

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Návrh otoče ovinovacího balicího stroje

The Design of Wrapping Machine Turntable

Diplomová práce

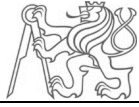
Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Josef Kamenický

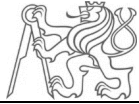
Jan Hanuš

Praha 2015



Zádaní

- vloženo

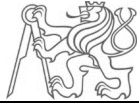


Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh otoče ovinovacího balicího stroje“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Josefa Kamenického, s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

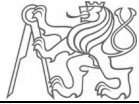
V Praze 29. 06. 2015

Jan Hanuš



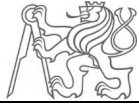
Poděkování

Děkuji především mému vedoucímu Ing. Josefu Kamenickému, který vedl moji diplomovou práci a poskytl mi cenné rady a připomínky. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přátelům za podporu a všem, kteří mi ochotně radili a odpovídali na dotazy.



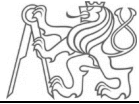
Anotační list

Jméno autora:	Jan Hanuš
Název DP:	<i>Návrh otoče ovinovacího balicího stroje</i>
Anglický název:	<i>The Design of Wrapping Machine Turntable</i>
Rok:	2015
Studijní program:	TRANSPORTNÍ TECHNIKA
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí DP:	Ing. Josef Kamenický
Bibliografické údaje:	<i>počet stran</i> XX <i>počet obrázků</i> XX <i>počet tabulek</i> XX <i>počet příloh</i> XX
Klíčová slova:	<i>balicí stroj, fólie, ovinování, otočné zařízení, válečková trať</i>
Keywords:	<i>packaging machine, wrap, wrapping, turntable, roller track</i>
Anotace:	<i>Práce byla provedena na základě požadavku firmy EKOBAL, spol. s.r.o. Úkolem práce bylo provedení koncepčního a konstrukčního řešení otoče ovinovacího balicího stroje.</i>
Abstract:	<i>The design has been worked upon at the request of EKOBAL, spol. s.r.o. The scope of thesis was to develop a conceptual and structural solution of a wrapping machine turntable.</i>

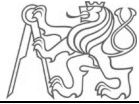


Obsah

1. Úvod.....	8
2. Klasifikace balicích strojů	9
2.1 Rozdělení podle pohybu balicí fólie	9
2.2 Rozdělení podle použití	10
2.3 Varianty otočného stolu pro ovinování zboží	16
2.4 Rešerše výrobců balicích strojů	18
3. Volba koncepce stroje	20
3.1 Konstrukční varianty	20
3.2 Varianty pohonu otáčení stolu	22
3.3 Varianty pohonu válečkové tratě.....	24
4. Konstrukční řešení	26
4.1 Zadání parametry	26
4.2 EURO paleta.....	27
4.3 Válečková trať.....	28
4.4 Otočný mechanismus	45
5. Kontrolní výpočty.....	54
5.1 Síly v zatíženém válečku	54
5.2 Kontrola třířadého řetězu	58
5.3 Kontrola rolny.....	59
5.4 Kontrola životnosti centrálního ložiska	61
5.5 Kontrola noh	61
6. Konečná konstrukce.....	64
6.1 Válečková trať.....	64
6.2 Otočný stůl.....	65
6.3 Valivé elementy	67
6.4 Rám	68
6.5 Umístění motorů	71



6.6 Krycí plechy	72
7. Závěr	74
Seznam použité literatury	75
Knihy:.....	75
Elektronické zdroje:	75
Seznam použitých zkratk a symbolů	77
Seznam obrázků	82
Seznam příloh	85



1. Úvod

Balení zboží je jedna z posledních operací před závěrečnou expedicí. K obalení zboží se používá fólie, která je se vyrábí v několika variantách. Například stretch fólie, průtažná, nebo teplem smrštitelná fólie. Obalování se obvykle používá k udržení a připevnění zboží na paletě. To zajišťuje, že položky nemohou být při transportu znečištěny, ztraceny, poškozeny, nebo odcizeny. Zvyšuje se tím také bezpečnost ve skladu tak, že výrobky nemohou z palety spadnout, nebo při pádu zranit pracovníky.

Ovinutí může být provedeno dvěma způsoby, a to buď ručně nebo na speciálně navržených balicích strojích. Ovinovací balicí stroje dělíme na dvě základní skupiny, poloautomatické a automatické ovíjecí stroje. Funkcí poloautomatických ovíjecích strojů je jednoduché ovinutí zboží na paletě průtažnou fólií a tím jeho dostatečné zajištění pro přepravu. Nabídka plně automatických ovíjecích strojů zahrnuje ovíječe s otočným válečkovým dopravníkem, rotačním ramenem, nebo nejmodernější s rotačním prstencem. Tyto stroje jsou využívány jako součásti balicích linek, na jejichž parametrech je typ a kapacita ovíjecích strojů přímo závislá. Automatické ovládání systému balení může výrazně zlepšit účinnost a kvalitu zabalení výrobků, snížit čas balení a spotřebu fólie.

2. Klasifikace balicích strojů

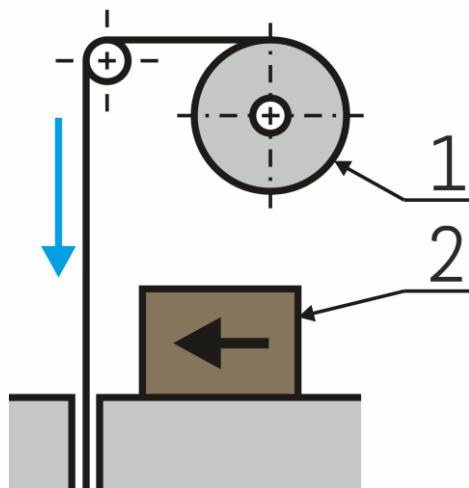
Následující kapitoly se budou věnovat problematice balicích strojů, průzkumu aktuálních variant balicích strojů a poslouží k orientaci čtenáře v problematice obalování, pro které bude otočné zařízení použito.

2.1 Rozdělení podle pohybu balicí fólie

Většina balicích strojů využívá k zabalení předmětu fólii. Jedním z hlavních hledisek, podle kterých lze klasifikovat balicí stroje je jejich směr pohybu. Směr pohybu fólie se může v určitých částech stroje měnit, lze ale definovat hlavní pracovní směr fólie na vertikální a horizontální.

2.1.1 Vertikální balicí stroje

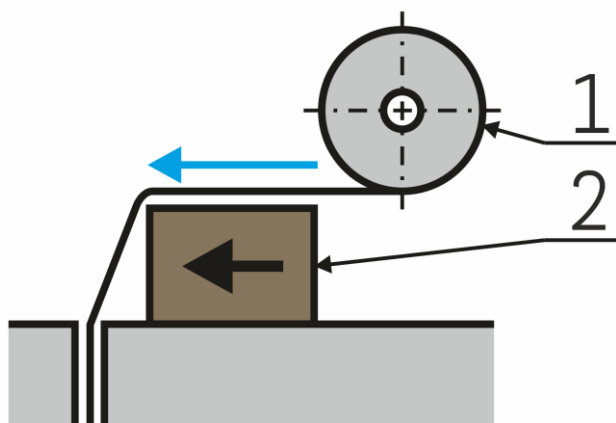
Vertikální balicí stroje jsou určeny pro balení zboží do sáčků různých typů. Sáčky stroj formuje z fólie. Směr pohybu fólie skrz balicí stroj je vertikální – shora dolů jak je naznačeno na obrázku 1. Vertikální balicí stroje pracují v krokovém nebo kontinuálním pracovním režimu a jsou konstruovány pro střední až vysoké výkony. Balicí výkon dosahuje až 200 sáčků/min v závislosti na typu sáčků. Součástí vertikálního balicího stroje mohou být počítadla, etiketovací, nebo tiskací zařízení.



obr. 1: Schéma vertikálního balicího stroje

2.1.2 Horizontální balicí stroje

U horizontálních balicích strojích se fólie, nebo zboží na balení pohybuje vodorovně – zleva doprava jak je naznačeno na obrázku 2. Zboží je umístěno na pásovém, nebo válečkovém dopravníku, nebo na pohyblivém stole a role s fólií je nepohyblivá. Sáčky využívané u horizontálních balicích strojů jsou vytvořeny z ploché fólie jedním podélným a dvěma příčnými sváry, nebo mohou být tvarované. Ke svařování mohou být použity rotační svařovací kola, nebo svařovací čelisti. Součástí horizontálního stroje mohou být přídatná zařízení, které umožňují aplikovat zipový uzávěr, šroubový uzávěr, nebo brčko. Balicí výkon vertikálních balicích strojů dosahuje až 300 balení/min.



obr. 2: Schéma horizontálního balicího stroje

2.2 Rozdělení podle použití

Druhým důležitým hlediskem, podle kterého je možné dělit balicí stroje, je důvod a způsob, jakým jsou tyto stroje používány od jednoduchých ručních strojů až po stroje, které je možné zařadit do automatizované bezobslužné linky.

2.2.1 Ruční baličky

Jsou to zařízení určené pro svařování nejčastěji polyetylenových fólií. Impulsní svářecí kleště. Ty jsou kabelem spojeny se zdrojem. Obě svářecí lišty jsou zahřívány a čas sváření lze jednoduše regulovat podle typu a tloušťky svařovaného materiálu. Na kleštích lze také nastavit přítlačný tlak svářecích lišt. Příklad ruční baličky je uveden na obrázku 3.



obr. 3: Impulsní svářecí kleště

2.2.2 Impulsní svářecí lišty

Slouží ke svařování již hotových sáčků. Po dobu svařování jsou lišty ručně přidržovány a čas svařování je závislý na tloušťce a typu svařovaných sáčků. U modernějších svářecích lišt je ruční uzavírání nahrazeno pneumatikou. Varianta impulsní svářecí lišty je zobrazena na obrázku 4.



obr. 4: Impulsní svářecí lišta

2.2.3 Víkové baličky

Jsou to manuální balicí stroje na polyolefinovou nebo PVC fólii. Vhodné do méně až středně náročných provozů. Vyznačují se malými vnějšími rozměry a nízkou cenou. Pro balení se používají teplem smrštitelné fólie. Balený předmět se vloží mezi fólie, posune se do smršťovací komory a poté se sklopí víko. Víko je většinou drženo elektromagnetem a svaření a smrštění fólie je automatické. Velikost baleného zboží je omezena velikostí komory. Balicí výkon se pohybuje kolem 200-300 ks/hod. Příklad víkové baličky je zobrazen na obrázku 5.



obr. 5: Víková balička

2.2.4 Balení časopisů

K obalování se používá nesmrštitelná fólie. Po vložení časopisu do zásobníku fotobuňka uvolní balený předmět s fólií do balicí komory. Svářecí lišty provedou svaření fólie kolem baleného časopisu (příčně i podélně). U poloautomatických strojů dosahuje balicí výkon 15 ks/min. U plně automatizovaných linek obsahujících i dávkovací, vkládací a etiketovací zařízení, balicí výkon dosahuje až 250 ks/min. Příklad provedení baličky pro balení časopisů je na obrázku 6.



obr. 6: Balička časopisů

2.2.5 Balení palet

Jsou určeny k balení do teplem smrštitelné LDPE fólie okolo balené palety. LDPE fólie se přizpůsobí tvaru baleného předmětu a umožňuje tak balit předměty různé velikosti a tvaru. Smrštění fólie je provedeno za pomoci plynových hořáků, nebo elektricky ohřívaného horkého vzduchu. Zabalením palety zabráníte poškození a destabilizaci zboží při přepravě. Příklad konstrukční varianty baličky palet je na obrázku 7.



obr. 7: Stroj na balení zboží na paletě

2.2.6 Automatické balicí stroje

Jsou v základním provedení určeny především pro skupinové balení předmětů, jako jsou skleněné či PET lahve, konzervy, krabicové nápoje, sáčky kvádrového tvaru, ale samozřejmě i obdobné průmyslové a potravinářské výrobky. Stroje jsou zejména vhodné pro balení do ploché LDPE fólie. Baličky mohou být plně modulární a lze je individuálně přizpůsobit dle přání a potřeb zákazníka. Automatický balicí stroj zařazený v automatické lince je vidět na obrázku 8.

Možné doplňkové vybavení automatických balicích strojů

- Pohon pro odtah fólie
- Odvíjení folie pomocí speciální odtahové stanice
- Pohon svařovacích čelistí
- Impulsní čelisti s možností regulace
- Axiální středění odvinu obalového materiálu
- Senzor pro centrování potisku
- Senzor konce fólie
- Elektro skříň s ovládacím panelem
- Bezpečnostní prvky balicího stroje
- Nastavitelné zařízení napínání fólie



obr. 8: Automatický balicí stroj

2.2.7 Automatické balení palet

K balení je použit automatický ovinovací stroj. Ovinovací stroje jsou určeny pro balení zboží na paletách do průtažné (tzv. „stretch“) fólie. Ovinovací balicí stroje výrazně zvýší kvalitu a efektivitu balení a zároveň sníží náklady na minimum. Jsou vhodné do provozu s malou i velkou kapacitou balených palet. Otáčením stolu se fólie spirálově navíjí na paletu se zbožím. Stretch fólie zajišťuje fixaci výrobků na paletě a také jejich ochranu před vnějším poškozením a znečištěním (prachem, navlhnutím). Tento způsob zabezpečení výrobků patří mezi nejběžnější, nejjednodušší a nejlevnější.

Oproti ruční práci se stretch fólií, ovinovací stroje přinášejí tyto výhody:

- vyšší kvalitu zabalení
- nižší náklady na balicí materiál (úsporu stretch fólie)
- úsporu lidské (manuální) práce
- vyšší rychlost zabalení zboží
- možnost balení atypických (vysokých) palet
- opakovatelnost (zabalení palet vždy stejným způsobem s totožnými parametry)

Ovinovací balicí stroje se vyrábí v široké škále, od jednoduchých a levných poloautomatů, po vysokokapacitní plně automatické linky, nebo atypické speciální ovijecí stroje s jednoúčelovým použitím. Na obrázku 9 je zobrazen ovinovací stroj s otočným zařízením, které bude nahrazovat otočné zařízení navržené v této práci.



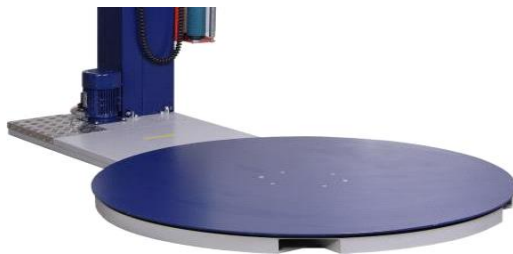
obr. 9: Současný ovinovací stroj

2.3 Varianty otočného stolu pro ovinování zboží

Otočná zařízení se skládají z několika hlavních částí. Jednou z nich je otočný stůl, který slouží k umístění baleného zboží. To může pevně ležet na stole, nebo se po něm může pohybovat. V následujících kapitolách jsou uvedeny možnosti konstrukčního provedení otočného stolu.

2.3.1 Plná točna

Vhodné pro provozy s malým výkonem. Obsluha musí ručně umístit paletu se zbožím na otočný stůl na obrázku 10. Většinou je nutno použít nájezdovou rampu na obrázku 11.



obr. 10: Plná točna



obr. 11: Nájezdová rampa

2.3.2 Otevřená točna

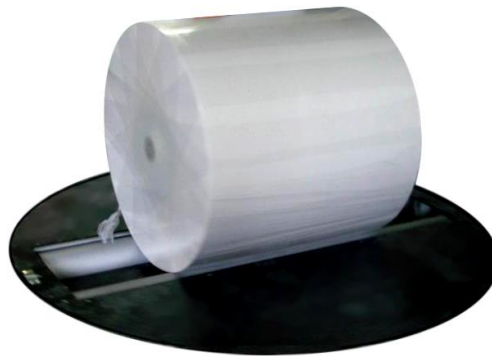
Obsluha musí ručně umístit paletu se zbožím na otočný stůl. Otevřený tvar točny na obrázku 12 umožňuje najetí ručního transpaletu bez nutnosti nájezdové rampy, což šetří prostor.



obr. 12: Otevřená točna

2.3.3 Točna pro balení válcovitého zboží

V točně na obrázku 13 jsou umístěny poháněné válce, které rolí otáčejí a tím umožňují zabalení celého jejího povrchu. Válcové zboží rotuje kolem své vlastní osy, otočný stůl se zároveň otáčí kolem středové osy.



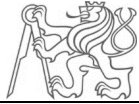
obr. 13: Točna pro balení válcovitého zboží

2.3.4 Točna s válečkovou tratí

V točně na obrázku 14 jsou umístěny poháněné válečky. Je vhodná při zařazení balicího stroje do automatické výrobní linky s dopravníky. Požadavkem zadavatele je umístění válečkového dopravníku na otočný stůl, proto je tato práce zaměřena na tento typ provedení otočného stolu.



obr. 14: Točna s válečkovou tratí



2.4 Rešerše výrobců balicích strojů

2.4.1 Firmy na českém trhu

EKOBAL, spol. s r.o.



Firma byla založena v roce 1993 jako organizace navazující na společnost Pragometal s.r.o. v oblasti technologie balení do průtažné fólie. Dnes patří mezi nejlepší v oblasti technologie balení do průtažné fólie a mezi největší dodavatele obalových materiálů a výrobce balicí techniky na českém trhu. [10]

FEIFER - kovovýroba, spol. s r.o.



Firma začala působit na trhu v roce 1994 s tradicí firmy Kovopodnik s.p., založené roku 1949. Díky 65leté tradici v oboru balení zboží se tak firma FEIFER stala jedním z předních výrobců páskovací a fóliové balicí techniky. Společnost se zabývá hlavně výrobou páskovačů, páskovaček, balicích strojů pro balicí linky a dopravníků. [11]

TECHNOLOGY s.r.o.



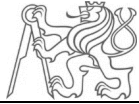
Společnost založená v roce 1992 dodává balicí stroje a kompletní balicí linky včetně etiketování a Obalového materiálu v širokém sortimentu. [12]

2.4.2 Firmy na zahraničním trhu

ARPAC, LLC.



Firma založená roku 1971 poblíž mezinárodního letiště O'Hare v Chicagu poskytuje velký sortiment balicí techniky. [13]



Lantech, Inc.

