



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

NÁVRH ZDVIŽNÉHO POZIČNÍHO STOLU

DESIGN OF LIFT POSITIONAL TABLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JAN VAJMAR

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jan Vajmar

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:

Návrh zdvižného pozičního stolu

v anglickém jazyce:

Design of lift positional table

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte zdvižný stůl u dopravní linky ve výrobě pro zdvih palety s dopravovaným materiálem.

Technické parametry:

- Rozměry palety 1200x800
- Výška nákladu i s paletou 1000mm
- Hmotnost nákladu 750kg
- Zdvih pozičního stolu 1000mm
- Časová sekvence mezi paletami 70s

Cíle bakalářské práce:

Proveďte:

Koncepci typu pohonu zvedání.

Funkční výpočet pohonu zdvihu.

Funkční výpočet pohonu podavače palet na stole.

Stanovení hlavních rozměrů zdvižného stolu.

Pevnostní kontrola nůžkového mechanismu zdvihu.

Nakreslete:

Sestavný výkres zdvižného stolu.

Podsestavu rámu stolu.

Další výkresy dle pokynů vedoucího práce.

Seznam odborné literatury:

KLIMEŠ, P.: Části a mechanismy strojů, Akademické nakladatelství CERM, 2003

LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, vyd. Albra, 2003, s. 865, ISBN:
80-86490-74-2

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

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

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

V Brně, dne 31.10.2013



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem zdvižného pozičního stolu pro břemena o hmotnosti 750 kg a zdvihu pozičního stolu 1000 mm. Na začátku práce je stručný rozbor problematiky zdvižných pozičních stolů a volba konstrukčního řešení. Dále je řešen pohon podavače palet na stole pomocí válečkové trati. Volí se rozměry nůžkového mechanismu a jeho zatížení. Následuje pevnostní kontrola a návrh pohonu zdvihu. Součástí práce je i výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

nůžkový mechanismus, válečková trať, pevnostní kontrola, lineární hydromotor

ABSTRACT

This bachelor's thesis describes the design of a lift positional table for loads of a weight 750 kg and stroke positional table 1000 mm. At the beginning of the work is a brief analysis of the problems of lift positional tables and choice of design solutions. In addition to addressing the drive tray pallet on the table using the roller track. It addresses the dimensions of the scissor mechanism, its load, stress control and design of the actuator stroke. The work also includes drawings.

KEYWORDS

scissor mechanism, roller track, stress control, linear hydraulic motor



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VAJMAR, J. *Návrh zdvižného pozičního stolu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 57 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 30. května 2014

.....

Jan Vajmar



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za poskytnutí cenných rad a podkladů. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu během celého studia.



OBSAH

Úvod.....	15
1 Cíle práce.....	16
2 Přehled zdvižných pozičních stolů.....	17
2.1 Typy konstrukcí zdvihu	17
2.1.1 Jednoduchý nůžkový mechanismus.....	17
2.1.2 Horizontální vícenásobný nůžkový mechanismus	17
2.1.3 Vertikální vícenásobný nůžkový mechanismus	18
2.2 Typy pohonu zdvižného stolu	18
2.2.1 Hydraulický pohon	18
2.2.2 Pohon tlačnými řetězy.....	19
2.2.3 Šroubový pohon.....	19
3 Zvolené konstrukční řešení.....	20
4 Poháněná válečková trať	21
4.1 Volba válečků	21
4.2 Výpočet válečkové trati.....	22
4.3 Volba pohonu válečkové trati.....	24
4.4 Kontrola rozběhu motoru	25
5 Výpočet sil ve vazbách.....	27
5.1 Zatěžující síly	27
5.2 Stůl v dolní poloze	27
5.2.1 Zatížení stolu	28
5.2.2 Zatížení mechanismu	30
5.3 Stůl v horní poloze.....	33
5.3.1 Zatížení stolu	33
5.3.2 Zatížení mechanismu	35
6 Výsledné vnitřní účinky (VVÚ).....	39
7 Pevnostní kontrola.....	42
7.1 Kontrola namáhání mechanismu na ohyb	42
7.2 Kontrola čepů	43
7.2.1 Čep ve vazbě E.....	43
7.2.2 Čepy ve vazbách A, B, C a D.....	45



8	Volba hydromotoru	47
9	Doba jednoho cyklu	50
	Závěr	51
	Seznam použitých zkratk a symbolů	54
	Seznam příloh	57



ÚVOD

Snaha zrychlit a zefektivnit výrobní a manipulační procesy vedla k vynálezu mnoha pomocných zařízení nahrazujících člověka z těchto procesů. Mezi tyto pomocná zařízení se řadí i zdvihací stoly. Zdvihací stoly umožňují přemísťovat břemena o větší hmotnosti, do větší výšky a s větší periodou než jaké by dosáhl člověk, který má velké omezení ve všech těchto parametrech.



1 CÍLE PRÁCE

Cílem této práce je návrh zdvižného pozičního stolu pro zdvih palety s materiálem, který je přepravován mezi jednotlivými sekcemi výrobní linky. Dále je nutné vytvořit požadovanou výkresovou dokumentaci.

Návrhem zdvižného pozičního stolu se rozumí:

- návrh koncepce podavače palet na stole
- funkční výpočet podavače palet na stole
- pevnostní výpočet nůžkového mechanismu
- návrh koncepce pohonu zdvihu
- funkční výpočet pohonu zdvihu
- stanovení hlavních rozměrů zdvižného pozičního stolu

Zadané parametry:

- rozměr palety 1200×800 mm
- výška nákladu i s paletou 1000 mm
- hmotnost nákladu 750 kg
- zdvih pozičního stolu 1000 mm
- časová sekvence mezi paletami 70 s



2 PŘEHLED ZDVIŽNÝCH POZIČNÍCH STOLŮ

Zdvižné poziční stoly se nechají dělit podle různých hledisek. Základní dělení je z hlediska typu konstrukce zdvihu a typu pohonu zdvižného stolu.

2.1 TYPY KONSTRUKCÍ ZDVIHU

Zdvih stolu je nejčastěji řešen pomocí nůžkového mechanismu, paralelogramu, mechanismu typu Y, pístového zvedáku nebo pomocí vodících sloupů.

V tomto zadání bakalářské práce je návrh nůžkového mechanismu, tudíž nadále bude rozebrán jen tento mechanismus.

2.1.1 JEDNODUCHÝ NŮŽKOVÝ MECHANISMUS

Tento typ nůžkového mechanismu je určen pro menší zdvihy stolu.



Obr. 1 Jednoduchý nůžkový mechanismus [16]

2.1.2 HORIZONTÁLNÍ VÍCENÁSOBNÝ NŮŽKOVÝ MECHANISMUS

Horizontální vícenásobný nůžkový mechanismus je složen z více jednoduchých nůžkových mechanismů řazených za sebou. Tento systém se používá u stolů pro zvedání břemen s velkými délkovými rozměry.



Obr. 2 Horizontální dvojitý nůžkový mechanismus [18]



2.1.3 VERTIKÁLNÍ VÍCENÁSOBNÝ NŮŽKOVÝ MECHANISMUS

Vertikální vícenásobný nůžkový mechanismus se skládá z několika jednoduchých nůžkových mechanismů umístěných nad sebou, čímž se dosáhne většího zdvihu stolu.



Obr. 3 Vertikální dvojitý nůžkový mechanismus [19]

2.2 TYPY POHONU ZDVIŽNÉHO STOLU

2.2.1 HYDRAULICKÝ POHON

Jeden z nejčastějších druhů pohonu využívající přímočarých hydromotorů k uvedení mechanismu do pohybu.



Obr. 4 Přímočarý hydromotor jako pohon nůžkového mechanismu [17]



2.2.2 POHON TLAČNÝMI ŘETĚZY

Oproti přímočarým hydromotorům mají tlačné řetězy větší rozsah zdvihu a menší nároky na údržbu. [12]



Obr. 5 Tlačný řetěz od firmy SERAPID [12]

2.2.3 ŠROUBOVÝ POHON

Základem tohoto pohonu je závitová tyč, jejímž otáčením dochází k pohybu nůžkového mechanismu. Často se tento pohon vyskytuje u ručních zdvižných stolů.

