrobce [9] a minimální je volena tak, aby nedocházelo k dotyku mezi jednotlivými válečky, kde je volena minimální mezera mezi válečky 10 mm.

#### MAXIMÁLNÍ VZDÁLENOST MEZI JEDNOTLIVÝMI VÁLEČKY

$$l_{max} = \frac{A}{x_{min}} - 15 \quad (1)$$

$$l_{max} = \frac{1200}{5} - 15 = 225 \text{ mm}$$

$$l_{max} = 225 \text{ mm}$$

kde:

A = 1200 mm je délka europalety,

$x_{min} = 5$  je minimální počet válečků pod europaletou.

#### MINIMÁLNÍ VZDÁLENOST MEZI JEDNOTLIVÝMI VÁLEČKY

$$l_{min} = D + 10 \quad (2)$$

$$l_{min} = 159 + 10 = 169 \text{ mm}$$

$$l_{min} = 169 \text{ mm}$$

kde:

D = 159 mm je průměr válečku.

**PODMÍNKA VZDÁLENOSTI MEZI JEDNOTLIVÝMI VÁLEČKY**

$$l_{min} \leq l \leq l_{max} \quad (3)$$

$$169 \text{ mm} \leq 203 \text{ mm} \leq 225 \text{ mm}$$

kde:

$l_{min} = 169 \text{ mm}$  je minimální vzdálenost mezi válečky,

$l = 203 \text{ mm}$  je zvolená vzdálenost mezi válečky,

$l_{max} = 225 \text{ mm}$  je maximální vzdálenost mezi válečky.

Zvolená délka  $l = 203 \text{ mm}$  vyhovuje podmínce (3).

**3.1.3 MINIMÁLNÍ VYUŽÍVANÁ DÉLKA VÁLEČKU**

Minimální využívaná délka válečku je vypočtena na základě šířky europalety a vzorce uvedeného v katalogu výrobce [9].

$$T_{min} = B + 50 \quad (4)$$

$$T_{min} = 800 + 50 = 850 \text{ mm}$$

$$T_{min} = 850 \text{ mm}$$

kde:

$B = 800 \text{ mm}$  je šířka europalety.

**PODMÍNKA VYUŽÍVANÉ DÉLKY VÁLEČKU**

$$T_{min} \leq T \quad (5)$$

$$850 \text{ mm} \leq 1000 \text{ mm}$$

kde:

$T = 1000 \text{ mm}$  je zvolená využívaná délka válečku,

$T_{min} = 850 \text{ mm}$  je minimální využívaná délka válečku.

Zvolená využívaná délka válečku  $T = 1000 \text{ mm}$  vyhovuje podmínce (5).

**3.1.4 ZATÍŽENÍ JEDNOHO VÁLEČKU**

$$Q = \frac{m}{x_{min}} \quad (6)$$

$$Q = \frac{750 + 25}{5} = 155 \text{ kg}$$

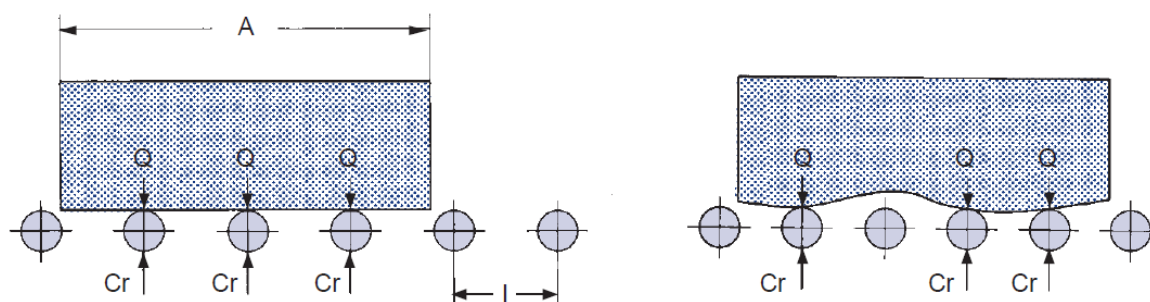
kde:

$m = 775 \text{ kg}$  je celková hmotnost předmětu a europalety,

$x_{min} = 5$  je minimální počet válečků pod europaletou.

### 3.1.5 SKUTEČNÉ ZATÍŽENÍ JEDNOHO VÁLEČKU

Dle [9] skutečné zatížení jednoho válečku závisí na kvalitě kontaktu povrchu přepravovaného předmětu s válečkem. Paleta nemá dokonalý povrch a může být pokroucená např. vlhkostí, což zamezí rovnoměrnému rozložení hmotnosti europalety s přepravovaným předmětem na válečky a dojde k lokálnímu přetížení válečku. Pokud se jedná o tuhý předmět volí se součinitel  $K_a = 1,5$ . Pokud jde o pružný povrch předmětu, volí se součinitel  $K_a = 2$  (obr. 12).



Obr. 12 Zobrazení rovnoměrného a nerovnoměrného rozložení hmotnosti [9]

$$Q_e = \frac{m}{x_{\min}} \cdot K_a \quad (7)$$

$$Q_e = \frac{775}{5} \cdot 1,5 = 232,50 \text{ kg}$$

$$Q_e = 233 \text{ kg}$$

kde:

$m = 775 \text{ kg}$  je celková hmotnost předmětu a europalety,

$x_{\min} = 5$  je minimální počet válečků pod europaletou,

$K_a = 1,5$  je součinitel určující povrch předmětu [9].

### 3.1.6 ÚNOSNOST VÁLEČKU

Zde je vypočtena skutečná únosnost válečku dle katalogu [9].

#### SKUTEČNÁ STATICKÁ ÚNOSNOST VÁLEČKU

$$C_{rs} = C_s \cdot K_r \cdot K_h \quad (8)$$

$$C_{rs} = 795 \cdot 0,941 \cdot 1 = 748,10 \text{ kg}$$

$$C_{rs} = 748 \text{ kg}$$

kde:

$C_s = 795 \text{ kg}$  je statická únosnost válečku,

$K_r = 0,941$  je součinitel délky válečku [9],

$K_h = 1$  je součinitel doby životnosti válečku [9].

**SKUTEČNÁ DYNAMICKÁ ÚNOSNOST VÁLEČKU**

$$C_{rd} = C_d \cdot K_r \cdot K_h \quad (9)$$

$$C_{rd} = 530 \cdot 0,941 \cdot 1 = 498,73 \text{ kg}$$

$$C_{rd} = 499 \text{ kg}$$

kde:

$C_d = 530 \text{ kg}$  je dynamická únosnost válečku,

$K_r = 0,941$  je součinitel délky válečku [9],

$K_h = 1$  je součinitel doby životnosti válečku [9].

**SKUTEČNÁ ÚNOSNOST VÁLEČKU**

$$C_r = \min(C_{rs}, C_{rd}) = 499 \text{ kg} \quad (10)$$

$$C_r = \min(748, 499) = 499 \text{ kg}$$

$$C_r = 499 \text{ kg}$$

kde:

$C_{rs} = 748 \text{ kg}$  je skutečná statická únosnost válečku,

$C_{rd} = 499 \text{ kg}$  je skutečná dynamická únosnost válečku.

**PODMÍNKA O SPLNĚNÍ ÚNOSNOSTI VÁLEČKŮ**

$$C_r \geq Q_e \quad (11)$$

$$499 \text{ kg} \geq 233 \text{ kg}$$

kde:

$C_r = 499 \text{ kg}$  je skutečná únosnost válečku,

$Q_e = 233 \text{ kg}$  je skutečné zatížení válečku.

Skutečná maximální únosnost válečku je větší než skutečné zatížení válečku, tedy podmínka (11) je splněna.

**3.2 NÁVRH POHONU VÁLEČKŮ**

Dle [6] má řetězový převod účinnost 98 ~ 99 %. Na válečkovém stole se nachází pět hnaných smyček a jedna hnací, tedy celkový počet smyček je  $s = 6$ . Celková účinnost řetězových převodů  $\eta$  je rovna:

$$\eta = 0,98^s = 0,98^6 = 0,87 \quad (12)$$

**3.2.1 POTŘEBNÝ VÝKON PRO ROVNOMĚRNÝ POHYB PŘEDMĚTU [3][5]**

$$P_1 = \left\{ n \cdot m \cdot g \cdot \left[ \sin \beta + \cos \beta \cdot \left( \frac{\xi}{R} + 0,005 \right) \right] \right\} \cdot \frac{v_v}{1000 \cdot \eta} \quad (13)$$

$$P_1 = \left\{ 1 \cdot 775 \cdot 9,81 \cdot \left[ 0 + 1 \cdot \left( \frac{0,0012}{0,0795} + 0,005 \right) \right] \right\} \cdot \frac{0,416}{1000 \cdot 0,87} = 0,073 \text{ kW}$$

$$P_1 = 73 \text{ W}$$

kde:

$n = 1$  je počet předmětů na trati,

$m = 775 \text{ kg}$  je celková hmotnost předmětu a europalety,

$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$  je gravitační zrychlení,

$\beta = 0^\circ$  je úhel sklonu trati,

$\xi = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$  je rameno valivého odporu mezi válečkem a europaletou [15],

$R = 79,5 \text{ mm}$  je poloměr válečku,

$v_v = 0,416 \text{ m.s}^{-1}$  je obvodová rychlost válečku,

$\eta = 0,87$  účinnost řetězových převodů válečků.

### 3.2.2 POTŘEBNÝ VÝKON PRO ROZBĚH/ZASTAVENÍ PŘEDMĚTU [3][5]

$$P_2 = \left\{ z \cdot m \cdot \frac{k_p}{k_1} \cdot g \cdot \mu \cdot \cos \beta \cdot \frac{v_v}{1000 \cdot \eta} \right\} \quad (14)$$

$$P_2 = \left\{ 1 \cdot 775 \cdot \frac{1}{1} \cdot 9,81 \cdot 0,2 \cdot 1 \cdot \frac{0,416}{1000 \cdot 0,87} \right\} = 0,727 \text{ kW}$$

$$P_2 = 727 \text{ W}$$

kde:

$z = 1$  je počet stojících předmětů na trati,

$m = 775 \text{ kg}$  je celková hmotnost předmětu a europalety,

$k_p = 5$  je minimální počet poháněných válečků pod jedním předmětem,

$k_1 = 5$  je minimální počet válečků pod jedním předmětem,

$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$  je gravitační zrychlení,

$\mu = 0,2$  je součinitel smykové tření mezi válečkem a europaletou [16],

$\beta = 0^\circ$  je úhel sklonu trati,

$v_v = 0,416 \text{ m.s}^{-1}$  je obvodová rychlost válečku,

$\eta = 0,87$  celková účinnost řetězových převodů válečků.

### 3.2.3 CELKOVÝ POTŘEBNÝ VÝKON POHONU VÁLEČKŮ [3][5]

$$P_C = P_1 + P_2 \quad (15)$$

$$P_C = 73 + 727 = 800 \text{ W}$$

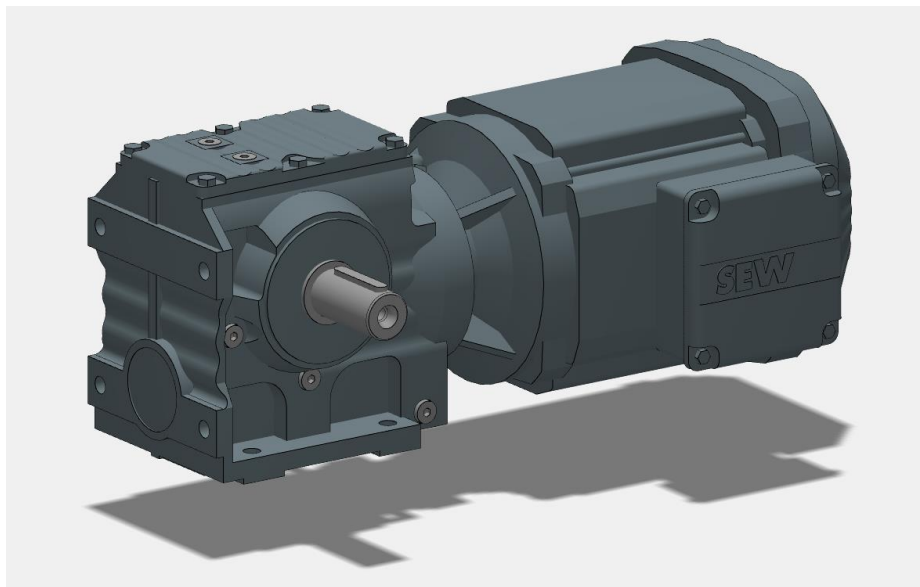
kde:

$P_1 = 73 \text{ W}$  je potřebný výkon pro rovnoměrný pohyb předmětu,

$P_2 = 727 \text{ W}$  je potřebný výkon pro rozběh/zastavení předmětu.

### 3.2.4 ZVOLENÝ MOTOR

Na základě celkového potřebného výkonu je zvolen šnekový převodový motor od firmy SEW-EURODRIVE (obr. 13) s označením S57DRN90S4. Je zvolen šnekový z důvodu zpětného chodu a výhody samosvornosti.