Lantech

Holandská firma založená v roce 1972 zabývající se výrobou kvalitní balicí techniky jednoduchých balicích strojů po balicí linky. [14]

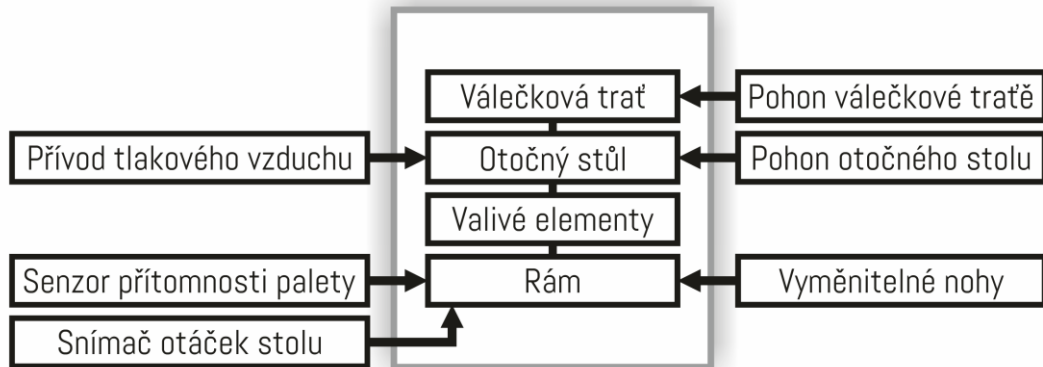
EAM Mosca GmbH

MOSCA —

Německá firma dodávající kvalitní balicí techniku do celého světa. [15]

3. Volba koncepce stroje

Otočný mechanismus naznačený blokovým schématem na obrázku 15 se skládá z hlavních částí: válečková trať, otočný stůl, valivé elementy a rám a vedlejších částí, které jsou podle zadaných požadavků připojeny k jednomu z hlavních částí konstrukce.



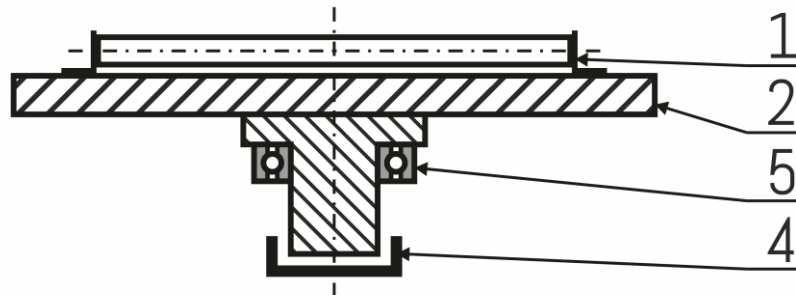
obr. 15: Blokové schéma

3.1 Konstrukční varianty

Po rešerši aktuálně vyráběných strojů a provedení jejich otočného zařízení vyplynulo několik variant. Hlavní částí každé varianty je otočný stůl (2) s válečkovým dopravníkem (1). Dalšími důležitými částmi jsou valivé elementy (3) a rám stroje (4).

3.1.1 Varianta č. 1

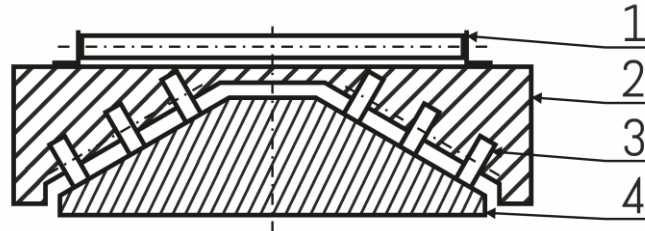
Návrhová varianta je zobrazena na obrázku 16. Použití kombinace radiálního (5) a axiálního ložiska součástí rámu (4). Nevýhodou této varianty je nutnost velké tuhosti otočného stolu (2). Síly vznikající v místě uchycení válečků nejsou zachyceny rámem a vytváří velký ohybový moment působící na stůl.



obr. 16: Konstrukční varianta č. 1

3.1.2 Varianta č. 2

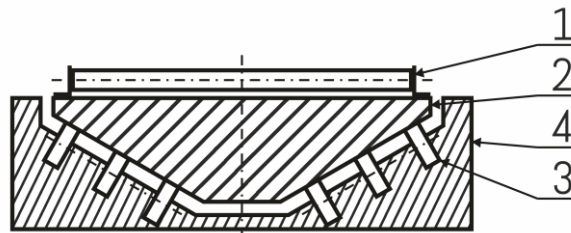
Návrhová varianta je zobrazena na obrázku 17. Použití klínového tvaru otočného stolu (2) s šikmými válečky (3). Nevýhodou této varianty je velká výška celé konstrukce.



obr. 17: Konstrukční varianta č. 2

3.1.3 Varianta č. 3

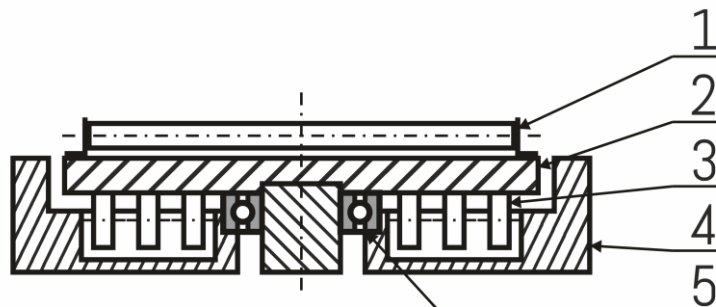
Návrhová varianta je zobrazena na obrázku 18. Použití klínového tvaru rámu (4) s šikmými válečky (3). Nevýhodou této varianty je velká výška celé konstrukce.



obr. 18: Konstrukční varianta č. 3

3.1.4 Varianta č. 4

Zvolená konečná varianta je zobrazena na obrázku 19. Použití radiálního ložiska (5) a horizontálních válečků (3). Není použit klínový tvar rámu (4), ani otočného stolu (2), proto je nutné umístit do středu konstrukce centrální radiální ložisko, které zachytí radiální síly způsobené pohonem otočného stolu a účinek odstředivé síly baleného předmětu v případě, kdy nebude těžiště baleného předmětu v ose rotace otočného stolu. Výhodou této varianty oproti předchozím je nižší celková výška celé konstrukce.



obr. 19: Konstrukční varianta č. 4

3.2 Varianty pohonu otáčení stolu

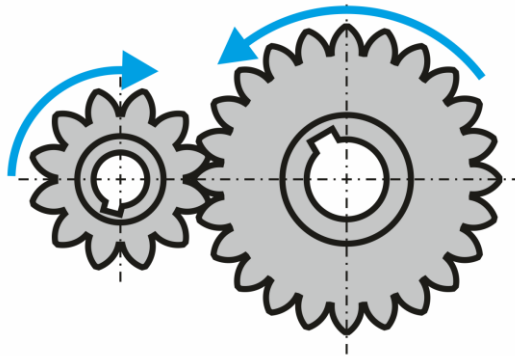
Otočný stůl je nutné pohánět. V následujících kapitolách jsou popsány možnosti pohonu otočného stolu.

3.2.1 Pohon pomocí ozubeného převodu

Jedná se o nejrozšířenější druh převodu. Ozubený převod přenáší rotační pohyb a točivý moment z hnacího hřídele na hnaný tvarovým stykem boků zubů. Používá se pro malé osové vzdálenosti hřídelů a má stálý převodový poměr.

Vnější ozubení

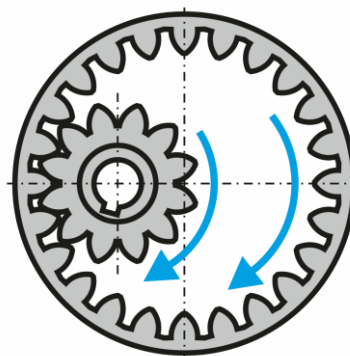
Používá se nejčastěji. Kola mají stejný směr otáčení naznačený na obrázku 20.



obr. 20: Vnější ozubení

Vnitřní ozubení

Používá se tehdy, kdy je nutné snížit osovou vzdálenost ozubených kol. Pastorek má vnější ozubení a věnec má vnitřní ozubení. Obě kola mají stejný směr otáčení naznačený na obrázku 21.



obr. 21: Vnitřní ozubení

3.2.2 Pohon pomocí řetězového převodu

Řetězový převod zobrazený na obrázku 22 je opásaný převod, který přenáší rotační pohyb a točivý moment prostřednictvím tvarového styku mezi hnacím řetězovým kolem a řetězem a následně mezi řetězem a hnaným řetězovým kolem.

Výhody: stálý převodový poměr.

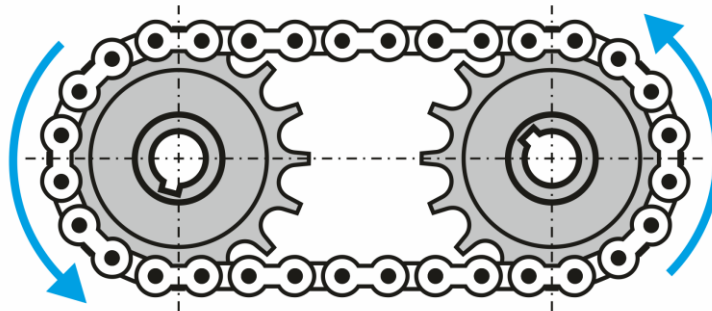
Nevýhody: Hluk.

Velké osové vzdálenosti.

Nutnost mazání.

Vysoká účinnost.

Netlumí rázy.



obr. 22: Řetězový převod

3.2.3 Pohon pomocí řemenového převodu

Řemenový převod zobrazený na obrázku 23 je opásaný převod, který přenáší rotační pohyb a točivý moment prostřednictvím silového styku mezi hnacím řemenovým kolem a řemenem, a následně mezi řemenem a hnaným řemenovým kolem. Využívá se zde vláknové tření.

Výhody: Jednoduchá konstrukce.

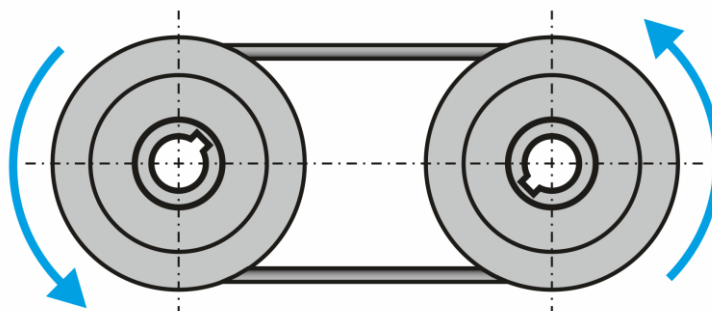
Nevýhody: Větší radiální namáhání ložisek.

Tlumí rázy.

Nestálý převodový poměr.

Tichý chod.

Nutnost napínání řemenu.



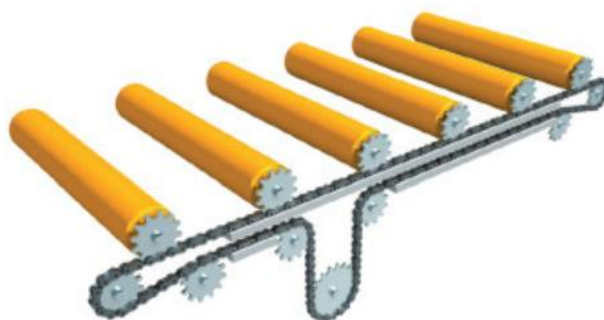
obr. 23: Řemenový převod

3.3 Varianty pohonu válečkové tratě

Válečkové tratě jsou nejčastěji poháněny elektromotorem s převodovkou. Přenos točivého momentu z výstupního hřídele převodovky na jednotlivé válečky může být řešen několika způsoby.

3.3.1 Pohon válečků tečným řetězem

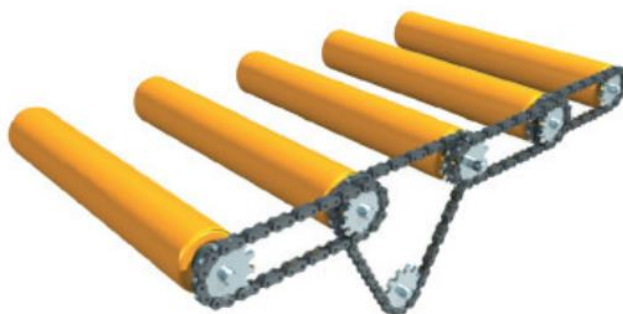
Na obrázku 24 je vidět, že jsou zde použity válečky s jedním řetězovým kolem. Jediný řetěz pohání všechny válečky. Řetěz je na jedné straně podepírán vodícím profilem a na druhé straně je v záběru s ozubeným kolem válečku. Výhodou tohoto způsobu pohonu je jednoduchá konstrukce a snadná demontáž jednotlivých válečků.



obr. 24: Pohon tečným řetězem

3.3.2 Pohon válečků řetězem z válečku na váleček

U tohoto způsobu pohonu válečků zobrazeném na obrázku 25, jsou použity řetězové smyčky, které obepínají ozubená kola sousedících válečků. U tohoto způsobu pohonu válečků jsou válečky opatřeny dvěma řetězovými koly. Výhodou této varianty je větší úhel opásání a není nutné vedení řetězu.



obr. 25: Pohon z válečku na váleček

3.3.3 Pohon válečků kruhovými řemeny

Válečky na obrázku 26 jsou poháněny společnou hnací hřídelí vedoucí pod celým dopravníkem se speciálními cívkami, které pohání jednotlivé válečky pomocí kruhového řemenu. Každý váleček je opatřen kruhovou drážkou, která je v záběru s kruhovým řemenem. Osa hnací hřídele a osy válečků jsou natočeny o úhel 90° .



obr. 26: Pohon kruhovými řetězy

3.3.4 Válečky s pohonem ve vnitřní části

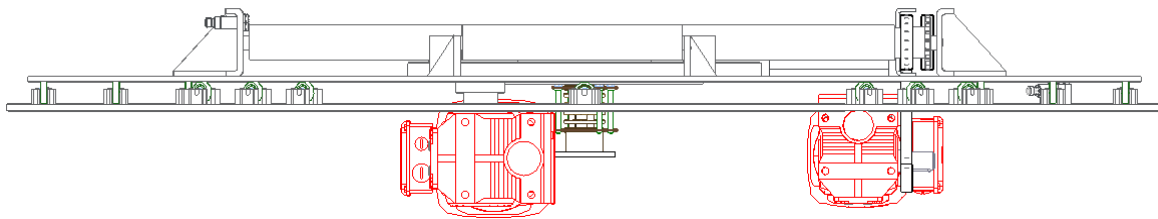
Válečková trať není vybavená centrálním pohonem. Jak je vidět na obrázku 27, pohony se nacházejí přímo ve válečku. To umožňuje nezávisle řídit rychlost otáčení každého válečku zvlášť. Nevýhodou je však vysoká pořizovací cena.



obr. 27: Váleček s pohonem ve vnitřní části

4. Konstrukční řešení

Celkové konstrukční řešení je vidět na *obrázku 28*. V rámci návrhu otočného zařízení byl navržen rám, na který jsou připevněny nohy a další příslušenství. Na rámu je upevněn motor pohánějící otočný mechanismus. Ten je realizován řetězovým převodem tak, že řetěz je navinutý na pastorku a do jeho prostřední řady zabírá ozubený věnec. Pomocí ozubeného věnce je poháněn otočný stůl, na kterém je umístěn válečkový dopravník. Válečkový dopravník je poháněn motorem, který je umístěn na spodní straně otočného stolu a nezabírá místo v okolí válečkového dopravníku. Součástí otočného stolu budou také pneumatické nůžky, pro které je realizován prostor s otvorem pro uchycení a odpovídajícím objemem.



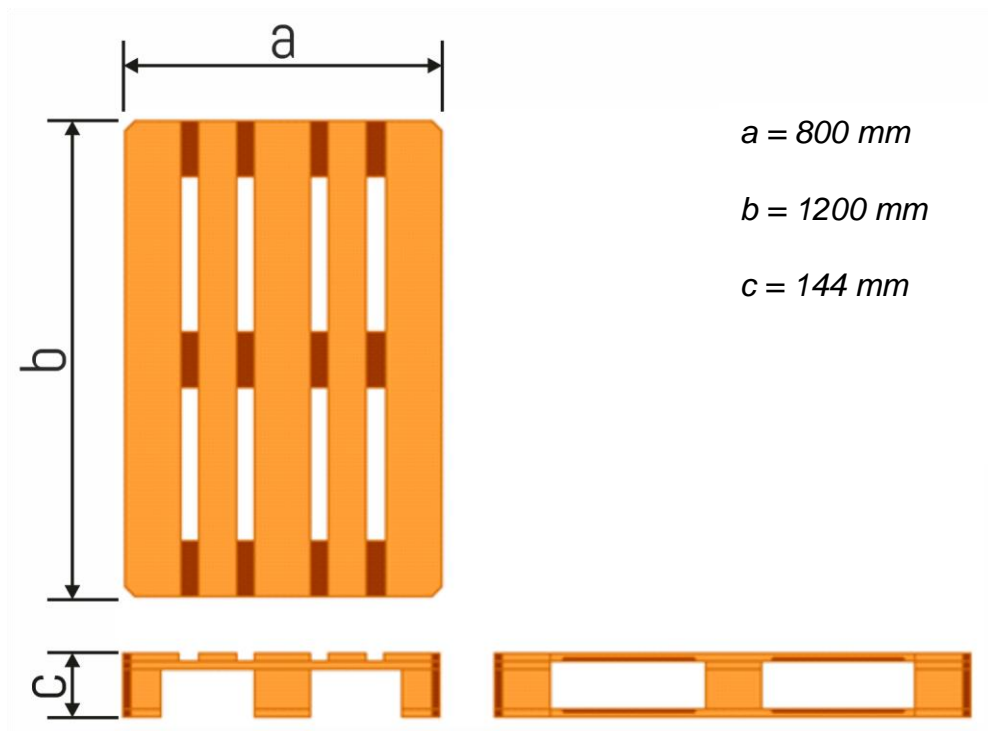
obr. 28: Konstrukční řešení

4.1 Zadání parametry

- válečkový dopravník pro EURO paletu
- nosnost $m = 1500 \text{ kg}$
- otáčky $n_s = \text{max. } 10 \text{ ot/min}$
- minimalizovat výšku dopravníku bez nohou
- možnost výškové rektifikace
- maximální výška s nohama $h_{\text{max}} = 800 \text{ mm}$
- válečkový dopravník součástí stolu
- 2 snímače palety
- volitelně 1-3 snímače úhlu otočení točny
- místo pro mechanismus ukončování folie včetně elektrovýstroje
- rychlost válečkového dopravníku $v_v = 0,3 \text{ m/s}$

4.2 EURO paleta

Europaleta na obrázku 29 je normovaná dřevěná plochá paleta s plochou $0,96 \text{ m}^2$ a s rozměry $1200 \times 800 \times 144 \text{ mm}$. Nosnost palety je až 2000 kg a je spojena 78 speciálními hřebíky. Manipulačním zařízením může být nabrána ze všech čtyř stran.



obr. 29: EURO paleta

4.3 Válečková trať

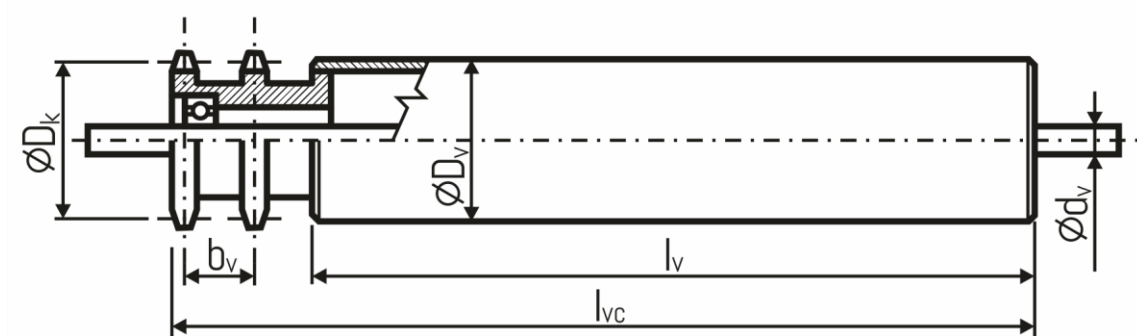
Válečková trať je jednou z hlavních součástí otočné stanice. Umožňuje přijetí palety se zbožím, ovinutí fólií a posun zboží do další fáze automatické linky. Válečková trať se skládá z jednotlivých válečků, nosných prvků a pohonu válečkové tratě.