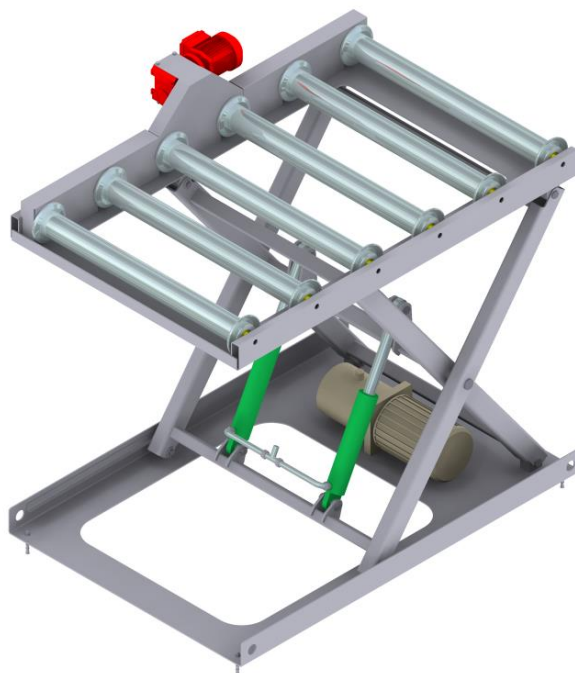


Obr. 6 Nůžkový šroubový zvedák pro motocykly [6]

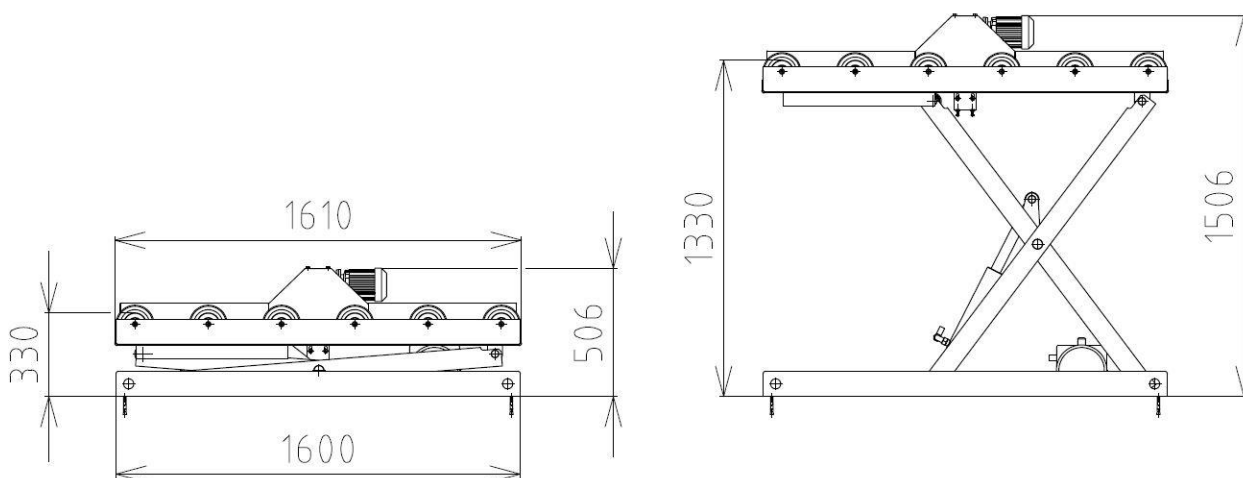


3 ZVOLENÉ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Pohon podavače palet na stole bude řešen pomocí poháněné válečkové trati s válečky od firmy Interroll a převodovým motorem od firmy SEW. Přenos krouticího momentu z motoru na válečky a mezi jednotlivými válečky bude pomocí řetězového převodu. Zdvih stolu bude zajišťovat jednoduchý nůžkový mechanismus poháněný přímočarými hydromotory.



Obr. 7 3D model navrhovaného zdvižného pozičního stolu



Obr. 8 Hlavní rozměry navrhovaného zdvižného pozičního stolu



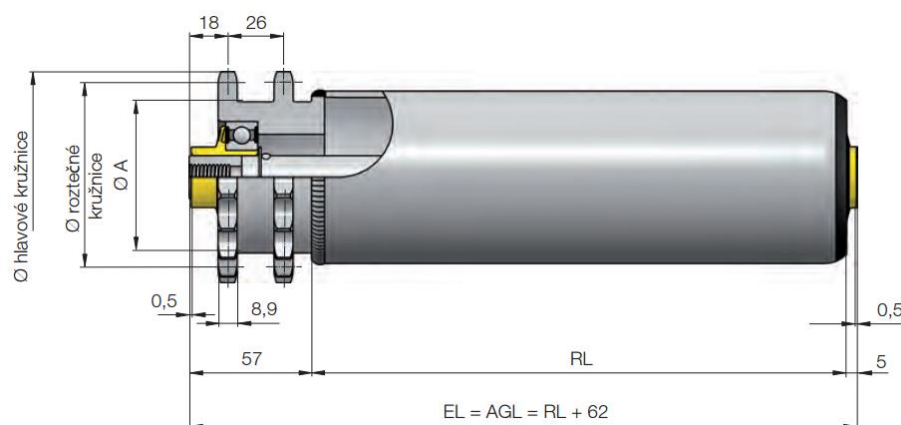
4 POHÁNĚNÁ VÁLEČKOVÁ TRATĚ

4.1 VOLBA VÁLEČKŮ

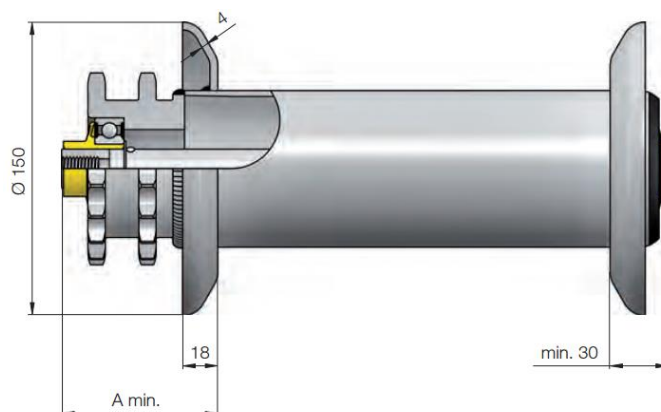
Pro pohon podavače palet jsou zvoleny dopravníkové válečky Interroll série 3950, které jsou určeny pro dopravu těžších břemen umístěných na paletách. Tyto válečky mají možnost umístění nákolků pro vedení palet.

Technické informace: [10]

- průměr válečku 89 mm
- montážní délka válečku (EL) 1000 mm
- tloušťka stěny válečku 3 mm
- maximální zatížení válečku 5000 N
- maximální dopravní rychlost $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
- počet zubů řetězového kola 18
- průměr hlavové kružnice řetězového kola 98 mm
- průměr roztečné kružnice řetězového kola 91,42 mm
- průměr A 70 mm
- rozměr A_{\min} 80 mm
- další rozměry jsou znázorněny na obr. 8 a obr. 9



Obr. 9 Váleček interroll série 3950 [10]



Obr. 10 Nákolky pro vedení palety [10]



4.2 VÝPOČET VÁLEČKOVÉ TRATI

Parametry trati:

dopravní rychlost	$v = 0,2 \text{ m.s}^{-1}$
počet předmětů	$n = 1$
hmotnost jednoho předmětu (i s paletou)	$m_p = 772 \text{ kg}$
průměr válečku	$D_v = 0,089 \text{ m}$
hmotnost rotujících částí válečku	$m_v = 8,7 \text{ kg}$
průměr čepu v ložiskách	$d_L = 0,02 \text{ m}$
součinitel valivého tření	$e = 0,0012 \text{ m}$
součinitel čepového tření (ekvivalent pro kuličková ložiska)	$f = 0,05$
účinnost řetězového převodu	$\eta = 0,9$
počet válečků pod předmětem	$k_1 = 4$
počet poháněných válečků pod předmětem	$k_p = 4$
součinitel smykového tření mezi předmětem a válečky	$\mu = 0,05$
sklon trati	$\beta = 0^\circ$
tloušťka pláště válečku	$s = 0,003 \text{ m}$
celkový počet válečků	$Z_c = 6$
celkový počet poháněných válečků	$Z_p = 6$

