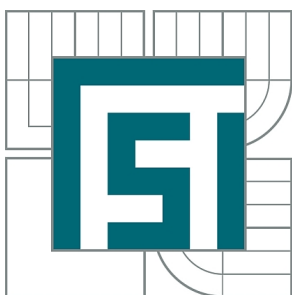


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

REGÁLOVÝ ZAKLADAČ PŘEPRAVEK

SHELF STACKER CRATES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

TOMÁŠ VLACHOVIČ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Tomáš Vlachovič

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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

Regálový zakladač přepravek

v anglickém jazyce:

Shelf stacker crates

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte konstrukční řešení zakladače plastových přepravek regálového zásobníku. Technické parametry:

Rozměry plastové přepravky 600x400x320 mm

Nosnost přepravky 30kg

Počet regálových pozic skladu (výška/délka) 8/25

Výška prvního regálu od země 1m

Rychlost pojezdu zakladače max. 0,5 m/s

Cíle bakalářské práce:

Proveďte:

Základních funkčních výpočty, navrhněte kinematiku pohybu při manipulaci s přepravkou, vypočtete požadovaný výkon pohonů, navrhněte pohonnou soustavu zakladače včetně pojezdu a proveďte její kontrolu, proveďte kontrolu rámu.

Nakreslete:

Sestavný výkres zakladače, rám zakladače, detailní výkresy mechanismu zakladače

Seznam odborné literatury:

CVEKL, Z. a kol.: Teoretické základy transportních zařízení, STNL Praha, 1976

JEŘÁBEK, K.: Stroje a zařízení pro manipulaci, skripta ČVUT Praha, 1981

GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 8.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

VLACHOVIČ, T. *Regálový zakladač přepravek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. XY s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

Abstrakt

V této práci je navrženo konstrukční řešení regálového zakladače přepravek. Práce obsahuje veškeré funkční výpočty, kinematiku pohybu, výpočty pohonů, návrh pohonné soustavy s kontrolou a výkresovou dokumentaci.

Klíčová slova

zakladač, konstrukce, pojezd

Abstract

In this thesis is projected structural design of shelf stacker crates. Thesis also includes all functional calculations, kinematics of movement, computation of actuation, design of actuation system with control and design documentation.

Keywords

stacker, construction, travel

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně, pod vedením pana Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím uvedené literatury.

V Brně, dne 27.5.2011

Podpis:.....

Chtěl bych poděkovat všem, kteří mi pomáhali při vypracování bakalářské práce, hlavně panu Ing. Jaroslavovi Kašpárkovi, Ph.D. za cenné rady k této práci. Potom bych chtěl poděkovat také svým rodičům za podporu během celého studia.

Obsah:

Úvod	3
1. Cíl práce	4
2. Návrh konstrukčního řešení	4
2.1 Nosná konstrukce	4
2.2 Kolejnicový pojezd	6
2.3 Pohon pojezdu zakladače	7
2.4 Pojezd zdvihu a vysouvacího stolu	8
2.5 Pohyb zdvihu a vysouvacího stolu	8
2.6 Pohony ozubených řemenic u zdvihu a výsuvu stolu	10
3. Výpočet	12
3.1 Návrh výsuvu stolu	12
3.1.1 Volba rychlosti a zrychlení výsuvu	12
3.1.2 Čas výsuvu stolu	12
3.1.3 Návrh řemene výsuvu stolu	13
3.1.4 Kontrola kladek výsuvu stolu	14
3.1.5 Kontrola hřídele výsuvu stolu	15
3.1.6 Výpočet pera	18
3.1.7 Návrh motoru pro výsuv stolu	19
3.1.8 Výpočet převodovky výsuvu stolu	19
3.1.9 Kontrola ložisek	20
3.2 Návrh zdvihové konstrukce	21
3.2.1 Volba rychlosti a zrychlení zdvihu	21
3.2.2 Čas výsuvu stolu	21
3.2.3 Návrh řemene zdvihové konstrukce	22
3.2.4 Kontrola hřídele zdvihové konstrukce	23
3.2.5 Výpočet pera	25
3.2.6 Návrh motoru pro zdvihovou konstrukci	27
3.2.7 Výpočet převodovky zdvihové konstrukce	27
3.2.8 Kontrola ložisek	28
3.3 Návrh pojezdu zakladače	29
3.3.1 Volba rychlosti a zrychlení pojezdu	29
3.3.2 Čas pojezdu zakladače	29
3.3.3 Kontrola pojezdové konstrukce	30
3.3.4 Návrh motoru pojezdu	32
3.3.5 Výpočet převodovky pojezdu	33
3.3.6 Kontrola hřídele u pojezdového kola	33
3.3.7 Výpočet pera	36

3.3.8	Kontrola ložisek	38
3.3.9	Únosnost kola.....	39
3.4	Parametry regálového zakladače	40
3.4.1	Doba založení přepravky do nejvzdálenějšího místa	40
3.4.2	Kontrola kladek vedení pojezdu	40
4.	Závěr	42
5.	Literatura	43
6.	Seznam použitých symbolů	45
7.	Seznam příloh.....	51

Úvod

Regálový zakladač představuje jeden z hlavních progresivních prostředků vnitroskladové manipulace určené výhradně pro regálový sklad. Jsou určené na zakládání a vyskladňování materiálových regálových buněk. Jsou to stroje pojíždějící v uličkách regálového skladu po kolejnici. Pracují s velkou přesností a bezpečností při vysokých rychlostech a ve velmi úzkých regálových uličkách. Platí však zásada, že ve skladech s výškou regálů na 16 000 mm se zakladače automatizují s ohledem na bezpečnost pracovníků. Podle počtu vyskladňovacích operací mohou být zakladače umístěny v každé uličce nebo jeden zakladač obsluhuje více uliček. Regálové zakladače a jejich příslušenství musejí být vhodné pro provoz ve specifickém pracovním prostředí, např. teplota, prach a výpary, oheň a výbuch. Rozvody a elektrické díly musejí být v souladu s požadavky EN 418, EN 954-1 a EN 60204-1 a musí být, jak zakladače, tak jejich příslušenství, konstruovány tak, že nedojde k ohrožení osob [9, str. 3].



Obr. 1. Regálový zakladač přepravek [10].

1. Cíl práce

Cílem této práce je podle zadaných parametrů navrhnout takový zakladač přepravek, který bude mít nízké nároky na údržbu a pokud možno co nejnižší cenu.

Práce bude obsahovat:

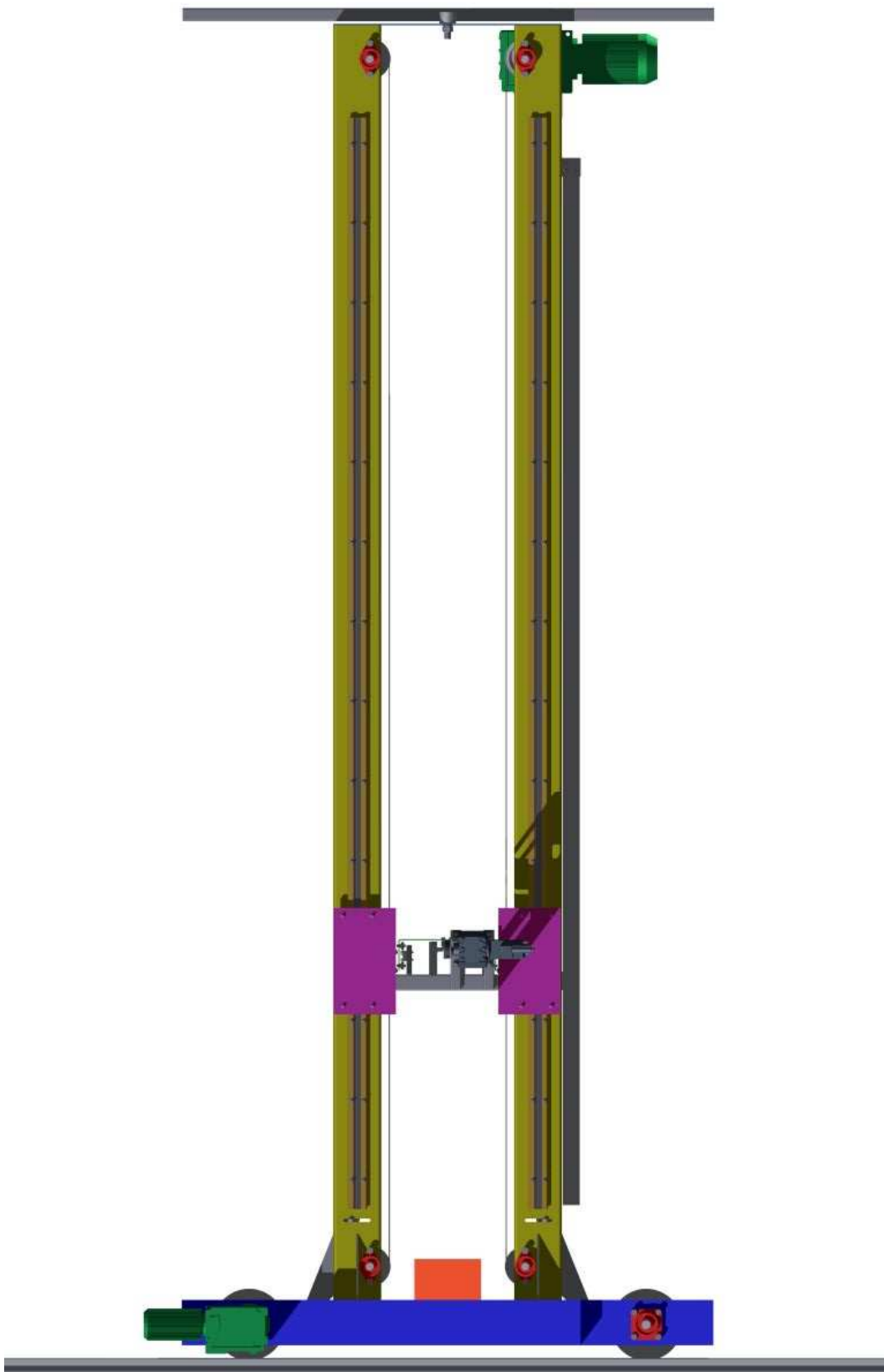
- Návrh kinematiky pohybu při manipulaci s přepravkou
- Základní funkční výpočty
- Výpočet potřebného výkonu pohonu
- Návrh pohonné soustavy zakladače s pojezdem a její kontrolu
- Výkresovou dokumentaci

2. Návrh konstrukčního řešení

2.1 Nosná konstrukce

Regálové zakladače mají jednosloupovou nebo dvousloupovou konstrukci. S ohledem na konstrukční uspořádání nemohou nabírat palety přímo ze země, respektive ukládat na zem [9, str. 3].

Zadaná hmotnost přepravky 30 kg není příliš vysoká, ale kvůli lepší stabilitě pojezdu a nízkému vychýlení výsuvného stolu zakladače volím dvousloupovou konstrukci čtvercového průřezu 180x180x6,3-4800, (Obr. 1). Nevýhodou jsou větší nároky na synchronizaci, může dojít ke vzpříčení vedení a samozřejmě má složitější konstrukci.



Obr. 2. Konstrukce regálového zakladače

2.2 Kolejnicový pojezd

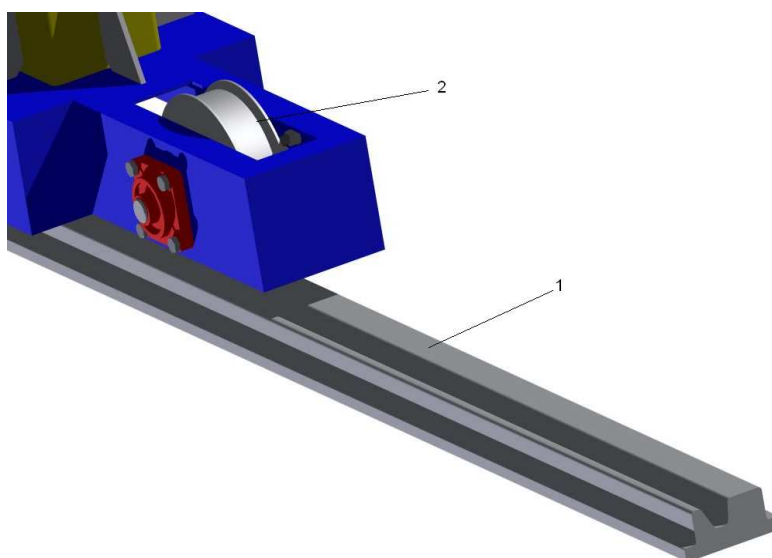
Regálový zakladač může mít pojezd po jedné, nebo dvou nosných kolejnicích, podle šířky uličky mezi regály.

Jednokolejnicová konstrukce má pojezd po nosné kolejnici ukotvené do podlahy a je vedena v horní regálové části nosníkem spojeným s přemostěním uličky, nebo je v horní části vedena vodící kolejnicí. Výhodou je jednodušší konstrukce a možnost používat zakladač do větších výšek.

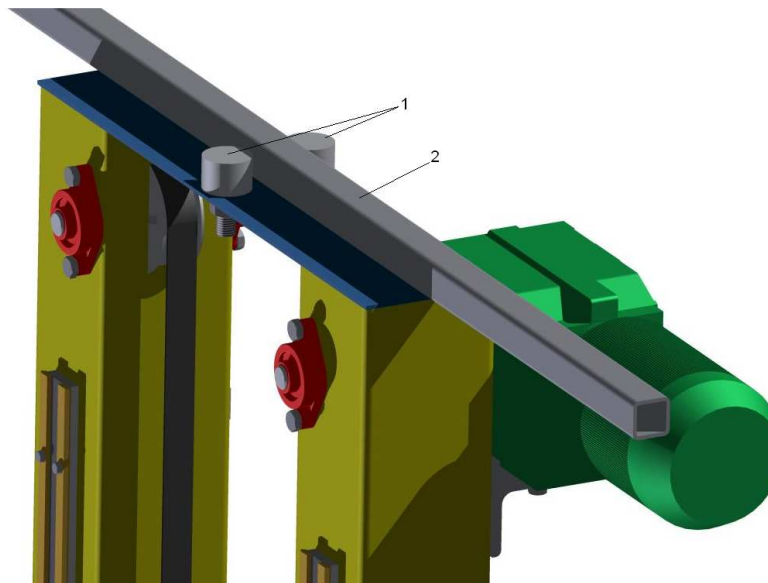
Dvoukolejnicová konstrukce vykazuje vyšší stabilitu systému, díky tomu se snižují příčné síly v regálovém zařízení a v neposlední řadě dochází k rovnoměrnějšímu zatížení podlahy. Další výhodou je možnost začít sestavovat obslužné zařízení dříve než v případě regálových zakladačů s horním vedením.

Téměř všechny regálové zakladače používají kolejnicový pojezd, který přenáší kolovou sílu a absorbuje podélné síly (rozjezdová a brzdová). Zajišťuje hladký pohyb vozidla. Byla zvolena žlabková bloková kolejnici (Obr. 3.). Kolo pro pojezd zakladače firmy GANTRY bude se dvěma nákolky, tím se zabrání vybočení kola z kolejnice. Průměr kola bude 250 mm (Obr. 3.).