4.3.1 Volba pohonu válečkové tratě

Je zvolen pohon válečků řetězem z válečku na váleček zobrazený na obrázku 25. Toto řešení bylo vybráno pro jeho skoro bezúdržbový provoz a vyšší úhel záběru, než u tangenciálního pohonu. Není nutné použít vodící lištu řetězu.

4.3.2 Volba válečku

Zvolen kovový váleček pro válečkové dopravníky TGF-2K od firmy LOŽISKA Drašar s.r.o. Jeho tvar a rozměry jsou uvedeny na obrázku 30. Hmotnost rotujících hmot $m_v = 10\text{kg}$. [příloha 8]

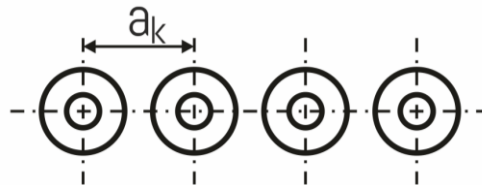


obr. 30: Zvolený váleček

4.3.3 Počet válečků

Rozteč mezi válečky

Rozteč válečku, zobrazená na obrázku 31, musí být volena v závislosti na velikosti přepravovaného předmětu. V tomto případě volím počet válečků $k = 10$ kvůli dobrému rozložení váhy při najíždění předmětu na dopravník.



obr. 31: Rozteč mezi válečky

$$a_k = \frac{b}{k-1} = \frac{1200}{9} \quad (1)$$

$$a_k = 133,3\text{mm} \rightarrow \text{volím } \underline{132\text{mm}}$$

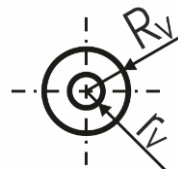
Kde:

b [mm] – délka palety,

k [-] – počet válečků.

Rozměry válečku

Přepočítané rozměry na obrázku 32 jsou přepočteny z vnějšího průměru a průměru hřídele zvoleného válečku.



obr. 32: Rozměry válečku

$$R_v = \frac{D_v}{2} = \frac{51}{2} \quad (2)$$

$$R_v = \underline{25,5\text{mm}}$$

Kde:

D_v [mm] – průměr válečku.

$$r_v = \frac{d_v}{2} = \frac{20}{2} \quad (3)$$

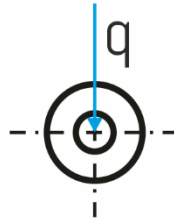
$$r_v = \underline{10\text{mm}}$$

Kde:

d_v [mm] – průměr hřídele válečku.

Hmotnost působící na jeden váleček

Hmotnost, která připadá na jeden váleček, když přepravovaný předmět leží na všech válečkích, je zobrazena na obrázku 33. Volím počet válečků $k = 10$.



obr. 33: Hmotnost působící na jeden váleček

$$q = \frac{m}{k} = \frac{1500}{10} \quad (4)$$
$$q = \underline{\underline{150kg}}$$

Kde:

m [kg] – hmotnost přepravovaného předmětu,

k [-] – počet válečků.

Kontrola únosnosti válečku

Zvolené válečky mají maximální zatížení $m_{max} = 340 \text{ kg}$. Musí být splněna podmínka únosnosti válečku.

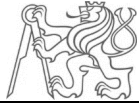
Musí platit :

$$m_{max} \succ q \quad (5)$$
$$340kg \succ 150kg \rightarrow \underline{\underline{vyhovuje}}$$

Kde:

m_{max} [kg] – maximální zatížení válečku [17],

q [kg] – hmotnost působící na jeden váleček.



Počet poháněných válečků

$$k_p \geq k \cdot \frac{\frac{\xi_v}{R_v} + 0,005 + \left(1 + \frac{m_v}{q}\right) \cdot \frac{f_\xi \cdot r_v}{R_v}}{\mu + \frac{\xi_v}{R_v} + 0,005 + \left(1 + \frac{m_v}{q}\right) \cdot \frac{f_\xi \cdot r_v}{R_v}} \quad (4)$$

$$k_p \geq 10 \cdot \frac{\frac{0,0012}{0,0255} + 0,005 + \left(1 + \frac{4,5}{150}\right) \cdot \frac{0,02 \cdot 0,01}{0,0255}}{0,35 + \frac{0,0012}{0,0255} + 0,005 + \left(1 + \frac{4,5}{150}\right) \cdot \frac{0,02 \cdot 0,01}{0,0255}}$$

$$k_p \geq 0,42 \cong 1$$

$k_p > 0 \rightarrow$ Je nutné dodávat válečkům energii

$k_p < 0 \rightarrow$ Je nutné válečky brzdít

$k_p = 0 \rightarrow$ Gravitační trať

Kde:

k [-] – počet válečků,

R_v [mm] – poloměr válečku,

r_v [mm] – poloměr hřídele válečku,

ξ_v [-] – součinitel valivého tření válečků [26],

f_ξ [-] – součinitel čepového tření [8],

μ [-] – součinitel smykového tření [27],

m_v [mm] – hmotnost rotujících částí válečku,

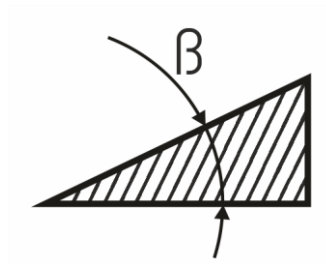
q [kg] – hmotnost působící na jeden váleček.

V tomto případě jsou poháněny všechny válečky $k_p = k = 10$. Další výpočty budou počítány s poměrem $\frac{k_p}{k} = \frac{10}{10} = 1$ kvůli lepšímu přenosu sil při nájezdu a odjezdu palety.

4.3.4 Výpočet výkonu motoru

Odpor z vlastní tíhy předmětu

Výpočet je pouze informativní. Úhel β uvedený na obrázku 34 udává sklon válečkové tratě. V tomto případě se úhel $\beta = 0^\circ$. Tato síla se vyskytuje u šikmých tratí.



obr. 34: Úhel sklonu válečkové tratě

$$W_1 = q \cdot g \cdot \sin \beta = 150 \cdot 9,81 \cdot \sin 0 \quad (5)$$

$$W_1 = \underline{\underline{0N}}$$

Kde:

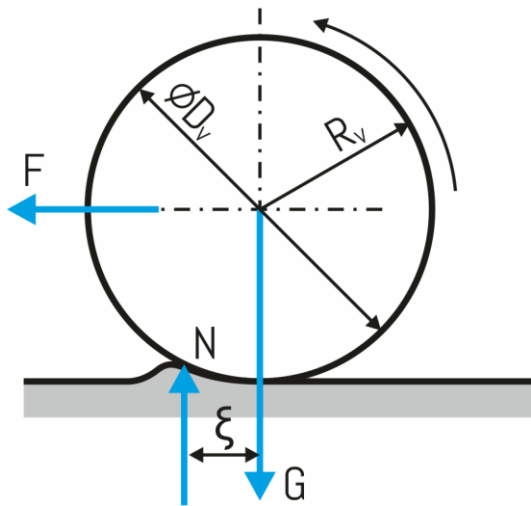
q [kg] – hmotnost působící na jeden váleček,

g [ms^{-2}] – tíhové zrychlení,

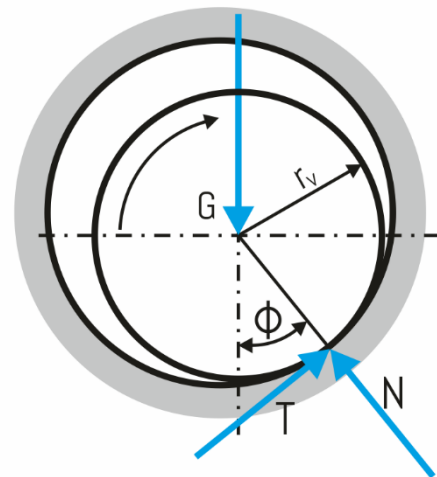
β [°] – úhel sklonu válečkové tratě.

Odpor vlivem valivého a čepového tření

Čepové tření (obrázek 36) se vyskytuje v rotačních vazbách. Vyvolává moment působící proti směru otáčení. Valivý odpor (obrázek 35) se vyskytuje tam, kde se povrch tělesa valí po podložce. Důsledkem poddajnosti se materiál deformuje. Vlivem posunutí normálové reakce N mimo osu tělesa vzniká moment $N\xi$ působící proti směru pohybu.



obr. 35: Valivé tření



obr. 36: Čepové tření

$$W_2 = q \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \frac{\zeta_v + f_c \cdot r_v}{R_v} + m_v \cdot g \cdot \frac{f_c \cdot r_v}{R_v} \quad (6)$$

$$W_2 = 150 \cdot 9,81 \cdot \cos 0 \cdot \frac{0,0012 + 0,02 \cdot 0,01}{0,0255} + 4,5 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,02 \cdot 0,01}{0,0255}$$

$$W_2 = \underline{81N}$$

Kde:

q [kg] – hmotnost působící na jeden váleček,

g [ms^{-2}] – tíhové zrychlení,

β [°] – úhel sklonu válečkové tratě,

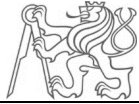
R_v [mm] – poloměr válečku,

r_v [mm] – poloměr hřídele válečku,

ζ_v [-] – součinitel valivého tření [26],

f_c [-] – součinitel čepového tření [8],

m_v [mm] – hmotnost rotujících částí válečku.



Odpor vlivem montážních nepřesností

Tento odpor se vyjádří jako 0,5% normálového zatížení na jednom válečku. Nedá se matematicky vyjádřit.

$$W_3 = 0,005 \cdot q \cdot g \cdot \cos \beta = 0,005 \cdot 150 \cdot 9,81 \cdot \cos$$
$$W_3 = \underline{\underline{7,4N}} \quad (7)$$

Kde:

q [kg] – hmotnost působící na jeden váleček,

g [ms^{-2}] – tíhové zrychlení,

β [°] – úhel sklonu válečkové tratě.

Celkový odpor působící na jeden váleček

Součet jednotlivých dílčích odporů. V případě vodorovné válečkové tratě zde má největší vliv složka odporu čepového a valivého tření.

$$W = W_1 + W_2 + W_3 = 0 + 81 + 7,4$$
$$W = \underline{\underline{88,4N}} \quad (8)$$

Kde:

W_1 [N] – odpor z vlastní tíhy předmětu,

W_2 [N] – odpor vlivem valivého a čepového tření,

W_3 [N] – odpor vlivem montážních nepřesností.

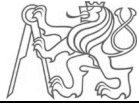
Celkový odpor působící na válečky

$$W_c = W \cdot k = 88,4 \cdot 10$$
$$W_c = \underline{\underline{884N}} \quad (9)$$

Kde:

W [N] – celkový odpor působící na jeden váleček,

k [-] – počet válečků.



Návrhový výkon motoru

Výkon potřebný k překonání celkového odporu. Se snižující se účinností motoru bude stoupat potřebný výkon.

$$P_v = W_c \cdot \frac{v_v}{\eta_m} = 884 \cdot \frac{0,3}{0,85} \quad (10)$$

$$P_v = \underline{\underline{312W}}$$

Kde:

W_c [N] – celkový odpor působící na válečky,

v_v [ms^{-1}] – rychlost válečkového dopravníku,

η_m [-] – návrhová účinnost motoru.

4.3.5 Výpočet otáček převodovky motoru

Žádaná rychlost pohybu předmětu po válečkové trati přepočítaná na výstupní otáčky motoru.

$$v_v = \pi \cdot D_v \cdot n_v \rightarrow n_v = \frac{v_v}{\pi \cdot D_v} = \frac{0,3}{\pi \cdot 0,051} \quad (11)$$

$$n_v = 1,87 \text{ s}^{-1} = \underline{\underline{112 \text{ min}^{-1}}}$$

Kde:

v_v [ms^{-1}] – rychlost válečkového dopravníku,

D_v [m] – průměr válečku.

4.3.6 Výpočet krouticího momentu motoru

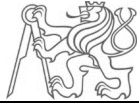
$$P_v = M_{kv} \cdot \omega_v \rightarrow M_{kv} = \frac{P_v}{\omega_v} = \frac{P_v}{2 \cdot \pi \cdot n_v} = \frac{312}{2 \cdot \pi \cdot 1,87} \quad (12)$$

$$M_{kv} = \underline{\underline{26,55Nm}}$$

Kde:

P_v [W] – návrhový výkon motoru válečkového dopravníku,

n_v [s^{-1}] – návrhové otáčky převodovky motoru válečkového dopravníku.



4.3.7 Kontola rozběhu pohonu válečkové tratě

Doba rozběhu

Čas, za který se válečky začnou otáčet obvodovou rychlostí $v_v = 0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Kvůli rozměrovým omezením byla volba větší doby rozběhu kvůli možnosti použít menší motor, proto volím $t_{sv} = 1 \text{ s}$.

Třecí moment

Moment vyvolávaný valením přepravovaného předmětu (dřevo) po válečcích dopravníku (ocel). Přepočítaný na hřídel motoru.

$$M_t = k_p \cdot q \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \mu \cdot \frac{R_v}{i_1 \cdot \eta_1} = 10 \cdot 150 \cdot 9,81 \cdot \cos 0 \cdot 0,55 \cdot \frac{0,0255}{12,96 \cdot 0,9} \quad (13)$$

$$M_t = \underline{\underline{17,69 \text{ Nm}}}$$

Kde:

k_p [-] – počet poháněných válečků,

R_v [mm] – poloměr válečku,

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] – tíhové zrychlení,

β [°] – úhel sklonu tratě,

μ [-] – součinitel smykového tření [27],

q [kg] – hmotnost působící na jeden váleček,

η_1 [-] – účinnost převodovky motoru válečkového dopravníku.

Moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot

$$M_{zp} = m \cdot \frac{v_v \cdot R_v}{t_{sv} \cdot i_1 \cdot \eta_1} = 1500 \cdot \frac{0,3 \cdot 0,0255}{1 \cdot 12,96 \cdot 0,9} \quad (14)$$

$$M_{zp} = \underline{\underline{0,98 \text{ Nm}}}$$

Kde:

m [kg] – hmotnost přepravovaného předmětu,

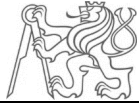
v_v [m/s] – rychlost válečkového dopravníku,

R_v [mm] – poloměr válečku,

t_{sv} [s] – doba rozběhu válečkové tratě,

i_1 [-] – převodový poměr převodovky motoru válečkového dopravníku,

η_1 [-] – účinnost převodovky motoru válečkového dopravníku.



Moment setrvačnosti jednoho válečku

$$J = m_v \cdot R_{vp}^2 = 10 \cdot 0,0481^2 \quad (15)$$

$$J = \underline{\underline{0,0231 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}}$$

Kde:

m [kg] – Hmotnost rotujících hmot válečku,

R_{vp} [m] – poloměr středu pláště válečku.

Úhlové zrychlení válečku

$$\varepsilon = \frac{\omega_v}{t_s} = \frac{2 \cdot v_v}{t_{sv} \cdot D_v} = \frac{2 \cdot 0,3}{1 \cdot 0,051} \quad (16)$$

$$\varepsilon = \underline{\underline{11,8 \text{ s}^{-2}}}$$

Kde:

v_v [m/s] – rychlost válečkového dopravníku

D_v [mm] – průměr válečku,

t_{sv} [s] – doba rozběhu válečkové tratě.

Moment zrychlujících sil rotujících hmot

$$M_{zr} = k \cdot J \cdot \varepsilon \cdot \frac{1}{i_1 \cdot \eta_1} = 10 \cdot 0,0231 \cdot 11,8 \cdot \frac{1}{12,96 \cdot 0,9} \quad (17)$$

$$M_{zr} = \underline{\underline{0,23 \text{ Nm}}}$$

Kde:

k [-] – počet válečků,

J [kg·m²] – moment setrvačnosti jednoho válečku

ε [s⁻²] – úhlové zrychlení válečku,

i_1 [-] – převodový poměr převodovky motoru válečkového dopravníku,

η_1 [-] – účinnost převodovky motoru válečkového dopravníku.

Moment od stálých odporů

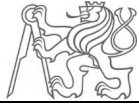
$$M_s = \frac{P_v}{\omega_{m1}} = \frac{60 \cdot P_v}{2 \cdot \pi \cdot n_{m1}} = \frac{60 \cdot 312}{2 \cdot \pi \cdot 1461} \quad (18)$$

$$M_s = \underline{\underline{1,7 \text{ Nm}}}$$

Kde:

P_v [W] – návrhový výkon motoru válečkového dopravníku,

n_{m1} [min⁻¹] – otáčky motoru válečkového dopravníku.



Rozběhový moment redukováný na hřídel motoru

Součet všech momentů opačného působení, než rozběhový moment motoru.

$$M_{roz} = M_t + M_{zp} + M_{zr} + M_s = 17,69 + 0,98 + 0,23 + 1,07 \quad (19)$$

$$M_{roz} = \underline{\underline{19,97Nm}}$$

Kde:

M_t [Nm] – třecí moment,

M_{zp} [Nm] – moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot,

M_{zr} [Nm] – moment zrychlujících sil rotujících hmot,

M_s [Nm] – moment od stálých odporů.

Brzdný moment redukováný na hřídel motoru

Součet všech momentů opačného působení, než brzdný moment motoru.

$$M_{brz} = M_{zp} + M_{zr} = 0,98 + 0,23 \quad (20)$$

$$M_{brz} = \underline{\underline{1,21Nm}}$$

Kde:

M_{zp} [Nm] – moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot,

M_{zr} [Nm] – moment zrychlujících sil rotujících hmot.

Moment na hřídeli motoru při rozběhu

$$M_{mr} = \frac{M_A}{M_N} \cdot \frac{P_m}{\omega_m} = \frac{M_A}{M_N} \cdot \frac{P_m}{2 \cdot \pi \cdot n_{m1}} = 3,7 \cdot \frac{750 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1751} \quad (21)$$

$$M_{mr} = \underline{\underline{22,2Nm}}$$

Kde:

P_m [W] – výkon motoru válečkového dopravníku,

$\frac{M_A}{M_N}$ [-] – rozběhový poměr momentů motoru válečkového dopravníku [příloha 2],

n_{m1} [min^{-1}] – otáčky motoru válečkového dopravníku.