Výpočet: [13]

Hmotnost předmětu připadající na jeden váleček

$$q = \frac{m_p}{k_1} = \frac{772}{4} = 193 \text{ kg} \quad (4.1)$$

kde:

m_p ... hmotnost jednoho předmětu [kg]

k_1 ... počet válečků pod předmětem [-]

Odpory na jednom válečku

1. složka vlastní tíhy předmětu

$$W_1 = \pm q \cdot g \cdot \sin \beta = 0 \text{ N} \rightarrow \text{pouze u tratí se sklonem} \quad (4.2)$$

kde:

q ... hmotnost předmětu připadající na jeden váleček [kg]

g ... tíhové zrychlení [m.s^{-2}]

β ... sklon trati [$^\circ$]



2. odpor vlivem valivého a čepového tření

$$\begin{aligned}
 W_2 &= q \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \frac{e + f \cdot r}{R_v} + m_v \cdot g \cdot \frac{f \cdot r}{R_v} = \\
 &= 193 \cdot 9,81 \cdot \cos 0^\circ \cdot \frac{0,0012 + 0,05 \cdot 0,01}{0,0445} + 8,7 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,05 \cdot 0,01}{0,0445} = \\
 &= 73,288 \text{ N} \doteq 73 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{4.3}$$

kde:

e ... součinitel valivého tření [m] [5]

f ... součinitel čepového tření [-] [14]

r ... poloměr čepu v ložiskách [m]

R_v ... poloměr válečku [m]

m_v ... hmotnost rotujících částí válečku [kg]

3. odpor vlivem výrobních nepřesností a nepravidelností stykové plochy

$$W_3 = 0,005 \cdot q \cdot g \cdot \cos \beta = 0,005 \cdot 193 \cdot 9,81 \cdot \cos 0^\circ = 9,467 \text{ N} \doteq 10 \text{ N} \tag{4.4}$$

Síla přenášená na předmět smykovým třením

$$\begin{aligned}
 F_{ST} &= m_p \cdot g \cdot \frac{k_p}{k_1} \cdot \mu \cdot \cos \beta = 772 \cdot 9,81 \cdot \frac{4}{4} \cdot 0,05 \cdot \cos 0^\circ = \\
 &= 378,666 \text{ N} \doteq 379 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{4.5}$$

kde:

k_p ... počet poháněných válečků pod předmětem [-]

μ ... součinitel smykového tření mezi předmětem a válečky [-] [11]

Tato síla musí být větší nebo rovna než celkový odpor na jednom válečku.

$$F_{ST} \geq W_1 + W_2 + W_3$$

$$379 \geq 0 + 73 + 10 \Rightarrow \text{podmínka splněna} \tag{4.6}$$

Potřebný výkon pro rovnoměrný pohyb předmětu

$$\begin{aligned}
 P &= \left\{ n \cdot m_p \cdot g \cdot \left[\sin \beta + \cos \beta \cdot \left(\frac{e + f \cdot r}{R_v} + 0,005 \right) \right] + m_v \cdot g \cdot \frac{f \cdot r}{R_v} \cdot Z_c \right\} \cdot \frac{v}{\eta} \\
 &= \left\{ 1 \cdot 772 \cdot 9,81 \cdot \left[\sin 0^\circ + \cos 0^\circ \cdot \left(\frac{0,0012 + 0,05 \cdot 0,01}{0,0445} + 0,005 \right) \right] + 8,7 \cdot \right. \\
 &\quad \left. \cdot 9,81 \cdot \frac{0,05 \cdot 0,01}{0,0445} \cdot 6 \right\} \cdot \frac{0,2}{0,9} = 73,986 \text{ W} \doteq 74 \text{ W}
 \end{aligned} \tag{4.7}$$

kde:

n ... počet předmětů [-]

Z_c ... celkový počet válečků [-]



v ... dopravní rychlost [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

η ... účinnost řetězového převodu [-] [3]

Otáčky válečku

$$\omega_v = 2 \cdot \pi \cdot n_v = \frac{v}{R_v} \Rightarrow n_v = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot R_v} = \frac{0,2}{2 \cdot \pi \cdot 0,0445} = 0,715 \text{ s}^{-1} \quad (4.8)$$

$$\rightarrow n = 42,918 \text{ min}^{-1} \doteq 43 \text{ min}^{-1}$$

kde:

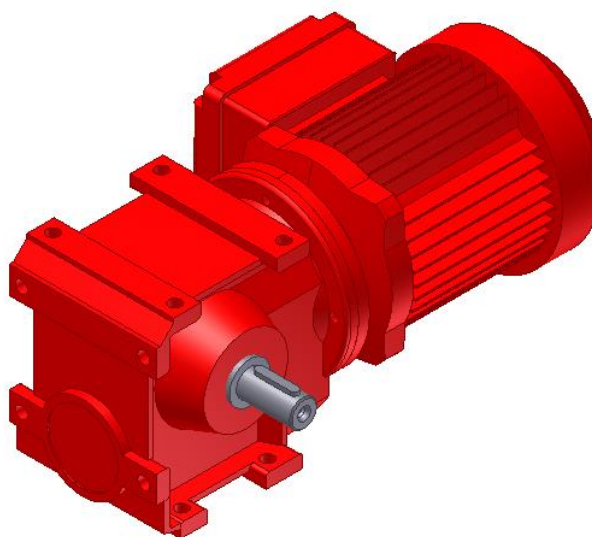
ω_v ... úhlová rychlost válečku [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$]

4.3 VOLBA POHONU VÁLEČKOVÉ TRATI

K pohonu válečkové trati je použit převodový motor SEW S37DR63M4 zvolený tak, aby co nejvíce odpovídal požadovanému výkonu a otáčkám válečkové trati. Motor je doplněn o řetězové kolo HABERKORN s upínacím pouzdem Taper Lock. Řetězové kolo má stejné rozměry jako řetězová kola na válečcích.

Parametry převodového motoru: [15], [16]

- výkon motoru $P_m = 180 \text{ W}$
- otáčky motoru $n_m = 1320 \text{ min}^{-1}$
- $M_z/M_n = 1,8$
- výstupní otáčky $n_a = 43 \text{ min}^{-1}$
- výstupní krouticí moment $M_a = 32 \text{ Nm}$
- převodový poměr $i = 30,68$



Obr. 11 Převodový motor SEW S37DR63M4



Obr. 12 Řetězové kolo HABERKORN se systémem upínání Taper Lock [7]

4.4 KONTROLA ROZBĚHU MOTORU

Výpočet: [13]

Doba rozběhu předmětu

$$t_r = \frac{v}{\frac{k_p}{k_1} \cdot g \cdot \left[\cos \beta \cdot \left(\mu - \frac{2 \cdot e}{D} \right) - \frac{k_1}{k_p} \cdot \sin \beta \right]} =$$

$$= \frac{0,2}{\frac{4}{4} \cdot 9,81 \cdot \left[\cos 0^\circ \cdot \left(0,05 - \frac{2 \cdot 0,0012}{0,089} \right) - \frac{4}{4} \cdot \sin 0^\circ \right]} = 0,885 \text{ s} \quad (4.9)$$

Rozběhový moment redukováný na hřídel motoru

$$M_{roz} = M_t + M_{zp} + M_{zv} + M_o \quad (4.10)$$

Moment třecí

$$M_t = n \cdot k_p \cdot q \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \mu \cdot \frac{R_v}{i \cdot \eta} =$$

$$= 1 \cdot 4 \cdot 193 \cdot 9,81 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,05 \cdot \frac{0,0445}{30,68 \cdot 0,9} = 0,610 \text{ Nm} \quad (4.11)$$

kde:

i ... převodový poměr [-]

Moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot

$$M_{zp} = n \cdot m_p \cdot \frac{v \cdot R_v}{t_r \cdot i \cdot \eta} = 1 \cdot 772 \cdot \frac{0,2 \cdot 0,0445}{0,885 \cdot 30,68 \cdot 0,9} = 0,281 \text{ Nm} \quad (4.12)$$



kde:

t_r ... doba rozběhu předmětu [s]