Pro horní pojezd byly zvoleny dvě centrické rolny MATIS (Obr. 4.), které se používají pro vysoká zatížení, takže bude v horní poloze zaručena stabilita a spolehlivě zabrání výklonu zakladače a ohybu sloupové konstrukce při výsuvu stolu se zatížením. Tyto rolny se budou odvalovat po dutém čtvercovém profilu 50x50x5 (Obr. 4.), který bude ukotven na nosných podporách regálů nad zakladačem.



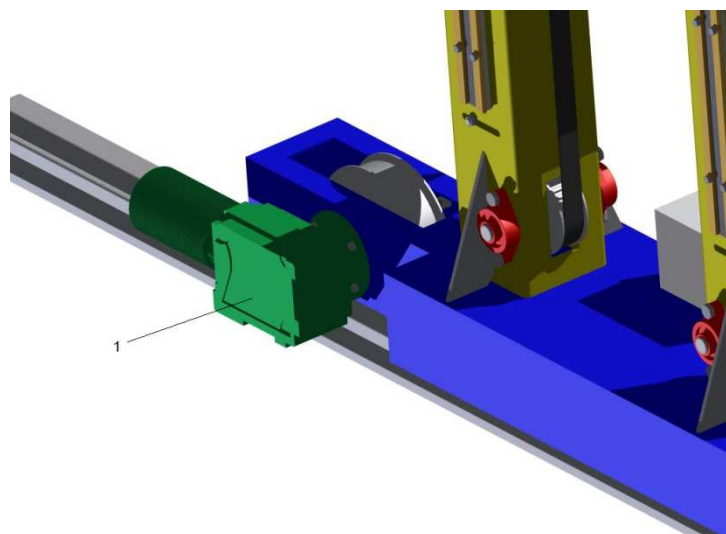
Obr. 3. Bloková žlabková kolejnice a kolo s dvěma nákolky; 1 – bloková žlabková kolejnice, 2 – kolo s dvěma nákolky



Obr. 4. Vedení Matis po obdélníkovém průřezu; 1 – centrické vedení Matis, 2 – dutý obdélníkový profil

2.3 Pohon pojezdu zakladače

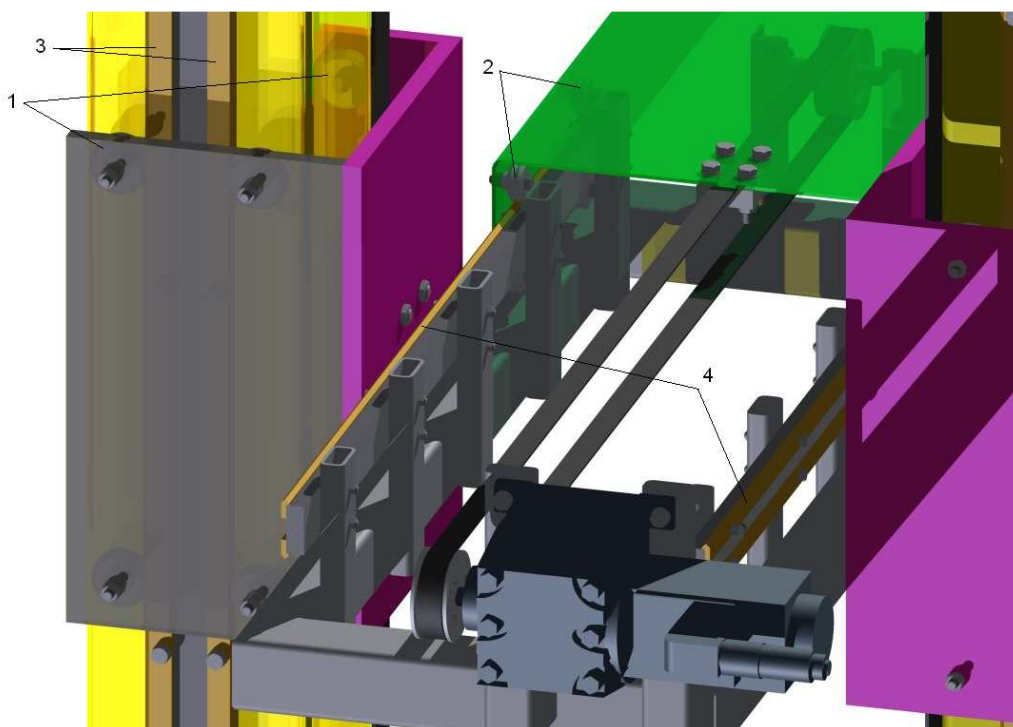
Pro pohon pojezdu zakladače byl zvolen kuželočelní převodovka s třífázovým asynchronním motorem typu DT 80K4 s čelní dvoustupňovou převodovkou typu KF37, která je navíc opatřena přírubou, obojí firmy SEW EURODRIVE (Obr. 5.). Kuželočelní převodovky mají vysoký stupeň účinnosti, umožňují výkonný pohon bez opotřebení a jsou všestranné s použitím v kombinaci s třífázovými asynchronními motory, nebo asynchronními a synchronními servomotory.



Obr. 5. Pohon pojezdu zakladače; 1 – kuželočelní převodovka s třífázovým asynchronním motorem

2.4 Pojezd zdvihu a vysouvacího stolu

Pro tuto problematiku bylo zvoleno v obou případech lineární vedení Lintrek, které je velmi jednoduché a skládá se pouze ze tří stavebních prvků: vodících roln, vodících kolejnic a centrických nebo excentrických čepů (Obr. 6.). Tažené vodící kolejnice mají kalené břity a dodávají se ve standardním nebo nerezovém provedení, ve standardních délkách čtyři metry. Vodící rolny jsou přesně broušená dvouřadá radiální kuličková ložiska se zesíleným vnějším kroužkem [5, str.93].



Obr. 6. Vodící rolny a kolejnice; 1 – vodící kladky zdvihu, 2 – vodící kladky výsuvu, 3 – kolejnice zdvihu, 4 – kolejnice výsuvu

2.5 Pohyb zdvihu a vysouvacího stolu

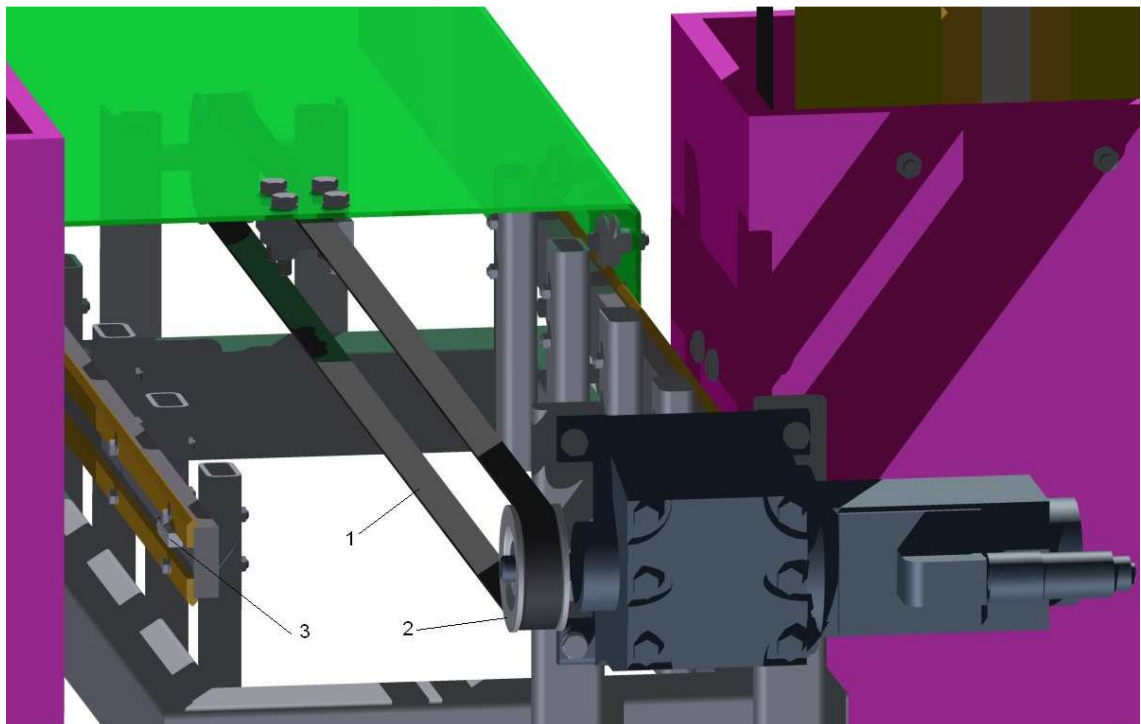
Pro přenos pohybu se u regálových zakladačů nejčastěji používají ozubené řemeny a řetězy.

Byl zvolen v obou případech ozubené řemeny typu HDT od firmy Challenge (Obr. 7.), (Obr. 8.), které dodává veškeré příslušenství, jako jsou řemenice, náboje, upínací domečkové ložiska apod.

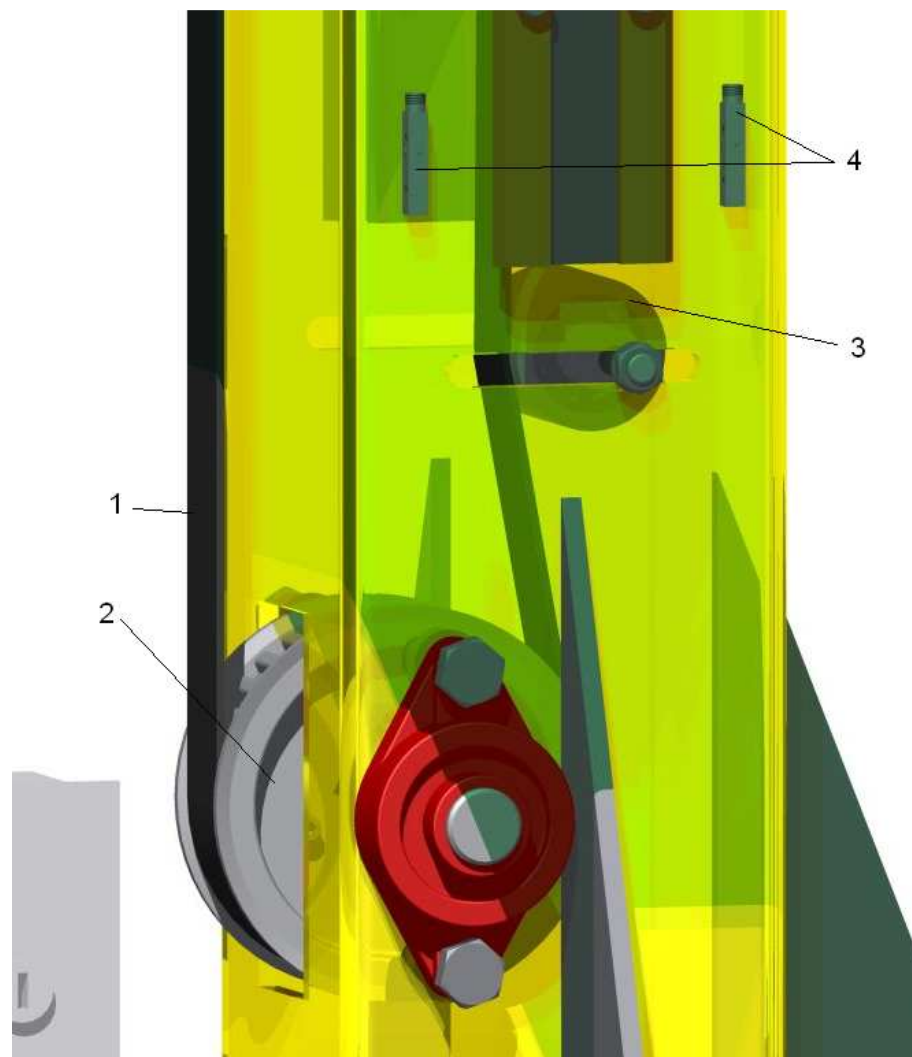
Ozubené řemeny se oproti řetězům nemusí promazávat, mají nižší hmotnost, tišší chod a jsou vhodná pro dlouhá vedení. Na druhou stranu, je nutné, aby byl řemen napnutý, má nižší odolnost proti vysokým teplotám a menší únosnost.

Řetězy se používají pro vysoké nosnosti. Mají stálý převodový poměr, dobrou účinnost, dlouhou životnost a neprokluzují. K nevýhodám určitě patří vyšší cena než u ozubených řemenů, nutnost napínání a hlučnost, která se v průběhu jeho životnosti může zvyšovat.

Pro snímání pohybu byly v obou případech použity indukční senzory typu NI4U-Q8SE-RP6X-V1131 od firmy TURCK (Obr. 8.), které bezdotykově snímají polohu kovových objektů. Vyznačují se vysokou bezpečností provozu, vysokou spínací vzdáleností a jednoduchou montáží.