Obr. 13 Model zvoleného šnekového převodového motoru pro pohon válečků [12]

#### PARAMETRY ZVOLENÉHO MOTORU [PŘÍLOHA 1]

- |                                       |                                  |
|---------------------------------------|----------------------------------|
| • Jmenovité otáčky motoru:            | $n_{m1} = 1445 \text{ min}^{-1}$ |
| • Výstupní otáčky motoru:             | $n_1 = 50 \text{ min}^{-1}$      |
| • Celkový převodový poměr motoru:     | $i_1 = 29$                       |
| • Výkon motoru:                       | $P_{m1} = 1,1 \text{ kW}$        |
| • Poměrný záběrný moment motoru [11]: | $M_z/M_n = 2,7$                  |

### 3.2.5 KONTROLA ROZBĚHU MOTORU

V následující části je vypočtena kontrola rozběhu motoru. [3][5]

#### ČAS SMYKU (DOBA ROZBĚHU)

$$t_s = \frac{v_v}{\frac{k_p}{k_1} \cdot g \cdot [\cos \beta \cdot (\mu - \frac{2 \cdot \xi}{D}) - \frac{k_1}{k_p} \cdot \sin \beta]} \quad (16)$$

$$t_s = \frac{0,416}{1 \cdot 9,81 \cdot [1 \cdot (0,2 - \frac{2 \cdot 0,0012}{0,159}) - 0]} = 0,229 \text{ s}$$

$$t_s = 0,23 \text{ s}$$

kde:

$v_v = 0,416 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  je obvodová rychlost válečku,

$k_p = 5$  je minimální počet poháněných válečků pod jedním předmětem,

$k_1 = 5$  je minimální počet válečků pod jedním předmětem,  
 $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$  je gravitační zrychlení,  
 $\beta = 0^\circ$  je úhel sklonu trati,  
 $\mu = 0,2$  je součinitel smykového tření mezi válečkem a europaletou [16],  
 $\xi = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$  je rameno valivého odporu mezi válečkem a europaletou [15],  
 $D = 159 \text{ mm}$  je průměr válečku.

**MOMENT TŘECÍ**

$$M_t = n \cdot k_p \cdot Q_e \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \mu \cdot \frac{R}{i_1 \cdot \eta} \quad (17)$$

$$M_t = 1 \cdot 5 \cdot 233 \cdot 9,81 \cdot 1 \cdot 0,2 \cdot \frac{0,0795}{29 \cdot 0,87} = 7,20 \text{ N.m}$$

$$M_t = 7,2 \text{ N.m}$$

kde:

$n = 1$  je počet předmětů na trati,  
 $k_p = 5$  je minimální počet poháněných válečků pod jedním předmětem,  
 $Q_e = 233 \text{ kg}$  je skutečné maximální zatížení válečku,  
 $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$  je gravitační zrychlení,  
 $\beta = 0^\circ$  je úhel sklonu trati,  
 $\mu = 0,2$  je součinitel smykového tření mezi válečkem a europaletou [16],  
 $R = 79,5 \text{ mm}$  je poloměr válečku,  
 $i_1 = 29$  je celkový převodový poměr motoru,  
 $\eta = 0,87$  je celková účinnost řetězových převodů válečků.

**MOMENT ZRYCHLUJÍCÍCH SIL PŘÍMOČÁŘE SE POHYBUJÍCÍCH HMOT**

$$M_{zp} = n \cdot m \cdot \frac{v_v \cdot R}{t_s \cdot i_1 \cdot \eta} \quad (18)$$

$$M_{zp} = 1 \cdot 775 \cdot \frac{0,416 \cdot 0,0795}{0,23 \cdot 29 \cdot 0,87} = 4,442 \text{ N.m}$$

$$M_{zp} = 4,4 \text{ N.m}$$

kde:

$n = 1$  je počet předmětů na trati,  
 $m = 775 \text{ kg}$  je celková hmotnost předmětu a europalety,  
 $v_v = 0,416 \text{ m.s}^{-1}$  je obvodová rychlost válečku,  
 $R = 79,5 \text{ mm}$  je poloměr válečku,  
 $t_s = 0,23 \text{ s}$  je čas smyku (doba rozběhu),  
 $i_1 = 29$  je celkový převodový poměr motoru,  
 $\eta = 0,87$  je celková účinnost řetězových převodů válečků.

**MOMENT ZRYCHLUJÍCÍCH SIL ROTUJÍCÍCH HMOT**

Setrvačný moment jednoho válečku

$$J_v = m_{vr} \cdot R^2 \quad (19)$$

$$J_v = 23 \cdot 0,0795^2 = 0,145 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde:

$m_{vr} = 23 \text{ kg}$  je hmotnost rotačních částí válečku,

$R = 79,5 \text{ mm}$  je poloměr válečku.

#### ÚHLOVÉ ZRYCHLENÍ JEDNOHO VÁLEČKU

$$\varepsilon = \frac{\omega_v}{t_s} = \frac{2 \cdot v_v}{t_s \cdot D} \quad (20)$$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot 0,416}{0,23 \cdot 0,159} = 22,75 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\varepsilon = 23 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

kde:

$\omega_v$  je úhlová rychlost válečku,

$t_s = 0,23 \text{ s}$  je čas smyku (doba rozběhu),

$v_v = 0,416 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  je obvodová rychlost válečku,

$D = 159 \text{ mm}$  je průměr válečku.

#### MOMENT ZRYCHLUJÍCÍCH SIL ROTUJÍCÍCH HMOT

$$M_{zr} = x \cdot J_v \cdot \varepsilon \cdot \frac{1}{i_1 \cdot \eta} \quad (21)$$

$$M_{zr} = 7 \cdot 0,145 \cdot 22,85 \cdot \frac{1}{29 \cdot 0,87} = 0,92 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$x = 7$  je celkový počet válečků,

$J_v = 0,145 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  je setrvačný moment válečku,

$\varepsilon = 23 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$  je úhlové zrychlení válečku,

$i_1 = 29$  je celkový převodový poměr motoru,

$\eta = 0,87$  je celková účinnost řetězových převodů válečků.

#### MOMENT OD STÁLÝCH ODPORŮ

$$M_o = \frac{P_C}{\omega_{m1}} = \frac{60 \cdot P_C}{2 \cdot \pi \cdot n_{m1}} \quad (22)$$

$$M_o = \frac{60 \cdot 819}{2 \cdot \pi \cdot 1455} = 5,38 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_o = 5,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$P_C = 800 \text{ W}$  je celkový potřebný výkon,

$\omega_{m1}$  je jmenovitá úhlová rychlost motoru,  
 $n_{m1} = 1455 \text{ min}^{-1}$  je počet jmenovitých otáček motoru.

#### MOMENT NA HŘÍDELI MOTORU PŘI ROZBĚHU

$$M_m = \frac{M_z}{M_n} \cdot \frac{P_{m1}}{\omega_{m1}} = \frac{M_z}{M_n} \cdot \frac{60 \cdot P_{m1}}{2 \cdot \pi \cdot n_{m1}} \quad (23)$$

$$M_m = 2,7 \cdot \frac{60 \cdot 1100}{2 \cdot \pi \cdot 1455} = 19,49 \text{ N.m}$$

$$M_m = 19,5 \text{ N.m}$$

kde:

$M_z/M_n = 2,7$  je poměrný záběrný moment motoru [11],

$P_{m1} = 1,1 \text{ kW}$  je výkon motoru,

$\omega_{m1}$  je jmenovitá úhlová rychlost motoru,

$n_{m1} = 1455 \text{ min}^{-1}$  je počet jmenovitých otáček motoru.

#### MOMENT REDUKOVANÝ ROZBĚHOVÝ NA HŘÍDELI MOTORU

$$M_{roz} = M_t + M_{zp} + M_{zr} + M_o \quad (24)$$

$$M_{roz} = 7,2 + 4,44 + 0,92 + 5,4 = 17,96 \text{ N.m}$$

$$M_{roz} = 18 \text{ N.m}$$

kde:

$M_t = 7,2 \text{ N.m}$  je moment třecí,

$M_{zp} = 0,92 \text{ N.m}$  je moment zrychlujících sil přímočaře pohybujících se hmot,

$M_{zr} = 4,44 \text{ N.m}$  je moment zrychlujících sil rotujících hmot,

$M_o = 5,4 \text{ N.m}$  je moment od stálých odporů.

#### PODMÍNKA ROZBĚHU MOTORU

$$M_m > M_{roz} \quad (25)$$

$$19,5 \text{ Nm} > 18 \text{ N.m}$$

kde:

$M_m = 19,5 \text{ N.m}$  je moment na hřídeli motoru při rozběhu,

$M_{roz} = 18 \text{ N.m}$  je moment redukováný rozběhový na hřídeli motoru.

Podmínka rozběhu motoru je splněna (25).

### 3.2.6 KONTROLA PROTI PROKLUZU

Dle [14] následuje výpočet proti prokluzu válečků pod předmětem při rozběhu.

**ZRYCHLENÍ VÁLEČKU**

$$a_v = \frac{v_v - v_0}{t_s} \quad (26)$$

$$a_v = \frac{0,416 - 0}{0,23} = 1,809 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$a_v = 1,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

kde:

$v_v = 0,416 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  je rychlost válečku,

$v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  je počáteční rychlost válečku,

$t_s = 0,23 \text{ s}$  je čas smyku (doba rozběhu).

**NORMÁLOVÁ SÍLA**

$$F_N = m \cdot g \quad (27)$$

$$F_N = 775 \cdot 9,81 = 7602,75 \text{ N}$$

$$F_N = 7603 \text{ N}$$

kde:

$m = 775 \text{ kg}$  je celková hmotnost předmětu a europalety,

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

**SÍLA ZPŮSOBENÁ OBVODOVÝM ZRYCHLENÍM VÁLEČKU**

$$F_a = m \cdot a_v \quad (28)$$

$$F_a = 775 \cdot 1,81 = 1402,75 \text{ N}$$

$$F_a = 1403 \text{ N}$$

kde:

$m = 775 \text{ kg}$  je celková hmotnost předmětu a europalety,

$a_v = 1,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  je zrychlení válečku.

**TŘECÍ SÍLA**

$$F_t = \mu \cdot F_N \quad (29)$$

$$F_t = 0,2 \cdot 7603 = 1520,6 \text{ N}$$

$$F_t = 1521 \text{ N}$$

kde:

$\mu = 0,2$  je součinitel smykového tření mezi válečkem a europaletou [16],

$F_N = 7603 \text{ N}$  je normálová síla.

**PODMÍNKA PROTI PROKLUZU**

$$F_t > F_a \quad (30)$$

$$1521 \text{ N} > 1403 \text{ N}$$

kde:

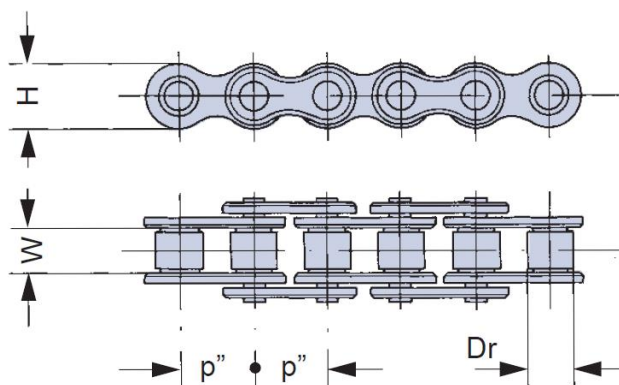
$F_t = 1521 \text{ N}$  je třecí síla,

$F_a = 1403 \text{ N}$  je síla způsobená obvodovým zrychlením válečku.

Jak vychází z nerovnice (30), podmínka vyhovuje.

**3.2.7 ZVOLENÝ ŘETĚZ**

Typ řetězu je přiřazen k zvolenému válečku firmou TECNO RULLI a to válečkový řetěz s označením 16B – 1 (obr. 14).



Obr. 14 Zvolený řetěz 16B – 1 [9]

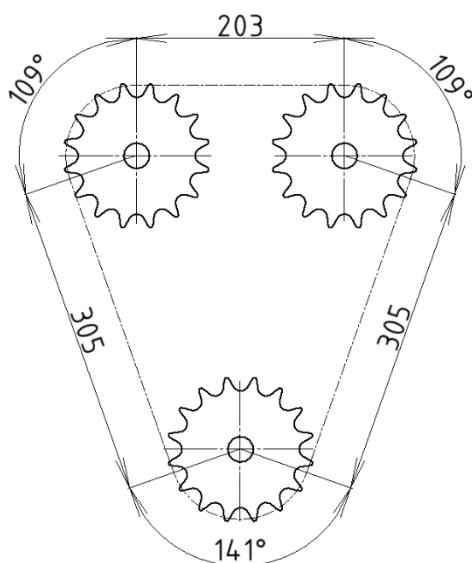
**PARAMETRY ZVOLENÉHO ŘETĚZU**

Parametry řetězu jsou z katalogu [9][10][10].