Moment zrychlujících sil rotujících hmot

Setrvačný moment jednoho válečku

$$J = m_v \cdot R_s^2 = 8,7 \cdot 0,043^2 = 0,016 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (4.13)$$

kde:

R_s ... střední poloměr válečku [m]

Úhlové zrychlení válečku

$$\varepsilon_v = \frac{\omega_v}{t_r} = \frac{2 \cdot v}{t_r \cdot D} = \frac{2 \cdot 0,2}{0,885 \cdot 0,089} = 5,078 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (4.14)$$

$$M_{zv} = Z_p \cdot J \cdot \varepsilon_v \cdot \frac{1}{i \cdot \eta} = 6 \cdot 0,016 \cdot 5,078 \cdot \frac{1}{30,68 \cdot 0,9} = 0,018 \text{ Nm} \quad (4.15)$$

kde:

Z_p ... celkový počet poháněných válečků [-]

Moment od stálých odporů

$$M_o = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_m} = \frac{60 \cdot 73,986}{2 \cdot \pi \cdot 1\,320} = 0,535 \text{ Nm} \quad (4.16)$$

kde:

P ... potřebný výkon pro rovnoměrný pohyb předmětu [W]

n_m ... otáčky motoru [min^{-1}]

Moment na hřídeli motoru při rozběhu

$$M_m = \frac{M_z}{M_n} \cdot \frac{P_m \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_m} = 1,8 \cdot \frac{180 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1\,320} = 2,344 \text{ Nm} \quad (4.17)$$

kde:

P_m ... výkon motoru [W]

Kontrola rozběhu

$$\begin{aligned} M_{roz} &= M_t + M_{zp} + M_{zv} + M_o = 0,610 + 0,281 + 0,018 + 0,535 = \\ &= 1,444 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (4.10)$$

$$M_m > M_{roz}$$

$$2,344 > 1,444 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.18)$$



5 VÝPOČET SIL VE VAZBÁCH

5.1 ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY

Na nůžkový mechanismus působí síla od hmotnosti břemene a síla od hmotnosti stolu působící v jeho těžišti. Výpočet je řešen jako 2D úloha, tudíž se tyto síly vydělí dvěma.

Síla od hmotnosti břemene:

$$F = \frac{m_p \cdot g}{2} = \frac{772 \cdot 9,81}{2} = 3\,786,66 \text{ N} \doteq 3\,787 \text{ N} \quad (5.1)$$

Síla od hmotnosti stolu:

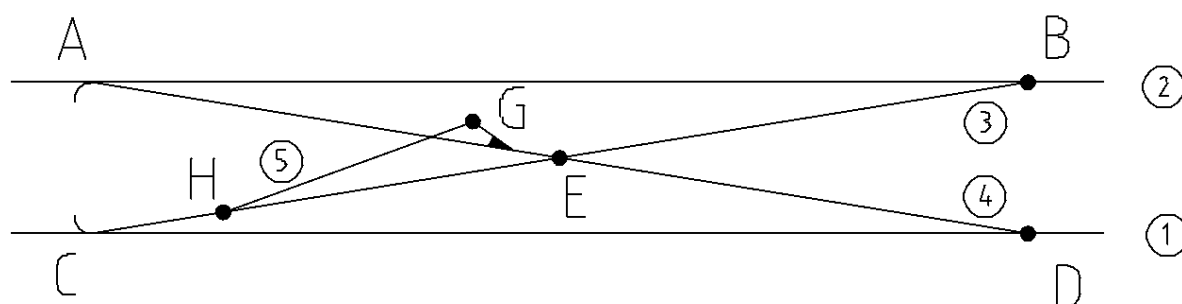
$$F_s = \frac{m_s \cdot g}{2} = \frac{137 \cdot 9,81}{2} = 671,985 \text{ N} \doteq 672 \text{ N} \quad (5.2)$$

kde:

m_s ... hmotnost stolu [kg]

5.2 STŮL V DOLNÍ POLOZE

Rotační vazby v bodech A a C jsou nahrazeny obecnými vazbami, čímž dojde k zjednodušení výpočtu při zachování správnosti výsledků.



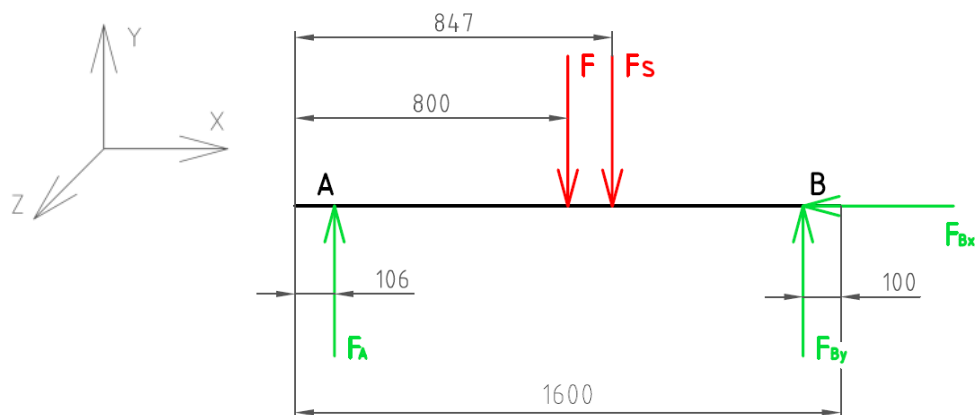
Obr. 13 Schéma zdvižného stolu v dolní poloze



5.2.1 ZATÍŽENÍ STOLU

Různé pozice břemena na stole vyvolávají různé zatížení mechanismu. Při dalších výpočtech je potřeba uvažovat nejhorší zatížení mechanismu.

a) Břemeno uprostřed stolu



Obr. 14 Schéma zatížení stolu

Výpočet sil ve vazbách:

$$\sum F_x = 0 : F_{Bx} = 0 \text{ N} \quad (5.3)$$

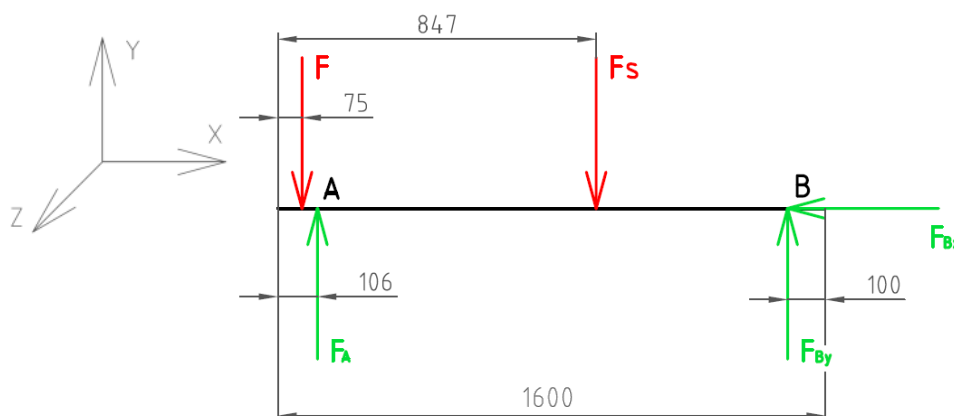
$$\sum F_y = 0 : F_A - F - F_S + F_{By} = 0 \quad (5.4)$$

$$\sum M_{ZB} = 0 : -F_A \cdot 1,394 + F \cdot 0,7 + F_S \cdot 0,653 = 0 \quad (5.5)$$

$$\Rightarrow F_A = \frac{F \cdot 0,7 + F_S \cdot 0,653}{1,394} = \frac{3\,787 \cdot 0,7 + 672 \cdot 0,653}{1,394} = 2\,216,439 \text{ N} \doteq 2\,217 \text{ N}$$

$$\Rightarrow F_{By} = F + F_S - F_A = 3\,787 + 672 - 2\,216,439 = 2\,242,561 \text{ N} \doteq 2\,243 \text{ N}$$

b) Břemeno na levém okraji stolu



Obr. 15 Schéma zatížení stolu



Výpočet sil ve vazbách:

$$\sum F_x = 0 : F_{Bx} = 0 \text{ N} \quad (5.6)$$

$$\sum F_y = 0 : F_A - F - F_S + F_{By} = 0 \quad (5.7)$$

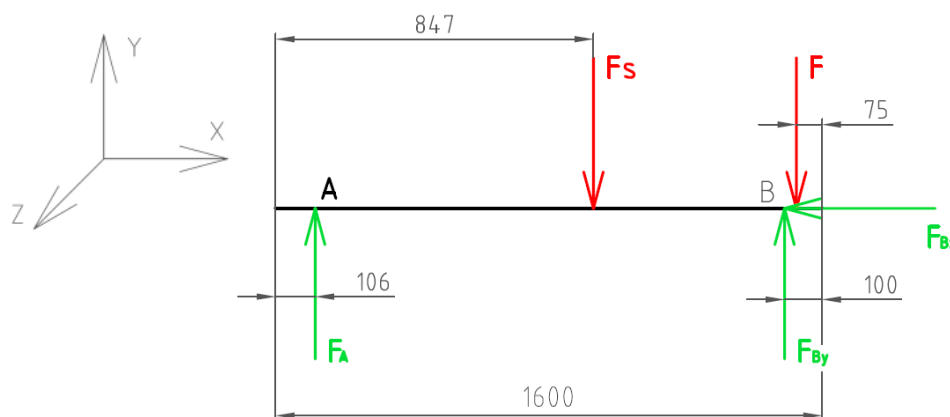
$$\sum M_{ZB} = 0 : -F_A \cdot 1,394 + F \cdot 1,425 + F_S \cdot 0,653 = 0 \quad (5.8)$$

$$\Rightarrow F_A = \frac{F \cdot 1,425 + F_S \cdot 0,653}{1,394} = \frac{3\,787 \cdot 1,425 + 672 \cdot 0,653}{1,394} =$$

$$= 4\,186,005 \text{ N} \doteq 4\,186 \text{ N}$$

$$\Rightarrow F_{By} = F + F_S - F_A = 3\,787 + 672 - 4\,186,005 = 272,995 \text{ N} \doteq 273 \text{ N}$$

c) Břemeno na pravém okraji stolu



Obr. 16 Schéma zatížení stolu

Výpočet sil ve vazbách:

$$\sum F_x = 0 : F_{Bx} = 0 \text{ N} \quad (5.9)$$

$$\sum F_y = 0 : F_A - F - F_S + F_{By} = 0 \quad (5.10)$$

$$\sum M_{ZB} = 0 : -F_A \cdot 1,394 - F \cdot 0,025 + F_S \cdot 0,653 = 0 \quad (5.11)$$

$$\Rightarrow F_A = \frac{-F \cdot 0,025 + F_S \cdot 0,653}{1,394} = \frac{-3\,787 \cdot 0,025 + 672 \cdot 0,653}{1,394} =$$

$$= 246,873 \text{ N} \doteq 247 \text{ N}$$

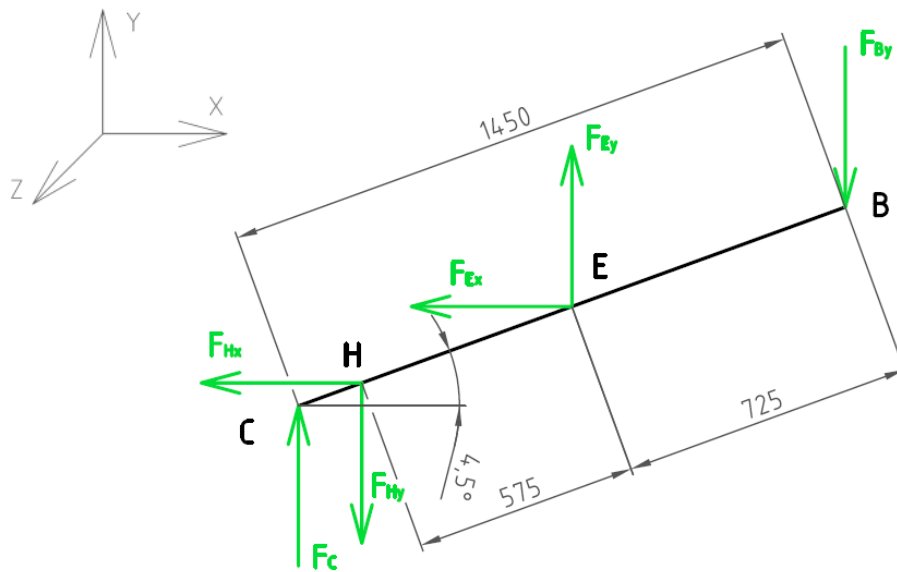
$$\Rightarrow F_{By} = F + F_S - F_A = 3\,787 + 672 - 246,873 = 4\,212,127 \text{ N} \doteq 4\,212 \text{ N}$$

Nejhorší zatížení mechanismu je v případě břemena umístěného na pravém okraji stolu.



5.2.2 ZATÍŽENÍ MECHANISMU

Těleso 3



Obr. 17 Schéma zatížení tělesa 3

Výpočet sil ve vazbách:

$$\sum F_x = 0 : -F_{Ex} - F_{Hx} = 0 \quad (5.12)$$

$$\sum F_y = 0 : F_C - F_{Hy} + F_{Ey} - F_{By} = 0 \quad (5.13)$$

$$\sum M_{ZE} = 0 : \quad (5.14)$$

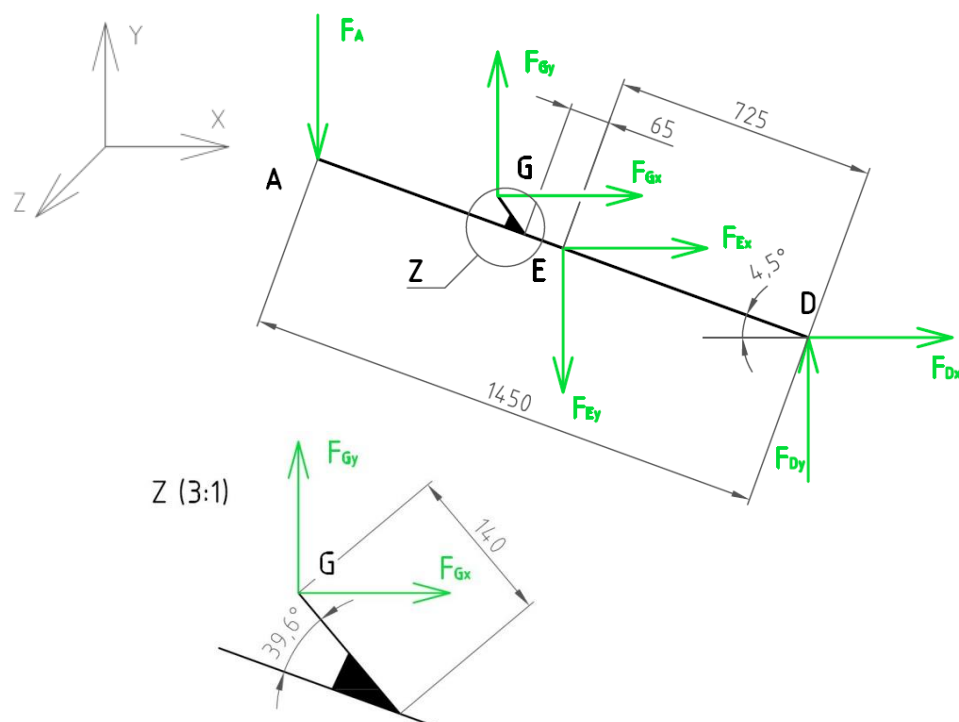
$$-F_C \cdot \cos 4,5^\circ \cdot 0,725 - F_{Hx} \cdot \sin 4,5^\circ \cdot 0,575 + F_{Hy} \cdot \cos 4,5^\circ \cdot 0,575 - F_{By} \cdot \cos 4,5^\circ \cdot 0,725 = 0$$

$$\Rightarrow F_C - F_{Hy} + F_{Ey} = 4\,212,127$$

$$\Rightarrow -F_C \cdot 0,723 - F_{Hx} \cdot 0,045 + F_{Hy} \cdot 0,573 = 3\,044,378$$