Obr. 7. Přenos pohybu stolu; 1 – ozubený řemen, 2 – řemenice s nábojem, 3 – indukční senzor

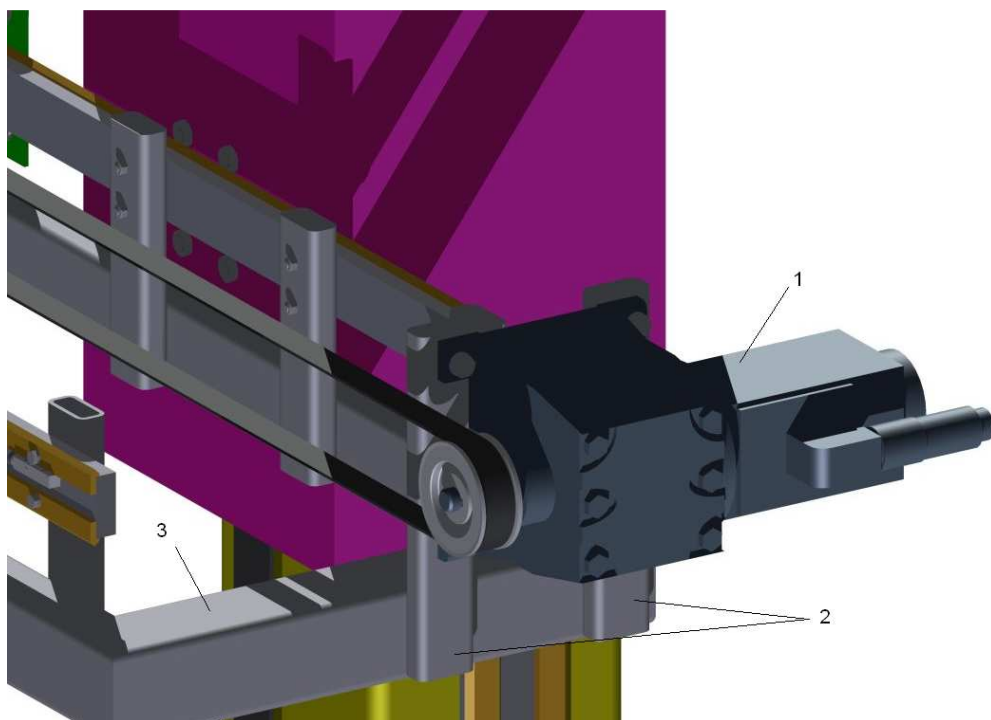


Obr. 8. Přenos pohybu zdvihu se snímači; 1 – ozubený řemen, 2 – řemenice s nábojem, 3 – napínák řemenu, 4 – indukční senzory

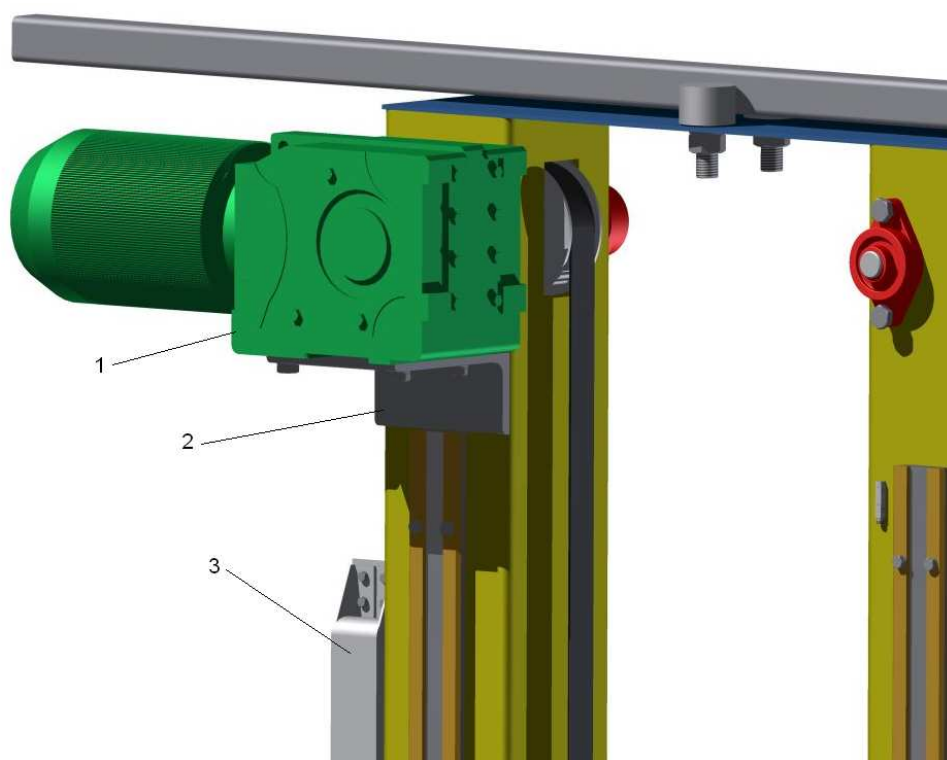
2.6 Pohony ozubených řemenic u zdvihu a výsuvu stolu

Pro pohon výsuvu stolu byl zvolen synchronní servomotor typu DS56M s čelní dvoustupňovou převodovkou typu R17 firmy SEW EURODRIVE (Obr. 9.). Výhodou těchto motorů je vysoká přesnost polohování, efektivnost, jejich výkon a nízká hmotnost díky odlehčené hliníkové konstrukci.

Pro pohon zdvihu byl zvolen kuželočelní převodový motor s třífázovým asynchronním motorem typu DV 100M4 s čelní dvoustupňovou převodovkou typu K67, obojí firmy SEW EURODRIVE (Obr. 10.). Tyto motory jsou opatřeny kotoučovou brzdou, která je buzena stejnosměrným proudem.



Obr. 9. Pohon výsuvu stolu; 1 – synchronní servomotor s čelní dvoustupňovou převodovkou, 2 – držáky motoru, 3 - rám



Obr. 10. Pohon zdvihové konstrukce; 1 – kuželočelní převodový motor s třífázovým asynchronním motorem, 2 – držák motoru, 3 – kabelové vedení

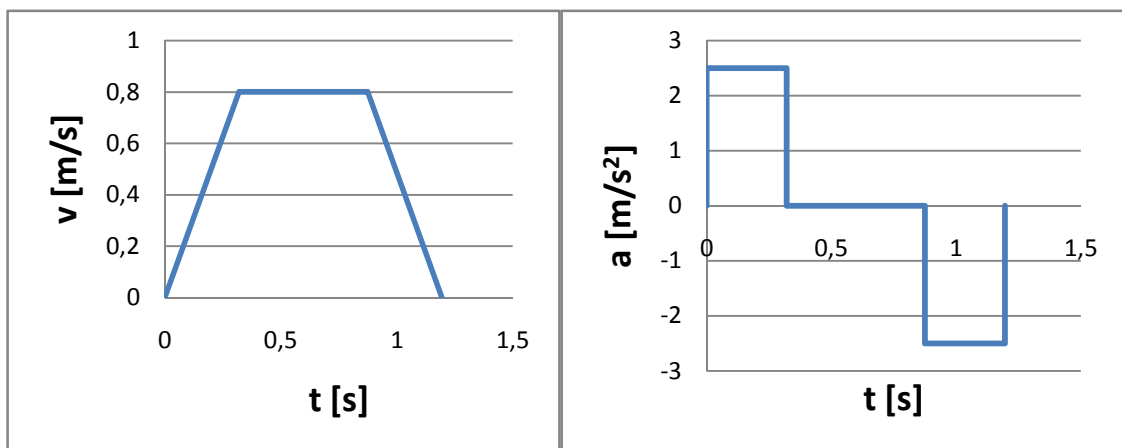
3. Výpočet

3.1 Návrh výsuvu stolu

3.1.1 Volba rychlosti a zrychlení výsuvu

Rychlost: $v_v = 0,8 \text{ ms}^{-1}$

Zrychlení: $a_v = 2,5 \text{ ms}^{-2}$



Obr. 11. Grafický průběh rychlosti a zrychlení v závislosti na čase

3.1.2 Čas výsuvu stolu

Skládá se z časů t_{v1} , t_{v2} , t_{v3} kde t_{v1} je čas zrychlení výsuvu stolu, t_{v3} čas zpomalení výsuvu stolu a t_{v2} čas konstantní rychlosti výsuvu stolu, kde s_{v2} je dáno ze vztahu (7).

Dáno: $v_v = 0,8 \text{ ms}^{-1}$

$a_v = 2,5 \text{ ms}^{-2}$

$$t_{v1} = \frac{v_v}{a_v} = \frac{0,8}{2,5} = 0,32 \text{ s} \quad (1)$$

$$t_{v3} = t_{v1} = 0,32 \text{ s} \quad (2)$$

$$t_{v2} = \frac{s_{v2}}{v_v} = \frac{0,444}{0,8} = 0,555 \text{ s} \quad (3)$$

$$t_v = t_{v1} + t_{v2} + t_{v3} = 0,32 + 0,555 + 0,32 = 1,195 \text{ s} \quad (4)$$

Dráha výsuvu stolu:

Ke zjištění času t_{v2} potřebujeme znát dráhu výsuvu stolu s_{v2} , kterou určíme z celkové dráhy výsuvu $s_v = 700$ mm odečtenou o dráhy s_{v1} a s_{v3} . Celkový čas dostaneme sečtením všech časů.

$$s_{v1} = \frac{1}{2} \cdot a_v \cdot t_{v1}^2 = \frac{1}{2} \cdot 2,5 \cdot 0,32^2 = 0,128m \quad (5)$$

$$s_{v3} = s_{v1} = 0,128m \quad (6)$$

$$s_{v2} = s_v - s_{v1} - s_{v3} = 0,7 - 0,128 - 0,128 = 0,444m \quad (7)$$

3.1.3 Návrh řemene výsuvu stolu

Setrvačná síla zrychlení výsuvu:

K výpočtu budeme potřebovat hmotnost m_2 , která zahrnuje hmotnosti částí tažených řemenicí a zrychlení a_v výsuvu stolu z kapitoly 3.1.1.

Dáno: $a_v = 2,5 \text{ ms}^{-2}$

$$m_2 = 43,5 \text{ kg}$$

$$F_2 = a_v \cdot m_2 = 2,5 \cdot 43,5 = 108,75N \quad (8)$$

Síla předpětí v řemenu výsuvu stolu:

Uřídí se ze síly F_2 ze vztahu (8) a předpětí v řemenu u nezatížené větve je 10 – 20 % síly F_2 . Voleno 15%.

$$F_{p2} = 1,15 \cdot F_2 = 1,15 \cdot 108,75 = 125,06N \quad (9)$$

Celková síla v řemenu výsuvu stolu:

Součet síly pro zrychlení F_2 ze vztahu (8) a síly předpětí F_{p2} ze vztahu (9).

$$F_{C2} = F_2 + F_{p2} = 108,75 + 125,06 = 233,81N \quad (10)$$

Volím ozubený řemen HDT 8M šířky 20 mm [3, str. 6] a řemenici [4, str. 1] obojí firmy CHALLENGE.

Pozn. - Řemen: únosnost 1800 N

Řemenice: počet zubů 26 a průměr $D_{r2} = 66,21$ mm.

3.1.4 Kontrola kladek výsuvu stolu

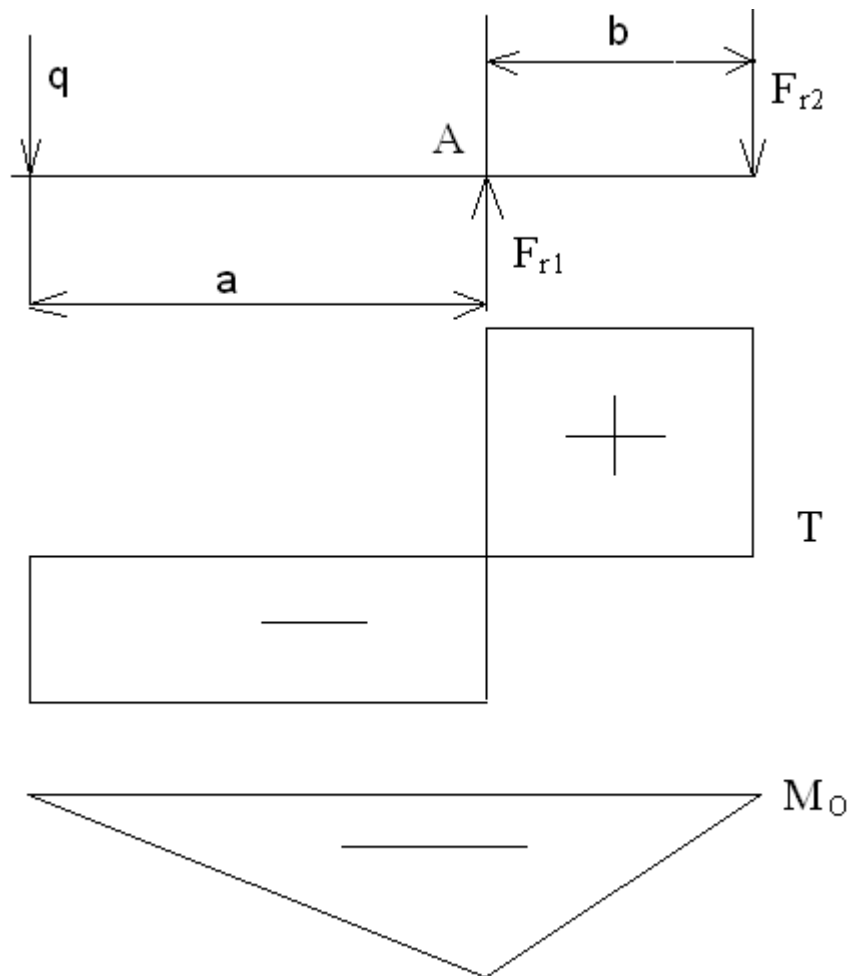
Určíme síly F_{r1} a F_{r2} , kde budeme uvažovat zrychlení a_v z kapitoly 3.1.1 gravitační zrychlení g , zrychlení zdvihu a_z zvoleno $1,2 \text{ ms}^{-2}$, hmotnost přepravky q .

Kde: $a = 500$ mm

$b = 180$ mm

$g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$

$q = 30$ kg



Obr. 12. Zatížení kladek a výsledné účinky

Momentová rovnováha k bodu A:

$$q \cdot (g + a_z) \cdot a - F_{r2} \cdot b = 0 \quad (11)$$

$$F_{r2} = \frac{q \cdot (g + a_z) \cdot a}{b} = \frac{30 \cdot (9,81 + 1,2) \cdot 500}{180} = 917,5N \quad (12)$$

Silová rovnováha:

$$F_{r1} - F_{r2} - q \cdot (g + a_z) = 0 \quad (13)$$

$$F_{r1} = F_{r2} + q \cdot (g + a_z) = 917,5 + 30 \cdot (9,81 + 1,2) = 1247,8N \quad (14)$$

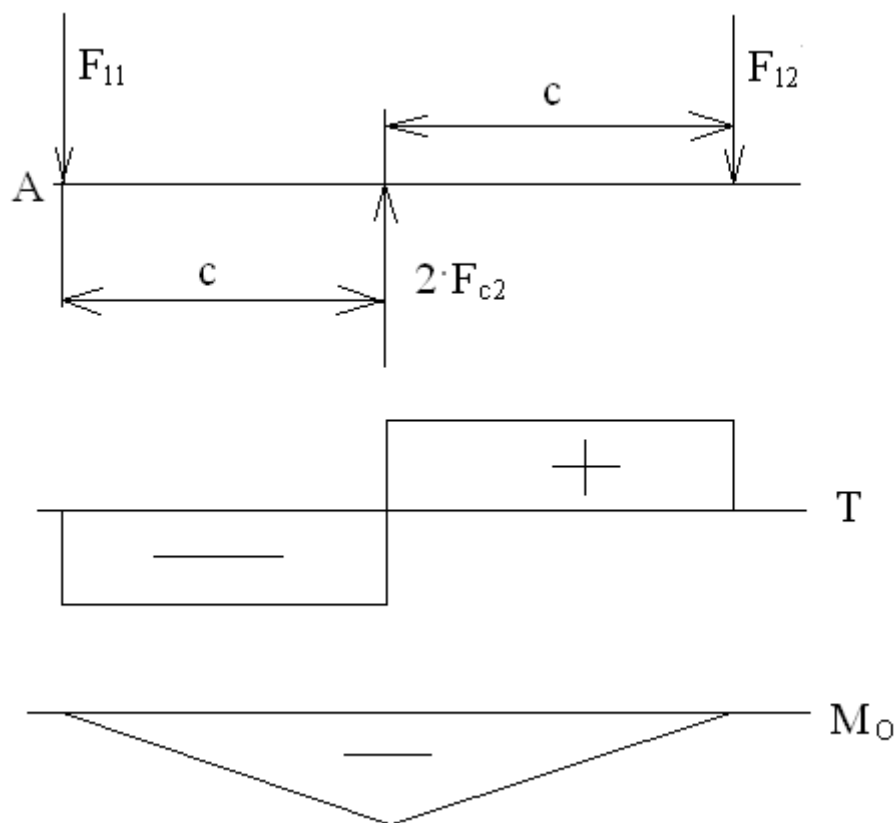
Zatížení se rozloží na 2 kladky, maximální radiální sílu $F_{r\max}$ vypočteme jako sílu, kde je největší zatížení F_{r1} ze vztahu (14).

$$F_{r\max} = \frac{F_{r1}}{2} = \frac{1247,8}{2} = 623,75N \quad (15)$$

Bylo zvoleno Lineární vedení firmy Lintrek: Kladky typu FR-2 [5, str. 5], kde je radiální únosnost 2730 N a axiální únosnost 632 N

3.1.5 Kontrola hřídele výsuvu stolu

Hřídel 11 500, mez kluzu $R_e = 245$ MPa, mez pevnosti $R_m = 480$ MPa. Síly F_{11} a F_{12} jsou síly působící na ložiska, uprostřed působí celková síla F_{C2} , vztah (10) ze dvou stran. Bezpečnost je volena $k_v=2$. Volený průměr hřídele $d_{H3} = 15$ mm, nebezpečný průměr s drážkou pro pero $d_{HS2} = 12,1$ mm vzdálenost $c = 50$ mm.