- Rozteč řetězu:  $p = 25,4 \text{ mm}$
- Síla při přetržení:  $F_B = 60 \text{ kN}$
- Plocha kloubu řetězu:  $S = 210 \text{ mm}^2$
- Hmotnost jednoho metru řetězu[10]:  $m_{ř1m} = 2,71 \text{ kg}$

**3.2.8 NÁVRH HNACÍ SMYČKY**

Hnací řetězové kolo je stejné, jako řetězová kola válečků (obr. 15).



Obr. 15 Návrh hnací smyčky

**DÉLKA HNACÍ SMYČKY [9]**

Z návrhu (obr. 15) vyplývá, že délka hnací smyčky je  $l_1 = 1219$  mm.

$$L_1 = \frac{l_1}{p} \quad (31)$$

$$L_1 = \frac{1219}{25,4} = 48 \text{ článků}$$

kde:

$L_1$  je počet článků hnací smyčky.

**HMOTNOST HNACÍ SMYČKY [9]**

$$m_{ř1} = L_1 \cdot p \cdot m_{ř1m} \quad (32)$$

$$m_{ř1} = 48 \cdot 0,0254 \cdot 2,71 = 3,3 \text{ kg}$$

$$m_{ř1} = 3,3 \text{ kg}$$

kde:

$L_1$  je počet článků hnací smyčky,

$p = 25,4$  mm je rozteč řetězu,

$m_{ř1m} = 2,71$  kg je hmotnost jednoho metru řetězu.

**DÉLKA HNANÉ SMYČKY [9]**

$$L_2 = \frac{2 \cdot l}{p} + Z \quad (33)$$

$$L_2 = \frac{2 \cdot 203}{25,4} + 16 = 32 \text{ článků}$$

$$L_2 = 32 \text{ článků}$$

kde:

$L_2$  je počet článků hnané smyčky,

$l = 203$  mm je vzdálenost mezi jednotlivými válečky,

$Z = 16$  je počet zubů řetězového kola.

### HMOTNOST HANÉ SMYČKY [9]

$$m_{\check{r}2} = L_2 \cdot p \cdot m_{\check{r}1m} \quad (34)$$

$$m_{\check{r}2} = 32 \cdot 0,0254 \cdot 2,71 = 2,2 \text{ kg}$$

$$m_{\check{r}2} = 2,2 \text{ kg}$$

kde:

$L_2$  je počet článků hnané smyčky,

$p = 25,4$  mm je rozteč řetězu,

$m_{\check{r}1m} = 2,71$  kg je hmotnost jednoho metru řetězu.

### 3.3 KONTROLA ŘETĚZU POHONU VÁLEČKŮ

Kontrola statické a dynamické bezpečnosti řetězu, včetně kontroly měrného tlaku v kloubech řetězu dle normy ČSN 01 4809 [8].

#### OBVODOVÁ RYCHLOST HNACÍHO ŘETĚZOVÉHO KOLA

$$v_o = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot D_p}{60} \quad (35)$$

$$v_o = \frac{\pi \cdot 50 \cdot 0,1302}{60} = 0,34 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde:

$n_1 = 50 \text{ min}^{-1}$  je počet výstupních otáček motoru,

$D_p = 130,2$  mm je průměr roztečné kružnice řetězového kola.

#### OBVODOVÁ SÍLA NA HNACÍM ŘETĚZOVÉM KOLE

$$F_o = \frac{P_{m1}}{v_o} \quad (36)$$

$$F_o = \frac{1100}{0,34} = 3235,3 \text{ N}$$

$$F_o = 3235 \text{ N}$$

kde:

$P_{m1} = 1,1$  kW je výkon motoru,

$v_o = 0,34$  m.s<sup>-1</sup> je obvodová rychlost hnacího řetězového kola.

### CELKOVÁ TAHOVÁ SÍLA ŘETĚZU HNACÍHO ŘETĚZOVÉHO KOLA

Při obvodové rychlosti menší než 5 m.s<sup>-1</sup> se  $F_c$ , tah od odstředivé síly, zanedbává [8].

$$F_T = F_o + F_c \quad (37)$$

$$F_T = 3235 + 0 = 3235 \text{ N}$$

kde:

$F_o = 3235$  N je obvodová síla na hnacím řetězovém kole,

$F_c = 0$  N tah od odstředivé síly.

### KONTROLA STATICKÉ BEZPEČNOSTI

$$k_s = \frac{F_B}{F_T} \geq 7 \quad (38)$$

$$k_s = \frac{60000}{3235} = 18,6 \geq 7$$

kde:

$F_B = 60$  kN je síla přetržení řetězu,

$F_T = 3235$  N je celková tahová síla řetězu hnacího řetězového kola.

Kontrola statické bezpečnosti řetězu vyhovuje, jak vyplývá z rovnice (38).

### KONTROLA DYNAMICKÉ BEZPEČNOSTI

$$k_d = \frac{F_B}{F_T \cdot Y} \geq 5 \quad (39)$$

$$k_d = \frac{60000}{3235,3 \cdot 2} = 927 \geq 5$$

kde:

$F_B = 60$  kN je síla přetržení řetězu,

$F_T = 3235$  N je celková tahová síla řetězu hnacího řetězového kola,

$Y = 2$  je součinitel rázu [8].

Kontrola dynamické bezpečnosti řetězu vyhovuje, jak vyplývá z rovnice (39).

### 3.3.1 KONTROLA MĚRNÉHO TLAKU V KLOUBECH ŘETĚZU HNACÍ SMYČKY

Zde je kontrola měrného tlaku [8] v kloubech zvoleného řetězu 16B – 1.

#### MĚRNÝ TLAK V KLOUBU ŘETĚZU

$$p_V = \frac{F_T}{S} \quad (40)$$

$$p_V = \frac{3235,3}{210 \cdot 10^{-6}} = 15,41 \text{ MPa}$$

$$p_V = 15,4 \text{ MPa}$$

kde:

$F_T = 3235 \text{ N}$  je celková tahová síla řetězu hnacího řetězového kola,  
 $S = 210 \text{ mm}^2$  je plocha kloubu řetězu.

#### DOVOLENÝ TLAK V KLOUBU ŘETĚZU

$$p_D = \lambda_1 \cdot p_1 \tag{41}$$

$$p_D = 0,69 \cdot 28,94 = 19,94 \text{ MPa}$$

$$p_D = 19,9 \text{ MPa}$$

kde:

$\lambda = 0,69$  je součinitel tření v kloubu řetězu [8],  
 $p_1 = 28,94 \text{ MPa}$  je směrný tlak v kloubu řetězu [8].

#### PODMÍNKA TLAKU V KLOUBU ŘETĚZU

$$p_D > p_V \tag{42}$$

$$19,9 \text{ MPa} > 15,4 \text{ MPa}$$

kde:

$p_D = 19,9 \text{ MPa}$  je dovolený tlak v kloubu řetězu,  
 $p_V = 15,4 \text{ MPa}$  je měrný tlak v kloubu řetězu.

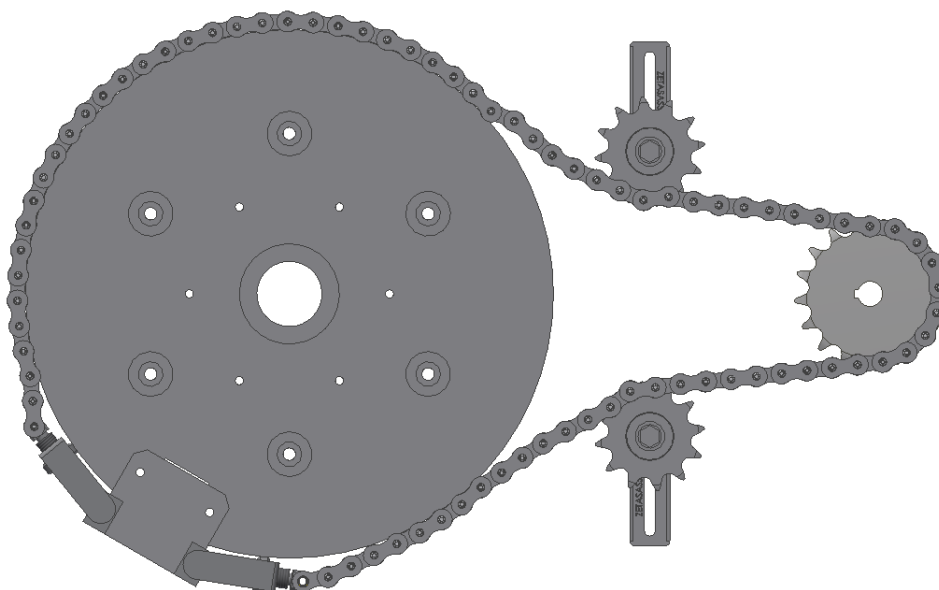
Kontrola měrného tlaku v kloubech řetězu vyhovuje, jak vyplývá z rovnice (42)

## 4 NÁVRH OTOČNÉHO MECHANISMU STOLU

V následující části je proveden návrh a výpočet otočného mechanismu válečkového stolu, včetně jeho pohonu, na základě zadané hodnoty celkového úhlu otočení  $90^\circ$ . Doba rozběhu točny je volena 0,5 s, z důvodu vyvarování případného smýkání předmětu po válečcích při rozběhu otočného mechanismu. Otočný mechanismus se skládá z řetězového převodu, kde řetěz netvoří celistvou smyčku, ale je na neozubeném kole připevněn dvěma řetězovými úchyty (obr. 16) od firmy AMF s katalogovým číslem 374728 [25]. Stůl je podpírán šesti kladkami, které dopomáhají k jeho otáčení.

### ZVOLENÉ PARAMETRY

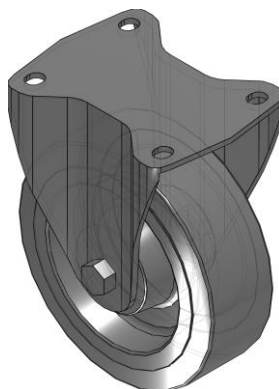
- |   |                              |
|---|------------------------------|
| • Otáčky otočného mechanismu stolu:     | $n_s = 8 \text{ min}^{-1}$   |
| • Roztečná kružnice pastorku:           | $d_{rs} = 138,22 \text{ mm}$ |
| • Roztečná kružnice kola:               | $D_{rs} = 552,88 \text{ mm}$ |
| • Počet zubů pastorku:                  | $Z_s = 17$                   |
| • Převodový poměr mezi řetězovými koly: | $i_3 = 4$                    |
| • Doba rozběhu točny:                   | $t_r = 0,5 \text{ s}$        |



Obr. 16 Pohled shora na řetězový převod otočného mechanismu stolu

#### 4.1.1 ZVOLENÁ KLADKA

Zvolena je kladka od firmy Norelem s katalogovým číslem 95018-160501 (obr. 17) [13].



Obr. 17 Zvolené kladky 95018-160501 [13]

#### PARAMETRY KLADKY

- |                                    |                           |
|------------------------------------|---------------------------|
| • Průměr kladky:                   | $D_k = 160 \text{ mm}$    |
| • Poloměr kladky:                  | $R_k = 80 \text{ mm}$     |
| • Hmotnost rotačních částí kladky: | $m_{rk} = 0,3 \text{ kg}$ |
| • Únosnost kladky:                 | $Q_{nk} = 350 \text{ kg}$ |
| • Celkový počet kladek:            | $k_k = 6$                 |

#### ZATÍŽENÍ KLADKY

$$Q_k = \frac{m}{k_k} \quad (43)$$

$$Q_k = \frac{775}{6} = 212,5 \text{ kg}$$

$$Q_k = 213 \text{ kg}$$

kde:

$m = 775 \text{ kg}$  je celková hmotnost předmětu a europalety,

$k_k = 6$  je celkový počet kladek.

#### PODMÍNKA ZATÍŽENÍ KLADKY

$$Q_{nk} > Q_k \quad (44)$$

$$350 \text{ kg} > 213 \text{ kg}$$

kde:

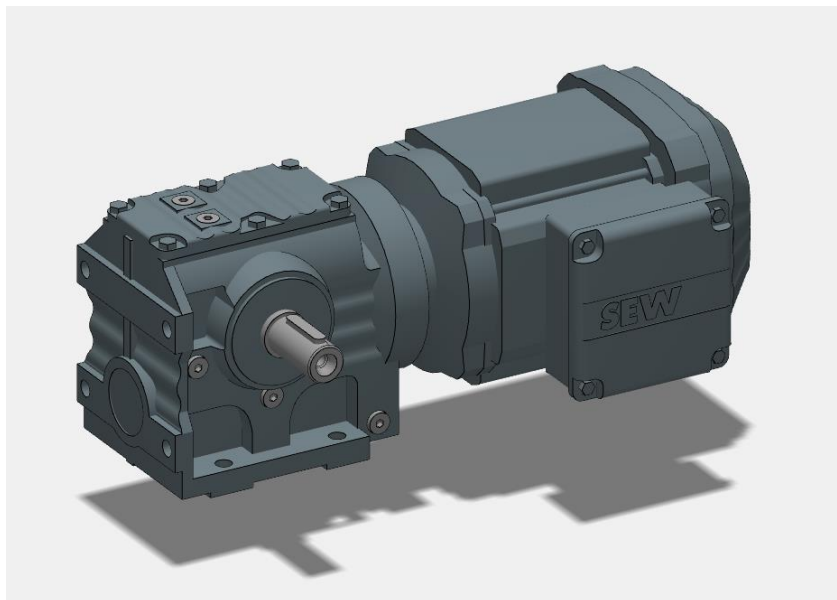
$Q_{nk} = 350 \text{ kg}$  je únosnost kladky,

$Q_k = 213 \text{ kg}$  je zatížení kladky.