Těleso 4



Obr. 18 Schéma zatížení tělesa 4

Výpočet sil ve vazbách:

$$\sum F_x = 0 : F_{Gx} + F_{Ex} + F_{Dx} = 0 \quad (5.15)$$

$$\sum F_y = 0 : -F_A + F_{Gy} - F_{Ey} + F_{Dy} = 0 \quad (5.16)$$

$$\sum M_{ZD} = 0 :$$

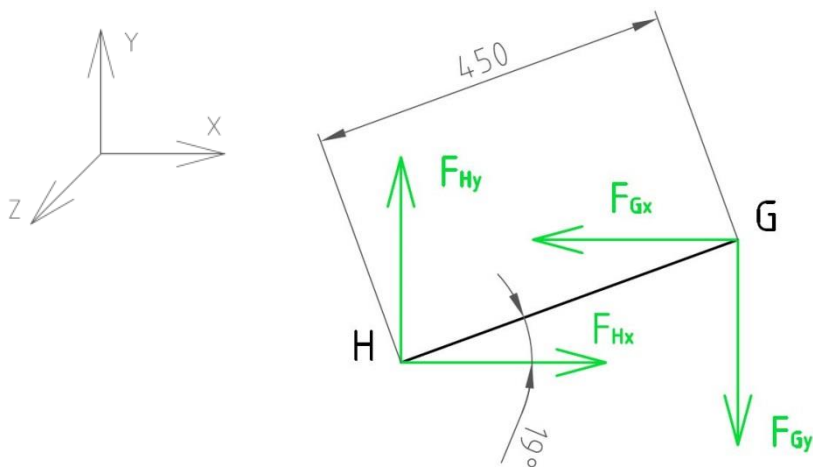
$$F_A \cdot \cos 4,5^\circ \cdot 1,45 - F_{Gy} \cdot \cos 4,5^\circ \cdot 0,890 - F_{Gx} \cdot \sin 4,5^\circ \cdot 2,028 - F_{Ex} \cdot \sin 4,5^\circ \cdot 0,725 + F_{Ey} \cdot \cos 4,5^\circ \cdot 0,725 = 0 \quad (5.17)$$

$$\Rightarrow F_{Gy} - F_{Ey} + F_{Dy} = 246,873$$

$$\Rightarrow -F_{Gy} \cdot 0,887 - F_{Gx} \cdot 0,159 - F_{Ex} \cdot 0,057 + F_{Ey} \cdot 0,723 = -356,862$$



Těleso 5



Obr. 19 Schéma zatížení tělesa 5

Výpočet sil ve vazbách:

$$\sum F_x = 0 : F_{Hx} - F_{Gx} = 0 \tag{5.18}$$

$$\sum F_y = 0 : F_{Hy} - F_{Gy} = 0 \tag{5.19}$$

$$\sum M_{ZH} = 0 : F_{Gx} \cdot \sin 19^\circ \cdot 0,45 - F_{Gy} \cdot \cos 19^\circ \cdot 0,45 = 0 \tag{5.20}$$

$$\Rightarrow F_{Gx} \cdot 0,147 - F_{Gy} \cdot 0,425 = 0$$

Pro zjištění velikosti sil ve vazbách mechanismu je potřeba vyřešit 9 rovnic o 9 neznámých. K tomuto účelu je vhodné použít výpočetní software. V tomto případě byl použit software Microsoft Excel 2010. Výpočet byl proveden pomocí matic podle následujícího postupu:

1. zapsání rovnic do podoby matic

$$\begin{bmatrix} -F_{Ex} & -F_{Hx} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & F_{Ey} & -F_{Hy} & F_C & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -0,045 \cdot F_{Hx} & 0 & 0,573 \cdot F_{Hy} & -0,723 \cdot F_C & 0 & 0 & 0 & 0 \\ F_{Ex} & 0 & 0 & 0 & 0 & F_{Gx} & F_{Dx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -F_{Ey} & 0 & 0 & 0 & 0 & F_{Gy} & F_{Dy} \\ -0,057 \cdot F_{Ex} & 0 & 0,723 \cdot F_{Ey} & 0 & 0 & -0,159 \cdot F_{Gx} & 0 & -0,887 \cdot F_{Gy} & 0 \\ 0 & F_{Hx} & 0 & 0 & 0 & -F_{Gx} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & F_{Hy} & 0 & 0 & 0 & -F_{Gy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,147 \cdot F_{Gx} & 0 & -0,425 \cdot F_{Gy} & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 4212,127 \\ 3044,378 \\ 0 \\ 246,873 \\ -356,862 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

2. vytvoření inverzní matice od matice 9x9

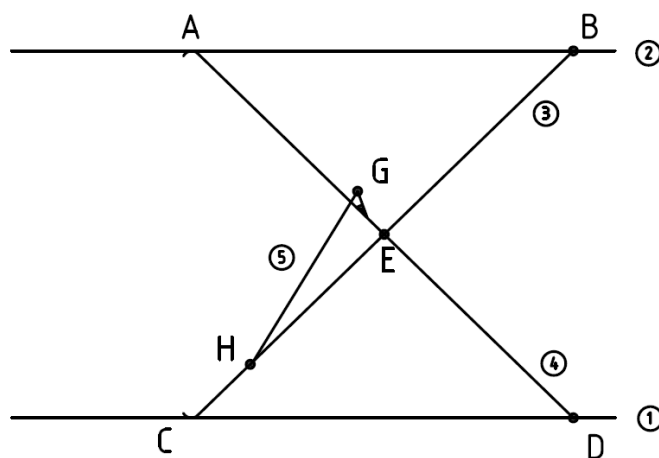


3. vynásobení inverzní matice s maticí 9x1 => řešení soustavy rovnic

síla	hodnota	síla	hodnota
F_C	246,873 N \doteq 0,247k N	F_{Gx}	20 667,816 N \doteq 20,668 kN
F_{Dx}	0 N	F_{Gy}	7 148,633 N \doteq 7,149 kN
F_{Dy}	4 290,623 N \doteq 4,291 kN	F_{Hx}	20 667,816 N \doteq 20,668 kN
F_{Ex}	-20 667,816 N \doteq -20,668 kN	F_{Hy}	7 148,633 N \doteq 7,149 kN
F_{Ey}	11 192,382 N \doteq 11,192 kN		

5.3 STŮL V HORNÍ POLOZE

Rotační vazby v bodech A a C jsou opět nahrazeny obecnými vazbami pro zjednodušení výpočtu.

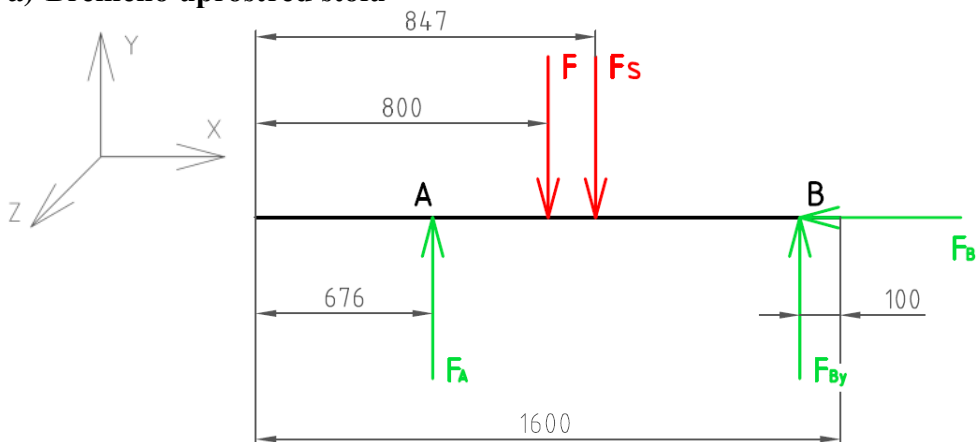


Obr. 20 Schéma zdvižného stolu v horní poloze

5.3.1 ZATÍŽENÍ STOLU

Stejně jako v předchozím případě je potřeba opět zjistit jaké zatížení mechanismu vyvolává různá pozice břemena na stole. Jsou vypsány pouze výsledné síly ve vazbách, jelikož výpočet je stejný jako v předchozím případě.