Kontrola rozběhu

Pro zaručení rozběhu motoru musí platit následující vztah:

$$M_{mr} > M_{roz} \quad (22)$$

$$22,2Nm > 19,97Nm \rightarrow \underline{\underline{vyhovuje}}$$

Kde:

M_{mr} [Nm] – moment na hřídeli motoru válečkového dopravníku při rozběhu,

M_{roz} [Nm] – rozběhový moment redukováný na hřídel motoru válečkového dopravníku.

Kontrola brzdění

Pro zaručení brzdění motor nemusí překonávat odpory, proto musí platit následující vztah:

$$M_B \succ M_{brz} \quad (23)$$
$$10Nm \succ 1,21Nm \rightarrow \underline{\underline{vyhovuje}}$$

Kde:

M_B [Nm] – brzdňý moment na hřídeli motoru válečkového dopravníku [příloha 2],

M_{brz} [Nm] – Brzdňý moment redukováný na hřídel motoru válečkového dopravníku.

4.3.8 Zvolený motor

Je zvolen 3-fázový asynchronní motor se šnekovou převodovkou S47DRN80M4 od firmy SEW-eurodrive zobrazený na obrázku 37. [příloha 2]



obr. 37: Pohon válečkové tratě [23]

4.3.9 Řetězové převody válečkové tratě

Pohon válečků je realizován pomocí řetězových smyček z válečku na váláček zobrazený na obrázku 25. Volím jednořadý válečkový řetěz 08B-1 od firmy CONTRA Praha s.r.o.

Parametry řetězu

Pro kontrolu zvoleného řetězu provedeme výpočet skutečných poměrů v řetězovém převodu a porovnáme je s dovolenými hodnotami.

Rozteč řetězu $t=12,7\text{mm}$ [5]

Síla při přetržení $F_B=18,69\text{kN}$

Hmotnost řetězu $m_f=0,75\text{kg/m}$

Plocha kloubu řetězu

$$S_{\bar{r}} = d_{v\bar{r}} \cdot b_{\bar{r}} = 8,51 \cdot 7,75 \quad (24)$$

$$S_{\bar{r}} = \underline{\underline{65,95\text{mm}^2}}$$

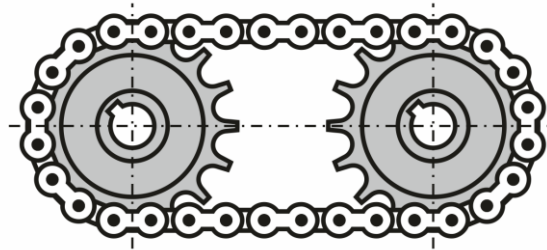
Kde:

$d_{v\bar{r}}$ [mm] – průměr válečku řetězu [5],

$b_{\bar{r}}$ [mm] – vnitřní šířka řetězu.

Převodový poměr

Pro pohon válečků je použita smyčka zobrazená na obrázku 38 s převodovým poměrem $i_{\bar{r}} = 1$.



obr. 38: Řetězová smyčka

Otáčky válečku

Při použitím převodovém poměru $i_{\bar{r}}=1$ jsou otáčky válečku rovny výstupním otáčkám z převodovky $n_{p\bar{r}}=158\text{min}^{-1}$.

$$v_{vskut} = \frac{\pi \cdot D_v \cdot n_{p\bar{r}}}{60} = \frac{\pi \cdot 0,051 \cdot 158}{60} \quad (25)$$

$$v_{vskut} = \underline{\underline{0,42\text{m} / \text{s}}}$$

Kde:

D_v [m] – průměr válečku,

$n_{p\bar{r}}$ [s^{-1}] – otáčky převodovky motoru válečkového dopravníku.

Obvodová rychlost řetězu

$$v_{\bar{r}} = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_{p\bar{r}}}{60} = \frac{\pi \cdot 0,07716 \cdot 158}{60} \quad (26)$$

$$v_{\bar{r}} = \underline{\underline{0,64\text{m} / \text{s}}}$$

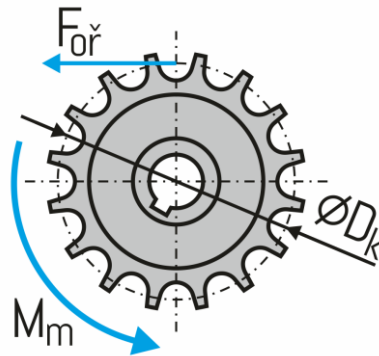
Kde:

D_k [m] – roztečný průměr řetězového kola válečku,

$n_{p\bar{r}}$ [s^{-1}] – otáčky převodovky motoru válečkového dopravníku.

Obvodová síla na řetězovém kole

Obvodová síla $F_{oř}$ zobrazená na obrázku 39 je přepočítána z momentu motoru na roztečný průměr D_k .



obr. 39: Silové poměry na řetězovém kole válečku

$$F_{oř} = \frac{2 \cdot M_m}{D_k} = \frac{2 \cdot 19,6}{0,07716} \quad (27)$$

$$F_{oř} = \underline{\underline{508N}}$$

Kde:

D_k [m] – roztečný průměr řetězového kola válečku,

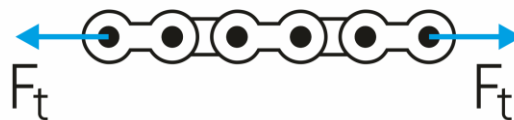
M_m [Nm] – moment motoru válečkového dopravníku.

Obvodová síla způsobená odstředivou silou

S působením odstředivé síly počítáme tehdy, pokud je rychlost řetězu v_f větší než 4 m/s.

Celková tahová síla

Součet jednotlivých dílčích tahových sil v řetězu udává výslednou tahovou sílu v F_t , která je zobrazena na obrázku 40.



obr. 40: Tahová síla v řetězu

$$F_t = F_{oř} + F_{oc} = 508 + 0 \quad (28)$$

$$F_t = \underline{\underline{508N}}$$

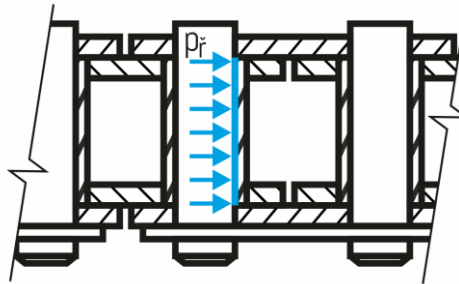
Kde:

$F_{oř}$ [N] – obvodová síla na řetězovém kole válečku,

F_{oc} [N] – obvodová síla způsobená odstředivou silou.

Výpočtový tlak v kloubu řetězu

Během používání řetězu vzniká v kloubech řetězu tlak zobrazený na obrázku 41 od celkové tahové síly F_t . Velikost tohoto tlaku je závislá na velikosti styčné plochy mezi čepem a válečkem řetězu.



obr. 41: Tlak v kloubu řetězu

$$p_{\bar{r}} = \frac{F_t}{S_{\bar{r}}} = \frac{508,3}{65,95} \quad (29)$$
$$p_{\bar{r}} = 7,7 \text{ MPa}$$

Kde:

F_o [N] – celková tahová síla,

$S_{\bar{r}}$ [mm²] – plocha kloubu řetězu.

Dovolený tlak v kloubu řetězu

$$p_{\bar{r}D} = p_{\bar{r}s} \cdot \lambda_{\bar{r}} = 28,15 \cdot 0,5 \quad (30)$$
$$p_{\bar{r}D} = \underline{14 \text{ MPa}}$$

Kde:

$p_{\bar{r}s}$ [MPa] – směrný tlak v kloubu řetězu [5],

$\lambda_{\bar{r}}$ [-] – součinitel tření v řetězu [5].

Kontrola tlaku

Musí platit :

$$p_{\bar{r}D} \succ p_{\bar{r}} \quad (31)$$
$$14 \succ 7,7 \rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

Kde:

$p_{\bar{r}D}$ [MPa] – dovolený tlak v kloubu řetězu,

$p_{\bar{r}}$ [MPa] – výpočtový tlak v kloubu řetězu.

Kontrola statické bezpečnosti

$$k_s = \frac{F_B}{F_t} \geq 7 \quad (32)$$

$$k_s = \frac{18690}{508,3} \geq 7$$

$$k_s = 36,77 \geq 7 \rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

Kde:

F_B [N] – síla při přetržení řetězu [5],

F_t [N] – celková tahová síla.

Kontrola dynamické bezpečnosti

$$k_d = \frac{F_B}{F_t \cdot Y} \geq 5 \quad (33)$$

$$k_d = \frac{18690}{508,3 \cdot 2} \geq 5$$

$$k_d = 18,38 \geq 5 \rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

Kde:

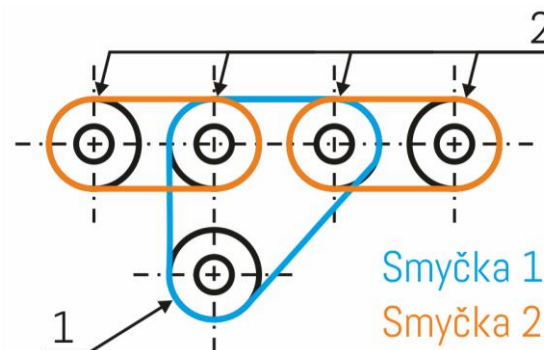
Y [-] – činitel rázů,

F_B [N] – síla při přetržení řetězu [5],

F_t [N] – celková tahová síla.

Délky řetězů válečkové tratě

K pohonu válečkového dopravníku jsou použity dva typy řetězových smyček. Jedna mezi pastorkem motoru a druhá mezi jednotlivými válečky, jak je znázorněno na obrázku 42, kde pozice (1) jsou ozubená kola válečků a pozice (2) je pastorek motoru.



obr. 42: Řetězové smyčky



Délka řetězu 1. smyčky

$$L_{r1} = \frac{\pi \cdot D_k}{4} + a_k + b_k + \sqrt{a_k^2 + b_k^2} + \frac{\pi \cdot D_k}{360} \cdot 143,6 + \frac{\pi \cdot D_k}{360} \cdot 216,4 \quad (34)$$

$$L_{r1} = \frac{\pi \cdot 77,16}{4} + 132 + 179 + \sqrt{132^2 + 179^2} + \frac{\pi \cdot 77,16}{360} \cdot 143,6 + \frac{\pi \cdot 77,16}{360} \cdot 216,4$$

$$L_{r1} = \underline{\underline{836,4mm}}$$

Kde:

D_k [mm] – roztečný průměr řetězového kola válečku,

a_k [mm] – rozteč mezi válečky,

b_k [mm] – rozteč mezi válečkem a pastorkem motoru,

F_t [N] – celková tahová síla.

Počet článků 1. smyčky

Dle vypočteného počtu článků první smyčky volíme nejbližší sudý počet článků.

$$x_1 = \frac{L_{r1}}{t} = \frac{836,4}{12,7} \quad (35)$$

$$x_1 = 65,86 \Rightarrow \underline{\underline{66\text{článků}}}$$

Kde:

L_{r1} [mm] – délka řetězu 1. smyčky,

t [mm] – rozteč řetězu [5].

Délka řetězu 2. smyčky

$$L_{r2} = \pi \cdot D_k + 2 \cdot a_k = \pi \cdot 77,16 + 2 \cdot 132 \quad (36)$$

$$L_{r2} = \underline{\underline{506,4mm}}$$

Kde:

D_k [mm] – roztečný průměr řetězového kola válečku,

a_k [mm] – rozteč mezi válečky.

Počet článků 2. smyčky

Dle vypočteného počtu článků druhé smyčky volíme nejbližší sudý počet článků.

$$x_2 = \frac{L_{r2}}{t} = \frac{506,4}{12,7} \quad (37)$$

$$x_2 = 39,87 \Rightarrow \underline{\underline{40\text{článků}}}$$

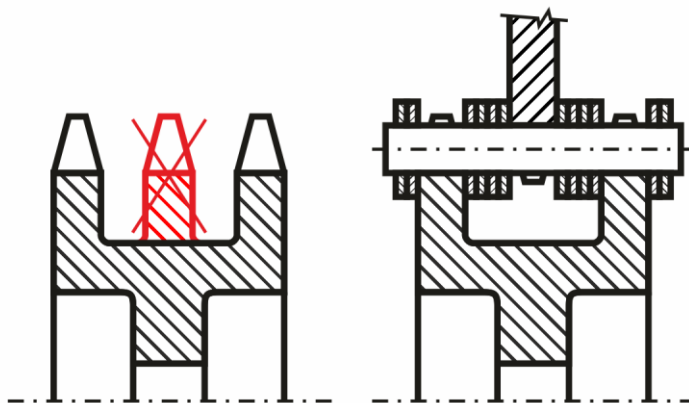
Kde:

L_{r2} [mm] – délka řetězu 2. smyčky,

t [mm] – rozteč řetězu [5].

4.4 Otočný mechanismus

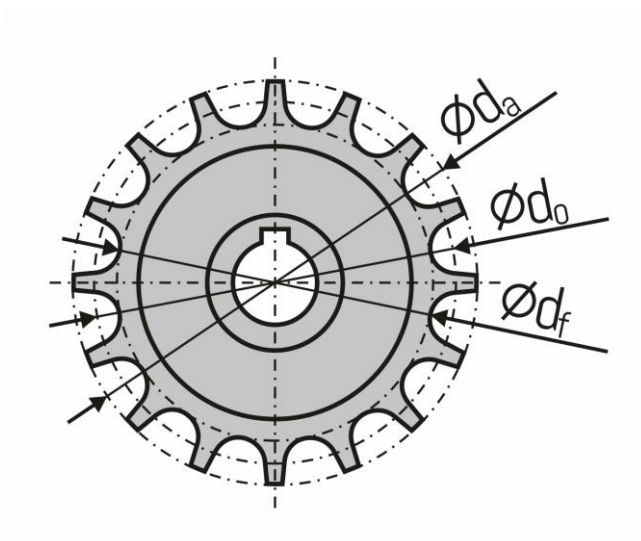
V zájmu nižší pořizovací ceny a výrobních nákladů je zvolen pohon otáčení stolu, obrázek 43, pomocí pastorku pro třířadý řetěz s odfrézovanou prostřední řadou zubů (1), ovinutý třířadým pouzdrovým řetězem (3) v záběru s jednořadým řetězovým věncem s vnějším ozubením (2).



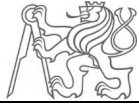
obr. 43: Otočný mechanismus

4.4.1 Výpočet rozměrů řetězových kol

Na obrázku 44 jsou uvedeny hlavní rozměry řetězového kola vypočtené v následujících kapitolách. Kvůli omezeným rozměrům pro pohon otáčení stolu a žádanému převodovému poměru jsou nejprve zvoleny počty zubů řetězových kol.



obr. 44: Rozměry řetězových kol



Počet zubů pastorku

Volím $z_{o1}=18$ zubů

Počet zubů ozubeného věnce

Volím $z_{o2}=85$ zubů

Převonový poměr otočného mechanismu

$$i_o = \frac{z_{o2}}{z_{o1}} = \frac{85}{18} \quad (38)$$

$$i_o = \underline{\underline{4,7}}$$

Kde:

z_{o1} [-] – počet zubů pastorku,

z_{o2} [-] – počet zubů ozubeného věnce.

Průměr roztečné kružnice pastorku

$$d_{o1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_{o1}}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180^\circ}{18}} \quad (39)$$

$$d_{o1} = \underline{\underline{73,1mm}}$$

Kde:

z_{o1} [-] – počet zubů pastorku,

t [mm] – rozteč řetězu [5].

Průměr patní kružnice pastorku

$$d_{f1} = d_{o1} - d_{vř} = 73,1 - 8,51 \quad (40)$$

$$d_{f1} = \underline{\underline{64,59mm}}$$

Kde:

d_{o1} [mm] – průměr roztečné kružnice pastorku,

$d_{vř}$ [mm] – průměr válečku řetězu [5].

Průměr hlavové kružnice pastorku

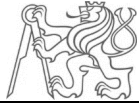
$$d_{a1} = d_{o1} + 0,6 \cdot d_{vř} = 73,1 + 0,6 \cdot 8,51 \quad (41)$$

$$d_{a1} = \underline{\underline{78,206mm}}$$

Kde:

d_{o1} [mm] – průměr roztečné kružnice pastorku,

$d_{vř}$ [mm] – průměr válečku řetězu [5].



Průměr roztečné kružnice ozubeného věnce

$$d_{o2} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_{o2}}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180^\circ}{85}} \quad (42)$$

$$d_{o2} = \underline{\underline{343,69mm}}$$

Kde:

z_{o2} [-] – počet zubů ozubeného věnce,

t [mm] – rozteč řetězu [5].

Průměr patní kružnice ozubeného věnce

$$d_{f2} = d_{o2} - d_{vr} = 343,69 - 8,51 \quad (43)$$

$$d_{f2} = \underline{\underline{335,18mm}}$$

Kde:

d_{o2} [mm] – průměr roztečné kružnice ozubeného věnce,

d_{vr} [mm] – průměr válečku řetězu [5].

Průměr hlavové kružnice ozubeného věnce

$$d_{a2} = d_{o2} + 0,6 \cdot d_{vr} = 343,69 + 0,6 \cdot 8,51 \quad (44)$$

$$d_{a2} = \underline{\underline{348,8mm}}$$

Kde:

d_{o2} [mm] – průměr roztečné kružnice ozubeného věnce,

d_{vr} [mm] – průměr válečku řetězu [5].

4.4.2 Dynamické odpory

Moment setrvačnosti přepravovaného předmětu

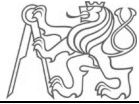
$$J_{oo} = \frac{1}{12} m \cdot (2 \cdot b^2) = \frac{1}{12} \cdot 1500 \cdot (2 \cdot 1,2^2) \quad (45)$$

$$J_{oo} = \underline{\underline{360kg \cdot m^2}}$$

Kde:

b [mm] – délka palety,

m [kg] – hmotnost přepravovaného předmětu.



Moment setrvačnosti přepravovaného předmětu s těžištěm mimo osu rotace

$$J_{ro} = J_{oo} + m \cdot e_p^2 \quad (46)$$

$$J_{ro} = 360 + 1500 \cdot 0,4^2$$

$$J_{ro} = \underline{\underline{600 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}}$$

Kde:

J_{oo} [kg·m²] – moment setrvačnosti přepravovaného předmětu,

e_p [m] – vzdálenost těžiště palety od osy rotace,

m [kg] – hmotnost přepravovaného předmětu.

Moment setrvačnosti stolu

Součástí otočného stolu je i válečková trať s pohonem.

$$J_{so} = \frac{1}{2} m_s \cdot r_s^2 = \frac{1}{2} \cdot 352 \cdot 0,845^2 \quad (47)$$

$$J_{so} = \underline{\underline{126 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}}$$

Kde:

r_s [mm] – poloměr otočného stolu,

m_s [kg] – hmotnost otočného stolu.