Obr. 13. Kontrola hřídele výsuvu stolu

Momentová rovnováha k bodu A:

$$-F_{12} \cdot 2 \cdot c + 2 \cdot F_{c2} \cdot c = 0 \quad (16)$$

$$F_{12} = \frac{2 \cdot c \cdot F_{c2}}{2 \cdot c} = F_{c2} = 233,81N \quad (17)$$

Silová rovnováha:

$$-F_{11} - F_{12} + 2 \cdot F_{c2} = 0 \quad (18)$$

$$F_{11} = -F_{12} + 2 \cdot F_{c2} = -233,81 + 2 \cdot 233,81 = 233,81N \quad (19)$$

Ohybový moment:

$$M_{o2} = F_{11} \cdot c = 233,81 \cdot 0,05 = 11690,5Nmm \quad (20)$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_{O2} = \frac{\pi \cdot d_{HS2}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 12,1^3}{32} = 173,92 \text{mm}^3 \quad (21)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{O2} = \frac{M_{O2}}{W_{O2}} = \frac{11690,5}{173,92} = 67,22 \text{MPa} \quad (22)$$

Skutečná bezpečnost:

Získám z meze kluzu R_e a ohybového momentu σ_{O2} ze vztahu (22).

$$k_2 = \frac{R_e}{\sigma_{O2}} = \frac{245}{67,22} = 3,64 \quad (23)$$

Kroutící moment:

$$M_{K2} = F_2 \cdot \frac{D_{r2}}{2} = 108,75 \cdot \frac{66,21}{2} = 3600,17 \text{Nmm} \quad (24)$$

Průřezový modul v krutu:

$$W_{K2} = \frac{\pi \cdot d_{HS2}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 12,1^3}{16} = 347,69 \text{mm}^3 \quad (25)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{K2} = \frac{M_{K2}}{W_{K2}} = \frac{3600,17}{347,69} = 10,35 \text{MPa} \quad (26)$$

Redukované napětí, podmínka HMH:

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{O2}^2 + 3 \cdot \tau_{K2}^2} = \sqrt{67,22^2 + 3 \cdot 10,35^2} = 69,6 \text{MPa} \quad (27)$$

Mez únavy vzorku:

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 480 = 241,92 \text{MPa} \quad (28)$$

Mez únavy reálné součásti:

Součinitel povrchu součásti $\varepsilon_{p3} = 0,86$ [2, str. 53].

$$\sigma_{Cv2} = \sigma_{Co} \cdot \varepsilon_{p2} = 241,92 \cdot 0,86 = 208,05 \text{ MPa} \quad (29)$$

Celková bezpečnost:

$$k_v = \frac{\sigma_{Cv2}}{\sigma_{red2}} = \frac{208,05}{69,6} = 2,99 \quad (30)$$

3.1.6 Výpočet pera

Tečnou sílu F_{T3} určím z kroutícího momentu M_{K2} a poloviny průměru hřídele d_{H3} zvolen v kapitole 3.1.5.

$$F_{T3} = \frac{M_{K2}}{\frac{d_{H3}}{2}} = \frac{3600,17}{\frac{15}{2}} = 480,02 \text{ N} \quad (31)$$

Materiál pera 11 600, [2, str. 467], mez kluzu $R_e = 295 \text{ MPa}$ [2, str. 234]. Pero se počítá na otláčení, tlak pro náboj je zvolen pro ocel $p_0 = 150 \text{ MPa}$ [1, str. 1081].

Dáno: $b_3 = 5 \text{ mm}$

$t_{13} = 2,1 \text{ mm}$

Dovolený tlak:

$$p_D = 0,8 \cdot p_0 = 0,8 \cdot 150 = 120 \text{ MPa} \quad (32)$$

$$p_D = \frac{F_{T3}}{t_{13} \cdot (l_3 - b_3)} = \text{MPa} \quad (33)$$

Určení délky pera:

$$l_{3\min} = \frac{F_{T3}}{p_D \cdot t_{13}} + b_3 = \frac{480,02}{120 \cdot 2,1} + 5 = 6,9 \text{ mm} \quad (34)$$

Volím $l_3 = 14 \text{ mm}$

Volím pero 5e7x5x14 [2, str. 467]

3.1.7 Návrh motoru pro výsuv stolu

Nejdříve určíme výstupní otáčky n_{v2} pomocí rychlosti výsuvu stolu v_v z kapitoly 3.1.1 a průměru řemenice výsuvu D_{r2} z kapitoly 3.1.3.

$$n_{v2} = \frac{v_v}{\pi \cdot D_{r2}} \cdot 60 = \frac{0,8}{\pi \cdot 0,06621} \cdot 60 = 230,76 \text{ min}^{-1} \quad (35)$$

Poté určíme výkon P_2 pomocí hmotnosti zdvihové konstrukce m_2 kapitola 3.1.3, rychlosti výsuvu stolu v_v kapitola 3.2.1 a celkové účinnosti výsuvu $\eta_v = 0,9$.

$$P_2 = \frac{m_2 \cdot g \cdot v_v}{\eta_v} = \frac{43,5 \cdot 9,81 \cdot 0,8}{0,9} = 379,3 \text{ W} \quad (36)$$

Zvolen synchronní servomotor typu DS 56M [11, str. 190], firmy SEW EURODRIVE.

Pozn. - Motor: skutečné otáčky motoru $n_{m2} = 2000 \text{ min}^{-1}$, výkon 400 W, celková hmotnost s převodovkou 5,7 kg.

3.1.8 Výpočet převodovky výsuvu stolu

Převodový poměr určíme z výstupních otáček n_{v2} (35), předpokládaných otáček motoru $n_{m2} = 2000 \text{ min}^{-1}$.

$$i_2 = \frac{n_{m2}}{n_{v2}} = \frac{2000}{230,76} = 8,68 \quad (37)$$

Skutečný převodový poměr $i_{s2} = 8,63$.

Byla zvolena převodovka typu R17 [11, str. 185], firmy SEW EURODRIVE.

Pozn. - Převodovka: účinnost $\eta_2 = 97\%$, maximální otáčky $n_{m2} = 4500 \text{ min}^{-1}$.

Skutečné otáčky získáme ze skutečného převodového poměru i_{s2} a výstupních otáček n_{v2} (35).

$$n_2 = i_{s2} \cdot n_{v2} = 8,63 \cdot 230,76 = 1991,46 \text{ min}^{-1} \quad (38)$$

3.1.9 Kontrola ložisek

Byl zvolen komplet ložiska s litinovým domečkem firmy KORBEL typu LES 202 [6, str. 1], s kuličkovými ložisky 6202 [1, str. 621].

Dáno: $d_2 = 15 \text{ mm}$

$$C_2 = 8060 \text{ N}$$

$$C_{02} = 3750 \text{ N}$$

Statická únosnost ložisek:

Rozložena do dvou ložisek a tažena ve dvou větvích řemene x_1 . Za klidu působí síla předpětí F_{P2} vypočtena ze vztahu (9).

$$C_{D02} = \frac{x_1 \cdot F_{P2}}{2} = \frac{2 \cdot 125,06}{2} = 125,06 \text{ N} \quad (39)$$

$$C_{D02} \leq C_{02} \quad \underline{\text{vyhovuje}}$$

Dynamická únosnost ložisek:

Uřídíme z působení síly F_{11} , nebo F_{12} z kapitoly 4.1.5 vztah (19), nebo (17).

$$C_{D2} = F_{11} = 233,81 \text{ N} \quad (40)$$

$$C_{D2} \leq C_2 \quad \underline{\text{vyhovuje}}$$

Trvanlivost ložiska:

Uřídíme z dynamického ekvivalentu P_{e2} , kde nepůsobí axiální síla. Celkovou trvanlivost určíme z dynamické účinnosti, součinitele $a_2=3$ pro kuličková ložiska a z výstupních otáček krokového motoru n_{v2} vztah (35).

$$P_{e2} = X_2 \cdot \frac{F_{C2}}{2} = 1 \cdot \frac{233,81}{2} = 116,91 \text{ N} \quad (41)$$

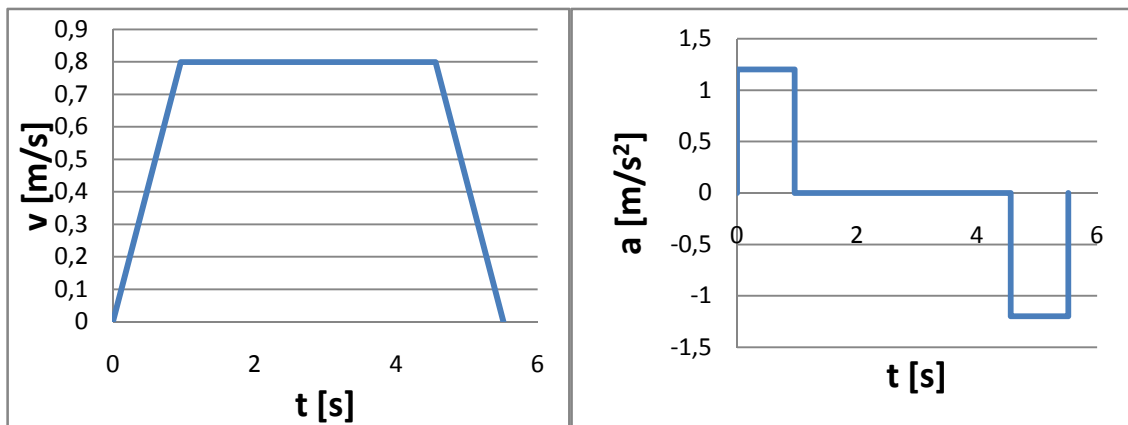
$$L_{C2} = \left(\frac{C_2}{P_{e2}} \right)^{a_2} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{v2}} = \left(\frac{8060}{116,91} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 230,76} = 23666736 \text{ hod} \quad (42)$$

3.2 Návrh zdvihové konstrukce

3.2.1 Volba rychlosti a zrychlení zdvihu:

Rychlost: $v_z = 0,8 \text{ ms}^{-1}$

Zrychlení: $a_z = 1,2 \text{ ms}^{-2}$



Obr. 14. Grafický průběh rychlosti a zrychlení v závislosti na čase

3.2.2 Čas výsuvu stolu

Skládá se z časů t_{z1} , t_{z2} , t_{z3} kde t_{z1} je čas zrychlení zdvihové konstrukce, t_{z3} čas zpomalení zdvihové konstrukce a t_{z2} čas konstantní rychlosti zdvihu konstrukce, kde s_{z2} je dáno ze vztahu (49).

Dáno: $v_z = 0,8 \text{ ms}^{-1}$
 $a_z = 1,2 \text{ ms}^{-2}$

$$t_{z1} = \frac{v_z}{a_z} = \frac{0,8}{1,2} = 0,96 \text{ s} \quad (43)$$

$$t_{z3} = t_{z1} = 0,96 \text{ s} \quad (44)$$

$$t_{z2} = \frac{s_{z2}}{v_z} = \frac{2,877}{0,8} = 3,596 \text{ s} \quad (45)$$

$$t_z = t_{z1} + t_{z2} + t_{z3} = 0,96 + 3,596 + 0,96 = 5,516 \text{ s} \quad (46)$$

Dráha zdvihové konstrukce:

Ke zjištění času t_{z2} potřebujeme znát dráhu výsuvu stolu s_{z2} , kterou určíme z celkové dráhy výsuvu $s_z = 3645$ mm odečtenou o dráhy s_{z1} a s_{z3} . Celkový čas dostaneme sečtením všech časů.

$$s_{z1} = \frac{1}{2} \cdot a_z \cdot t_{z1}^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,2 \cdot 0,96^2 = 0,384m \quad (47)$$

$$s_{z3} = s_{z1} = 0,384m \quad (48)$$

$$s_{z2} = s_z - s_{z1} - s_{z3} = 3,645 - 0,384 - 0,384 = 2,877m \quad (49)$$

3.2.3 Návrh řemene zdvihové konstrukce

Síla pro zrychlení zdvihové konstrukce:

K výpočtu budeme potřebovat hmotnost m_3 , která zahrnuje hmotnosti částí tažených řemenic a zrychlení a_z zdvihu z kapitoly 3.2.1. Konstrukce je tažena dvěma řemeny.

Dáno: $a_z = 1,2 \text{ ms}^{-2}$

$$m_3 = 166,52 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$$

$$F_3 = \frac{(a_z + g) \cdot m_3}{2} = \frac{(1,2 + 9,81) \cdot 166,52}{2} = 916,69N \quad (50)$$

Síla předpětí v řemenu zdvihové konstrukce:

Určí se ze síly F_3 ze vztahu (50) a předpětí v řemenu u nezátížené větve je 10 – 20 % síly F_3 . Voleno 15%.

$$F_{P3} = 1,15 \cdot F_3 = 1,15 \cdot 916,69 = 1054,2N \quad (51)$$

Celková síla v řemenu výsuvu stolu:

Součet síly pro zrychlení F_3 ze vztahu (50) a síly předpětí F_{P3} ze vztahu (51).

$$F_{C3} = F_3 + F_{P3} = 916,69 + 1054,2 = 1970,89N \quad (52)$$

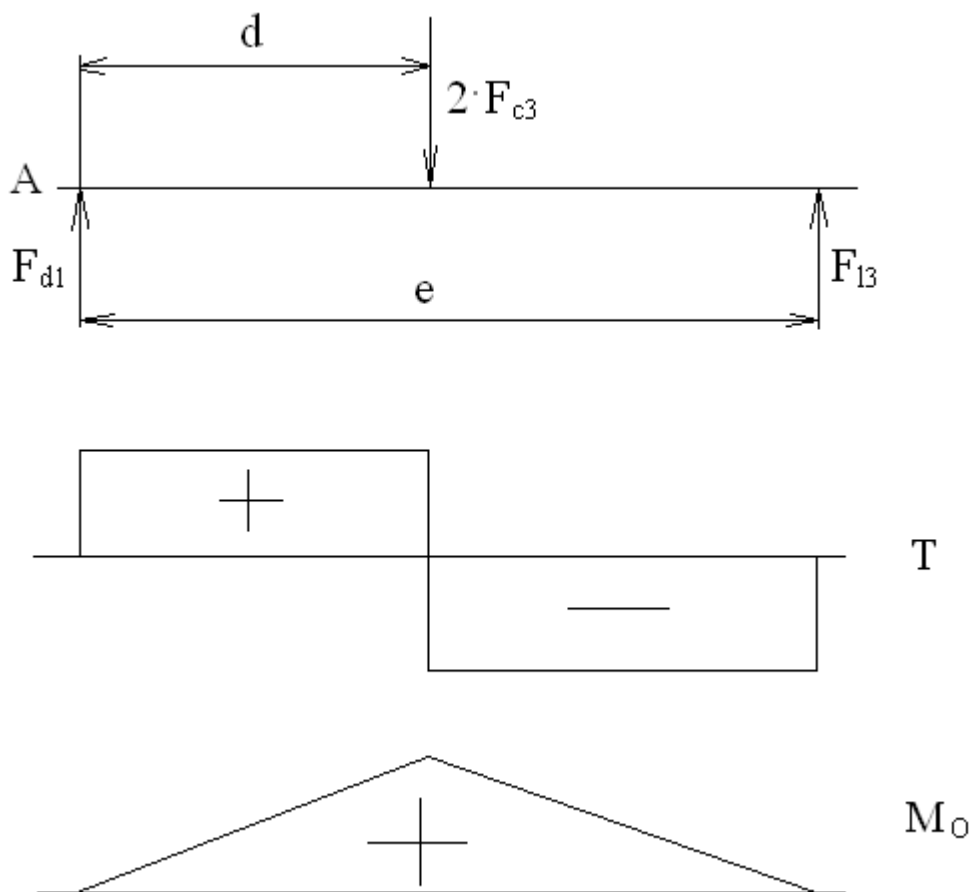
Byl zvolen ozubený řemen HDT 14M šířky 40 [3, str. 7] a řemenici [4, str. 3] obojí firmy CHALLENGE.