a) Břemeno uprostřed stolu



Obr. 21 Schéma zatížení stolu



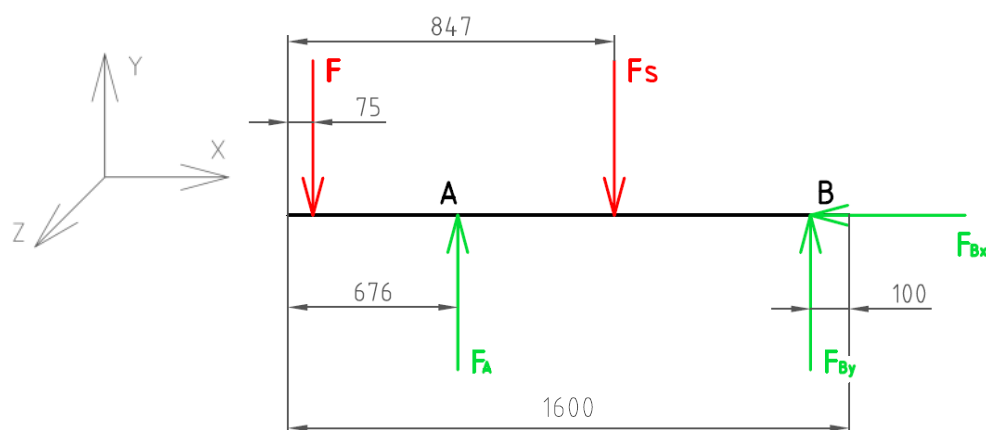
Síly ve vazbách:

$$F_A = 3\,749,655\text{ N} \doteq 3\,750\text{ N}$$

$$F_{Bx} = 0\text{ N}$$

$$F_{By} = 709,345\text{ N} \doteq 709\text{ N}$$

b) Břemeno na levém okraji stolu



Obr. 22 Schéma zatížení stolu

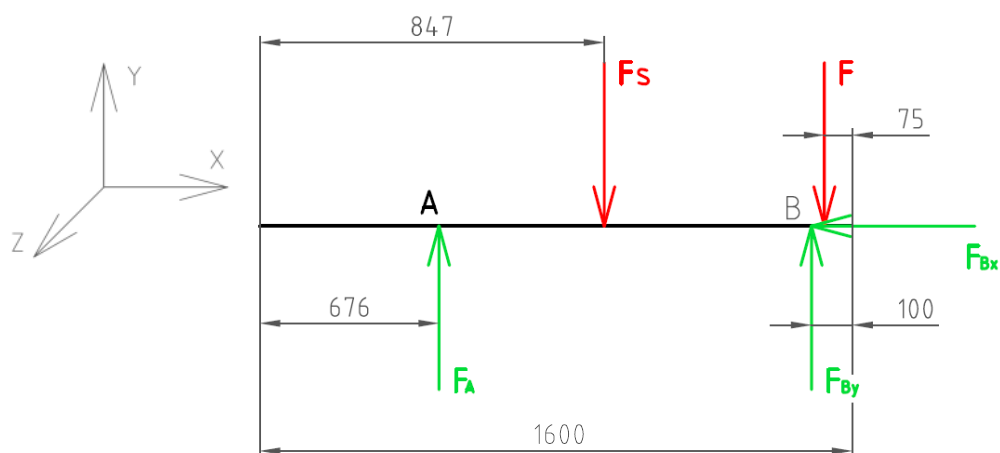
Síly ve vazbách:

$$F_A = 7\,081,664\text{ N} \doteq 7\,082\text{ N}$$

$$F_{Bx} = 0\text{ N}$$

$$F_{By} = -2\,622,664\text{ N} \doteq -2\,623\text{ N}$$

c) Břemeno na pravém okraji stolu



Obr. 23 Schéma zatížení stolu



Síly ve vazbách:

$$F_A = 557,103 \text{ N} \doteq 557 \text{ N}$$

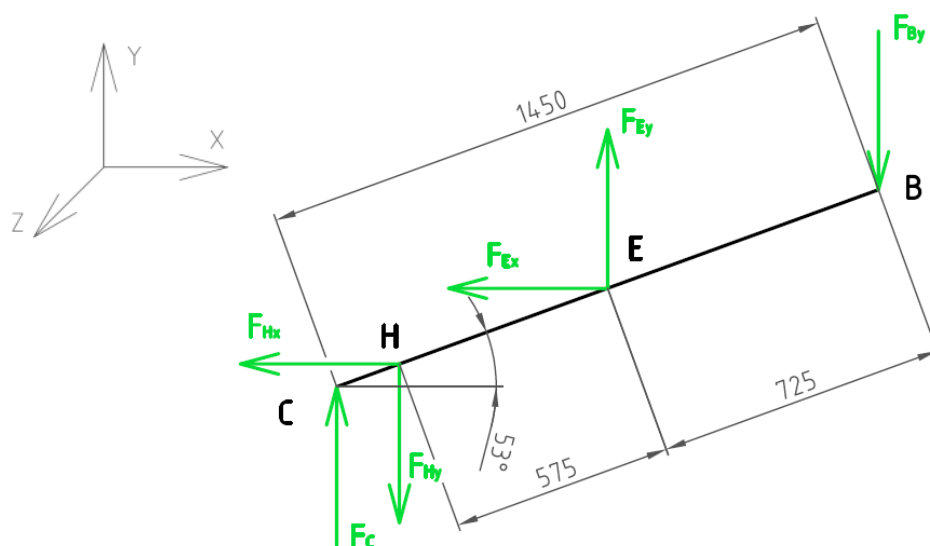
$$F_{Bx} = 0 \text{ N}$$

$$F_{By} = 3\,901,897 \text{ N} \doteq 3\,902 \text{ N}$$

Nejhorší zatížení mechanismu je v případě břemena umístěného na levém okraji stolu.

5.3.2 ZATÍŽENÍ MECHANISMU

Těleso 3



Obr. 24 Schéma zatížení tělesa 3

Výpočet sil ve vazbách:

$$\sum F_x = 0 : -F_{Ex} - F_{Hx} = 0 \quad (5.21)$$

$$\sum F_y = 0 : F_C - F_{Hy} + F_{Ey} - F_{By} = 0 \quad (5.22)$$

$$\sum M_{ZE} = 0 : \quad (5.23)$$

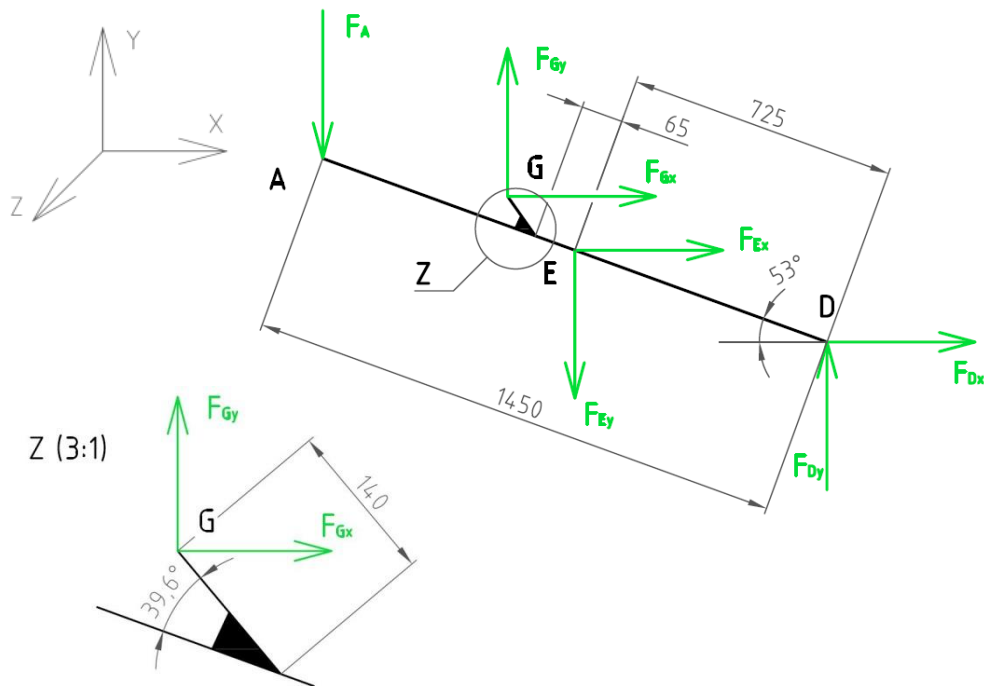
$$-F_C \cdot \cos 53^\circ \cdot 0,725 - F_{Hx} \cdot \sin 53^\circ \cdot 0,575 + F_{Hy} \cdot \cos 53^\circ \cdot 0,575 - F_{By} \cdot \cos 53^\circ \cdot 0,725 = 0$$

$$\Rightarrow F_C - F_{Hy} + F_{Ey} = -2\,622,664$$

$$\Rightarrow -F_C \cdot 0,436 - F_{Hx} \cdot 0,459 + F_{Hy} \cdot 0,346 = -1\,144,310$$