Celkový moment setrvačnosti

$$J_o = J_{ro} + J_{so} = 600 + 114 \quad (48)$$

$$J_o = \underline{\underline{726 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}}$$

Kde:

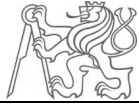
J_{ro} [kg·m²] – Moment setrvačnosti přepravovaného,
předmětu s těžištěm mimo osu rotace,

J_{so} [kg·m²] – Moment setrvačnosti stolu.

4.4.3 Statické odpory

Hmotnost připadající na jednu rolnu

Na rolnách leží celý stůl s přepravovaným předmětem. Počet roln je $k_r = 24$ a jsou rovnoměrně rozprostřeny pod otočným stolem v řadách vzájemně natočených o úhel 45° ve třech průměrech roztečných kružnic.



$$m_{1r} = \frac{m}{k_r} = \frac{1500}{24} \quad (49)$$

$$m_{1r} = \underline{\underline{62,5kg}}$$

Kde:

m [kg] – hmotnost přepravovaného předmětu,

k_r [-] – počet rolen.

Moment k překonání valivého odporu

$$M_{vo} = k_r \cdot g \cdot \xi_o = k_r \cdot (m_{1r} + m_r) \cdot g \cdot \mu_o \quad (50)$$

$$M_{vo} = 24 \cdot (62,5 + 0,08) \cdot 9,81 \cdot 0,003$$

$$M_{vo} = \underline{\underline{44,2Nm}}$$

Kde:

g [$m \cdot s^{-2}$] – tíhové zrychlení,

ξ_o [-] – součinitel valivého tření rolny [26],

m_{1r} [kg] – hmotnost připadající na jedu rolnu,

m_r [kg] – hmotnost rotujících hmot rolny,

k_r [-] – počet rolen.

4.4.4 Silové poměry

Doba rozběhu

Doba otáčení předmětu je složena ze tří částí: doby rozběhu, otáčení předmětu vlastní rychlostí, a doby doběhu. Doba rozběhu = doba doběhu. Kvůli rozměrovým omezením byla volba větší doby rozběhu závislá na možnosti použít menší motor, proto volím $t_{so} = 1s$.

Úhlové zrychlení stolu

$$\varepsilon_o = \frac{\omega_o}{t_{so}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_o}{t_{so}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{1}{6}}{1} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{1}{6} \quad (51)$$

$$\varepsilon_o = \underline{\underline{1,05s^{-2}}}$$

Kde:

n_o [s^{-1}] – otáčky otočného stolu,

t_{so} [s] – doba rozběhu otočného stolu.

Krouticí moment potřebný k otáčení stolu

$$M_{o2} = (J_o \cdot \omega_o) + M_{vo} = (J_o \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_o) + M_{vo} = \left(726 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{1}{6}\right) + 44,2 \quad (52)$$

$$M_{o2} = \underline{\underline{528,7 Nm}}$$

Kde:

J_o [kg·m²] – celkový moment setrvačnosti otočného stolu,

n_o [s⁻¹] – otáčkový otočného stolu,

M_{vo} [Nm] – moment k překonání valivého odporu.

Krouticí moment na pastorku

$$M_{o1} = \frac{M_{o2} \cdot z_{o1}}{z_{o2}} \quad (53)$$

$$M_{o1} = \frac{528,7 \cdot 18}{85}$$

$$M_{o1} = \underline{\underline{112 Nm}}$$

Kde:

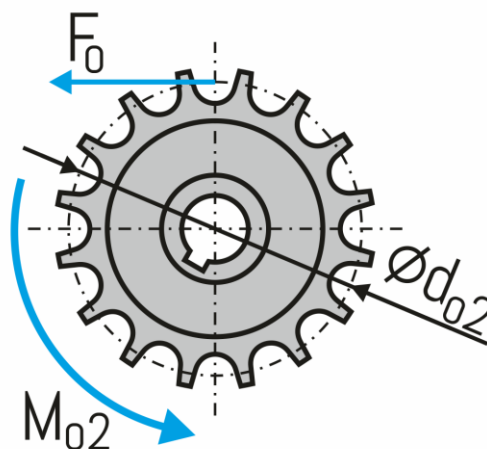
M_{o2} [Nm] – krouticí moment potřebný k otáčení stolu,

z_{o1} [-] – počet zubů pastorku,

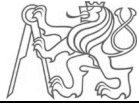
z_{o2} [-] – počet zubů ozubeného věnce.

Obvodová síla na pastorku

Obvodová síla F_o zobrazená na obrázku 45 je přepočítána z momentu motoru na roztečný průměr d_o .



obr. 45: Silové poměry na pastorku



$$F_o = \frac{2 \cdot M_{o2}}{d_{o2}} \quad (54)$$

$$F_o = \frac{2 \cdot 528,7}{0,3437}$$

$$F_o = \underline{\underline{3076,5N}}$$

Kde:

M_{o2} [Nm] – krouticí moment potřebný k otáčení stolu,

d_{o2} [mm] – průměr roztečné kružnice ozubeného věnce.

4.4.5 Rychlostní poměry

Otáčky pastorku

$$n_{o1} = i_o \cdot n_o \quad (55)$$

$$n_{o1} = 4,7 \cdot 10$$

$$n_{o1} = \underline{\underline{47ot/min}}$$

Kde:

n_o [min^{-1}] – otáčkový otočného stolu,

i_o [-] – převodový poměr otočného mechanismu.

4.4.6 Kontola rozběhu pohonu otočného stolu

Třecí moment

Moment vyvolávaný valením valivých elementů (ocel) po otočném stole (ocel) přepočítaný na hřídel motoru.

$$M_{t2} = k_r \cdot m_{1r} \cdot g \cdot \xi_o \cdot \frac{R_r}{i_o \cdot i_2 \cdot \eta_2} = 24 \cdot 62,5 \cdot 9,81 \cdot 0,0005 \cdot \frac{0,04}{4,45 \cdot 9,23 \cdot 0,8} \quad (56)$$

$$M_{t2} = \underline{\underline{0,009Nm}}$$

Kde:

k_r [-] – počet roln,

m_{1r} [kg] – hmotnost připadající na jednu rolnu,

η_2 [-] – účinnost převodů,

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] – tíhové zrychlení,

R_r [m] – poloměr rolny [28],

n_o [min^{-1}] – otáčkový otočného stolu,

ξ_o [-] – součinitel valivého tření rolny [26],

i_1 [-] – převodový poměr převodovky motoru otočného stolu,



i_o [-] – převodový poměr otočného mechanismu.

Moment zrychlujících sil rotujících hmot

$$M_{zr2} = J_o \cdot \varepsilon_o \cdot \frac{1}{i_o \cdot i_1 \cdot \eta_2} = 714 \cdot 1,05 \cdot \frac{1}{4,45 \cdot 9,23 \cdot 0,8} \quad (57)$$

$$M_{zr2} = \underline{\underline{22,8Nm}}$$

Kde:

J_o [kg·m²] – celkový moment setrvačnosti stolu,

ε_o [s⁻²] – úhlové zrychlení stolu,

η_2 [-] – účinnost převodů,

i_1 [-] – převodový poměr převodovky motoru otočného stolu,

i_o [-] – převodový poměr otočného mechanismu.

Moment od stálých odporů

$$M_{s2} = \frac{P_{v2}}{\omega_{m2}} = \frac{60 \cdot (M_{o1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_s)}{2 \cdot \pi \cdot n_{m2}} = \frac{60 \cdot 123,6}{2 \cdot \pi \cdot 1440} \quad (58)$$

$$M_{s2} = \underline{\underline{0,82Nm}}$$

Kde:

n_s [s⁻¹] – otáčky motoru otočného stolu,

M_{o1} [Nm] – krouticí moment na pastorku,

n_{m2} [min⁻¹] – otáčky motoru otočného stolu.

Rozběhový moment redukováný na hřídel motoru

Součet všech momentů opačného působení, než rozběhový moment motoru.

$$M_{roz2} = M_{t2} + M_{zr2} + M_{s2} = 0,009 + 22,8 + 0,82 \quad (59)$$

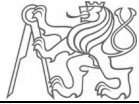
$$M_{roz2} = \underline{\underline{23,63Nm}}$$

Kde:

M_{t2} [Nm] – třecí moment otočného stolu,

M_{zr2} [Nm] – moment zrychlujících sil rotujících hmot otočného stolu,

M_{s2} [Nm] – Moment od stálých odporů otočného stolu.



Brzdný moment redukováný na hřídel motoru

Součet všech momentů opačného působení, než rozběhový moment motoru.

$$M_{brz2} = M_{zr2} \quad (60)$$

$$M_{brz2} = \underline{\underline{22,8Nm}}$$

Kde:

M_{zr2} [Nm] – moment zrychlujících sil rotujících hmot otočného stolu.

Moment na hřídeli motoru při rozběhu

$$M_{mr2} = \frac{M_{A2}}{M_{N2}} \cdot \frac{P_{m2}}{\omega_{m2}} = \frac{M_{A2}}{M_{N2}} \cdot \frac{P_{m2}}{2 \cdot \pi \cdot n_{m2}} = 2,7 \cdot \frac{1500 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1461} \quad (61)$$

$$M_{mr2} = \underline{\underline{26,47Nm}}$$

Kde:

P_{m2} [W] – výkon motoru otočného stolu,

$\frac{M_{A2}}{M_{N2}}$ [-] – rozběhový poměr momentů motoru otočného stolu [příloha 3],

n_{m1} [min^{-1}] – otáčky motoru otočného stolu.

Kontrola rozběhu

Pro zaručení rozběhu motoru musí platit následující vztah:

$$M_{mr2} > M_{roz2} \quad (62)$$

$$26,47Nm > 23,63Nm \rightarrow \underline{\underline{vyhovuje}}$$

Kde:

M_{mr2} [Nm] – moment na hřídeli motoru otočného stolu při rozběhu,

M_{roz2} [Nm] – rozběhový moment redukováný na hřídel motoru otočného stolu.

Kontrola brzdění

Pro zaručení brzdění motoru musí platit následující vztah:

$$M_{B2} > M_{brz2} \quad (63)$$

$$40Nm > 22,8Nm \rightarrow \underline{\underline{vyhovuje}}$$

Kde:

M_B [Nm] – brzdný moment na hřídeli motoru motoru otočného stolu [příloha 3],

M_{brz} [Nm] – Brzdny moment redukováný na hřídel motoru motoru otočného stolu.

4.4.7 Zvolený motor

Na obrázku 46 je zvolený 3-fázový asynchronní motor se šnekovou převodovkou S57DRN90L4 od firmy SEW-eurodrive. [příloha 3]



obr. 46: Pohon otočného mechanismu [23]

5. Kontrolní výpočty

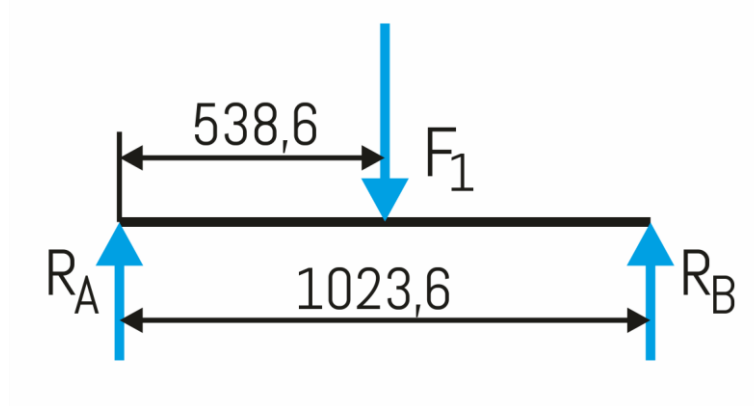
V následujících kapitolách jsou uvedeny kontrolní výpočty důležitých konstrukčních uzlů otočného mechanismu.

5.1 Síly v zatíženém válečku

Jsou použity dopravníkové válečky se dvěma řetězovými koly, proto působení síly nebude v polovině válečku, ale v polovině funkční délky válečku.

5.1.1 Zatížení ložisek

Na obrázku 47 je naznačeno rozložení sil ve válečku.



obr. 47: Reakce v ložiskách

$$\Sigma F_x = 0 \quad F_x = 0 \quad (64)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad \Rightarrow \quad R_A + R_B - F_1 = 0 \quad (65)$$

$$\Sigma M_A = 0 \quad R_B \cdot 1023,6 - F_1 \cdot 538,6 = 0 \quad (66)$$

$$R_B = \frac{F_1 \cdot 538,6}{1023,6} = \frac{1471,5 \cdot 538,6}{1023,6} \quad (67)$$

$$R_B = \underline{\underline{774,2N}}$$

Kde:

F_1 [N] – síla zatěžující jeden váleček,

R_A [N] – reakce působící v místě A,

R_B [N] – reakce působící v místě B.

$$R_A = F_1 - R_B \quad (68)$$

$$R_A = 1471,5 - 774,2$$

$$R_A = \underline{\underline{697,3N}}$$

Kde:

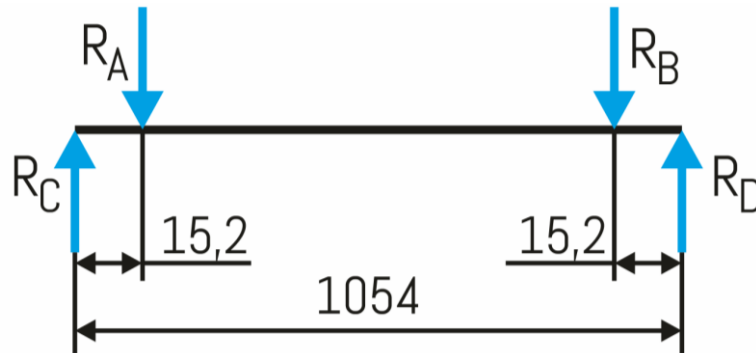
F_1 [N] – síla zatěžující jeden váleček,

R_A [N] – reakce působící v místě A,

R_B [N] – reakce působící v místě B.

5.1.2 Reakce v podporách

Jako podpora jsou v tomto případě použity plechy ohnuté do profilu L. K nim jsou přišroubovány všechny válečky lícovanými šrouby. Na obrázku 48 je naznačeno rozložení sil.



obr. 48: Reakce v uložení

$$\Sigma F_x = 0 \quad F_x = 0 \quad (69)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad \Rightarrow \quad R_C - R_A - R_B + R_D = 0 \quad (70)$$

$$\Sigma M_C = 0 \quad -R_A \cdot 0,0152 - R_B \cdot (0,095 - 0,0152) + R_D \cdot 0,95 = 0 \quad (71)$$

$$R_D = \frac{R_A \cdot 15,2 + R_B \cdot (1056 - 15,2)}{1056} = \frac{697,3 \cdot 15,2 + 774,2 \cdot (1056 - 15,2)}{1056} \quad (72)$$

$$R_D = \underline{\underline{773N}}$$

Kde:

R_A [N] – reakce působící v místě A,

R_B [N] – reakce působící v místě B,

R_C [N] – reakce působící v místě C,

R_D [N] – reakce působící v místě D.

$$R_C = R_A + R_B - R_D \quad (73)$$

$$R_A = 697,3 + 774,2 - 773$$

$$R_C = \underline{\underline{698,5N}}$$

Kde:

R_A [N] – reakce působící v místě A,

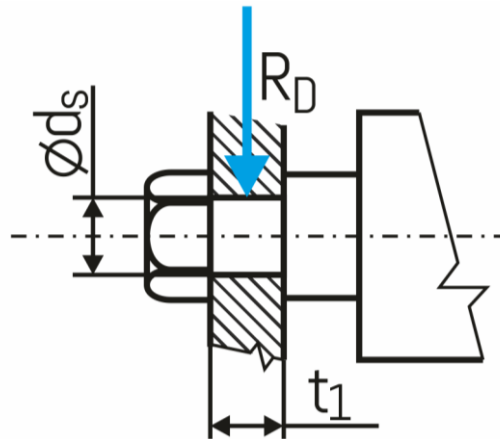
R_B [N] – reakce působící v místě B,

R_C [N] – reakce působící v místě C,

R_D [N] – reakce působící v místě D.

5.1.3 Kontrola otláčení v místě uchycení válečků

Kontrola je prováděna na více zatížené straně válečku (strana s řetězovými koly), kde zatížení $R_D=815\text{N}$. Dovolенý tlak pro ocel 11 343 je $p_{D1}=90\text{MPa}$. Váleček je k profilu připevněn lícovaným šroubem M12, na obrázku 49 jsou zobrazeny rozměry potřebné pro výpočet.



obr. 49: Uložení válečku

$$p_1 = \frac{R_D}{2 \cdot t_1 \cdot d_s} = \frac{773}{2 \cdot 7 \cdot 12} \quad (74)$$

$$p_1 = 4,6\text{MPa} < p_{D1} = 90\text{MPa} \rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

Kde:

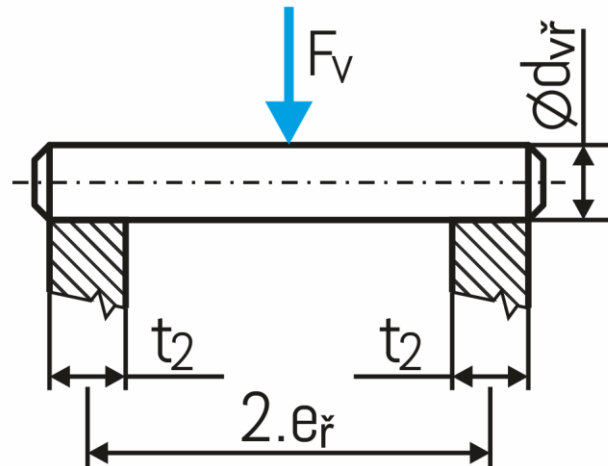
R_D [N] – reakce působící v místě D,

t_1 [mm] – tloušťka plechu 1,

d_s [mm] – průměr dříku lícovaného šroubu [8].

5.2 Kontrola třířadého řetězu

Při kontrole řetězu se předpokládá, že v záběru jsou minimálně dva zuby ozubeného věnce, proto síla zatěžující jeden váleček je $F_v = \frac{F_o}{2} = \frac{3076,5}{2} = 1523,25 N$.
Rozměry válečku a dosedacích ploch jsou naznačeny na obrázku 50.



obr. 50: Váleček řetězu

5.2.1 Kontrola otláčení ozubených kol

Dovolený tlak pro ocel 11 343 je $p_{D1}=90MPa$ [8].

$$p_2 = \frac{F_v}{2 \cdot t_2 \cdot d_{dvř}} = \frac{1523,25}{2 \cdot 7 \cdot 8,51} \quad (75)$$

$$p_2 = 13MPa < p_{D1} = 90MPa \rightarrow \underline{\text{vyhovuje}}$$

Kde:

F_v [N] – síla působící na váleček,

t_2 [mm] – tloušťka plechu řetězového kola,

$d_{dvř}$ [mm] – průměr válečku řetězu [5].