Pozn. - Řemen: únosnost 6400 N

Řemenice: počet zubů 32 a průměr $D_{r3} = 142,6$ mm.

3.2.4 Kontrola hřídele zdvihové konstrukce

Hřídel 11 500, mez kluzu $R_e = 245$ MPa, mez pevnosti $R_m = 480$ MPa. Síly F_{13} a F_{14} působící na ložiska, uprostřed působí celková síla F_{c3} , vztah (52) ze dvou stran. Volený průměr hřídele $d_{H5} = 35$ mm, nebezpečný průměr s drážkou pro pero $d_{HS3} = 30,3$ mm vzdálenost $d = 108$ mm a $e = 216$.



Obr. 15. Kontrola hřídele zdvihové konstrukce

Momentová rovnováha k bodu A:

$$F_{13} \cdot e - 2 \cdot F_{c3} \cdot d = 0 \quad (53)$$

$$F_{l3} = \frac{2 \cdot d \cdot F_{C3}}{e} = \frac{2 \cdot 108 \cdot 1970,89}{216} = 1970,89N \quad (54)$$

Silová rovnováha:

$$F_{l3} + F_{d1} - 2 \cdot F_{C3} = 0 \quad (55)$$

$$F_{d1} = -F_{l3} + 2 \cdot F_{C3} = -1970,89 + 2 \cdot 1970,89 = 1970,89N \quad (56)$$

Ohybový moment:

$$M_{O3} = F_{l3} \cdot (e - d) = 1970,89 \cdot (216 - 108) = 212856,12Nmm \quad (57)$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_{O3} = \frac{\pi \cdot d_{HS3}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 30,3^3}{32} = 2731,04mm^3 \quad (58)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{O3} = \frac{M_{O3}}{W_{O3}} = \frac{212856,12}{2731,04} = 77,94MPa \quad (59)$$

Skutečná bezpečnost:

Získáme z meze kluzu R_e a ohybového momentu σ_{O3} ze vztahu (59).

$$k_3 = \frac{R_e}{\sigma_{O3}} = \frac{245}{77,94} = 3,14 \quad (60)$$

Kroučící moment:

$$M_{K3} = F_3 \cdot \frac{D_{r3}}{2} = 916,69 \cdot \frac{142,6}{2} = 65360Nmm \quad (61)$$

Průřezový modul v krutu:

$$W_{K3} = \frac{\pi \cdot d_{HS3}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 30,3^3}{16} = 5462,08 \text{mm}^3 \quad (62)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{K3} = \frac{M_{K3}}{W_{K3}} = \frac{65360}{5462,08} = 11,97 \text{MPa} \quad (63)$$

Redukované napětí, podmínka HMH:

$$\sigma_{red3} = \sqrt{\sigma_{O3}^2 + 3 \cdot \tau_{K3}^2} = \sqrt{77,94^2 + 3 \cdot 11,97^2} = 80,65 \text{MPa} \quad (64)$$

Mez únavy vzorku:

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 480 = 241,92 \text{MPa} \quad (65)$$

Mez únavy reálné součásti:

Součinitel povrchu součásti $\varepsilon_{p3} = 0,86$ [2], str. 53.

$$\sigma_{Cv3} = \sigma_{Co} \cdot \varepsilon_{p3} = 241,92 \cdot 0,86 = 208,05 \text{MPa} \quad (66)$$

Celková bezpečnost:

$$k_z = \frac{\sigma_{Cv3}}{\sigma_{red3}} = \frac{208,05}{80,65} = 2,59 \quad (67)$$

3.2.5 Výpočet pera

Tečnou sílu F_{T5} určíme z kroutícího momentu M_{K3} a poloviny průměru hřídele d_{H5} zvolen v kapitole 3.2.4.

$$F_{T3} = \frac{M_{K3}}{\frac{d_{H5}}{2}} = \frac{65360}{\frac{35}{2}} = 3734,86 \text{N} \quad (68)$$

Materiál pera 11 600, [2, str. 467], mez kluzu $R_e = 295 \text{ MPa}$ [2, str. 234]. Pero se počítá na otláčení, tlak pro náboj je zvolen pro ocel $p_0 = 150 \text{ MPa}$ [1, str. 1081].

Dáno: $b_5 = 10 \text{ mm}$

$t_{15} = 3,3 \text{ mm}$

Dovolený tlak:

$$p_D = 0,8 \cdot p_0 = 0,8 \cdot 150 = 120 \text{ MPa} \quad (69)$$

$$p_D = \frac{F_{T5}}{t_{15} \cdot (l_5 - b_5)} = \text{MPa} \quad (70)$$

Určení délky pera:

$$l_{5\min} = \frac{F_{T5}}{p_D \cdot t_{15}} + b_5 = \frac{3734,86}{120 \cdot 3,3} + 10 = 19,43 \text{ mm} \quad (71)$$

Volím $l_5 = 25 \text{ mm}$

Volím pero 10e7x8x25 [2, str. 467]

Tečnou sílu F_{T6} určíme z kroutícího momentu M_{K3} a poloviny průměru hřídele d_{H6} což je průměr hřídele motoru.

$$F_{T6} = \frac{M_{K3}}{\frac{d_{H6}}{2}} = \frac{65360}{\frac{30}{2}} = 4357,33 \text{ N} \quad (72)$$

Dáno: $b_6 = 8 \text{ mm}$

$t_{16} = 2,9 \text{ mm}$

Dovolený tlak:

$$p_D = \frac{F_{T6}}{t_{16} \cdot (l_6 - b_6)} = \text{MPa} \quad (73)$$

Určení délky pera:

$$l_{6\min} = \frac{F_{T6}}{p_D \cdot t_{16}} + b_6 = \frac{4357,33}{80 \cdot 2,9} + 8 = 20,52\text{mm} \quad (74)$$

Volím $l_6 = 22\text{mm}$

Volím pero 8e7x7x22 [2, str. 467]

3.2.6 Návrh motoru pro zdvihovou konstrukci

Nejdříve určíme výstupní otáčky n_{v3} pomocí rychlosti zdvihu v_z z kapitoly 3.2.1 a průměru řemenice zdvihu D_{r3} z kapitoly 3.2.3

$$n_{v3} = \frac{v_z}{\pi \cdot D_{r3}} \cdot 60 = \frac{0,8}{\pi \cdot 0,1426} \cdot 60 = 107,14 \text{ min}^{-1} \quad (75)$$

Poté určíme výkon P_3 pomocí celkové síly řemene F_{C3} kapitola 3.2.3, rychlosti zdvihu v_z kapitola 4.2.1 a celkové účinnosti zdvihu $\eta_z = 0,85$.

$$P_3 = \frac{F_{C3} \cdot v_z}{\eta_z} = \frac{1970,89 \cdot 0,8}{0,85} = 1854\text{W} \quad (76)$$

Zvolen plochý čelní převodový motor typu DV 100M4 [12, str. 40], firmy SEW EURODRIVE.

Pozn. - Motor: skutečné otáčky motoru $n_{m3} = 1400 \text{ min}^{-1}$, výkon 2200 W, celková hmotnost s převodovkou 53 kg.

3.2.7 Výpočet převodovky zdvihové konstrukce

Převodový poměr určíme z výstupních otáček n_{v3} (75), otáček motoru $n_{m3} = 1400 \text{ min}^{-1}$.

$$i_3 = \frac{n_{m3}}{n_{v3}} = \frac{1400}{107,14} = 13,07 \quad (77)$$

Skutečný převodový poměr $i_{s3} = 12,48$.

Byla zvolena převodovka typu K67 [12, str. 7], firmy SEW EURODRIVE.

Skutečné otáčky získám ze skutečného převodového poměru i_{s3} a výstupních otáček n_{v3} (75).

$$n_3 = i_{s3} \cdot n_{v3} = 12,48 \cdot 107,14 = 1337,11 \text{ min}^{-1} \quad (78)$$

3.2.8 Kontrola ložisek

Byl zvolen komplet ložiska s litinovým domečkem firmy KORBEL typu LES 206 [7, str. 1], s kuličkovými ložisky 6206 [1, str. 621].

Dáno: $d_3 = 30 \text{ mm}$

$$C_3 = 20300 \text{ N}$$

$$C_{03} = 11200 \text{ N}$$

Statická únosnost ložisek:

Rozložena do dvou ložisek u každého řemenového převodu a tažena ve dvou větvích řemene x_2 . Za klidu působí síla předpětí F_{P3} vypočtena ze vztahu (51).

$$C_{D03} = \frac{x_2 \cdot F_{P3}}{2} = \frac{2 \cdot 1054,2}{2} = 1054,2 \text{ N} \quad (79)$$

$$C_{D03} \leq C_{03} \quad \underline{\text{vyhovuje}}$$

Dynamická únosnost ložisek:

Rozložena do dvou ložisek a tažena ve dvou větvích. Za pohybu působí síla celková F_{C3} vypočtena ze vztahu (52).

$$C_{D3} = \frac{2 \cdot F_{C3}}{2} = \frac{2 \cdot 1970,89}{2} = 1970,89 \text{ N} \quad (80)$$

$$C_{D3} \leq C_3$$

Trvanlivost ložisek:

Určíme z dynamického ekvivalentu P_{e3} , kde nepůsobí axiální sílu. Celkovou trvanlivost určíme z dynamické účinnosti, součinitele $a_2=3$ pro kuličková ložiska a výstupních otáček motoru n_{v3} vztah (75).

$$P_{e3} = X_2 \cdot \frac{F_{C3}}{2} = 1 \cdot \frac{1970,89}{2} = 985,45 \text{ N} \quad (81)$$

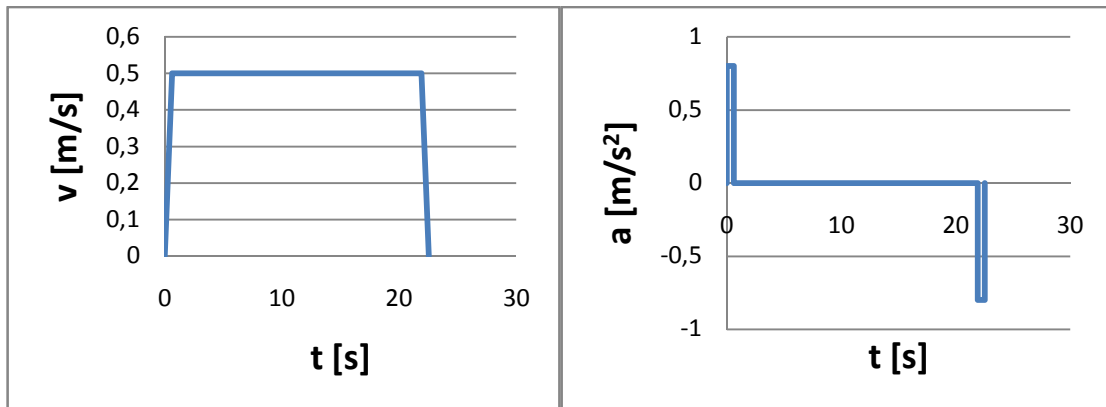
$$L_{C3} = \left(\frac{C_3}{P_{e3}} \right)^{a_2} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{v3}} = \left(\frac{20300}{985,45} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 107,14} = 1359822 \text{ hod} \quad (82)$$

3.3 Návrh pojezdu zakladače

3.3.1 Volba rychlosti a zrychlení pojezdu

$$v_p = 0,5 \text{ m/s}$$

$$a_p = 0,8 \text{ m/s}$$



Obr. 16. Grafický průběh rychlosti a zrychlení v závislosti na čase

3.3.2 Čas pojezdu zakladače

Skládá se z časů t_{p1} , t_{p2} , t_{p3} kde t_{p1} je čas zrychlení pojezdu zakladače, t_{p3} čas zpomalení pojezdu zakladače a t_{p2} čas konstantní rychlosti pojezdu zakladače, kde s_{p2} je dáno ze vztahu (89).

$$\text{Dáno: } v_p = 0,5 \text{ ms}^{-1}$$

$$a_p = 0,8 \text{ ms}^{-2}$$

$$t_{p1} = \frac{v_p}{a_p} = \frac{0,5}{0,8} = 0,625 \text{ s} \quad (83)$$

$$t_{p3} = t_{p1} = 0,625 \text{ s} \quad (84)$$

$$t_{p2} = \frac{s_{p2}}{v_p} = \frac{10,648}{0,5} = 21,296 \text{ s} \quad (85)$$

$$t_p = t_{p1} + t_{p2} + t_{p3} = 0,625 + 21,296 + 0,625 = 22,546 \text{ s} \quad (86)$$

Dráha pojezdu:

Ke zjištění času t_{p2} potřebujeme znát dráhu pojezdu zakladače s_{p2} , kterou určíme z celkové dráhy výsuvu $s_p = 10960$ mm odečtenou o dráhy s_{p1} a s_{p3} . Celkový čas dostaneme sečtením všech časů.