Z nerovnice (44) vyplývá, že zatížení kladky vyhovuje podmínce.

## 4.2 VOLBA MOTORU OTOČNÉHO MECHANISMU STOLU

Je zvolen šnekový převodový motor od firmy SEW-EURODRIVE s katalogovým označením S57DRN80MK4 (obr. 19) z důvodu zpětného chodu a samosvornosti.



Obr. 19 Model zvoleného motoru pro pohon otočného mechanismu stolu [23]

### PARAMETRY ZVOLENÉHO MOTORU [PŘÍLOHA 2]

- |  |                                  |
|--|----------------------------------|
| • Jmenovité otáčky motoru:             | $n_{m2} = 1435 \text{ min}^{-1}$ |
| • Výstupní otáčky motoru:              | $n_2 = 32 \text{ min}^{-1}$      |
| • Celkový převodový poměr motoru:      | $i_2 = 44,22$                    |
| • Výkon motoru:                        | $P_{m2} = 550 \text{ W}$         |
| • Rozběhový poměr momentů motoru [11]: | $M_k/M_n = 2,7$                  |

### 4.2.1 KONTROLA POHONU OTOČNÉHO MECHANISMU STOLU

Výpočetní kontrola rozběhu motoru otočného mechanismu stolu a jeho výkonu [3][5].

#### MOMENT SETRVAČNOSTI PŘEPRAVOVANÉHO PŘEDMĚTU

$$J_1 = \frac{1}{12} \cdot m \cdot (A^2 + B^2) \quad (45)$$

$$J_1 = \frac{1}{12} \cdot 775 \cdot (1,2^2 + 0,8^2) = 134,44 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_1 = 134 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde:

$m = 775 \text{ kg}$  je celková hmotnost předmětu a europalety,

$A = 1200 \text{ mm}$  je výška europalety,

$B = 800 \text{ mm}$  je šířka europalety.

**MOMENT SETRVAČNOSTI PŘEPRAVOVANÉHO PŘEDMĚTU S TĚŽIŠTĚM MIMO OSU**

Vzdálenost těžiště předmětu na paletě se od osy těžiště nesmí nacházet ve větší vzdálenosti, než je zvolená hodnota  $h = 0,2$  m.

$$J_2 = J_1 + m \cdot h^2 \quad (46)$$

$$J_2 = 134 + 775 \cdot 0,2^2 = 165 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_2 = 165 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde:

$J_1 = 134 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  je moment setrvačnosti přepravovaného předmětu,

$m = 775 \text{ kg}$  je celková hmotnost předmětu a europalety,

$h = 0,2$  m je maximální vzdálenost těžiště předmětu od osy těžiště.

**MOMENT SETRVAČNOSTI STOLU**

Hmotnost stolu je pouze přibližně volená hodnota na základě hmotnosti válečků, pohonu válečků, řetězových smyček a konstrukce s dostatečnou rezervou  $m_s = 500$  kg.

$$J_3 = \frac{1}{2} \cdot m_s \cdot r_s^2 \quad (47)$$

$$J_3 = \frac{1}{2} \cdot 500 \cdot 0,81^2 = 164,025 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_3 = 164 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde:

$m_s = 500$  kg je hmotnost válečkového stolu,

$r_s = 0,81$  m je poloměr kružnice s kladkami.

**CELKOVÝ MOMENT SETRVAČNOSTI**

$$J_C = J_2 + J_3 \quad (48)$$

$$J_C = 165 + 164 = 329 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde:

$J_2 = 165 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  je moment setrvačnosti předmětu s těžištěm mimo osu,

$J_3 = 164 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  je moment setrvačnosti stolu.

**MOMENT PRO PŘEKONÁNÍ VALIVÉHO ODPORU**

$$M_{vo} = k_k \cdot G \cdot \xi_k = k_k \cdot g \cdot (Q_k + m_{rk}) \cdot \xi_k \quad (49)$$

$$M_{vo} = 6 \cdot 9,81 \cdot (213 + 0,3) \cdot 0,002 = 25,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{vo} = 26 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

G je tíhová síla působící na kladku,

$k_k = 6$  je celkový počet kladek,  
 $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$  je gravitační zrychlení,  
 $\xi_k = 0,002 \text{ m}$  je rameno valivého odporu mezi kladkou a dráhou [15],  
 $Q_k = 213 \text{ kg}$  je zatížení kladky,  
 $m_{rk} = 0,3 \text{ kg}$  je hmotnost rotační části kladky.

#### MOMENT POTŘEBNÝ K OTÁČENÍ STOLU

$$M_{os} = (J_c \cdot \omega_s) + M_{vo} = (J_c \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_s) + M_{vo} \quad (50)$$

$$M_{os} = \left( 329 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{8}{60} \right) + 26 = 301,62 \text{ N.m}$$

$$M_{os} = 302 \text{ N.m}$$

kde:

$J_c = 329 \text{ kg.m}^2$  je celkový moment setrvačnosti,  
 $\omega_s$  je úhlové zrychlení otočného mechanismu stolu,  
 $n_s = 8 \text{ min}^{-1}$  je počet otáček otočného mechanismu stolu,  
 $M_{vo} = 26 \text{ N.m}$  je moment pro překonání valivého odporu.

#### MOMENT NA PASTORKU

$$M_p = M_{os} \cdot \frac{1}{i_3} \quad (51)$$

$$M_p = 302 \cdot \frac{1}{4} = 75,5 \text{ N.m}$$

$$M_p = 76 \text{ N.m}$$

kde:

$M_{os} = 302 \text{ N.m}$  je moment potřebný k otáčení stolu,  
 $i_3 = 4$  je převodový poměr mezi řetězovými koly.

#### TŘECÍ MOMENT OTOČNÉHO MECHANISMU STOLU

$$M_{t2} = k_k \cdot Q_k \cdot g \cdot \xi_k \cdot \frac{R_k}{i_2 \cdot i_3 \cdot \eta_1} \quad (52)$$

$$M_{t2} = 6 \cdot 213 \cdot 9,81 \cdot 0,002 \cdot \frac{0,08}{44,22 \cdot 4 \cdot 0,98} = 0,012 \text{ N.m}$$

$$M_{t2} = 0,012 \text{ N.m}$$

kde:

$k_k = 6$  je celkový počet kladek,  
 $Q_k = 213 \text{ kg}$  je zatížení kladky,  
 $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$  je gravitační zrychlení,  
 $\xi_k = 0,002 \text{ m}$  je rameno valivého odporu mezi kladkou a dráhou [15],  
 $R_k = 80 \text{ mm}$  je poloměr kladky,  
 $i_2 = 44,22$  je celkový převodový poměr motoru,

$i_3 = 4$  je převodový poměr mezi řetězovými koly,  
 $\eta_1 = 0,98$  je účinnost řetězového převodu [6].

### MOMENT ZRYCHLUJÍCÍCH SIL ROTUJÍCÍCH HMOT OTOČNÉHO MECHANISMU STOLU

Úhlové zrychlení otočného mechanismu stolu

$$\varepsilon_2 = \frac{\omega_s}{t_r} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_s}{t_r} \quad (53)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{8}{60}}{0,5} = 1,6755 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\varepsilon_2 = 1,68 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

kde:

$\omega_s$  je úhlové zrychlení otočného mechanismu stolu,

$t_r = 0,5$  s je doba rozběhu otočného mechanismu stolu,

$n_s = 8 \text{ min}^{-1}$  je počet otáček otočného mechanismu stolu.

$$M_{zr2} = J_c \cdot \varepsilon_2 \cdot \frac{1}{i_2 \cdot i_3 \cdot \eta_1} \quad (54)$$

$$M_{zr2} = 329 \cdot 1,68 \cdot \frac{1}{44,22 \cdot 4 \cdot 0,98} = 3,189 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{zr2} = 3,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$J_c = 329 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  je celkový moment setrvačnosti,

$\varepsilon_2 = 1,68 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$  je úhlové zrychlení otočného mechanismu stolu,

$i_2 = 44,22$  je celkový převodový poměr motoru,

$i_3 = 4$  je převodový poměr mezi řetězovými koly,

$\eta_3$  je účinnost řetězového převodu [6].

### MOMENT OD STÁLÝCH ODPORŮ OTOČNÉHO MECHANISMU STOLU

$$M_{o2} = \frac{60 \cdot (M_p \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_s)}{2 \cdot \pi \cdot n_{m2}} \quad (55)$$

$$M_{o2} = \frac{60 \cdot (76 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{8}{60})}{2 \cdot \pi \cdot 1435} = 0,424 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{o2} = 0,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$M_p = 76 \text{ N} \cdot \text{m}$  je moment na postorku,

$n_s = 8 \text{ min}^{-1}$  je počet otáček otočného mechanismu stolu,

$n_{m2} = 1435 \text{ min}^{-1}$  je počet jmenovitých otáček motoru.

**MOMENT NA HŘÍDELI MOTORU OTOČNÉHO MECHANISMU STOLU PŘI ROZBĚHU**

$$M_{m2} = \frac{M_z}{M_n} \cdot \frac{P_{m2}}{\omega_{m2}} = \frac{M_z}{M_n} \cdot \frac{60 \cdot P_{m2}}{2 \cdot \pi \cdot n_{m2}} \quad (56)$$

$$M_{m2} = 2,7 \cdot \frac{60 \cdot 550}{2 \cdot \pi \cdot 1435} = 9,88 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{m2} = 9,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$M_z/M_n = 2,7$  je poměrný záběrný moment motoru [11],

$P_{m2} = 550 \text{ W}$  je výkon motoru,

$\omega_{m2}$  je jmenovitá úhlová rychlost motoru,

$n_{m2} = 1435 \text{ min}^{-1}$  je počet jmenovitých otáček motoru.

**MOMENT ROZBĚHOVÝ REDUKOVANÝ NA HŘÍDELI MOTORU OTOČNÉHO MECH. STOLU**

$$M_{roz2} = M_{t2} + M_{zr2} + M_{o2} \quad (57)$$

$$M_{roz2} = 0,012 + 3,2 + 0,4 = 3,612 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{roz2} = 3,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$M_{t2} = 0,012 \text{ N} \cdot \text{m}$  je třecí moment,

$M_{zr2} = 3,2 \text{ N} \cdot \text{m}$  moment zrychlujících sil rotujících hmot,

$M_{o2} = 0,4 \text{ N} \cdot \text{m}$  moment od stálých odporů.

**PODMÍNKA ROZBĚHU MOTORU**

$$M_{m2} > M_{roz2} \quad (58)$$

$$9,9 \text{ N} \cdot \text{m} > 3,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$M_{m2} = 9,9 \text{ N} \cdot \text{m}$  je moment na hřídeli motoru,

$M_{roz2} = 3,6 \text{ N} \cdot \text{m}$  je moment rozběhový redukováný na hřídeli motoru.

Podmínka rozběhu motoru je splněna (58).

**CELKOVÝ POTŘEBNÝ VÝKON**

$$P_{C2} = (M_{roz2} + M_{os}) \cdot \omega_s = (M_{roz2} + M_{os}) \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_s \quad (59)$$

$$P_{C2} = (3,6 + 302) \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{8}{60} = 256 \text{ W}$$

kde:

$M_{roz2} = 3,6 \text{ N} \cdot \text{m}$  je moment rozběhový redukováný na hřídeli motoru,

$M_{os} = 302 \text{ N} \cdot \text{m}$  je moment potřebný k otáčení stolu,

$\omega_s$  je úhlové zrychlení otočného mechanismu stolu,  
 $n_s = 8 \text{ min}^{-1}$  je počet otáček otočného mechanismu stolu.

#### SKUTEČNÝ CELKOVÝ POTŘEBNÝ VÝKON

$$P_s = \frac{P_{C2}}{\eta_s \cdot \eta_1} \quad (60)$$

$$P_s = \frac{256}{0,8 \cdot 0,98} = 326,5 \text{ W}$$

$$P_s = 327 \text{ W}$$

kde:

$P_{C2} = 256 \text{ W}$  je celkový potřebný výkon,  
 $\eta_s = 0,8$  je účinnost šnekového převodu motoru [7],  
 $\eta_1 = 0,98$  je účinnost řetězového převodu [6].

#### PODMÍNKA

$$P_{m2} > P_s \quad (61)$$

$$550 \text{ W} > 327 \text{ W}$$

kde:

$P_{m2} = 550 \text{ W}$  je výkon motoru,  
 $P_s = 327 \text{ W}$  je skutečný celkový potřebný výkon.