5.2.2 Kontrola řetězu na ohyb

Dovolené ohybové napětí pro ocel 12060 je $\sigma_{Dol}=200\text{MPa}$ [8].

$$\sigma_{ol} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_v}{4} \cdot (2 \cdot e_f - t_2)}{\frac{\pi \cdot d_{vř}^3}{32}} = \frac{8 \cdot 1523,25 \cdot (2 \cdot 13,92 - 7)}{\pi \cdot 8,51^3} \quad (76)$$

$$\sigma_{ol} = 131\text{MPa} < \sigma_{Dol} = 200\text{MPa} \rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

Kde:

F_v [N] – síla působící na váleček,

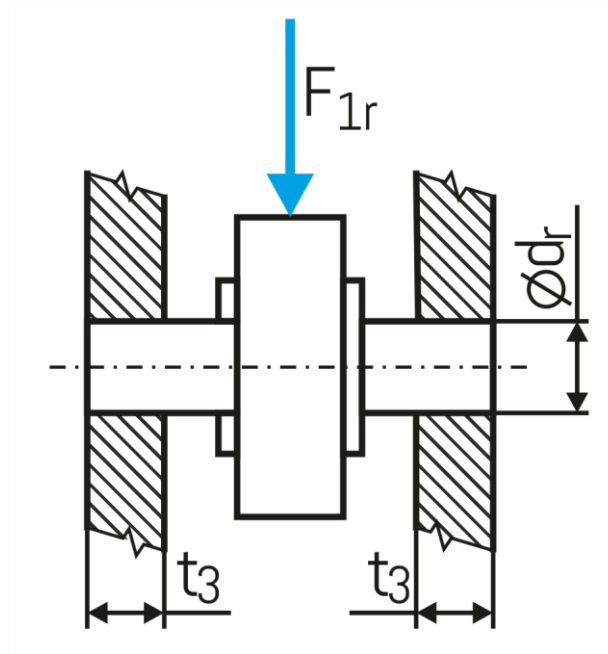
t_2 [mm] – tloušťka plechu řetězového kola,

$d_{vř}$ [mm] – průměr válečku řetězu [5],

e_f [mm] – vzdálenost os řetězu [5].

5.3 Kontrola rolny

Rolna je uložena na čepu, který leží na dosedacích plechách, jak je naznačeno na obrázku 51.



obr. 51: Uložení rolny



5.3.1 Kontrola životnosti ložiska rolny

$$L_{10h} = \left(\frac{C_1}{m_{1r} \cdot g} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_r} = \left(\frac{4200}{625} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 95} \quad (77)$$
$$L_{10h} = \underline{\underline{53239h}}$$

Kde:

C_1 [N] – základní dynamická únosnost,

p [-] – exponent rovnice trvanlivosti,

n_r [min^{-1}] – otáčky krajní rolny,

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] – tíhové zrychlení,

m_{1r} [kg] – hmotnost připadající na jedu rolnu.

5.3.2 Kontrola otláčení v místě uložení

Dovolený tlak pro ocel 11 343 je $p_{D1}=90\text{MPa}$ [8].

$$p_3 = \frac{m_{1r} \cdot g}{2 \cdot t_3 \cdot d_r} = \frac{62,5 \cdot 9,81}{2 \cdot 5 \cdot 10} \quad (78)$$
$$p_3 = 6\text{MPa} < p_{D1} = 90\text{MPa} \rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

Kde:

t_3 [mm] – tloušťka plechu 2,

d_r [mm] – průměr hřídele rolny,

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] – tíhové zrychlení,

m_{1r} [kg] – hmotnost připadající na jedu rolnu.

5.4 Kontrola životnosti centrálního ložiska

Jako centrální ložisko je použito jednořadé kuličkové ložisko 62205 od firmy ZKL. Je umístěno kvůli zachycení radiálního zatížení od obvodové síly pohonu otočného stolu.

$$L_{10h} = \left(\frac{C_2}{F_o} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_s} = \left(\frac{14029}{3076,5} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 10} \quad (79)$$

$$L_{10h} = \underline{\underline{158037 \text{ h}}}$$

Kde:

C_2 [N] – základní dynamická únosnost,

p [-] – exponent rovnice trvanlivosti,

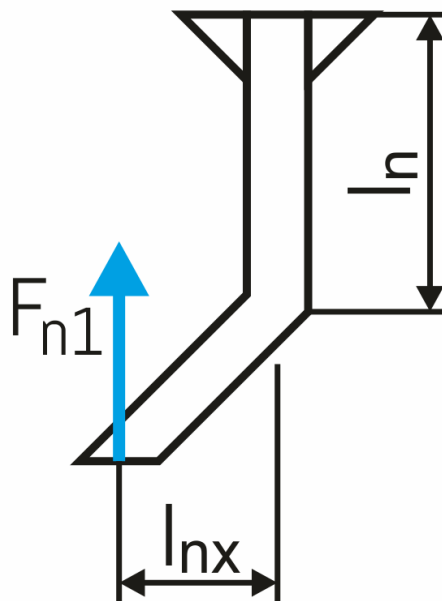
n_s [min^{-1}] – otáčky stolu,

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] – tíhové zrychlení,

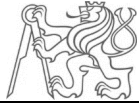
F_o [N] – obvodová síla na pastorku.

5.5 Kontrola noh

Kontrola profilu noh je provedena na řadě noh, které mají nejvyšší délku. Místo a směr působení síly jsou naznačeny na obrázku 52.



obr. 52: Síla v noze



5.5.1 Kontrola profilu noh na tlak

Dovolené napětí v tlaku pro ocel 11 343 je $\sigma_{Dd} = 90 \text{ MPa}$ [8].

$$\sigma_d = \frac{F_{n1}}{A_n} = \frac{3087}{1010} \quad (80)$$

$$\sigma_d = 3,04 \text{ MPa} < \sigma_{Dd} = 90 \text{ MPa} \rightarrow \underline{\text{vyhovuje}}$$

Kde:

F_{n1} [mm] – síla působící na jednu nohu,

A_n [mm²] – plocha průřezu profilu nohy [19].

5.5.2 Kontrola profilu noh na ohyb

Dovolené ohybové napětí pro ocel 11343 je $\sigma_{Do2} = 110 \text{ MPa}$ [8].

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{on}}{W_{on}} = \frac{F_{n1} \cdot l_{nx}}{I_y} = \frac{3087 \cdot 142,5}{\frac{255000}{18,2}} \quad (81)$$

$$\sigma_{o2} = 32 \text{ MPa} < \sigma_{Do2} = 110 \text{ MPa} \rightarrow \underline{\text{vyhovuje}}$$

Kde:

F_{n1} [N] – síla působící na jednu nohu,

l_{nx} [mm] – vzdálenost síly od osy noh,

I_y [mm⁴] – kvadratický moment průřezu k ose y [19],

e_1 [mm] – vzdálenost krajního vlákna od neutrální osy [19].

5.5.3 Kontrola profilu noh na vzpěr

V případě největší délky noh jsou zvoleny tyče průřezu UPE 80x506 a jsou kontrolovány na vzpěr při způsobu uložení, kdy jeden konec je upnutý a druhý je volný.

Mezní štíhlost pro ocel $\lambda_m = 100$ [20].

$$\lambda = \frac{l_n}{\sqrt{\frac{I_y}{A_n}}} = \frac{506}{\sqrt{\frac{255000}{1010}}} \quad (82)$$

$$\lambda = 31,8 < 100 \rightarrow \underline{\text{vyhovuje}} \rightarrow \text{Eulerovy v ztahy}$$

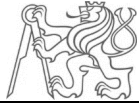
Kde:

F_{n1} [N] – síla působící na jednu nohu,

l_n [mm] – délka přímé části nohy,

I_y [mm⁴] – kvadratický moment průřezu k ose y [19],

A_n [mm²] – plocha průřezu profilu nohy [19].



$$F_{KR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_y}{l_{red}^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 255000}{(2 \cdot 506)^2} \quad (83)$$

$$F_{KR} = 516057 N > k_x \cdot F_{ln} \rightarrow \underline{\underline{vyhovuje}}$$

Kde:

k_x [-] – součinitel bezpečnosti,

E [MPa] – modul pružnosti v tahu [8],

I_y [mm⁴] – kvadratický moment průřezu k ose y [19],

l_{red} [mm] – redukovaná délka profilu $l_{red} = \mu \cdot l_n = 2 \cdot l_n$ [8].

5.5.4 Potřebný počet závitů matice

Výpočet minimálního počtu závitů matice stavitelných noh. Dovolенý tlak v závitech pro šroub z materiálu 5S a ocelové matice je $p_{Dz} = 90 \text{ MPa}$ [30].

$$n_{z \min} = \frac{F_{n1}}{\pi \cdot D_{n2} \cdot H_{n1} \cdot p_{Dz}} = \frac{3087}{\pi \cdot 11,35 \cdot 0,5415 \cdot 90} \quad (84)$$

$$n_{z \min} = \underline{\underline{1,77}} \rightarrow 2$$

Kde:

F_{n1} [N] – síla působící na jednu nohu,

D_{n2} [mm] – střední průměr šroubu [8],

H_{n1} [mm] – hloubka závitu [8],

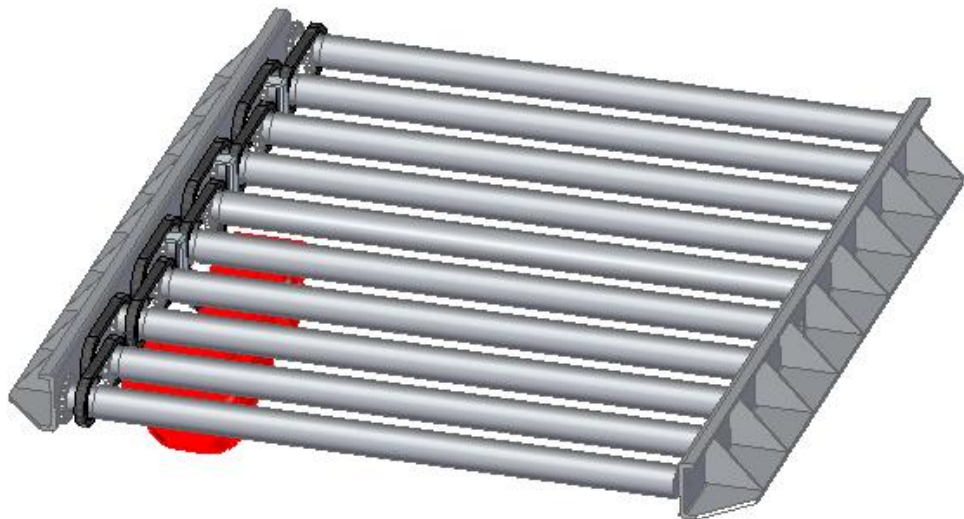
p_{Dz} [MPa] – Dovolенý tlak v závitech [30].

6. Konečná konstrukce

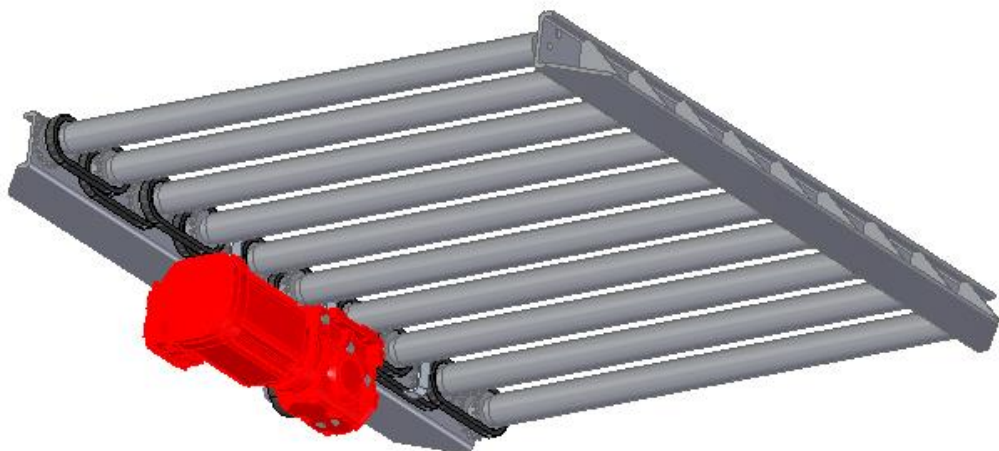
Po konečném návrhu koncepce byla točna opatřena kryty pro zvýšení bezpečnosti a komfortnosti. Rovněž byly přidány další prvky pro splnění předem daných cílů, které jsou uvedeny v následujících kapitolách.

6.1 Válečková trať

Je použit válečkový dopravník poháněný řetězovými smyčkami a motorem umístěným pod dopravníkem zobrazený shora na obrázku 53 a zespodu na obrázku 54.



obr. 53: Válečková trať shora



obr. 54: Válečková trať zdola

6.1.1 Kroužkový sběrač

Motor válečkového dopravníku a snímač přítomnosti palety, se otáčí spolu s celým otočným stolem, proto je nutné zajistit přívod energie. Je použit kroužkový sběrač SK/GSK 58 od firmy Cavotec SA na obrázku 55, který má upravitelný počet pólů a je použitelný pro přívod energie i datového signálu pomocí vyměnitelných kroužků na obrázku 56. [příloha 4]



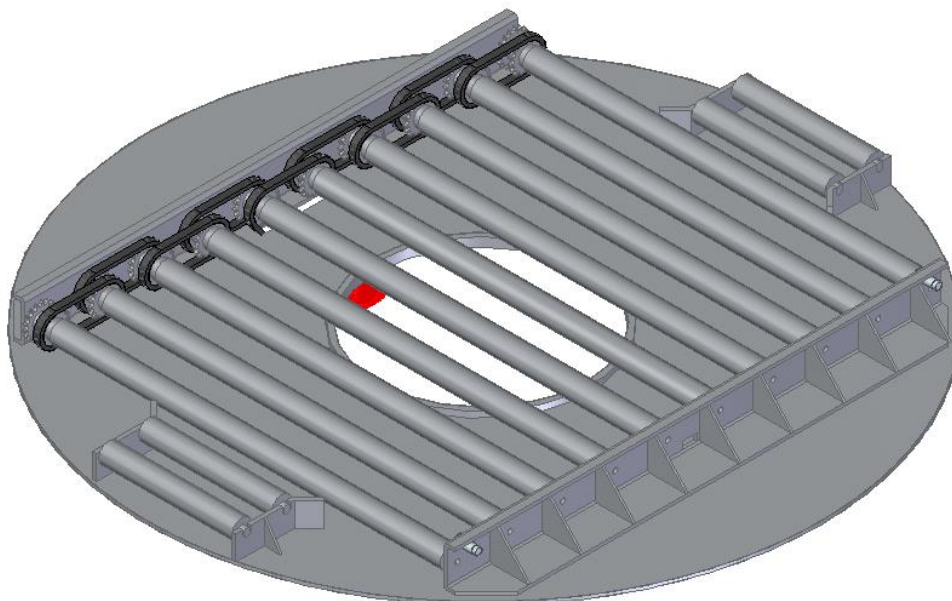
obr. 55: Kroužkový sběrač



obr. 56: Vyměnitelný kroužek

6.2 Otočný stůl

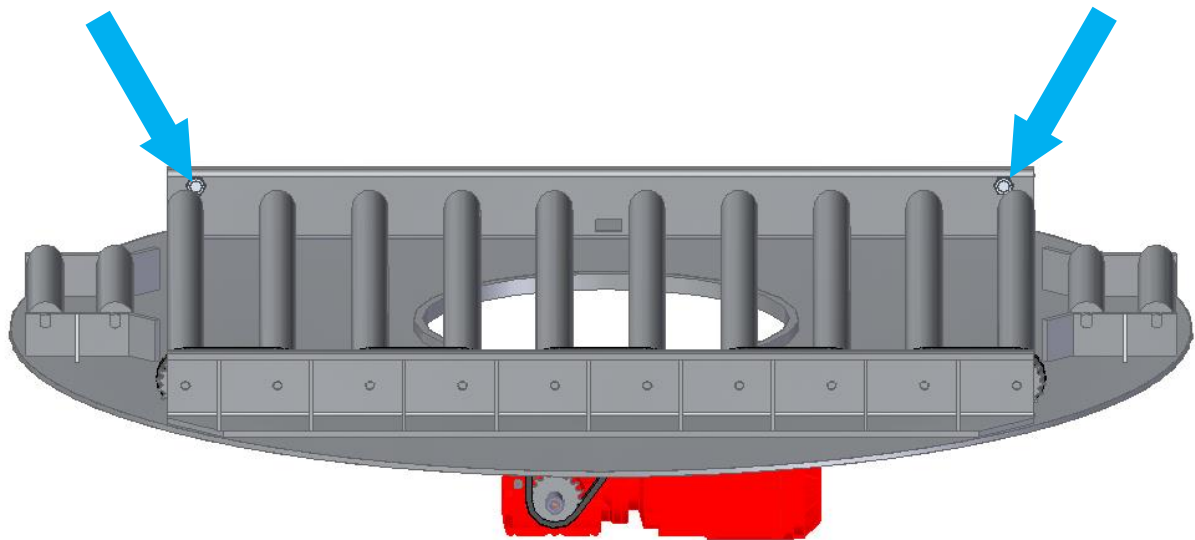
Otočný stůl je dále vybaven deskou otočného stolu a nepoháněnými válečky, jak je ukázáno na obrázku 57, pro zlepšení příjezdu a odjezdu palety na otočný mechanismus.