$$s_{p1} = \frac{1}{2} \cdot a_p \cdot t_{p1}^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,8 \cdot 0,625^2 = 0,156m \quad (87)$$

$$s_{p3} = s_{p1} = 0,156m \quad (88)$$

$$s_{p2} = s_p - s_{p1} - s_{p3} = 10,96 - 0,156 - 0,156 = 10,648m \quad (89)$$

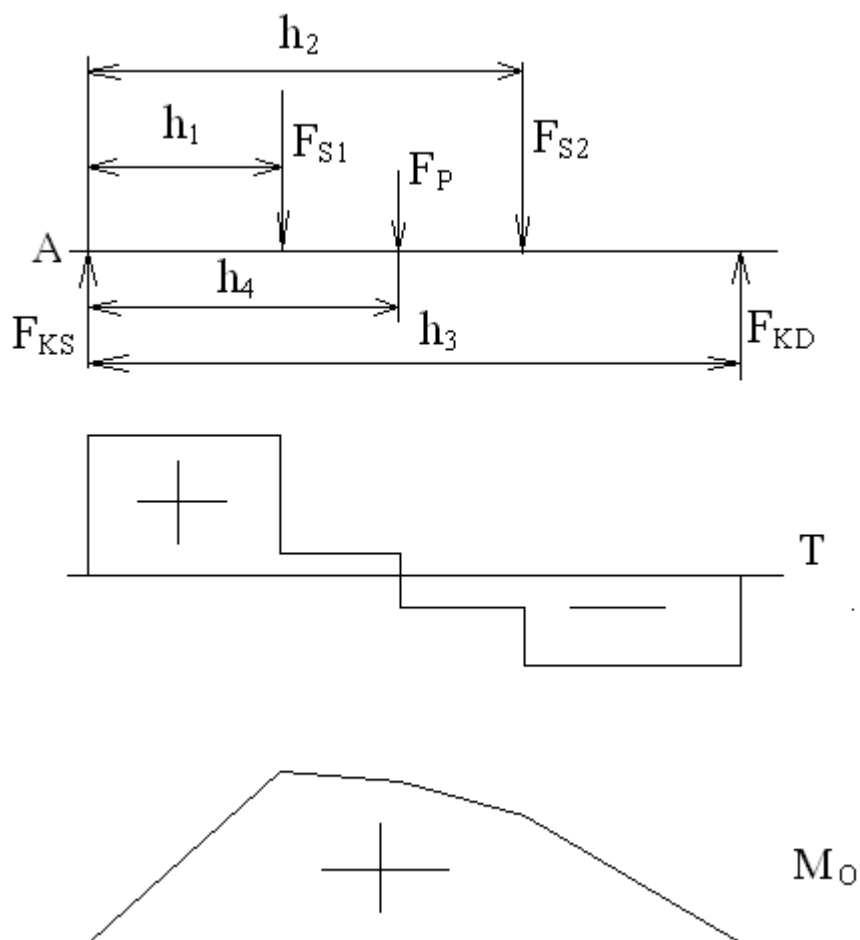
3.3.3 Kontrola pojezdové konstrukce

Plech z materiálu 10 420 firmy HESCO s.r.o., mez kluzu $R_{ep} = 235$ MPa, mez pevnosti $R_{mp} = 450$ MPa. Síly nosných sloupů F_{S1} , F_{S2} a působiště síly pojezdové konstrukce F_P , působí na kola pojezdu, hnací kolo F_{KD} a hnané kolo F_{KS} . Tloušťka plechu $b_p = 5$ mm a plocha $h_p = 180$ mm, vzdálenosti $h_1 = 412,5$ mm, $h_2 = 1092,5$ mm, $h_3 = 1505$ mm a $h_4 = 752,5$ mm.

Dáno: $F_{S1} = 4482,38$ N

$F_{S2} = 3736,8$ N

$F_P = 507,57$ N



Obr. 17. Kontrola konstrukce

Momentová rovnováha v bodě A:

$$F_{KD} \cdot h_3 - F_{S1} \cdot h_1 - F_P \cdot h_4 - F_{S2} \cdot h_2 = 0 \quad (90)$$

$$F_{KD} = \frac{F_{S1} \cdot h_1 - F_P \cdot h_4 - F_{S2} \cdot h_2}{h_3} = \frac{4482,38 \cdot 412,5 - 507,57 \cdot 752,5 - 3736,8 \cdot 1092,5}{1505} =$$

$$= 3941N \quad (91)$$

Silová rovnováha:

$$F_{KS} - F_{S1} - F_{S2} - F_P + F_{KD} = 0 \quad (92)$$

$$F_{KS} = F_{S1} + F_{S2} + F_P - F_{KD} = 4482,38 + 3736,8 + 507,57 - 3941,42 = 4785,3N \quad (93)$$

Ohybový moment:

$$M_{O4} = F_{KS} \cdot h_1 = 4785,3 \cdot 412,5 = 1973936,3 \text{ Nmm} \quad (94)$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_{O4} = \frac{b_p^2 \cdot h_p}{6} = \frac{180^2 \cdot 5}{6} = 27000 \text{ mm}^3 \quad (95)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{O4} = \frac{M_{O4}}{W_{O4}} = \frac{1973936,3}{27000} = 73,1 \text{ MPa} \quad (96)$$

Skutečná bezpečnost:

Získáme z meze kluzu R_{ep} a ohybového momentu σ_{O4} ze vztahu (96).

$$k_4 = \frac{R_{ep}}{\sigma_{O4}} = \frac{235}{73,1} = 3,21 \quad (97)$$

3.3.4 Návrh motoru pojezdu

Výstupní otáčky motoru:

Vypočteme pomocí zvolené rychlosti v_p , kapitola 3.3.1 a průměru kola pojezdu D_k .

$$n_{v1} = \frac{v_p \cdot 60}{\pi \cdot D_k} = \frac{0,5 \cdot 60}{\pi \cdot 0,25} = 38,2 \text{ min}^{-1} \quad (98)$$

Pojezdový odpor na jedno kolo:

Uřídíme pomocí síly na kolo F_{KS} vztah (93), průměru kola D_k kapitola 3.3.3, poloměru hřídele kola $d_{H1}/2$, valivého ramena $r = 0,5 \text{ mm}$ [2, str. 35], součinitel valivého tření $f_{\xi} = 0,2$ [2, str. 34] a součinitel $\chi = 2,5$ pro valivá ložiska.

$$T = \frac{F_{KS} \cdot \left(r + f_c \cdot \frac{d_{H1}}{2} \right) \cdot \chi}{0,5 \cdot D_k} = \frac{4482,38 \cdot (0,0005 + 0,2 \cdot 0,02) \cdot 2,5}{0,5 \cdot 0,25} = 403,41N \quad (99)$$

Výkon motoru:

Uřídíme z rychlosti pojezdu v_p z kapitoly 3.1.1, pojezdového odporu T vztah (99) a celkové účinnosti $\eta_c = 0,95$.

$$P_1 = \frac{2 \cdot T \cdot v_p}{0,95} = \frac{2 \cdot 403,41 \cdot 0,5}{0,95} = 424,65W \quad (100)$$

Zvolena plochá čelní převodovka s motorem typu DT 80K4 [12, str. 30], firmy SEW EURODRIVE.

Pozn. - Motor: skutečné otáčky motoru $n_{m1} = 1400 \text{ min}^{-1}$, výkon $P_{s1} = 550 \text{ W}$, celková hmotnost s převodovkou 22 kg.

3.3.5 Výpočet převodovky pojezdu

Převodový poměr určíme z výstupních otáček n_{v1} (98), otáček motoru $n_{m1} = 1400 \text{ min}^{-1}$.

$$i_1 = \frac{n_{m1}}{n_{v1}} = \frac{1400}{38,2} = 36,65 \quad (101)$$

Skutečný převodový poměr $i_{s1} = 35,57$.

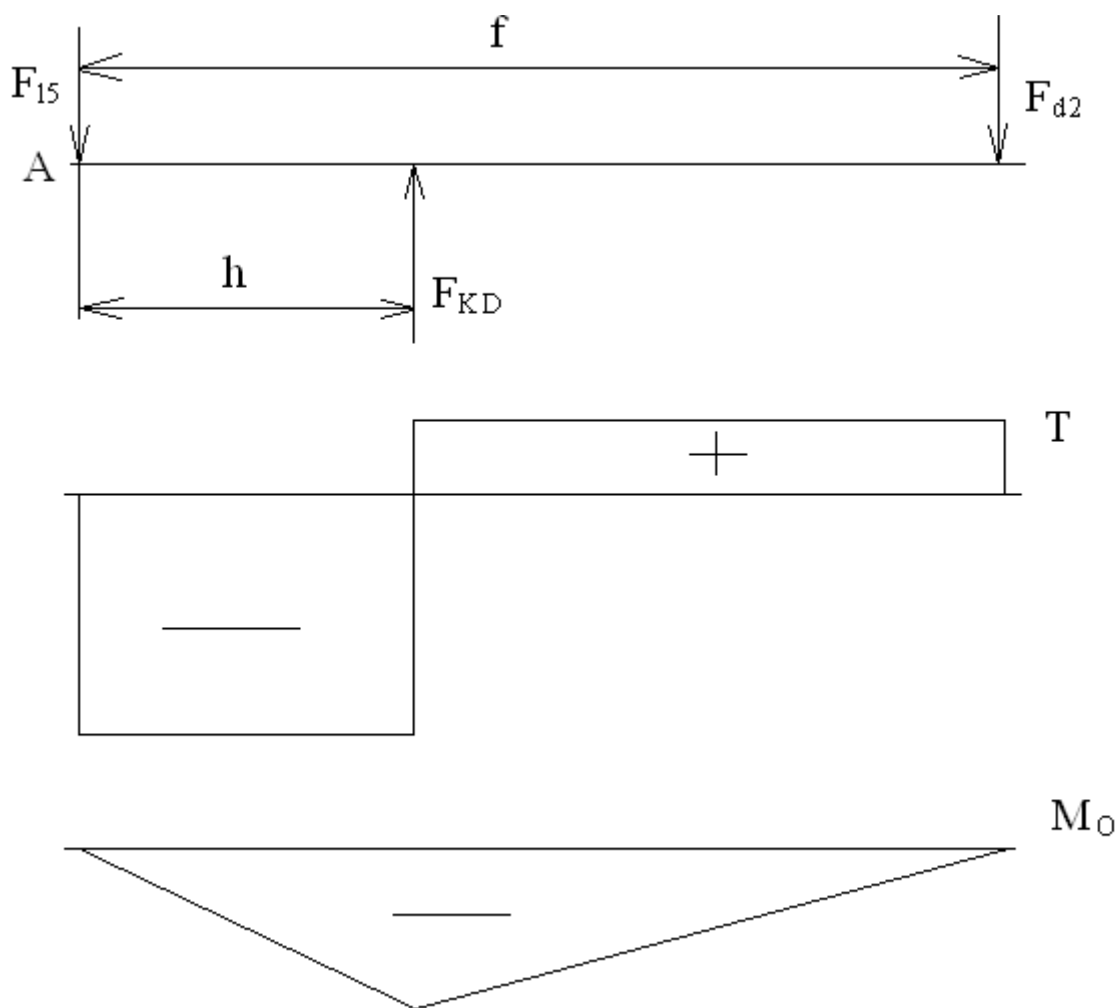
Byla zvolena převodovka typu KF37 [12, str. 3], firmy SEW EURODRIVE.

Skutečné otáčky získáme ze skutečného převodového poměru i_{s1} a výstupních otáček n_{v1} (98).

$$n_1 = i_{s1} \cdot n_{v1} = 35,57 \cdot 38,2 = 1358,77 \text{ min}^{-1} \quad (102)$$

3.3.6 Kontrola hřídele u pojezdového kola

Hřídel 11 500, mez kluzu $R_e = 245 \text{ MPa}$, mez pevnosti $R_m = 480 \text{ MPa}$. Síly F_{15} působící na ložisko a F_{d2} , která působí na drážku hřídele v motoru, uprostřed působí síla F_{KD} , vztah (91). Volený průměr hřídele $d_{H1} = 40 \text{ mm}$, nebezpečný průměr s drážkou pro pero $d_{HS1} = 36,1 \text{ mm}$ vzdálenost $f = 291,5 \text{ mm}$ a $h = 119 \text{ mm}$.



Obr. 18. Kontrola hřídele pojezdu kol

Momentová rovnováha k bodu A:

$$-F_{d2} \cdot f + F_{KD} \cdot h = 0 \quad (103)$$

$$F_{d2} = \frac{F_{KS} \cdot h}{f} = \frac{3941,42 \cdot 119}{291,5} = 1609N \quad (104)$$

Silová rovnováha:

$$-F_{14} - F_{d2} + F_{KD} = 0 \quad (105)$$

$$F_{14} = -F_{d2} + F_{KD} = -1609 + 3941,42 = 2332,42N \quad (106)$$

Momentová rovnováha:

$$-F_{d2} \cdot f + F_{KD} \cdot h = 0 \quad (107)$$

$$F_{d2} = \frac{F_{KS} \cdot h}{f} = \frac{3941,42 \cdot 119}{291,5} = 1609N \quad (108)$$

Ohybový moment:

$$M_{O1} = F_{14} \cdot h = 2332,42 \cdot 119 = 277557,98Nmm \quad (109)$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_{O1} = \frac{\pi \cdot d_{HS1}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 36,1^3}{32} = 4618,72mm^3 \quad (110)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{O1} = \frac{M_{O1}}{W_{O1}} = \frac{277557,98}{4618,72} = 60,1MPa \quad (111)$$

Skutečná bezpečnost:

Získáme z meze kluzu R_e a ohybového momentu σ_{O1} ze vztahu (111).

$$k_1 = \frac{R_e}{\sigma_{O1}} = \frac{245}{60,1} = 4,07 \quad (112)$$

Kroutící moment:

Určíme z výkonu motoru P_{s1} , kapitola 3.3.4 a z výstupních otáček n_{v1} vztah (98).

$$M_{K1} = \frac{P_1}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{60}} = \frac{550}{2 \cdot \pi \cdot \frac{38,2}{60}} = 137489,9Nmm \quad (113)$$

Průřezový modul v krutu:

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot d_{HS1}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 36,1^3}{16} = 9237,44 \text{ mm}^3 \quad (114)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{k1} = \frac{M_{k1}}{W_{k1}} = \frac{137489,9}{9237,44} = 14,88 \text{ MPa} \quad (115)$$

Redukované napětí, podmínka HMH:

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 3 \cdot \tau_{k1}^2} = \sqrt{60,1^2 + 3 \cdot 14,88^2} = 65,39 \text{ MPa} \quad (116)$$

Mez únavy vzorku:

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 480 = 241,92 \text{ MPa} \quad (117)$$

Mez únavy reálné součásti:

Součinitel povrchu součásti $\epsilon_{p1} = 0,9$ [2, str. 53].

$$\sigma_{Cv1} = \sigma_{Co} \cdot \epsilon_{p1} = 241,92 \cdot 0,9 = 217,73 \text{ MPa} \quad (118)$$

Celková bezpečnost:

$$k_p = \frac{\sigma_{Cv1}}{\sigma_{red1}} = \frac{217,13}{65,39} = 3,32 \quad (119)$$

3.3.7 Výpočet pera

Tečnou sílu F_{T1} určíme z kroučícího momentu M_{k1} vztah (113) a poloviny průměru hřídele d_{H1} zvolen v kapitole 3.3.6.

$$F_{T1} = \frac{M_{k1}}{\frac{d_{H1}}{2}} = \frac{137489,9}{\frac{40}{2}} = 6874,5 \text{ N} \quad (120)$$

Materiál pera 11 600, [2 str. 467], mez kluzu $R_e = 295 \text{ MPa}$ [2, str. 234]. Pero se počítá na otláčení, tlak pro náboj je zvolen pro ocel $p_0 = 150 \text{ MPa}$ [1, str. 1081].