Podmínka (61) splněna.

### 4.3 KONTROLA ŘETĚZU OTOČNÉHO MECHANISMU STOLU

Kontrola statické a dynamické bezpečnosti řetězu, včetně kontroly měrného tlaku v kloubech řetězu dle normy ČSN 01 4809 [8].

#### PARAMETRY ŘETĚZU

Parametry řetězu jsou z katalogu [9][10][10]. Zvolený řetěz pro řetězový převod otočného mechanismu stolu je stejný, jako řetěz u válečků, tedy řetěz s označením 16B – 1.

- Rozteč řetězu:  $p = 25,4 \text{ mm}$
- Síla při přetržení:  $F_B = 60 \text{ kN}$
- Plocha kloubu řetězu:  $S = 210 \text{ mm}^2$
- Hmotnost jednoho metru řetězu:  $m_{ř1m} = 2,71 \text{ kg}$

#### OBVODOVÁ RYCHLOST PASTORKU

$$v_{o2} = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot d_{rs}}{60} \quad (62)$$

$$v_{o2} = \frac{\pi \cdot 32 \cdot 0,13822}{60} = 0,232 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde:

$n_2 = 32 \text{ min}^{-1}$  je počet výstupních otáček motoru,  
 $d_{rs} = 138,22 \text{ mm}$  je roztečná kružnice pastorku.

#### OBVODOVÁ SÍLA NA PASTORKU

$$F_{o2} = \frac{P_{m2}}{v_{o2}} \quad (63)$$

$$F_{o2} = \frac{550}{0,232} = 2370,69 \text{ N}$$

$$F_{o2} = 2371 \text{ N}$$

kde:

$P_{m2} = 550 \text{ W}$  je výkon motoru,  
 $v_{o2} = 0,232 \text{ m.s}^{-1}$  je obvodová rychlost pastorku.

#### CELKOVÁ TAHOVÁ SÍLA ŘETĚZU PASTORKU

Při obvodové rychlosti menší než  $5 \text{ m.s}^{-1}$  se  $F_{c2}$ , tah od odstředivé síly, zanedbává.

$$F_{T2} = F_{o2} + F_{c2} \quad (64)$$

$$F_{T2} = 2370 + 0 = 2371 \text{ N}$$

kde:

$F_{o2} = 3370 \text{ N}$  je obvodová síla v řetězu,  
 $F_{c2} = 0 \text{ N}$  tah od odstředivé síly.

#### KONTROLA STATICKÉ BEZPEČNOSTI

$$k_{s2} = \frac{F_B}{F_{T2}} \geq 7 \quad (65)$$

$$k_{s2} = \frac{60000}{2371} = 25,3 \geq 7$$

kde:

$F_B = 60 \text{ kN}$  je síla přetržení řetězu,  
 $F_{T2} = 2371 \text{ N}$  je celková tahová síla řetězu pastorku.

Kontrola statické bezpečnosti vyhovuje, jak vyplývá z rovnice (65).

#### KONTROLA DYNAMICKÉ BEZPEČNOSTI

$$k_{d2} = \frac{F_B}{F_{t2} \cdot Y} \geq 5 \quad (66)$$

$$k_{d2} = \frac{60000}{2371 \cdot 2} = 12,7 \geq 5$$

kde:

$F_B = 60$  kN je síla přetržení řetězu,  
 $F_{T2} = 2371$  N je celková tahová síla řetězu pastorku,  
 $Y = 2$  je součinitel rázu [8].

Kontrola dynamické bezpečnosti vyhovuje, jak vyplývá z rovnice (66).

#### 4.3.1 KONTROLA MĚRNÉHO TLAKU V KLOUBECH ŘETĚZU OTOČNÉHO MECHANISMU STOLU

Zde je kontrola měrného tlaku v kloubech zvoleného řetězu 16B – 1 [8].

##### MĚRNÝ TLAK V KLOUBU ŘETĚZU

$$p_{V2} = \frac{F_{T2}}{S} \quad (67)$$

$$p_{V2} = \frac{2371}{210 \cdot 10^{-6}} = 11,29 \text{ MPa}$$

$$p_{V2} = 11,3 \text{ MPa}$$

kde:

$F_{T2} = 2371$  N je celková tahová síla řetězu pastorku,  
 $S = 210 \text{ mm}^2$  je plocha kloubu řetězu [10].

##### DOVOLENÝ TLAK V KLOUBU ŘETĚZU

$$p_{D2} = \lambda_2 \cdot p_2 \quad (68)$$

$$p_{D2} = 1 \cdot 28,94 = 28,94 \text{ MPa}$$

kde:

$\lambda_2 = 1$  je součinitel tření v kloubu řetězu [8],  
 $p_2 = 28,94$  MPa je směrný tlak v kloubu řetězu [8].

##### PODMÍNKA TLAKU V KLOUBU ŘETĚZU

$$p_{D2} > p_{V2} \quad (69)$$

$$29,84 \text{ MPa} > 11,3 \text{ MPa}$$

kde:

$p_{D2} = 28,94$  MPa je dovolený tlak v kloubu řetězu,  
 $p_{V2} = 11,3$  MPa je měrný tlak v kloubu řetězu.

Kontrola měrného tlaku v kloubech řetězu vyhovuje, jak vyplývá z rovnice (69).

#### 4.3.2 DOBA JEDNOHO OTOČENÍ OTOČNÉHO MECHANISMU STOLU

Zde je vypočtena doba jednoho otočení stolu o  $90^\circ$ .

**ÚHLOVÁ VELIKOST URAŽENÁ BĚHEM ROZBĚHU**

$$\varphi_r = \frac{1}{2} \cdot \varepsilon_2 \cdot t_r^2 \quad (70)$$

$$\varphi_r = \frac{1}{2} \cdot 1,68 \cdot 0,5^2 = 0,21 \text{ rad}$$

$$\varphi_r = 12^\circ$$

kde:

$\varepsilon_2 = 1,68 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-2}$  je úhlové zrychlení otočeného mechanismu stolu,

$t_r = 0,5 \text{ s}$  je doba rozběhu otočného mechanismu stolu.

**4.4 DOBA JEDNOHO OTOČENÍ OTOČNÉHO MECHANISMU STOLU**

Doba rozběhu se rovná době brždění (72) stejně tak, uražená úhlová velikost během rozběhu se rovná uražené úhlové velikosti během brždění (73).

$$t_r = t_b \quad (71)$$

$$\varphi_r = \varphi_b \quad (72)$$

$$t_o = t_r + t_b + \frac{90^\circ - (2 \cdot \varphi_r)}{\omega_s} = t_r + t_b + \frac{90^\circ - (2 \cdot \varphi_r)}{2 \cdot \pi \cdot n_s} \quad (73)$$

$$t_o = 0,5 + 0,5 + \frac{90^\circ - (2 \cdot 12^\circ)}{0,838} = 2,38 \text{ s}$$

$$t_o = 2,4 \text{ s}$$

kde:

$t_r = 0,5 \text{ s}$  je doba rozběhu otočného mechanismu stolu,

$t_b = 0,5 \text{ s}$  je doba brždění otočného mechanismu stolu,

$\varphi_r = 12^\circ$  je uražená úhlová velikost během rozběhu,

$\varphi_b = 12^\circ$  je uražená úhlová velikost během brždění,

$\omega_s$  je úhlové zrychlení otočného mechanismu stolu,

$n_s = 8 \text{ min}^{-1}$  je počet otáček otočného mechanismu stolu.

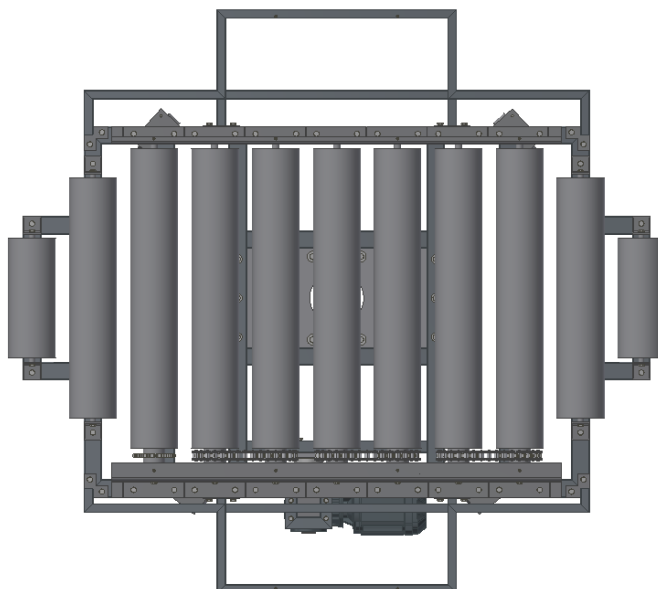
## 5 KONCEPČNÍ NÁVRH OTOČNÉHO VÁLEČKOVÉHO STOLU

V následující části jsou zobrazeny a popsány jednotlivé konstrukční části otočného válečkového stolu. Závěrem této kapitoly je zobrazení kompletní konečné konstrukce otočného válečkového stolu.

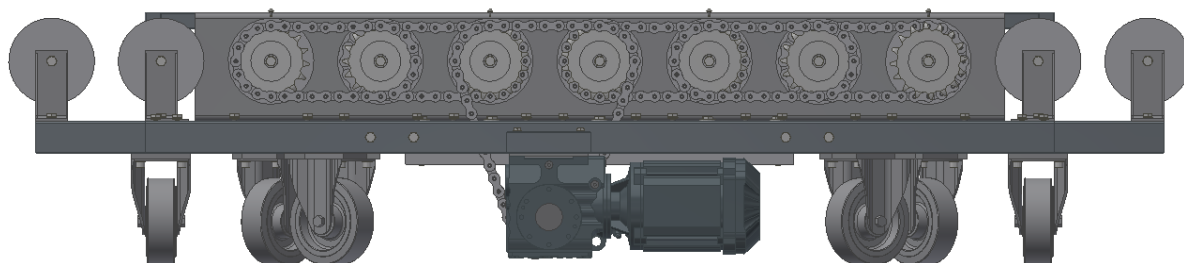
### 5.1 KONSTRUKCE VÁLEČKOVÉHO STOLU

Válečkový stůl je tvořen sedmi poháněnými válečky a čtyřmi podpůrnými válečky (obr. 20), dva na každém okraji, které podpírají paletu při výjezdu europalety z válečkového stolu na válečkovou trať a naopak. Přenos kroutícího momentu mezi motorem a válečky je zajištěn pomocí řetězových smyček z válečku na váleček (obr. 21). Hnací smyčka se nachází mezi třetím a čtvrtým poháněným válečkem.

Hlavní konstrukce válečkového stolu se skládá ze svařených čtvercových trubek ČSN EN 10219 60x60x2 mm a 40x40x2 mm [28]. Vedlejší konstrukce, která drží pouze svařené 3 mm plechy krytu je z 30x30x2 mm.

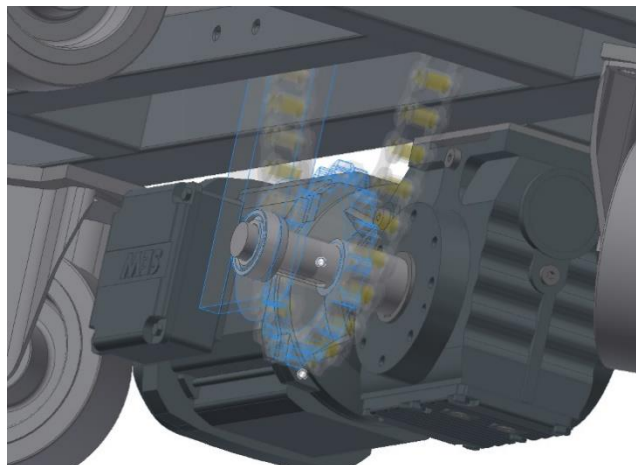


Obr. 20 Pohled shora na válečkový stůl



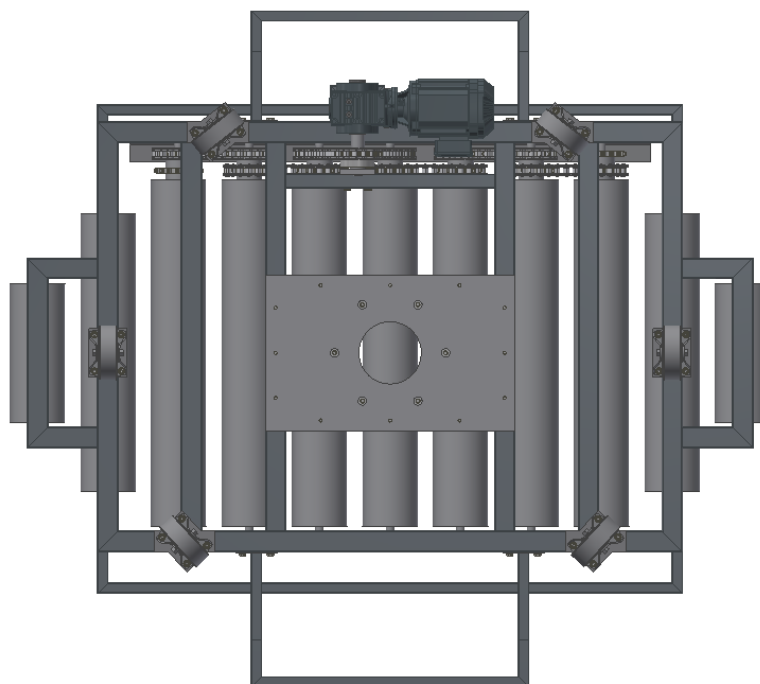
Obr. 21 Boční pohled válečkového stolu s odkrytými řetězovými smyčkami

Válečky jsou poháněny šnekovým převodovým motorem, z důvodu samosvornosti a zpětného chodu. Převod kroutícího momentu pohonu je pomocí hřídele, na které je umístěné ozubené kolo stejných rozměrů, jako ozubená kola poháněných válečků (obr. 22).