obr. 57: Otočný stůl

6.2.1 Čidlo přítomnosti palety

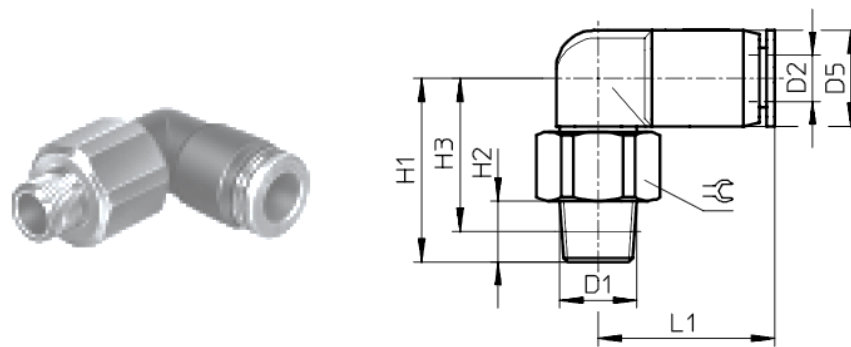
Jako snímače přítomnosti palety jsou zvoleny dva optické difúzní senzory OHT 18 M 120 P1K-IBSL od firmy Di-soric. Jejich výhodou oproti klasickým optickým sensorům je možnost použití bez odrazové plochy na druhé straně dopravníku. Oba senzory jsou umístěny nad válečkovým dopravníkem, jak ukazuje obrázek 58. [příloha 5]



obr. 58: Umístění čidel přítomnosti palety

6.2.2 Přívod tlakového vzduchu

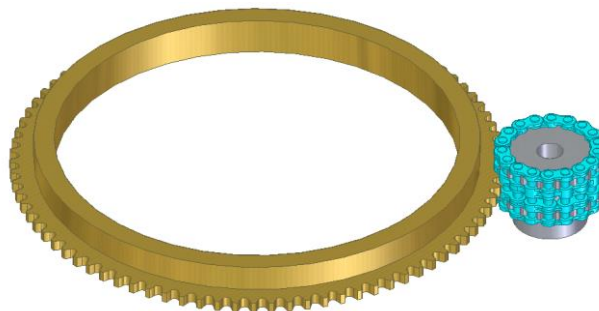
Otočný stůl má připravený prostor pro vybavení pneumatickými kleštěmi na přidržování a ukončování fólie. Pneumatické kleště rotují spolu s celým stolem, proto je zvoleno Otočné šroubení L s nástrčnou koncovkou QSRL zobrazené na obrázku 59. Otočné šroubení umožňuje trvalé otáčení díky zabudovanému kuličkovému ložisku a je připevněno k dutému hřídeli ve středu stroje. [příloha 7]



obr. 59: Přívod tlakového vzduchu

6.2.3 Převodový mechanismus otáčení stolu

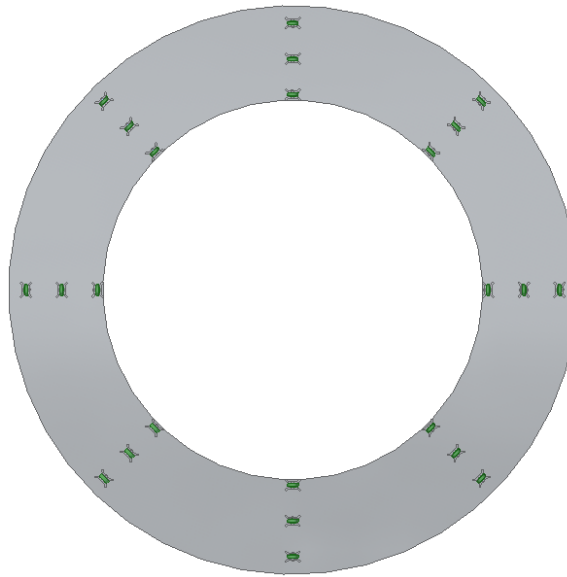
Na obrázku 60 je zobrazen zvolený převod pomocí třířadého řetězu navinutého na řetězový pastorek. Pastorek je složen ze dvou řetězových kol zapadajících do krajních řad třířadého řetězu. Prostřední řada řetězu zabírá s ozubeným věncem, který je připevněn k otočnému stolu. Toto řešení je zvoleno kvůli nízkým pořizovacím nákladům.



obr. 60: Převodový mechanismus

6.3 Valivé elementy

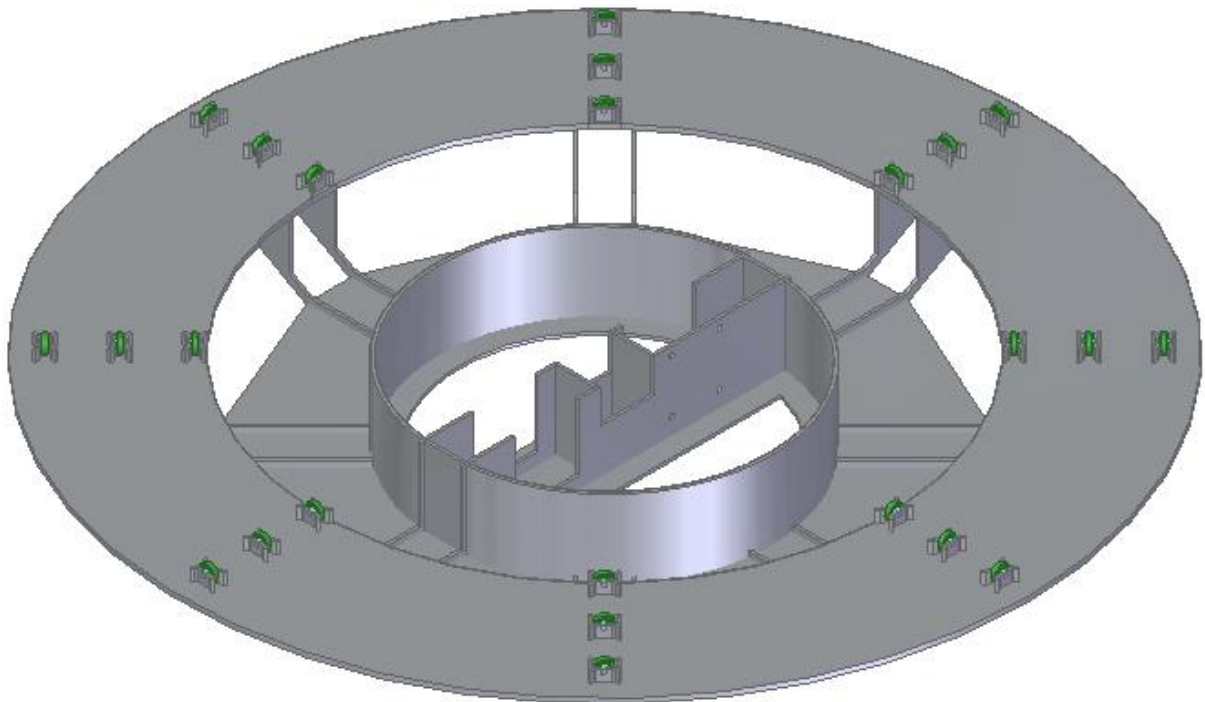
Jako valivé elementy jsou zvoleny rolny LR 202 NPP od firmy Matis s.r.o., které jsou připevněny k rámu a nesou veškeré axiální zatížení od přepravovaného předmětu. Počet roln je $k_r = 24$ a jsou rovnoměrně rozprostřeny pod otočným stolem v řadách vzájemně natočených o úhel 45° na třech roztečných průměrech jak je vidět na obrázku 61.



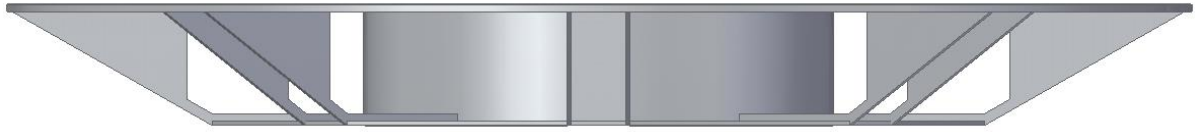
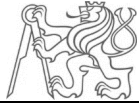
obr. 61: Rozmístění rolen

6.4 Rám

Rám stroje na obrázku 62 a 63 je realizován jako svařenec, stejně jako většina částí stroje. K rámu je uchycen motor otáčení stolu středový hřídel s ložiskem a pojezdové rolny. Ve vzniklém prostoru se pohybuje motor válečkové tratě.



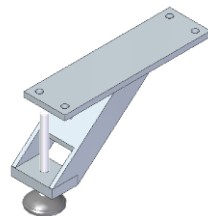
obr. 62: Rám



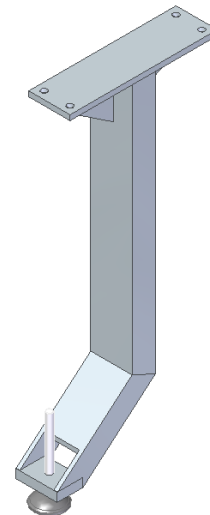
obr. 63: Boční pohled rámu

6.4.1 Vyměnitelné nohy

Nohy jsou vyměnitelné a navrženy v několika výškových řadách kvůli možnosti změny výšky točny. Na obrázku 64 je nejmenší varianta noh, kdy je dopravník ve výšce 300mm a na obrázku 65 je nejvyšší varianta provedení noh s výškou dopravníku v 800mm. Každá výšková řada má potom možnost vlastní výškové verifikace pomocí stavitelných noh H/D FOOT M12x125mm od firmy ESSENTRA.



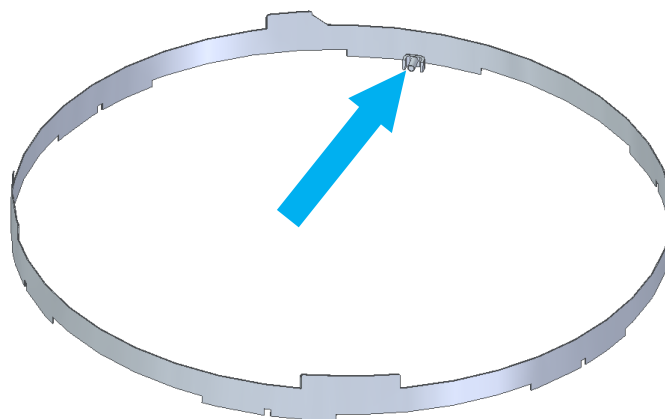
obr. 64: Nejmenší varianta noh



obr. 65: Největší varianta noh

6.4.2 Snímání otáčení stolu

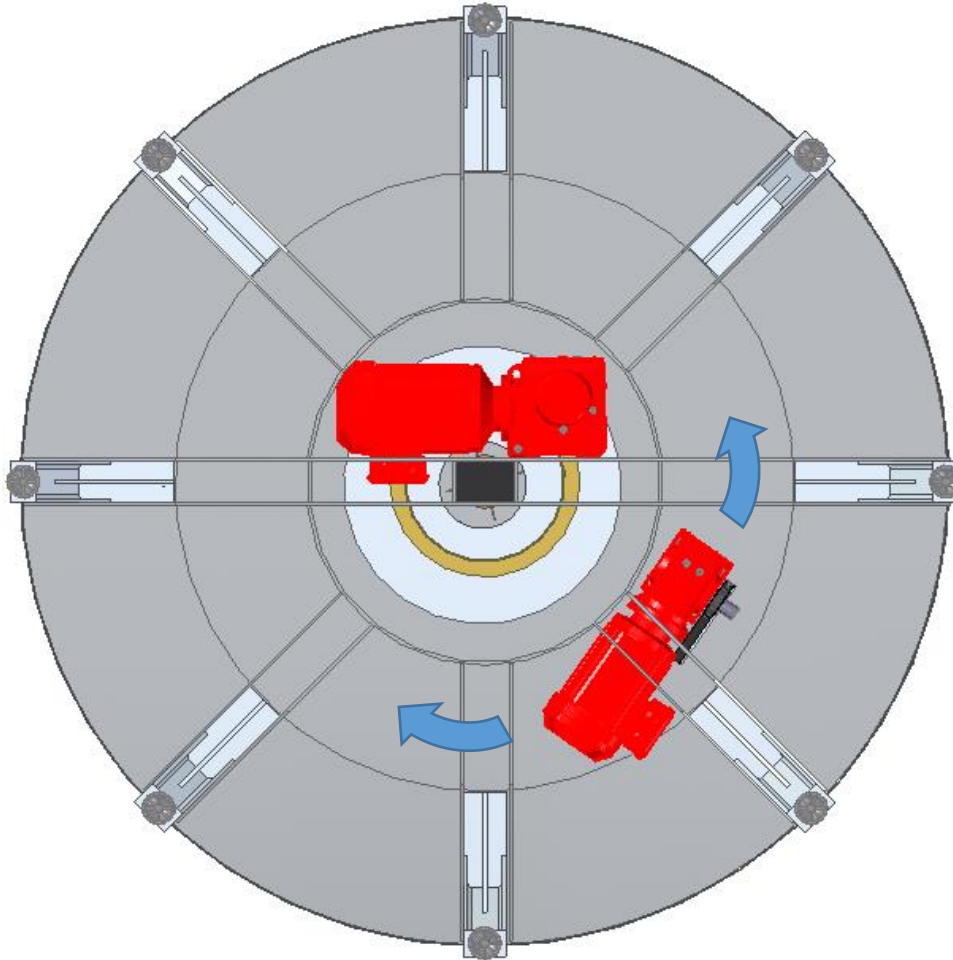
Ke snímání otáčení balicího stroje je použito indukční čidlo DCB 18 MB 05 NS-B3 od firmy Di-soric, které je umístěno na rámu stroje a snímá přítomnost ocelových clon, které jsou součástí krytů otočného stolu. Clony jsou po obvodu umístěny po 60°. Motor může začít brzdit při najetí na jednu clonu a při dosažení další clony už pouze dosáhne žádané polohy. Umístění čidla je znázorněno na obrázku 66. [příloha 6]



obr. 66: Umístění čidla otáčení

6.5 Umístění motorů

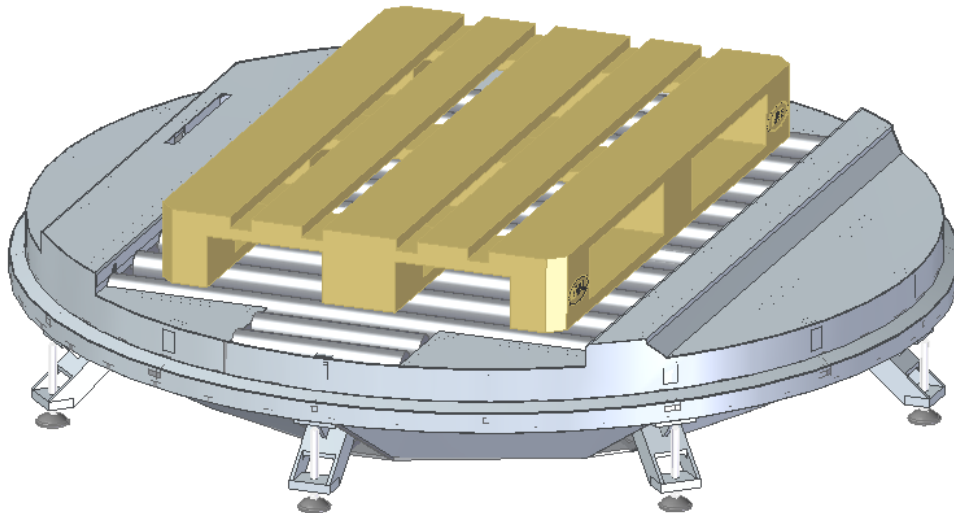
Jak je vidět na obrázku 67, motor otáčení stolu je pevně uložen v rámu a pohání pastorek s třířadým řetězem. Motor válečkového dopravníku je umístěn pod ním na spodní straně otočného stolu a otáčí se s ním. Proto bylo nutné v rámu vytvořit prostor, aby se motor válečkového dopravníku mohl otáčet se stolem.



obr. 67: Umístění motorů

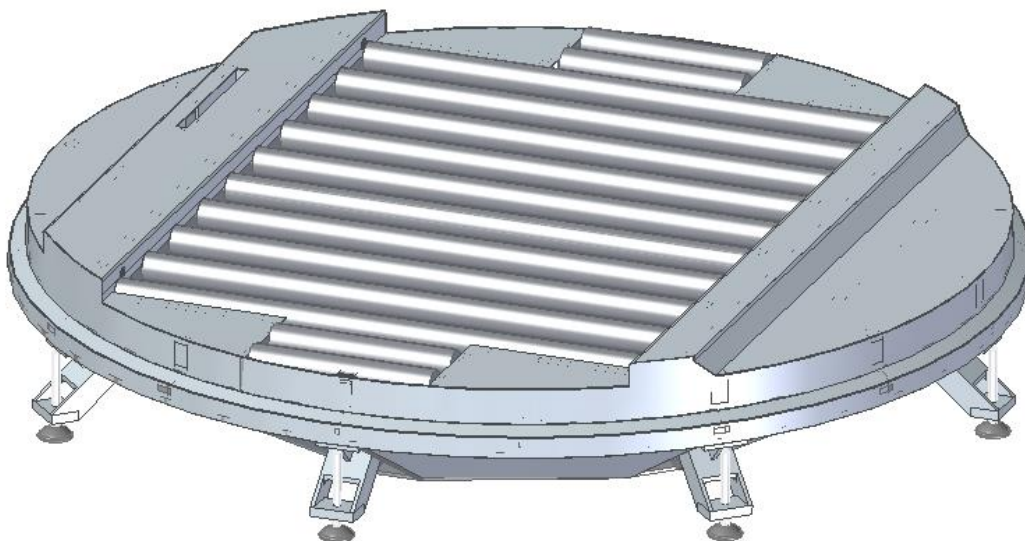
6.6 Krycí plechy

V poslední části návrhu byl otočný mechanismus vybaven krycími plechy pro zvýšení komfortnosti, vzhledu a kvůli zamezení vniknutí nežádoucího předmětu do mechanismu stroje. Celý otočný mechanismus i s krycími plechy a s umístěnou paletou je vidět na obrázku 68.



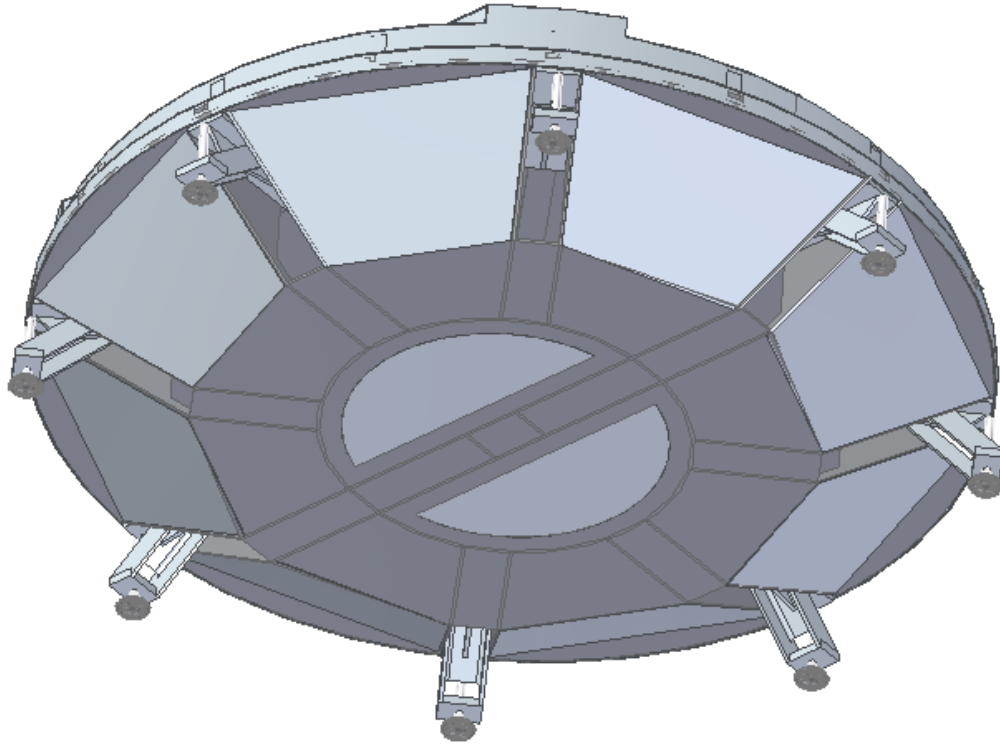
obr. 68: Otoč s paletou

Pro lepší orientaci je vložen i obrázek 69 bez umístěné palety shora, obrázek 70 pohledu zdola a na obrázku 71 je pohled zepředu.



obr. 69: Otoč shora

Spodní krycí plechy umožňují snadno provést údržbu motorů, nebo kroužkového sběrače. Po jejich odstranění je celý mechanismus točny otevřený a snadno přístupný.