Dáno: $b_1 = 12 \text{ mm}$

$t_{11} = 3,1 \text{ mm}$

Dovolený tlak:

$$p_D = 0,8 \cdot p_0 = 0,8 \cdot 150 = 120 \text{ MPa} \quad (121)$$

$$p_D = \frac{F_{T1}}{t_{11} \cdot (l_1 - b_1)} = \text{MPa} \quad (122)$$

Určení délky pera:

$$l_{1\text{min}} = \frac{F_{T1}}{p_D \cdot t_{11}} + b_1 = \frac{6874,5}{120 \cdot 3,1} + 12 = 30,74 \text{ mm} \quad (123)$$

Volím $l_1 = 40 \text{ mm}$

Volím pero 12e7x8x40 [2, str. 467]

Tečnou sílu F_{T2} určíme z kroutícího momentu M_{K1} a poloviny průměru hřídele d_{H2} což je průměr hřídele motoru.

$$F_{T2} = \frac{M_{K1}}{\frac{d_{H2}}{2}} = \frac{137489,9}{\frac{35}{2}} = 7856,57 \text{ N} \quad (124)$$

Dáno: $b_2 = 10 \text{ mm}$

$t_{12} = 3,3 \text{ mm}$

Dovolený tlak:

$$p_D = \frac{F_{T2}}{t_{12} \cdot (l_2 - b_2)} = \text{MPa} \quad (125)$$

Určení délky pera:

$$l_{2\min} = \frac{F_{T2}}{p_D \cdot t_{12}} + b_2 = \frac{7856,57}{120 \cdot 3,3} + 10 = 29,84\text{mm} \quad (126)$$

Volím $l_2 = 32 \text{ mm}$

Volím pero 10e7x8x32 [2, str. 467]

3.3.8 Kontrola ložisek

Byl zvolen komplet ložiska s litinovým domečkem firmy KORBEL typu LEF 207 [8, str. 1], s kuličkovými ložisky 6207 [1, str. 621].

Dáno: $d_1 = 35 \text{ mm}$

$$C_1 = 12200 \text{ N}$$

$$C_{01} = 8500 \text{ N}$$

Statická únosnost ložisek:

Rozložena do dvou ložisek. Za klidu působí síla F_{KS} vypočtena ze vztahu (93).

$$C_{D01} = \frac{F_{KS}}{2} = \frac{4482,38}{2} = 2241,19\text{N} \quad (127)$$

$$C_{D01} \leq C_{01} \quad \underline{\text{vyhovuje}}$$

Trvanlivost ložiska:

Určíme z dynamického ekvivalentu P_{e1} , kde nepůsobí axiální síla. Celkovou trvanlivost určíme z dynamické účinnosti, součinitele $a_2=3$ pro kuličková ložiska a výstupních otáček motoru n_{v1} vztah (98).

$$P_{e1} = X_2 \cdot \frac{F_{KS}}{2} = 1 \cdot \frac{4482,38}{2} = 2241,19\text{N} \quad (128)$$

$$L_{C1} = \left(\frac{C_1}{P_{e1}} \right)^{a_2} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{v1}} = \left(\frac{12200}{2241,19} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 38,2} = 70470\text{hod} \quad (129)$$

3.3.9 Únosnost kola

Maximální únosnost pojzdového kola K_{\max} podle [13, str. 76, Tab. 8-9], kde určíme součinitel $k = 12$ a trvanlivost $Y = 1700$ pro střední provoz a kalený povrch.

Dáno: $D_k = 250$ mm

$b_k = 56$ mm

$$K_{\max} = \frac{k}{f_h} \cdot D_k \cdot b_k \cdot f_n = \frac{12}{1,5} \cdot 250 \cdot 56 \cdot 0,96 = 107520N \quad (130)$$

$$K_{\max} \geq F_{KS} \quad \underline{\text{vyhovuje}} \quad (131)$$

Součinitel trvanlivosti:

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{Y}{500}} = \sqrt[3]{\frac{1700}{500}} = 1,5 \quad (132)$$

Součinitel počtu otáček:

Výstupní otáčky n_{v1} z kapitoly 4.3.4 vztah (98).

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_{v1}}} = \sqrt[3]{\frac{33,3}{38,2}} = 0,96 \quad (133)$$

Hertzův vztah pro maximální tlak:

Určíme ze síly na hnané kolo F_{KS} , vztah (93), účinné šířky b_k a poloviny průměru kola D_k kapitola 3.3.3.

$$p_{\max} = 192 \cdot \sqrt{\frac{F_{KS}}{b_k \cdot \frac{D_k}{2}}} = 192 \cdot \sqrt{\frac{4785,3}{59 \cdot \frac{250}{2}}} = 154,66MPa \quad (134)$$

Dovolený tlak:

Tvrдость je podle DIN 1.7225 pro materiál kola 600 HB.

$$p_d = 0,31 \cdot HB = 0,31 \cdot 600 = 186 \text{ MPa} \quad (135)$$

$$p_d \geq p_{\max} \quad \text{vyhovuje}$$

Hertzovo dotykové napětí:

Vypočteme podle [13, str. 75], kde modul pružnosti pro taženou ocel $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ podle [2, str. 35].

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot F_{KS} \cdot E}{b_k \cdot D_k}} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 4785,3 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{56 \cdot 250}} = 158,38 \text{ MPa} \quad (136)$$

3.4 Parametry regálového zakladače

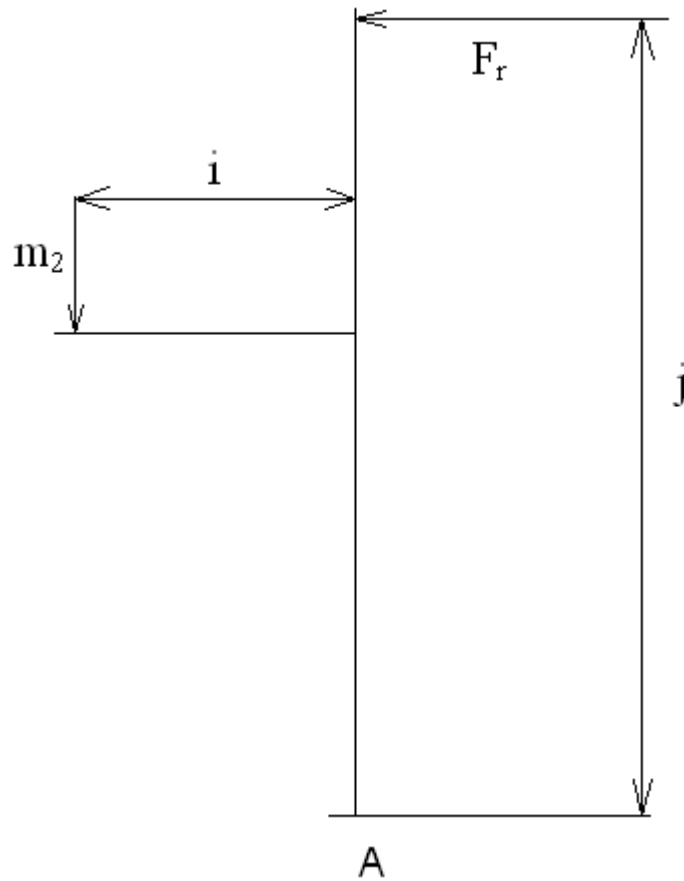
3.4.1 Doba založení přepravky do nejvzdálenějšího místa

Celkový čas t_c určíme jako součet času pojezdu t_p (86) s časem výsuvu stolu t_v (4) a časem zdvihu t_z (46).

$$t_c = t_p + t_v + t_z = 22,546 + 1,195 + 5,516 = 29,257 \text{ s} \quad (137)$$

3.4.2 Kontrola kladek vedení pojezdu

Určíme sílu na centrickou rolnu F_r pomocí ohybového momentu, kde m_2 je hmotnost přepravky a stolu z kapitoly 3.1.3, g je gravitační zrychlení, a_z je zrychlení zdvihu zvoleno v kapitole 3.2.1, A je bod styku kola s kolejnicí, $i = 800 \text{ mm}$ a $j = 5040,5 \text{ mm}$. Únosnost rolny $F_D = 7200 \text{ N}$. Předpokládá se, že těžiště zakladače je v ose.



Obr. 18. Kontrola rolen horního vedení

Momentová rovnováha k bodu A:

$$F_r \cdot j + m_2 \cdot g \cdot i = 0 \quad (138)$$

$$F_r = \frac{m_2 \cdot g \cdot i}{j} = \frac{43,5 \cdot 9,81 \cdot 800}{5040,5} = 67,73 \text{ N} \quad (139)$$

$$F_r \leq F_D \quad \underline{\text{vyhovuje}}$$

4. Závěr

Podle zadaných parametrů byl navržen regálový zakladač přepravek, dále byly provedeny kontrolní a funkční výpočty, zhotoven projekt v 3D provedení a podle něj zhotovena výkresová dokumentace.

Zakladač je vhodný pro velké sklady a ukládání lehčích břemen. Konstrukce je zhotovena tak, že nemá vysoké nároky na údržbu a je vhodná pro automatický provoz.

Celková hmotnost zakladače je okolo 850 kg. Po úpravě některých částí by zakladač mohl pracovat i s mnohem těžšími břemeny ve velkoplošných skladech a halách. Bezpečnosti a pohony jednotlivých částí byly vhodně zvoleny a odpovídají daným kritériím.

5. Literatura

- [1] SHIGLEY, Joseph E., MISCHKE, Charles R., BUDYNAS, Richard G., z anglického originálu *Mechanical Engineering Design*, Seventh Edition, 2004, The McGraw-Hill. ISBN 978-80-214-2629-0
- [2] LEINVEBER J., VÁVRA P., *Strojnické tabulky*, Albra – pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2003
- [3] CHALLENGE CZ, *řemeny, řemenice, náboje a upínací pouzdra* [online]. [cit. 2011-4-4].
Dostupné z:
http://www.challengept.cz/domain/challengept/files/katalog/72_remeny_ozubene.pdf
- [4] CHALLENGE CZ, *řemeny, řemenice, náboje a upínací pouzdra* [online]. [cit. 2011-4-4].
Dostupné z:
http://www.challengept.cz/domain/challengept/files/katalog/62_remenice_ozubene_HTD.pdf
- [5] T.E.A. TECHNIK s.r.o., *Lineární vedení Lintrek* [online]. [cit. 2011-4-4].
Dostupné z:
http://www.teatechnik.cz/doc/katalogy/Linearni_vedeni_LinTrek.pdf
- [6] KORBEL, *Domečková ložiska s kuličkovými ložisky* [online]. [cit. 2011-4-4]
Dostupné z: <http://www.korbel-loziska.cz/upload/ucp2.pdf>
- [7] KORBEL, *Domečková ložiska s kuličkovými ložisky* [online]. [cit. 2011-4-4]
Dostupné z: <http://www.korbel-loziska.cz/upload/ucf12.pdf>
- [8] KORBEL, *Domečková ložiska s kuličkovými ložisky* [online]. [cit. 2011-4-4]
Dostupné z: <http://www.korbel-loziska.cz/upload/ucf2.pdf>
- [9] DOKUMENT, *Skladové systémy, technologie ložných operací.doc* [online]. [cit. 2011-4-4].
Dostupné z:
www.obordopravni.webzdarma.cz/Pred/Skladove%2520system,%2520lozne%2520operace.doc+skladové+systemy+a+ložné

- [10] PAVLŮ KOMPLEX, *Automatická skladová a manipulační technika* [online]. [cit. 2011-4-4].
Dostupné z:
<http://www.pavlu-complex.cz/pavlu-complex/cs/sklady/sluzby-a-produkty/produkty/regalove-zakladace>
- [11] SEW-EURODRIVE. *Synchronous Servo Gearmotors* [online]. [cit. 2011-20-4].
Dostupné z: <http://www.sew-eurodrive.cz/download/pdf/11499028.pdf>
- [12] SEW-EURODRIVE. *Plochý Čelní Převodový Motor* [online]. [cit. 2011-20-4].
Dostupné z: http://www.sew-eurodrive.cz/download/pdf/16795210_G05.pdf
- [13] KAŠPÁREK, J.; MYNÁŘ, B. *Dopravní a manipulační zařízení: Pro posluchače bakalářského studia FSI VUT V Brně*
Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/DMZ-sylaby.pdf>

6. Seznam použitých symbolů

a	[mm]	Vzdálenost rolny od těžiště přepravky
A	[-]	Bod
a ₂	[-]	Součinitel pro kuličková ložiska
a _p	[ms ⁻²]	Zrychlení pojezdu zakladače
a _v	[ms ⁻²]	Zrychlení výsuvu stolu
a _z	[ms ⁻²]	Zrychlení zdvihu
b	[mm]	Vzdálenost roln
b ₁	[mm]	Šířka pera hřídele pojezdu
b ₂	[mm]	Šířka pera hřídele pojezdu
b ₃	[mm]	Šířka pera hřídele u stolu
b ₅	[mm]	Šířka pera hřídele u zdvihu
b ₆	[mm]	Šířka pera hřídele u zdvihu
b _k	[mm]	Účinná šířka kolejnice
b _p	[mm]	Tloušťka plechu
c	[mm]	Vzdálenost řemenice od ložiska domečku
C ₀₁	[N]	Statická únosnost ložiska pojezdu
C ₀₂	[N]	Statická únosnost ložiska výsuvu stolu
C ₀₃	[N]	Statická únosnost ložiska zdvihu
C ₂	[N]	Dynamická únosnost ložiska výsuvu stolu
C ₃	[N]	Dynamická únosnost ložiska zdvihu
C _{D01}	[N]	Dovolená statická únosnost pojezdu
C _{D02}	[N]	Dovolená statická únosnost výsuvu stolu
C _{D03}	[N]	Dovolená statická únosnost zdvihu
C _{D2}	[N]	Dovolená dynamická únosnost výsuvu stolu
C _{D3}	[N]	Dovolená dynamická únosnost zdvihu
d	[mm]	Vzdálenost řemenice od drážky hřídele motoru
d ₁	[mm]	Vnitřní průměr kuličkového ložiska pojezdu
d ₂	[mm]	Vnitřní průměr kuličkového ložiska výsuvu stolu
d ₃	[mm]	Vnitřní průměr kuličkového ložiska zdvihu
d _{H1}	[mm]	Volený průměr hřídele u pojezdového kola
d _{H2}	[mm]	Volený průměr hřídele u pojezdového kola
d _{H3}	[mm]	Volený průměr hřídele u výsuvu stolu
d _{H4}	[mm]	Volený průměr hřídele u výsuvu stolu
d _{H5}	[mm]	Volený průměr hřídele u zdvihu
d _{H6}	[mm]	Volený průměr hřídele u zdvihu
d _{HS1}	[mm]	Průměr hřídele u pojezdového kola s drážkou
d _{HS2}	[mm]	Průměr hřídele u výsuvu stolu s drážkou