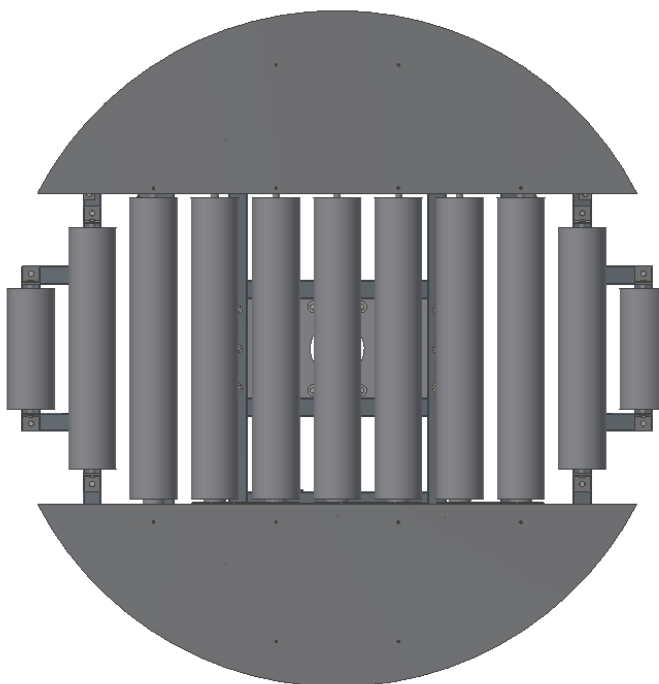
*Obr. 22 Zobrazení pohonu válečků a hnacího řetězového kola*

Na spodní části nosné konstrukce je vidět šest podpůrných kladek, které podpírají válečkový stůl a zajišťují možnost jeho otáčení. Dále je na spodu v centrální části připevněna deska, pomocí které je válečkový stůl připevněn k otočnému mechanismu stolu (obr. 23).



*Obr. 23 Pohled ze spodu na válečková stůl*

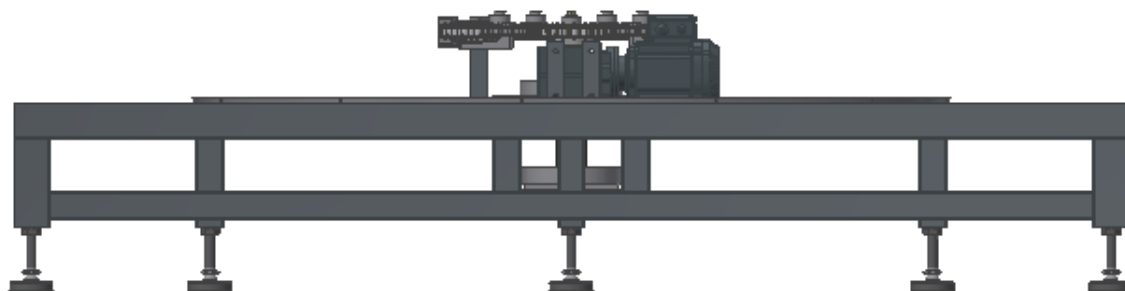
Nakonec bylo zajištěno ochranné krytování pomocí hliníkových plechů o tloušťce 3 mm (obr. 24).



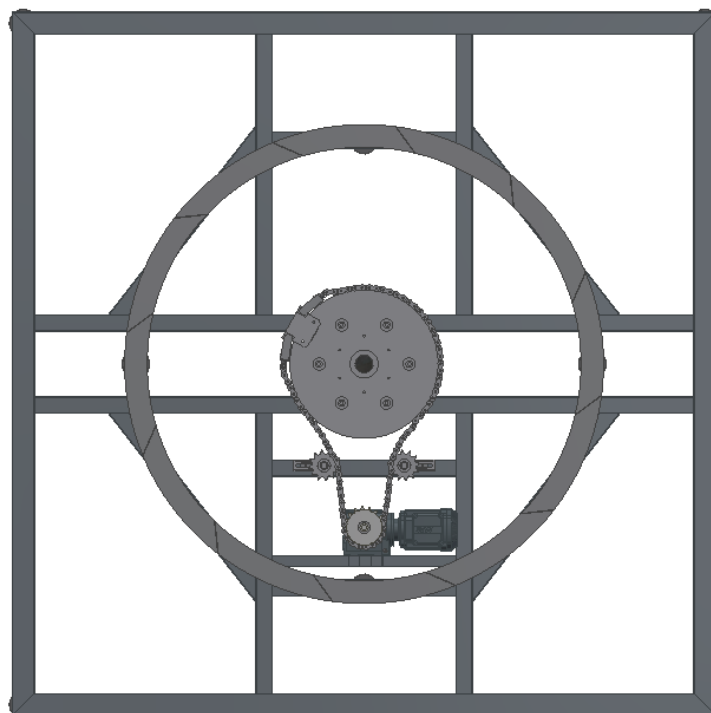
Obr. 24 Zobrazení krytování válečkového stolu pomocí svařených plechů

## 5.2 KONSTRUKCE OTOČNÉHO MECHANISMU STOLU

Otočný mechanismus (obr. 25) stolu se skládá z řetězového převodu, který je poháněn šnekovým převodovým motorem z důvodu samosvornosti a zpětného chodu. Kolo řetězového převodu je uloženo na hřídeli se dvěma kuličkovými kosoúhlými ložisky (obr. 28), která zachycují axiální a radiální síly. Kolo má také šest montážních závitů pro uchycení válečkového stolu. Řetězový převod je napínán dvěma nastavitelnými řetězovými napínáky od firmy ZETASASSI s označením 16B1 1“X17 Z12 [26]. Další část tvoří dráha pro podpůrné kladky, která je tvořena dvanácti výpalky, které jsou navzájem svařeny (obr. 27). Jednotlivé segmenty dráhy jsou svařeny šikmo pod úhlem, čímž je zajištěn plynulý přechod kladek.

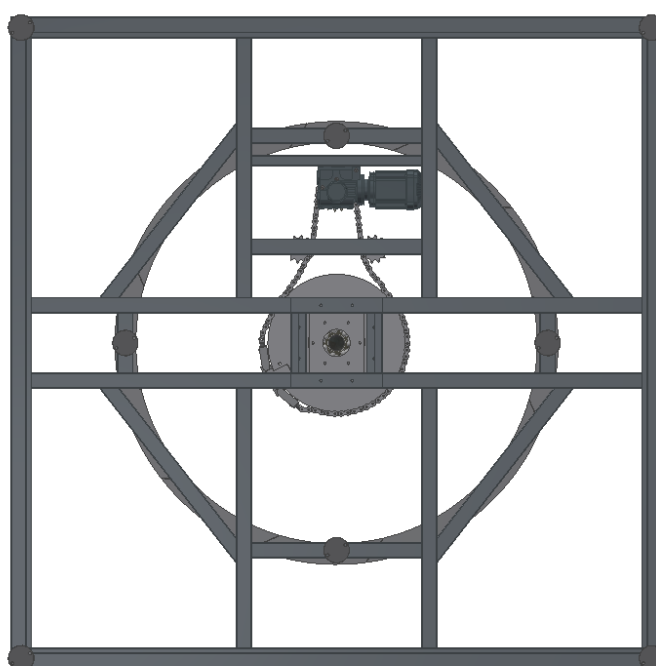


Obr. 25 Boční pohled na otočný mechanismus stolu



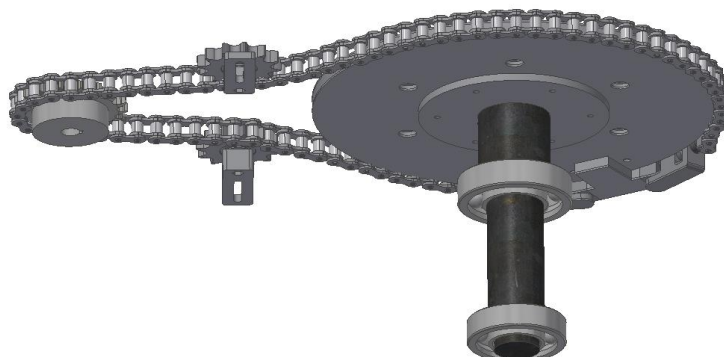
*Obr. 27 Pohled shora na otočný mechanismus stolu*

Stavitelná noha s upevňovacími otvory od firmy HALDER s označením 22590.0898 [27] má maximální zatížitelnost při statickém zatížení 5,2 kN. Má možnost výškové nastavitelnosti v rozsahu 200 mm (obr. 25). Stůl podpírá osm zmiňovaných stavitelných noh (obr. 26).



*Obr. 26 Pohled ze spodu na otočný mechanismus stolu*

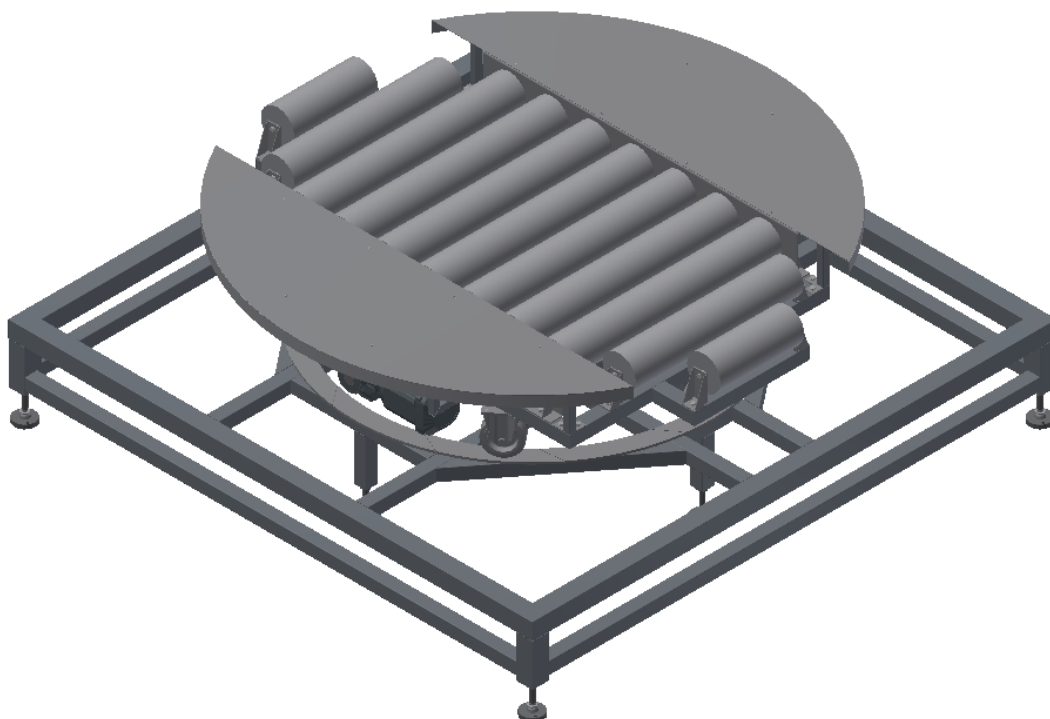
Konstrukce otočného mechanismu stolu je tvořena svařenými čtvercovými trubkami 80x80x3 mm, 60x60x3 mm, 40x40x2 mm, 30x30x2 mm [28].