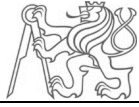


obr. 70: Otoč zdola

Celá točna je navrhnutá tak, že k ní není třeba připojovat další zařízení s pohonem. Ve spodní části otočného mechanismu jsou umístěny oba motory. Ty zabírají většinou část prostoru, proto je celková výška dopravníku závislá z největší části na rozměrech zvolených pohonů.



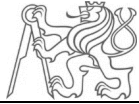
obr. 71: Otoč zepředu



7. Závěr

Cílem této diplomové práce byl návrh otočného mechanismu ovinovacího balicího stroje. V první fázi jsem provedl rešerši variant ovinovacích stolů a jejich otočných mechanismů, které jsou aktuálně na trhu. Po provedené rešerši bylo navrženo několik konstrukčních variant z nichž jedna byla vybrána a dále detailněji zpracována. Byly provedeny výpočty válečkové tratě a pohonů. Následně byla provedena kontrola rozběhu a brzdění motorů a kontrolní výpočty důležitých kontrolních uzlů. Na základě těchto výpočtů bylo provedeno konstrukční řešení točny, které vyhovuje zadaným parametrům.

V poslední fázi byl vytvořen 3D model otočného mechanismu spolu s výkresem sestavy, který je umístěn v této diplomové práci ve formě přílohy.



Seznam použité literatury

Knihy:

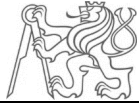
- [1] ŠVEC, V.: *Části a mechanismy strojů. Mechanické převody*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003.
- [2] ŠVEC, V.: *Části a mechanismy strojů. Příklady*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003.
- [3] KUGL, O. a kol.: *Projekt - III. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.
- [4] ŠVEC, V.: *Části strojů II. Ozubené převody*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1980.
- [5] Příručka pro uživatele řetězů ČZ. Strakonice: ČZ Řetězy, s.r.o., 1998.
- [6] GAJDŮŠEK, J., ŠKOPÁN, M. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. Vydání. Brno: Rektorát vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s.
- [7] LIENVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Úvaly: Albra, 2003. 865s.
- [8] DRASTÍK, F. a kol. *Strojnické tabulky pro konstrukci a dílnu*. 2. Vydání. Ostrava: MONTANEX, 1999. 727 s.
- [9] J. Novák - *Elektromechanické systémy v dopravě a ve strojírenství - skriptum ČVUT - FS, Praha 2004*

Elektronické zdroje:

- [10] Ekobal [online]. [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: <http://www.ekobal.cz/>
- [11] Feifer [online]. [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: <http://www.feifer.cz/>
- [12] Technology [online]. [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: <http://www.technology.cz/>
- [13] Arpac [online]. [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: <http://www.arpac.com/index.html>
- [14] Lantech [online]. [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: <http://www.lantech.com/>
- [15] Mosca [online]. [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: <http://www.eammosca.com/>
- [16] Festo [online]. [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: http://www.festo.com/cms/cs_cz/index.htm

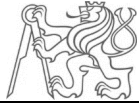


- [17] Drašar [online]. [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: <http://www.drasar.cz/Dopravnikove-komponenty/Dopravnikove-valecky>
- [18] Katalog. ZKL Bearings CZ [online]. 2012 [cit. 2013-06-20]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/katalog/loziska>
- [19] Feron, a.s. Sortimentní katalog. Dostupné z WWW: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=29960>
- [20] Výpočet vzpěru [online]. [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: http://web.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_11-17.pdf
- [21] Ovinovací stroj, Ekobal [online]. [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: <http://www.ekobal.cz/balici-technika/ovinovaci-stroje/automaticka-ovinovacka-palet-wms-vt-automatic.html>
- [22] Přehled snímačů [online]. [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/volba-vhodneho-snimace-detektoru-pritomnosti-objektu>
- [23] SEW-eurodrive, konfigurátor [online]. [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: <https://www.sew-eurodrive.de/os/catalog/dispatcher.aspx?context=304>
- [24] Oskom [online]. [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: http://www.oskom.cz/krouzkove-sberace?gclid=CjwKEAjwm-aqBRD39YPqhbzthzYSJACFj-AtKV5WcdEGzUysaLn7p7_m8aX6hbQCe8QldBPnIRD3WhoC0NTw_wcB
- [25] Di-soric [online]. [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: <https://www.di-soric.com/en/Sensors-Lighting-and-Accessories-di-soric-30441.html>
- [26] Valivé tření [online]. [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
- [27] Smykové tření [online]. [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm>
- [28] Matis [online]. [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: <http://www.matis.cz/cs/produkt/lr-s-jednoradym-a-dvouradym-loziskem>
- [29] Karla [online]. [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: <http://www.karla.cz/sklad~c17>
- [30] Šroubové spoje [online]. [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: http://www.sspu-opava.cz/~dolezi/SPS/2_rocnik/09_Dovolene_napet_pro_vypocet_sroubu.pdf

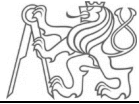


Seznam použitých zkratek a symbolů

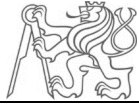
a	[mm]	Šířka EURO palety
A_n	[mm ²]	Plocha průřezu profilu nohy
a_k	[mm]	Rozteč mezi válečky
b	[mm]	Délka EURO palety
b_k	[mm]	Rozteč mezi válečkem a pastorkem motoru
$b_{ř}$	[mm]	Vnitřní šířka řetězu
b_v	[mm]	Rozteč řetězových kol válečku
c	[mm]	Výška EURO palety
C_1	[N]	Základní dynamická únosnost ložiska rolny
C_2	[N]	Základní dynamická únosnost centrálního ložiska
D_{n2}	[mm]	Střední průměr šroubu
D_k	[mm]	Roztečný průměr řetězového kola válečku
d_s	[mm]	Průměr dřívku lícovaného šroubu
D_v	[mm]	Průměr válečku
d_r	[min ⁻¹]	Průměr hřídele rolny
d_v	[mm]	Průměr hřídele válečku
$d_{vř}$	[mm]	Průměr válečku řetězu
d_{o1}	[mm]	Průměr roztečné kružnice pastorku
d_{o2}	[mm]	Průměr roztečné kružnice ozubeného věnce
d_{a1}	[mm]	Průměr hlavové kružnice pastorku
d_{a2}	[mm]	Průměr hlavové kružnice ozubeného věnce
d_{f1}	[mm]	Průměr patní kružnice pastorku
d_{f2}	[mm]	Průměr patní kružnice ozubeného věnce
e_p	[m]	Vzdálenost těžiště palety od osy rotace
$e_{ř}$	[mm]	Vzdálenost os řetězu
$f_{\check{c}}$	[-]	Součinitel čepového tření
F_B	[N]	Síla při přetržení
F_o	[N]	Obvodová síla na pastorku
F_t	[N]	Celková tahová síla v řetězu
F_{oc}	[N]	Obvodová síla způsobená odstředivou silou
$F_{oř}$	[N]	Obvodová síla na řetězovém kole válečku



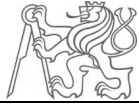
F_1	[N]	Síla zatěžující jeden váleček
F_{n1}	[N]	Síla působící na jednu nohu
F_{KR}	[N]	Kritická síla
F_v	[N]	Síla působící na váleček
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
H_{n1}	[mm]	Hloubka závitů
i_1	[-]	Převodový poměr převodovky motoru válečkového dopravníku
i_2	[-]	Převodový poměr převodovky motoru otočného stolu
i_o	[-]	Převodový poměr otočného mechanismu
I_y	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu k ose y
J	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti jednoho válečku
J_{oo}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti přepravovaného předmětu
J_{ro}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti přepravovaného, předmětu s těžištěm mimo osu rotace
J_{so}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti stolu
J_o	[kg·m ²]	Celkový moment setrvačnosti otočného stolu
k	[-]	Počet válečků
k_p	[-]	Počet poháněných válečků
k_r	[-]	Počet roln
l_n	[mm]	Délka přímé části nohy
l_{xn}	[mm]	Vzdálenost síly od osy noh
l_v	[mm]	Délka funkční části válečku
l_{vc}	[mm]	Délka celého válečku
L_{10h}	[h]	Životnost ložiska
$L_{ř1}$	[mm]	Délka řetězu 1. smyčky
$L_{ř2}$	[mm]	Délka řetězu 2. smyčky
m	[kg]	Hmotnost přepravovaného předmětu
m_{max}	[kg]	Maximální zatížení válečku
m_v	[kg]	Hmotnost rotující části válečku
$m_{ř}$	[kg/m]	Hmotnost řetězu
m_{1r}	[kg]	Hmotnost připadající na jedu rolnu



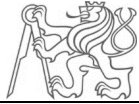
m_r	[kg]	Hmotnost rotujících hmot rolny
m_s	[kg]	Hmotnost otočného stolu
M_t	[Nm]	Třecí moment
M_{zp}	[Nm]	Moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot
M_{zr}	[Nm]	Moment zrychlujících sil rotujících hmot
M_s	[Nm]	Moment od stálých odporů
M_{mr}	[Nm]	Moment na hřídeli motoru válečkového dopravníku při rozběhu
M_{roz}	[Nm]	Rozběhový moment redukovaný na hřídel motoru válečkového dopravníku
M_B	[Nm]	Brzdny moment na hřídeli motoru válečkového dopravníku
M_{brz}	[Nm]	Brzdny moment redukovaný na hřídel motoru válečkového dopravníku
M_m	[Nm]	Moment motoru válečkového dopravníku
M_{vo}	[Nm]	Moment k překonání valivého odporu
M_{o2}	[Nm]	Krouticí moment potřebný k otáčení stolu
M_{o1}	[Nm]	Krouticí moment na pastorku
M_{t2}	[Nm]	Třecí moment otočného stolu
M_{zr2}	[Nm]	Moment zrychlujících sil rotujících hmot otočného stolu
M_{s2}	[Nm]	Moment od stálých odporů otočného stolu
M_{mr2}	[Nm]	Moment na hřídeli motoru otočného stolu při rozběhu
M_{roz2}	[Nm]	Rozběhový moment redukovaný na hřídel motoru otočného stolu
M_{B2}	[Nm]	Brzdny moment na hřídeli motoru otočného stolu
M_{brz2}	[Nm]	Brzdny moment redukovaný na hřídel motoru otočného stolu
$\frac{M_A}{M_N}$	[-]	Rozběhový poměr momentů motoru válečkového dopravníku
$\frac{M_{A2}}{M_{N2}}$	[-]	Rozběhový poměr momentů motoru otočného stolu



n_v	$[s^{-1}]$	Návrhové otáčky převodovky motoru válečkového dopravníku
n_{m1}	$[\text{min}^{-1}]$	Otáčky motoru válečkového dopravníku
n_{m2}	$[\text{min}^{-1}]$	Otáčky motoru otočného stolu
n_o	$[s^{-1}]$	Otáčky otočného stolu
n_{o1}	$[s^{-1}]$	Otáčky pastorku
$n_{př}$	$[s^{-1}]$	Otáčky převodovky motoru válečkového dopravníku
p	$[-]$	Exponent rovnice trvanlivosti
$p_{řs}$	$[MPa]$	Směrný tlak v kloubu řetězu
$p_{řD}$	$[MPa]$	Dovolený tlak v kloubu řetězu
$p_{ř}$	$[MPa]$	Výpočtový tlak v kloubu řetězu
p_{D1}	$[MPa]$	Dovolený tlak pro ocel 11 343
p_1	$[MPa]$	Tlak v uložení válečku
p_3	$[MPa]$	Tlak v uložení rolny
p_2	$[MPa]$	Tlak na zubu řetězového kola
p_{Dz}	$[MPa]$	Dovolený tlak v závitech
P_v	$[W]$	Návrhový výkon motoru válečkového dopravníku
P_m	$[W]$	Výkon motoru válečkového dopravníku
P_{m2}	$[W]$	Výkon motoru otočného stolu
q	$[kg]$	Hmotnost můsobící na jeden váleček
r_s	$[mm]$	Poloměr otočného stolu
r_v	$[mm]$	Poloměr hřídele válečku
R_{vp}	$[m]$	Poloměr středu pláště válečku
R_v	$[mm]$	Poloměr válečku
R_A	$[N]$	Reakce působící v místě A
R_B	$[N]$	Reakce působící v místě B
R_C	$[N]$	Reakce působící v místě C
R_D	$[N]$	Reakce působící v místě D
$S_{ř}$	$[mm^2]$	Plocha kloubu řetězu
t	$[mm]$	Rozteč řetězu
t_{sv}	$[s]$	Doba rozběhu válečkové tratě
t_{so}	$[s]$	Doba rozběhu otočného stolu
t_1	$[mm]$	Tloušťka plechu 1

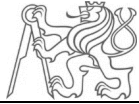


t_3	[mm]	Tloušťka plechu 2
t_2	[mm]	Tloušťka plechu řetězového kola
v_v	[m·s ⁻¹]	Rychlost válečkového dopravníku
v_{skut}	[m/s]	Skutečná rychlost válečku
$v_{ř}$	[m/s]	Obvodová rychlost řetězu
W_1	[N]	Odpor z vlastní tíhy předmětu
W_2	[N]	Odpor vlivem valivého a čepového tření
W_3	[N]	Odpor vlivem montážních nepřesností
W	[N]	Celkový odpor působící na jeden váleček
W_c	[N]	Celkový odpor působící na válečky
x_1	[-]	Počet článků řetězu 1. smyčky
x_2	[-]	Počet článků řetězu 2. smyčky
Y	[-]	Činitel rázů
z_{o1}	[-]	Počet zubů pastorku
z_{o2}	[-]	Počet zubů ozubeného věnce
β	[°]	Úhel sklonu válečkové tratě
ε	[s ⁻²]	Úhlové zrychlení válečku
ε_o	[s ⁻²]	Úhlové zrychlení stolu
η_m	[-]	Návrhová účinnost motoru
η_1	[-]	Účinnost převodovky motoru válečkového dopravníku
η_2	[-]	Účinnost převodů
$\lambda_{ř}$	[-]	Součinitel tření v řetězu
λ_m	[-]	Mezní štíhlost prutu
λ	[-]	Štíhlost prutu
μ	[-]	Součinitel smykového tření válečků
ξ_v	[-]	Součinitel valivého tření válečků
ξ_o	[-]	Součinitel valivého tření rolny
σ_{o1}	[MPa]	Ohybové napětí ve válečku řetězu
σ_{Do1}	[MPa]	Dovolené ohybové napětí pro ocel 12 060

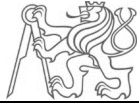


Seznam obrázků

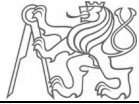
obr. 1: Schéma vertikálního balicího stroje.....	9
obr. 2: Schéma horizontálního balicího stroje.....	10
obr. 3: Impulsní svářecí kleště.....	11
obr. 4: Impulsní svářecí lišta.....	11
obr. 5: Víková balička.....	12
obr. 6: Balička časopisů.....	12
obr. 7: Stroj na balení zboží na paletě.....	13
obr. 8: Automatický balicí stroj.....	14
obr. 9: Současný ovinovací stroj.....	15
obr. 10: Plná točna.....	16
obr. 11: Nájezdová rampa.....	16
obr. 12: Otevřená točna.....	16
obr. 13: Točna pro balení válcovitého zboží.....	17
obr. 14: Točna s válečkovou tratí.....	17
obr. 15: Blokové schéma.....	20
obr. 16: Konstrukční varianta č. 1.....	20
obr. 17: Konstrukční varianta č. 2.....	21
obr. 18: Konstrukční varianta č. 3.....	21
obr. 19: Konstrukční varianta č. 4.....	21
obr. 20: Vnější ozubení.....	22
obr. 21: Vnitřní ozubení.....	22
obr. 22: Řetězový převod.....	23
obr. 23: Řemenový převod.....	23
obr. 24: Pohon tečným řetězem.....	24
obr. 25: Pohon z válečku na váleček.....	24
obr. 26: Pohon kruhovými řetězy.....	25
obr. 27: Váleček s pohonem ve vnitřní části.....	25
obr. 28: Konstrukční řešení.....	26
obr. 29: EURO paleta.....	27
obr. 30: Zvolený váleček.....	28
obr. 31: Rozteč mezi válečky.....	29



obr. 32: Rozměry válečku.....	29
obr. 33: Hmotnost mûsobící na jeden váleček.....	30
obr. 34: Úhel sklonu válečkové tratě	32
obr. 35: Valivé tření	33
obr. 36: Čepové tření.....	33
obr. 37: Pohon válečkové tratě	39
obr. 38: Řetězová smyčka	40
obr. 39: Silové poměry na řetězovém kole válečku	41
obr. 40: Tahová síla v řetězu	41
obr. 41: Tlak v kloubu řetězu	42
obr. 42: Řetězové smyčky	43
obr. 43: Otočný mechanismus.....	45
obr. 44: Rozměry řetězových kol	45
obr. 45: Silové poměry na pastorku	50
obr. 46: Pohon otočného mechanismu	54
obr. 47: Reakce v ložiskách.....	55
obr. 48: Reakce v uložení.....	56
obr. 49: Uložení válečku	57
obr. 50: Váleček řetězu	58
obr. 51: Uložení rolny	59
obr. 52: Síla v noze	61
obr. 53: Válečková trať shora	64
obr. 54: Válečková trať zdola.....	64
obr. 55: Kroužkový sběrač.....	65
obr. 56: Vyměnitelný kroužek	65
obr. 57: Otočný stûl	65
obr. 58: Umístění čidel přítomnosti palety	66
obr. 59: Přívod tlakového vzduchu	67
obr. 60: Převodový mechanismus	67
obr. 61: Rozmístění rolen	68
obr. 62: Rám.....	68
obr. 63: Boční pohled rámu	69
obr. 64: Nejmenší varianta noh	70



obr. 65: Největší varianta noh.....	70
obr. 66: Umístění čidla otáčení.....	70
obr. 67: Umístění motorů.....	71
obr. 68: Otoč s paletou	72
obr. 69: Otoč shora.....	72
obr. 70: Otoč zdola	73
obr. 71: Otoč zepředu.....	73



Seznam příloh

- p. 1: Výkres sestavy: OTOČ OVINOVACÍHO BALÍCÍHO STROJE
- p. 2: Katalogový list pohonu válečkové tratě:
S47DRN80M4 od firmy SEW-eurodrive [23]
- p. 3: Katalogový list pohonu otočného mechanismu:
S57DRN90L4 od firmy SEW-eurodrive [23]
- p. 4: Katalogový list kroužkového sběrače:
SK/GSK 58 od firmy Cavotec SA [24]
- p. 5: Katalogový list snímače přítomnosti palety:
DCB 18 MB 05 NS-B3 od firmy Di-soric [25]
- p. 6: Katalogový list snímače otáčení:
DCB 18 MB 05 NS-B3 od firmy Di-soric [25]
- p. 7: Katalogový list rotačního přívodu vzduchu:
Otočné šroubení L s nástrčnou koncovkou QSRL od firmy FESTO [16]
- p. 8: Katalogový list válečku:
TGF-2K od firmy LOŽISKA Drašar s.r.o. [17]