d_{HS3}	[mm]	Průměr hřídele u zdvihu s drážkou
D_k	[mm]	Průměr pojezdového kola
D_{r2}	[mm]	Velký průměr řemenice výsuvu
D_{r3}	[mm]	Velký průměr řemenice zdvihu
e	[mm]	Vzdálenost ložiska domečku od drážky hřídele motoru
f	[mm]	Vzdálenost ložiska domečku od drážky hřídele motoru
F_2	[N]	Síla pro zrychlení výsuvu stolu
F_3	[N]	Síla pro zrychlení zdvihu konstrukce
F_{C2}	[N]	Celková síla v řemeni výsuvu stolu
F_{C3}	[N]	Celková síla v řemeni zdvihové konstrukce
f_{ξ}	[-]	Součinitel valivého tření
F_D	[N]	Dovolená síla centrické rolny
F_{d2}	[N]	Síla na drážku hřídele u motoru
f_h	[-]	Součinitel trvanlivosti
F_{KS}	[N]	Síla na hnané kolo
F_{KD}	[N]	Síla na hnací kolo
F_{11}	[N]	Síla na ložisko
F_{12}	[N]	Síla na ložisko
F_{13}	[N]	Síla na ložisko
F_{14}	[N]	Síla na ložisko
F_{15}	[N]	Síla na ložisko
f_n	[-]	Součinitel počtu otáček
F_P	[N]	Síla plechu
F_{P2}	[N]	Síla předpětí řemene výsuvu stolu
F_{P3}	[N]	Síla předpětí řemene zdvihové konstrukce
F_r	[N]	Síla na centrickou rolnu horního vedení
F_{r1}	[N]	Radiální síla na rolnu v místě 1
F_{r2}	[N]	Radiální síla na rolnu v místě 2
F_{rmax}	[N]	Maximální radiální síla na rolnu
F_{S1}	[N]	Síla levého sloupu
F_{S2}	[N]	Síla pravého sloupu
F_{T1}	[N]	Tečná síla na hřídel pojezdu
F_{T2}	[N]	Tečná síla na hřídel pojezdu
F_{T3}	[N]	Tečná síla na hřídel výsuvu stolu
F_{T4}	[N]	Tečná síla na hřídel výsuvu stolu
F_{T5}	[N]	Tečná síla na hřídel zdvihu
F_{T6}	[N]	Tečná síla na hřídel zdvihu
g	[ms ⁻²]	Gravitační zrychlení
h	[mm]	Vzdálenost kola od ložiska domečku

h_1	[mm]	Vzdálenost kola od levého sloupu
h_2	[mm]	Vzdálenost kola od pravého sloupu
h_3	[mm]	Vzdálenost pojezdových kol
h_4	[mm]	Vzdálenost kola od působení síly plechu
HB	[-]	Brinellova tvrdost
h_p	[mm]	Účinná plocha průřezu plechu
i	[mm]	Vzdálenost podle obrázku
i_1	[-]	Převodový poměr převodovky pojezdu
i_2	[-]	Převodový poměr převodovky stolu
i_3	[-]	Převodový poměr převodovky zdvihu
i_{s1}	[-]	Skutečný převodový poměr převodovky pojezdu
i_{s2}	[-]	Skutečný převodový poměr převodovky stolu
i_{s3}	[-]	Skutečný převodový poměr převodovky zdvihu
j	[mm]	Vzdálenost podle obrázku
k	[MPa]	Konstanta závislá na druhu provozu a materiálu
k_1	[-]	Skutečná bezpečnost v ohybu u pojezdového kola
k_2	[-]	Skutečná bezpečnost v ohybu u stolu
k_3	[-]	Skutečná bezpečnost v ohybu u zdvihu
k_4	[-]	Skutečná bezpečnost v ohybu u plechu
K_{max}	[N]	Maximální únosnost pojezdového kola
k_p	[-]	Bezpečnost pojezdu
k_v	[-]	Bezpečnost výsuvu
k_z	[-]	Bezpečnost zdvihové konstrukce
l_1	[mm]	Délka pera hřídele pojezdu
l_2	[mm]	Délka pera hřídele pojezdu
l_3	[mm]	Délka pera hřídele stolu
l_5	[mm]	Délka pera hřídele zdvihu
l_6	[mm]	Délka pera hřídele zdvihu
l_{1min}	[mm]	Minimální délka pera hřídele pojezdu
l_{2min}	[mm]	Minimální délka pera hřídele pojezdu
l_{3min}	[mm]	Minimální délka pera hřídele stolu
l_{5min}	[mm]	Minimální délka pera hřídele zdvihu
l_{6min}	[mm]	Minimální délka pera hřídele zdvihu
L_{C1}	[hod]	Trvanlivost kuličkového ložiska
L_{C2}	[hod]	Trvanlivost kuličkového ložiska
L_{C3}	[hod]	Trvanlivost kuličkového ložiska
m_2	[kg]	Hmotnost tažená řemenicí stolu
m_3	[kg]	Hmotnost zdvihové konstrukce
m_C	[kg]	Hmotnost zakladače

M_{K1}	[Nmm]	Kroutící moment hřídele pojezdu
M_{K2}	[Nmm]	Kroutící moment hřídele výsuvu stolu
M_{K3}	[Nmm]	Kroutící moment hřídele zdvihu
M_{O1}	[Nmm]	Ohybový moment hřídele pojezdu
M_{O2}	[Nmm]	Ohybový moment hřídele výsuvu stolu
M_{O3}	[Nmm]	Ohybový moment hřídele zdvihu
M_{O4}	[Nmm]	Ohybový moment plechu
n_1	[min ⁻¹]	Skutečné otáčky motoru pojezdu
n_2	[min ⁻¹]	Skutečné otáčky motoru výsuvu stolu
n_3	[min ⁻¹]	Skutečné otáčky motoru zdvihu
n_{m1}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky motoru pojezdu
n_{m2}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky motoru výsuvu stolu
n_{m3}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky motoru zdvihu
n_{v1}	[min ⁻¹]	Výstupní otáčky motoru pojezdu
n_{v2}	[min ⁻¹]	Výstupní otáčky krokového motoru
n_{v3}	[min ⁻¹]	Výstupní otáčky motoru zdvihu
p_0	[MPa]	Tlak na náboj
P_1	[N]	Skutečný výkon motoru pojezdu
P_2	[N]	Skutečný výkon motoru výsuvu stolu
P_3	[N]	Skutečný výkon motoru zdvihu
p_d	[MPa]	Dovolený Hertzův tlak
p_D	[MPa]	Dovolený tlak
P_{e1}	[N]	Dynamický ekvivalent pojezdu
P_{e2}	[N]	Dynamický ekvivalent výsuvu stolu
P_{e3}	[N]	Dynamický ekvivalent zdvihu
p_{max}	[MPa]	Maximální hertzův tlak
P_{s1}	[N]	Výkon motoru pojezdu
q	[kg]	Hmotnost přepravky
r	[mm]	Valivé rameno
R_e	[MPa]	Mez kluzu pro materiál 11 500
R_{ep}	[MPa]	Mez kluzu pro materiál 10 420
R_m	[MPa]	Mez pevnosti pro materiál 11 500
R_{mp}	[MPa]	Mez pevnosti pro materiál 10 420
s_p	[m]	Celková dráha pojezdu zakladače
s_{p1}	[m]	Dráha pojezdu zakladače při zrychlení
s_{p2}	[m]	Dráha pojezdu zakladače při konstantní rychlosti
s_{p3}	[m]	Dráha pojezdu zakladače při zpomalení
s_v	[m]	Celková dráha výsuvu stolu
s_{v1}	[m]	Dráha výsuvu stolu při zrychlení

s_{v2}	[m]	Dráha výsuvu stolu při konstantní rychlosti
s_{v3}	[m]	Dráha výsuvu stolu při zpomalení
s_z	[m]	Celková dráha zdvihové konstrukce
s_{z1}	[m]	Dráha zdvihu konstrukce při zrychlení
s_{z2}	[m]	Dráha zdvihu konstrukce při konstantní rychlosti
s_{z3}	[m]	Dráha zdvihu konstrukce při zpomalení
T	[N]	Pojezdový odpor na jedno kolo
t_{11}	[mm]	Hloubka drážky v náboji u hřídele pojezdu
t_{12}	[mm]	Hloubka drážky v náboji u hřídele pojezdu
t_{13}	[mm]	Hloubka drážky v náboji u hřídele stolu
t_{15}	[mm]	Hloubka drážky v náboji u hřídele zdvihu
t_{16}	[mm]	Hloubka drážky v náboji u hřídele zdvihu
t_c	[s]	Celkový čas při zakládání do nejvzdálenějšího místa
t_p	[s]	Celkový čas pojezdu zakladače
t_{p1}	[s]	Čas pojezdu zakladače při zrychlení
t_{p2}	[s]	Čas pojezdu zakladače při konstantní rychlosti
t_{p3}	[s]	Čas pojezdu zakladače při zpomalení
t_v	[s]	Celkový čas výsuvu stolu
t_{v1}	[s]	Čas výsuvu stolu při zrychlení
t_{v2}	[s]	Čas výsuvu stolu při konstantní rychlosti
t_{v3}	[s]	Čas výsuvu stolu při zpomalení
t_z	[s]	Celkový čas zdvihové konstrukce
t_{z1}	[s]	Čas zdvihu konstrukce při zrychlení
t_{z2}	[s]	Čas zdvihu konstrukce při konstantní rychlosti
t_{z3}	[s]	Čas zdvihu konstrukce při zpomalení
v_p	[s]	Rychlost pojezdu
v_v	[ms ⁻¹]	Rychlost výsuvu stolu
v_z	[ms ⁻¹]	Rychlost zdvihu konstrukce
W_{K1}	[mm ³]	Průřezový modul v krutu u pojezdu
W_{K2}	[mm ³]	Průřezový modul v krutu u výsuvu
W_{K3}	[mm ³]	Průřezový modul v krutu u zdvihu
W_{O1}	[mm ³]	Průřezový modul v ohybu u pojezdu
W_{O2}	[mm ³]	Průřezový modul v ohybu u výsuvu stolu
W_{O3}	[mm ³]	Průřezový modul v ohybu u zdvihu
W_{O4}	[mm ³]	Průřezový modul v ohybu u plechu
x_1	[-]	Počet větví řemene
x_2	[-]	Počet větví řemene
X_2	[-]	Součinitel radiální síly
Y	[hod]	Trvanlivost kola

ε_{p1}	[-]	Součinitel povrchu součásti hřídele pojezdu
ε_{p2}	[-]	Součinitel povrchu součásti hřídele výsuvu
ε_{p3}	[-]	Součinitel povrchu součásti hřídele zdvihu
η_2	[-]	Účinnost převodovky
η_c	[-]	Celková účinnost pojezdu
η_v	[-]	Celková účinnost výsuvu stolu
η_z	[-]	Celková účinnost zdvihu
σ_{Co}	[MPa]	Mez únavy vzorku
σ_{Cv1}	[MPa]	Mez únavy skutečné součásti pojezdu
σ_{Cv2}	[MPa]	Mez únavy skutečné součásti výsuvu
σ_{Cv3}	[MPa]	Mez únavy skutečné součásti zdvihu
σ_{O1}	[MPa]	Ohybové napětí u hřídele pojezdového kola
σ_{O2}	[MPa]	Ohybové napětí u hřídele stolu
σ_{O3}	[MPa]	Ohybové napětí u hřídele zdvihu
σ_{O4}	[MPa]	Ohybové napětí u plechu pojezdu
σ_{red1}	[MPa]	Redukované napětí pojezdu
σ_{red2}	[MPa]	Redukované napětí výsuvu
σ_{red3}	[MPa]	Redukované napětí zdvihu
τ_{K1}	[MPa]	Napětí v krutu u hřídele pojezdu
τ_{K2}	[MPa]	Napětí v krutu u hřídele výsuvu
τ_{K3}	[MPa]	Napětí v krutu u hřídele zdvihu

7. Seznam příloh

Výkresy

ČEP NAPÍNÁKU	4-3-P/23-5/03
ČEP STOLU	4-3-P/23-2/05
DESKA KOLEJNICE	4-3-P/23-1/10
DESKA KOLEJNICE	4-3-P/23-1/09
DESKA KOLEJNICE	4-3-P/23-2/03
DESKA ZDVIHU	4-3-P/23-3/04
DESKA ZDVIHU	4-3-P/23-3/05
DESKA ZDVIHU	4-3-P/23-3/06
DRŽÁK KABEL. VEDENÍ	3-3-P/23-0/11
DRŽÁK KABEL. VEDENÍ	4-3-P/23-0/12
DRŽÁK KOLEJNICE	4-3-P/23-3/10
DRŽÁK MOTORU	3-3-P/23-0/10
DRŽÁK MOTORU	4-3-P/23-3/07
HŘÍDEL HNACÍHO KOLA	3-3-P/23-0/05
HŘÍDEL HNANÉHO KOLA	4-3-P/23-0/06
HŘÍDEL ZDVIHU MOTORU	3-3-P/23-0/08
HŘÍDEL ZDVIHU	4-3-P/23-0/09
KLADKA NAPÍNÁKU	4-3-P/23-5/04
KOLEJNICE STOLU	4-3-P/23-2/04
KOLEJNICE ZDVIHU	3-3-P/23-1/11
KOLEJNICE ZDVIHU	3-3-P/23-1/12
L PROFIL	4-3-P/23-3/08
L PROFIL	4-3-P/23-3/09
NAPÍNÁK ŘEMENICE	4-3-P/23-5/00
PLECH	3-3-P/23-1/05
PLECH	3-3-P/23-1/06
PLECH	3-3-P/23-1/07
PLECH	4-3-P/23-1/08
POJEZD SE SLOUPY	3-3-P/23-1/00
POJEZDOVÉ KOLO	4-3-P/23-0/07
RÁM	2-3-P/23-3/00
RÁM	3-3-P/23-2/00
SLOUP	3-3-P/23-1/03
SLOUP	3-3-P/23-1/04
STŮL	3-3-P/23-4/00

ŠROUB NAPÍNAKU	4-3-P/23-5/02
TĚLO STOLU	3-3-P/23-4/02
TRUBKA RÁMU	4-3-P/23-3/02
TRUBKA RÁMU	4-3-P/23-3/03
ZAKLADAČ	1-3-P/23-0/00
ŽEBRO	4-3-P/23-1/13

Popisové pole

NAPÍNAK ŘEMENICE	4-3-P/23-5/01
RÁM	4-3-P/23-2/01
RÁM	4-3-P/23-2/02
RÁM	4-3-P/23-3/01
REGÁLOVÝ ZAKLADAČ	4-3-P/23-0/01
REGÁLOVÝ ZAKLADAČ	4-3-P/23-0/02
REGÁLOVÝ ZAKLADAČ	4-3-P/23-0/03
REGÁLOVÝ ZAKLADAČ	4-3-P/23-0/04
SLOUP	4-3-P/23-1/01
SLOUP	4-3-P/23-1/02
STŮL	4-3-P/23-4/01

DVD

Technická zpráva, výkresy, 3D model