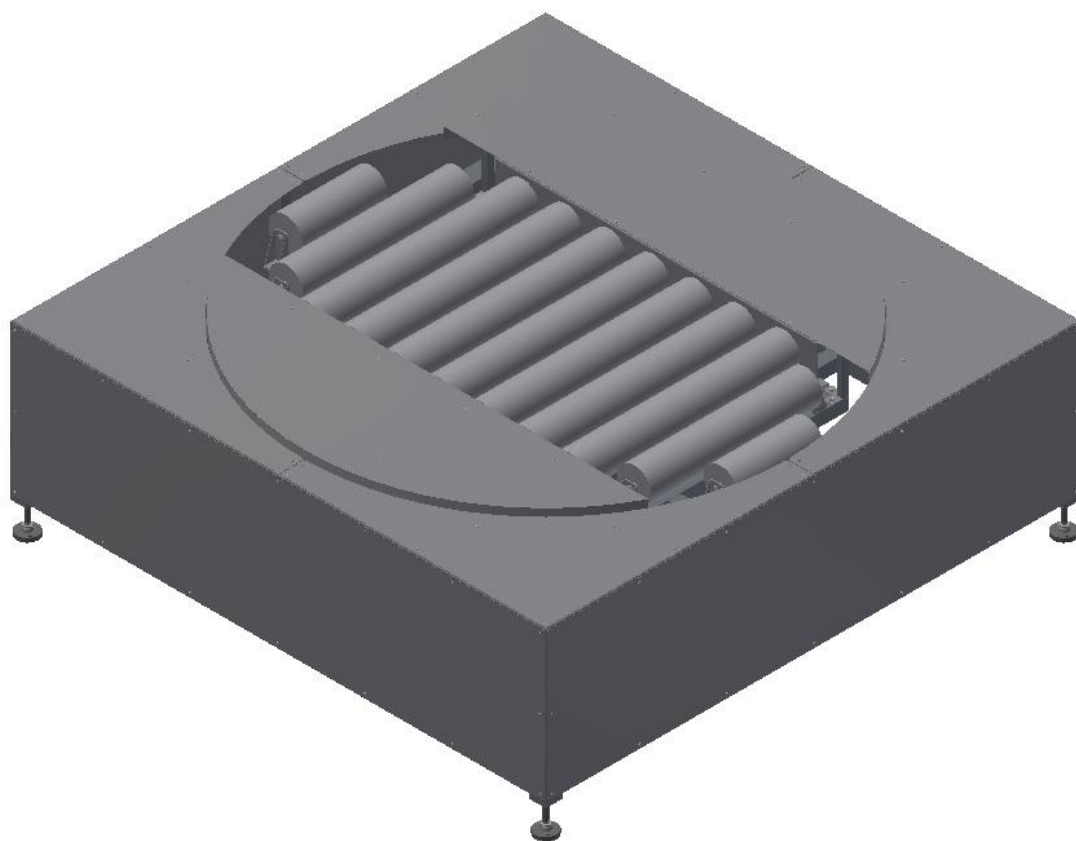
*Obr. 28 Zobrazení hřídele s kuličkovými kosouhlými ložisky otočného mechanismu stolu*

### 5.3 KOMPLETNÍ SESTAVA OTOČNÉHO VÁLEČKOVÉHO STOLU

Zde je vidět sestava válečkového stolu a otočného mechanismu a jejich nosných konstrukcí (obr. 29). A na závěr celá sestava včetně ochranných krycích plechů umístěných na konstrukci z čtvercových trubek 40x40x2 mm (obr. 30). Ochranné krycí plechy mají z boku tloušťku 1 mm a na vrchní části 3 mm.



*Obr. 29 Sestava válečkového stolu s otočným mechanismem stolu*



*Obr. 30 Konečná podoba navrženého otočného válečkového stolu včetně ochranného krytu*

## ZÁVĚR

V této bakalářské práci je proveden koncepční návrh otočného válečkového stolu. Na začátku práce je řešerše na dané téma, kde jsou zmíněny jednotlivé možné varianty konstrukcí. Následuje zvolení poháněného válečku na základě zadaných parametrů, výpočty a návržení vyhovujícího pohonu, včetně kontroly bezpečnosti zvoleného řetězu. Dále je zvolená konstrukce otočného mechanismu stolu, tedy ozubený převod, výpočty, zvolení vhodného pohonu a následná kontrola bezpečnosti řetězu. Závěrečná část se věnuje objasnění jednotlivých konstrukčních prvků, včetně zobrazení nosných konstrukcí a ochranných krytů otočného válečkového stolu.

Výsledkem je funkční otočný válečkový stůl pro europalety, který splňuje zadané hodnoty. Válečkový stůl má při maximálním zatížení 775 kg, které je dáno zadáním, maximální rychlost pojezdu europalety přibližně  $0,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  a zároveň splňuje možnost zadaného reverzního chodu. Otočný mechanismus stolu se otáčí o  $90^\circ$ , čímž rovněž plní zadání. Jedno otočení o  $90^\circ$  při maximálním zatížení trvá přibližně 2,4 s.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MALÍK, Vratislav. *Válečkové tratě v teorii a praxi*. Praha, 1963. 275 s.
- [2] POLÁK, Jaromír. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita, 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- [3] GAJDŮŠEK, Jaroslav, Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. skripta VUT Brno, 1988.
- [4] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení*. Elektronická skripta. FSI VUT Brno, 2002.
- [5] POKORNÝ, Přemysl. *Dopravní a manipulační zařízení – řešené příklady*. Elektronická skripta. FSI VUT Brno, 2002.
- [6] KRŽIŽ R.: *Strojnické tabulky II – Pohony: Hřídele, ozubené převody, řetězové a řemenové převody*, MONTANEX Ostrava, 1997. 213s. ISBN 80-85780-51-8.
- [7] HEJL, Ivan. *Návrh metodiky optimální konstrukce šnekové převodovky v systému Pro/ENGINEER a Pro/MECHANICA, zohledňující veškeré provozní podmínky, při vysoké životnosti a spolehlivosti: Design of methodology optimal worm-gear unit construction in system Pro/ENGINEER and Pro/MECHANICA, with respect to all working conditions, on high operating life and reliability: zkrácená verze Ph.D. Thesis: obor Konstrukční a procesní inženýrství*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování, 2004. ISBN 80-214-2758-2.
- [8] Kontrola řetězů. *ČZ Řetězy, s.r.o.* [online]. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: [https://www.czretezy.cz/docs/prum\\_vypocet\\_retezoveho\\_prevodu.pdf](https://www.czretezy.cz/docs/prum_vypocet_retezoveho_prevodu.pdf)
- [9] Katalog válečků. *TECNO RULLI s.r.l.* [online]. [cit. 2019-03-10]. Dostupné z: [http://www.tecnorulli.com/wp-content/uploads/2018/05/file\\_1.pdf](http://www.tecnorulli.com/wp-content/uploads/2018/05/file_1.pdf)
- [10] Katalog řetězů. *ŘETĚZY VAMBERK spol. s.r.o.* [online]. c2016 [cit. 2019-03-12]. Dostupné z: <http://www.retezy-vam.com/images/PDF/Katalog.pdf>
- [11] Katalog motorů. *SEW-EURODRIVE CZ s.r.o.* [online]. c2019 [cit. 2019-03-12]. Dostupné z: <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/24832936.pdf>
- [12] Modely motorů. *SEW-EURODRIVE CZ s.r.o.* [online]. c2019 [cit. 2019-03-12]. Dostupné z: [https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=cs\\_CZ&country=CZ](https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=cs_CZ&country=CZ)
- [13] Kladky. *Norelem*. [online]. c2019 [cit. 2019-03-12]. Dostupné z: <https://www.norelem.com/cz/cs/Produkty/P%C5%99ehled-v%C3%BDrobk%C5%AF/P%C5%99epravn%C3%AD-a-pohybov%C3%A1-technika/95000-P%C5%99epravn%C3%AD-a-pohybov%C3%A1-technika/Kola-a-v%C3%A1le%C4%8Dky/95018-Oto%C4%8Dn%C3%A1-a-pevn%C3%A1-pojezdov%C3%A1-kole%C4%8Dka-z-ocelov%C3%A9ho-plechu-standardn%C3%AD->

- [proveden%20AD/95018-B-Pevn%20A9-kole%20ko.html?search\\_keywords=95018-160501](http://proveden%20AD/95018-B-Pevn%20A9-kole%20ko.html?search_keywords=95018-160501)
- [14] Tření mezi válečky a europaletou. [online]. [cit. 2019-04-20]. Dostupné z: [http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/ZMech/CD\\_Zaklady\\_mechaniky/text/ZM07\\_treni.pdf](http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/ZMech/CD_Zaklady_mechaniky/text/ZM07_treni.pdf)
- [15] Rameno valivého odporu. [online]. c2002 [cit. 2019-03-14]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
- [16] Součinitel tření. [online]. c2017 [cit. 2019-03-14]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [17] Otočný válečkový stůl. *Yoke Conveyors & Equipments*. [online] [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: <https://5.imimg.com/data5/IL/PX/DY/SELLER-61468946/packaging-turn-table-conveyor-500x500.jpg>
- [18] Oblouková válečková trať. *Mancini Solutions s.r.l.* [online]. c2019 [cit. 2019-04-12]. Dostupné z: <https://www.mancinisolutions.com/wp-content/gallery/rulliere-motorizzata-curve/Rulliera-curva-motorizzata-a-rulli-conici-in-plastica.jpg><https://automatizace.hw.cz/co-jsou-bubnove-motory.html>
- [19] Váleček poháněný z vnitřní části. *HW server s.r.o.* [online]. C2014 [cit. 2019-03-13]. Dostupné z: [https://automatizace.hw.cz/files/styles/full/public/story\\_automat/11748/interrol\\_bunove\\_inside3.jpg?itok=t7XFARWp](https://automatizace.hw.cz/files/styles/full/public/story_automat/11748/interrol_bunove_inside3.jpg?itok=t7XFARWp)
- [20] Ozubená kola. [online]. [cit. 2019-03-14]. Dostupné z: <http://www.wikiwand.com/cs/Ozuben%20kolo>
- [21] Řetězový převod. [online]. [cit. 2019-03-14]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1838>
- [22] Řemenový převod. [online]. [cit. 2019-03-14]. Dostupné z: <https://www.theengineerspost.com/types-of-belt-drives/>
- [23] Modely motorů. *SEW-EURODRIVE CZ s.r.o.* [online]. c2019 [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: [https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=cs\\_CZ&country=CZ](https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=cs_CZ&country=CZ)
- [24] Europaleta. [online]. c2017 [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Europaleta>
- [25] Řetězové úchyty. *AMF ANDREAS MAIER GmbH & Co. KG.* [online]. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <https://www.amf.de/files/amf-assets/news/downloads/catalogues/Catalogue-AMF-Single-and-Multiple-Clamping-Systems.pdf>

- [26] Nastavitelný řetězový napínák. *ZETASASSI s.r.l.* [online]. [cit. 2019-04-20]. Dostupné z: <https://lnx.zetasassi.net/en/ADJUSTABLE-CHAIN-TENSIONER-TFR-with-idler-sprocket-simple-16B1-1-x17-Z12-hardened>
- [27] Stavitelná noha s upevňovacími otvory. *HALDER*. c2019 [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <https://www.halder.com/cz/Produkty/Normovane-dily/Strojni-a-zajistovaci-prvky/Stavitelne-nohy/Stavitelna-noha-s-upevnovacimi-otvory/22590.0898?>
- [28] Čtvercové trubky. *KÖNIGFRANKSTAHL s.r.o.* [online]. c2017 [cit. 2019-04-26]. Dostupné z: <http://www.ocel.cz/242-kartacovane.html>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\mu$	[-]	Součinitel smykového tření mezi válečkem a europaletou
$A$	[mm]	Délka europalety
$a_v$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Obvodové zrychlení válečku
$B$	[mm]	Šířka europalety
$C_d$	[kg]	Dynamická únosnost válečku
$C_r$	[kg]	Maximální skutečná únosnost válečku
$C_{rd}$	[kg]	Skutečná dynamická únosnost válečku
$C_{rs}$	[kg]	Skutečná statická únosnost válečku
$C_s$	[kg]	Statická únosnost válečku
$D$	[mm]	Průměr válečku
$d$	[mm]	Průměr hřídele válečku
$D_k$	[mm]	Průměr kladky
$D_p$	[mm]	Průměr roztečné kružnice řetězového kola válečku
$d_{rs}$	[mm]	Průměr roztečné kružnice pastorku otočného mechanismu stolu
$D_{rs}$	[mm]	Průměr roztečné kružnice kola otočného mechanismu stolu
$F_a$	[N]	Síla způsobená obvodovým zrychlením válečku
$F_B$	[N]	Síla při přetržení řetězu
$F_c$	[N]	Tah od odstředivé síly řetězu hnacího řetězového kola
$F_{c2}$	[N]	Tah od odstředivé síly řetězu otočného mechanismu stolu
$F_N$	[N]	Normálová síla
$F_o$	[N]	Obvodová síla na hnacím řetězovém kole
$F_{o2}$	[N]	Obvodová síla na pastorku
$F_t$	[N]	Třecí síla mezi válečky a europaletou
$F_T$	[N]	Celková tahová síla na hnacím řetězovém kole
$F_{T2}$	[N]	Celková tahová síla na pastorku
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Gravitační zrychlení
$h$	[m]	Maximální vzdálenost těžiště předmětu od osy rotace
$i_1$	[-]	Celkový převodový poměr motoru válečků
$i_2$	[-]	Celkový převodový poměr motoru otočeného mechanismu stolu
$i_3$	[-]	Převodový poměr kol otočného mechanismu stolu
$J_1$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti přepravovaného předmětu
$J_2$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti přepra. předmětu s těžištěm mimo osu rotace

$J_3$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti válečkového stolu
$J_c$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Celkový moment setrvačnosti válečkového stolu
$J_v$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Setrvačný moment jednoho válečku
$k_1$	[-]	Počet válečků pod europaletou
$K_a$	[-]	Součinitel lokálního přetížení válečku
$k_d$	[-]	Dynamická bezpečnost řetězu hnací smyčky válečků
$k_{d2}$	[-]	Dynamická bezpečnost řetězu otočného mechanismu stolu
$K_h$	[h]	Součinitel doby životnosti válečku
$k_k$	[-]	Celkový počet kladek
$k_p$	[-]	Počet poháněných válečků pod europaletou
$K_r$	[-]	Součinitel délky válečku
$k_s$	[-]	Statická bezpečnost řetězu hnací smyčky válečků
$k_{s2}$	[-]	Statická bezpečnost řetězu otočného mechanismu stolu
$l$	[mm]	Vzdálenost mezi jednotlivými válečky
$L_1$	[-]	Počet článků řetězu hnací smyčky
$l_1$	[mm]	Délka řetězu hnací smyčky
$L_2$	[-]	Počet článků řetězu hnané smyčky
$l_{max}$	[mm]	Maximální vzdálenost mezi jednotlivými válečky
$l_{min}$	[mm]	Minimální vzdálenost mezi jednotlivými válečky
$m$	[kg]	Celková hmotnost přepravovaného předmětu a europalety
$m_{ep}$	[kg]	Hmotnost europalety
$M_m$	[N.m]	Moment na hřídeli motoru válečků při rozběhu
$M_{m2}$	[N.m]	Moment na hřídeli motoru otočného mechanismu stolu
$M_o$	[N.m]	Moment od stálých odporů motoru válečků
$M_{o2}$	[N.m]	Moment od stálých odporů otočného mechanismu stolu
$M_{os}$	[N.m]	Moment potřebný k otáčení stolu
$m_p$	[kg]	Hmotnost přepravovaného předmětu
$M_p$	[N.m]	Moment na pastorku otočného mechanismu stolu
$m_{rk}$	[kg]	Hmotnost rotační části kladky
$M_{roz}$	[N.m]	Moment rozběhový redukováný na hřídeli motoru válečků
$M_{roz2}$	[N.m]	Moment rozběhový redukováný na hřídeli motoru otočného mech. s.
$m_{rv}$	[kg]	Hmotnost rotačních částí jednoho válečku
$m_{ř1}$	[kg]	Hmotnost řetězu hnací smyčky

$m_{ř1m}$	[kg]	Hmotnost jednoho metru řetězu
$m_{ř2}$	[kg]	Hmotnost řetězu hnané smyčky
$m_s$	[kg]	Hmotnost válečkového stolu
$M_t$	[N.m]	Moment třecí motoru válečků
$M_{t2}$	[N.m]	Třecí moment otočného mechanismu stolu
$m_v$	[kg]	Hmotnost jednoho válečku
$M_{vo}$	[N.m]	Moment pro překonání valivého odporu kladky
$M_z/M_n$	[-]	Poměrný záběrný moment motoru
$M_{zp}$	[N.m]	Moment zrychlujících sil přímočaře pohyb. hmot motoru válečků
$M_{zr}$	[N.m]	Moment zrychlujících sil pohybujících se hmot motoru válečků
$M_{zr2}$	[N.m]	Moment zrychlujících sil rotačních hmot otočného mech. stolu
$n$	[-]	Počet předmětů na trati
$n_1$	[min <sup>-1</sup> ]	Výstupní otáčky motoru válečků
$n_2$	[min <sup>-1</sup> ]	Výstupní otáčky motoru otočného mechanismu stolu
$n_{m1}$	[min <sup>-1</sup> ]	Jmenovité otáčky motoru válečků
$n_{m2}$	[min <sup>-1</sup> ]	Jmenovité otáčky motoru otočného mechanismu stolu
$n_s$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky otočného mechanismu stolu
$p$	[mm]	Rozteč řetězu
$P_1$	[W]	Výkon potřebný pro rovnoměrný pohyb předmětu
$p_1$	[MPa]	Směrný tlak v kloubu řetězu hnací smyčky válečků
$P_2$	[W]	Výkon potřebný pro rozběh/zastavení předmětu
$p_2$	[W]	Směrný tlak v kloubu řetězu otočného mechanismu stolu
$P_C$	[W]	Celkový potřebný výkon pohonu válečků
$P_{c2}$	[W]	Celkový potřebný výkon otočného mechanismu stolu
$p_D$	[MPa]	Dovolený měrný tlak v kloubu řetězu válečků
$p_{D2}$	[W]	Dovolený měrný tlak v kloubu řetězu otočného mechanismu stolu
$P_{m1}$	[W]	Výkon motoru válečků
$P_{m2}$	[W]	Výkon motoru otočeného mechanismu stolu
$P_s$	[W]	Skutečný celkový potřebný výkon otočného mechanismu stolu
$p_v$	[MPa]	Měrný tlak v kloubu řetězu hnací smyčky válečků
$p_{v2}$	[MPa]	Měrný tlak v kloubu řetězu otočného mechanismu stolu
$Q$	[kg]	Zatížení jednoho válečku
$Q_e$	[kg]	Skutečné zatížení jednoho válečku

$Q_k$	[kg]	Zatížení jedné kladky
$Q_{nk}$	[kg]	Únosnost kladky
$R$	[mm]	Poloměr válečku
$R_k$	[mm]	Poloměr kladky
$r_s$	[m]	Poloměr kružnice s kladkami
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha kloubu řetězu
$T$	[mm]	Využívaná délka válečku
$t_b$	[s]	Doba brždění otočného mechanismu stolu
$T_{min}$	[mm]	Minimální využívaná délka válečku
$t_o$	[s]	Doba jednoho otočení otočného mechanismu stolu
$t_r$	[s]	Doba rozběhu otočného mechanismu stolu
$t_s$	[s]	Čas smyku (doba rozběhu)
$v_0$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Počáteční rychlost válečku
$v_o$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Obvodová rychlost hnacího kola válečků
$v_{o2}$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Obvodová rychlost hnacího kola otočného mechanismu stolu
$v_v$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Obvodová rychlost válečku
$x$	[-]	Celkový počet válečků
$x_{min}$	[-]	Minimální počet válečků pod europaletou
$Y$	[-]	Součinitel rázu
$z$	[-]	Počet stojících předmětů na trati
$Z$	[-]	Počet zubů řetězového kola válečků
$Z_s$	[-]	Počet zubů pastorku otočného mechanismu stolu
$\beta$	[°]	Úhel sklonu trati
$\varepsilon$	[rad.s <sup>-2</sup> ]	Úhlové zrychlení válečku
$\varepsilon_2$	[rad.s <sup>-2</sup> ]	Úhlové zrychlení otočného mechanismu stolu
$\eta$	[-]	Účinnost řetězového převodu válečkového stolu
$\eta_1$	[-]	Účinnost řetězového převodu otočného mechanismu stolu
$\eta_{\bar{s}}$	[-]	Účinnost šnekového převodu motoru
$\lambda_1$	[-]	Součinitel tření v kloubu řetězu hnací smyčky válečků
$\lambda_2$	[-]	Součinitel tření v kloubu řetězu otočného mechanismu stolu
$\xi$	[m]	Rameno valivého odporu mezi válečky a europaletou
$\xi_k$	[m]	Rameno valivého odporu mezi kladkou a dráhou
$\varphi_b$	[°]	Úhlová velikost uražená během brždění

---

$\varphi_r$	[°]	Úhlová velikost uražená během rozběhu
$\omega_{m1}$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost motoru válečků
$\omega_{m2}$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost motoru otočného mechanismu stolu
$\omega_s$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	Úhlové zrychlení otočného mechanismu stolu
$\omega_v$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost válečku

## SEZNAM PŘÍLOH

### PŘÍLOHY

Příloha 1: Parametry pohonu válečků.....I

Příloha 2: Parametry pohonu otočného mechanismu stolu.....II

### VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Sestava:	Otočný stůl	0-BP-00	1ks
Podsestava:	Ochranný rám	3-BP-01	1ks
Kusovník:	Otočný stůl	0-BP-00	1ks
	Ochranný rám	3-BP-01	1ks
Výrobní výkresy:	Deska	4-BP-10	1ks
	Kotouč	4-BP-20	1ks

# PŘÍLOHY

## Příloha 1: Parametry pohonu válečků

### Informace o výrobku



### Označení

S57DRN90S4  
Šneková převodovka S + Třífázové motory DRN.. (IE3)

### Produktová data

Jmenovité otáčky motoru	[1/min] : 1455
Výstupní otáčky	[1/min] : 50
Převodový poměr celkové	: 29,00
Výstupní kroučící moment	[Nm] : 172
Provozní faktor SEW-FB	: 1,40
Typ konstrukce	: M1A
Vrchní nátěr dle RAL	: 7031 Blue gray (51370310)
Poloha konektoru/svorkové skříně	[°] : 0
Kabelový přívod/poloha konektoru	: X
Výstupní hřídel	[mm] : 30x60
Povolená výstupní radiální síla při n=1400	[N] : 6950
Množství maziva 1. převodovka	[Litř] : 0,5
Výkon motoru	[kW] : 1,1
Doba zapnutí	: S1-100%
Třída účinnosti	: IE3
Účinnost (50/75/100% Pn)	[%] : 83,5 / 85 / 84,5
Značka CE	: ano
Napětí motoru	[V] : 230/400
Schéma zapojení	: R13
Frekvence	[Hz] : 50
Jmenovitý proud	[A] : 4,45 / 2,55
Cos $\phi$	: 0,73
Tepelná třída	: 155(F)
Krytí motoru	: IP55
Konstrukční předpis	: IEC
Moment setrvačnosti motoru	[10 <sup>4</sup> kgm <sup>2</sup> ] : 54,00
Hmotnost netto	[Kg] : 33

#### Doplňková provedení

Výstupní hřídel: 30x60 mm  
Tepelná třída 155(F)  
Provedení víka ventilátoru Plast  
Krytí IP 55

Uvedené informace o produktu nepředstavují z právního hlediska nabídku. Technické údaje a ceny podléhají ještě konečnému technickému a obchodnímu ověření. Toto ověření se provádí při vytváření nabídky / objednávky. Právně závazná smlouva vyžaduje objednávku vydanou objednatelem a potvrzení objednávky vydané společností SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG. Uvedené ceny jsou založeny na vami zadané slevě.  
Přesnou hmotnost netto naleznete na potvrzení zakázky. Z technických důvodů se může reálná hmotnost od tohoto údaje lišit.  
Vytvořeno dne: 2019-05-20 10:53:25 / /  
DC Version 2.29

## Příloha 2: Parametry pohonu otočného mechanismu stolu

## Informace o výrobku



## Označení

S47DRN80MK4  
Šneková převodovka S + Třífázové motory DRN.. (IE3)

## Produktová data

Jmenovité otáčky motoru	[1/min] : 1435
Výstupní otáčky	[1/min] : 32
Převodový poměr celkové	: 44,22
Výstupní kroučicí moment	[Nm] : 128
Provozní faktor SEW-FB	: 1,20
Typ konstrukce	: M1A
Vrchní nátěr dle RAL	: 7031 Blue gray (51370310)
Poloha konektoru/svorkové skříňě	[°] : 0
Kabelový přívod/poloha konektoru	: X
Výstupní hřídel	[mm] : 25x50
Povolená výstupní radiální síla při n=1400	[N] : 4910
Množství maziva 1. převodovka	[Litř] : 0,35
Výkon motoru	[kW] : 0,55
Doba zapnutí	: S1-100%
Třída účinnosti	: IE3
Účinnost (50/75/100% Pn)	[%] : 78,55 / 81 / 80,8
Značka CE	: ano
Napětí motoru	[V] : 230/400
Schéma zapojení	: R13
Frekvence	[Hz] : 50
Jmenovitý proud	[A] : 2,25 / 1,29
Cos $\phi$	: 0,75
Tepelná třída	: 155(F)
Krytí motoru	: IP55
Konstrukční předpis	: IEC
Moment setrvačnosti motoru	[10H kgm <sup>2</sup> ] : 17,06
Hmotnost netto	[Kg] : 20

## Doplňková provedení

Výstupní hřídel: 25x50 mm  
Tepelná třída 155(F)  
Provedení víka ventilátoru Plast  
Krytí IP 55

Uvedené informace o produktu nepředstavují z právního hlediska nabídku. Technické údaje a ceny podléhají ještě konečnému technickému a obchodnímu ověření. Toto ověření se provádí při vytváření nabídky / objednávky. Právně závazná smlouva vyžaduje objednávku vydanou objednatelem a potvrzení objednávky vydané společností SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG. Uvedené ceny jsou založeny na vámi zadané slevě.  
Přesnou hmotnost netto naleznete na potvrzení zakázky. Z technických důvodů se může reálná hmotnost od tohoto údaje lišit.  
Vytvořeno dne: 2019-05-20 10:51:38 / /  
DC Version 2.29