Těleso 4



Obr. 25 Schéma zatížení tělesa 4

Výpočet sil ve vazbách:

$$\sum F_x = 0 : F_{Gx} + F_{Ex} + F_{Dx} = 0 \quad (5.24)$$

$$\sum F_y = 0 : -F_A + F_{Gy} - F_{Ey} + F_{Dy} = 0 \quad (5.25)$$

$$\sum M_{ZD} = 0 :$$

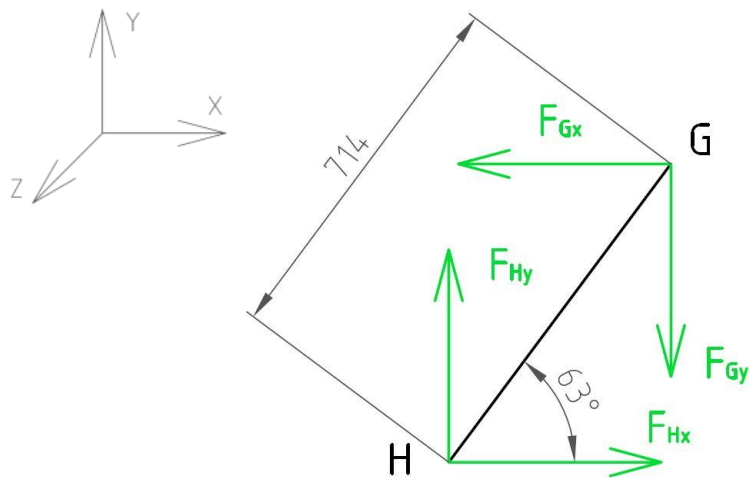
$$F_A \cdot \cos 53^\circ \cdot 1,45 - F_{Gy} \cdot \cos 53^\circ \cdot 0,779 - F_{Gx} \cdot \sin 53^\circ \cdot 0,965 - F_{Ex} \cdot \sin 53^\circ \cdot 0,725 + F_{Ey} \cdot \cos 53^\circ \cdot 0,725 = 0 \quad (5.26)$$

$$\Rightarrow F_{Gy} - F_{Ey} + F_{Dy} = 7081,664$$

$$\Rightarrow -F_{Gy} \cdot 0,469 - F_{Gx} \cdot 0,771 - F_{Ex} \cdot 0,579 + F_{Ey} \cdot 0,436 = -6\,179,685$$



Těleso 5



Obr. 26 Schéma zatížení tělesa 5

Výpočet sil ve vazbách:

$$\sum F_x = 0 : F_{Hx} - F_{Gx} = 0 \tag{5.27}$$

$$\sum F_y = 0 : F_{Hy} - F_{Gy} = 0 \tag{5.28}$$

$$\sum M_{ZH} = 0 : F_{Gx} \cdot \sin 63^\circ \cdot 0,714 - F_{Gy} \cdot \cos 63^\circ \cdot 0,714 = 0 \tag{5.29}$$

$$\Rightarrow F_{Gx} \cdot 0,636 - F_{Gy} \cdot 0,324 = 0$$

Výpočet sil ve vazbách je opět řešen pomocí matic podle stejného postupu:

1. zapsání rovnic do podoby matic

$$\begin{bmatrix} -F_{Ex} & -F_{Hx} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & F_{Ey} & -F_{Hy} & F_C & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -0,459 \cdot F_{Hx} & 0 & 0,346 \cdot F_{Hy} & -0,436 \cdot F_C & 0 & 0 & 0 & 0 \\ F_{Ex} & 0 & 0 & 0 & 0 & F_{Gx} & F_{Dx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -F_{Ey} & 0 & 0 & 0 & 0 & F_{Gy} & F_{Dy} \\ -0,579 \cdot F_{Ex} & 0 & 0,436 \cdot F_{Ey} & 0 & 0 & -0,771 \cdot F_{Gx} & 0 & -0,469 \cdot F_{Gy} & 0 \\ 0 & F_{Hx} & 0 & 0 & 0 & -F_{Gx} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & F_{Hy} & 0 & 0 & 0 & -F_{Gy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,636 \cdot F_{Gx} & 0 & -0,324 \cdot F_{Gy} & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -2622,664 \\ -1144,31 \\ 0 \\ 7081,664 \\ -6179,685 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

2. vytvoření inverzní matice od matice 9x9



3. vynásobení inverzní matice s maticí $9 \times 1 \Rightarrow$ řešení soustavy rovnic

síla	hodnota	síla	hodnota
F_C	$6\,745,330\text{ N} \doteq 6,745\text{ kN}$	F_{G_x}	$6\,649,273\text{ N} \doteq 6,649\text{ kN}$
F_{D_x}	0 N	F_{G_y}	$16\,017,266\text{ N} \doteq 16,017\text{ kN}$
F_{D_y}	$-2\,286,330\text{ N} \doteq -2,286\text{ kN}$	F_{H_x}	$8\,159,840\text{ N} \doteq 8,160\text{ kN}$
F_{E_x}	$-8\,159,740\text{ N} \doteq -8,160\text{ kN}$	F_{H_y}	$16\,017,266\text{ N} \doteq 16,017\text{ kN}$
F_{E_y}	$4\,188,844\text{ N} \doteq 4,189\text{ kN}$		

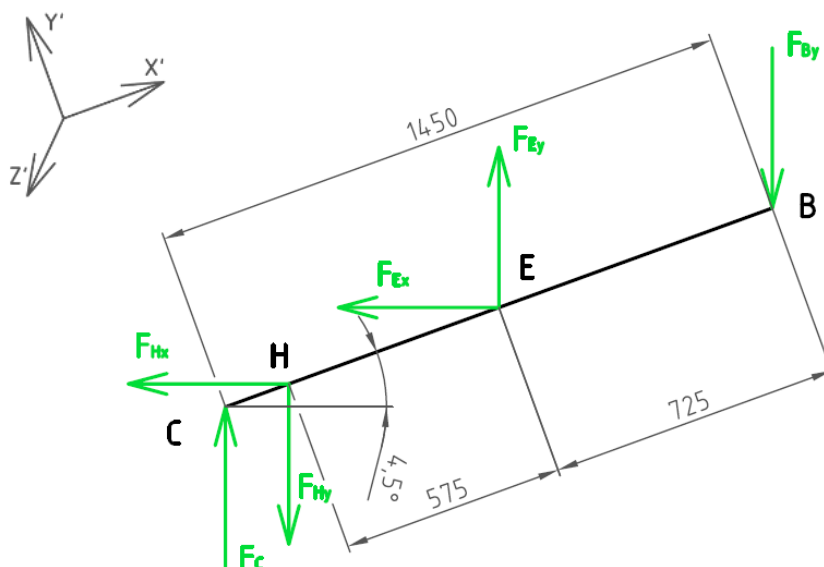


6 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY (VVÚ)

Po zjištění sil ve vazbách je možné určit VVÚ v tělesech mechanismu. Nejprve je nutné převést síly ve vazbách do souřadného systému rovnoběžného (kolmého) k danému tělesu mechanismu (viz. Příklad převedení). Po tomto převedení je již možné určit VVÚ.

Příklad převedení

Síla F_c působící na těleso 3 v dolní poloze stolu je převedena do nového souřadného systému následujícím způsobem:



Obr. 27 Schéma zatížení tělesa 3 v dolní poloze stolu s novým souřadným systémem

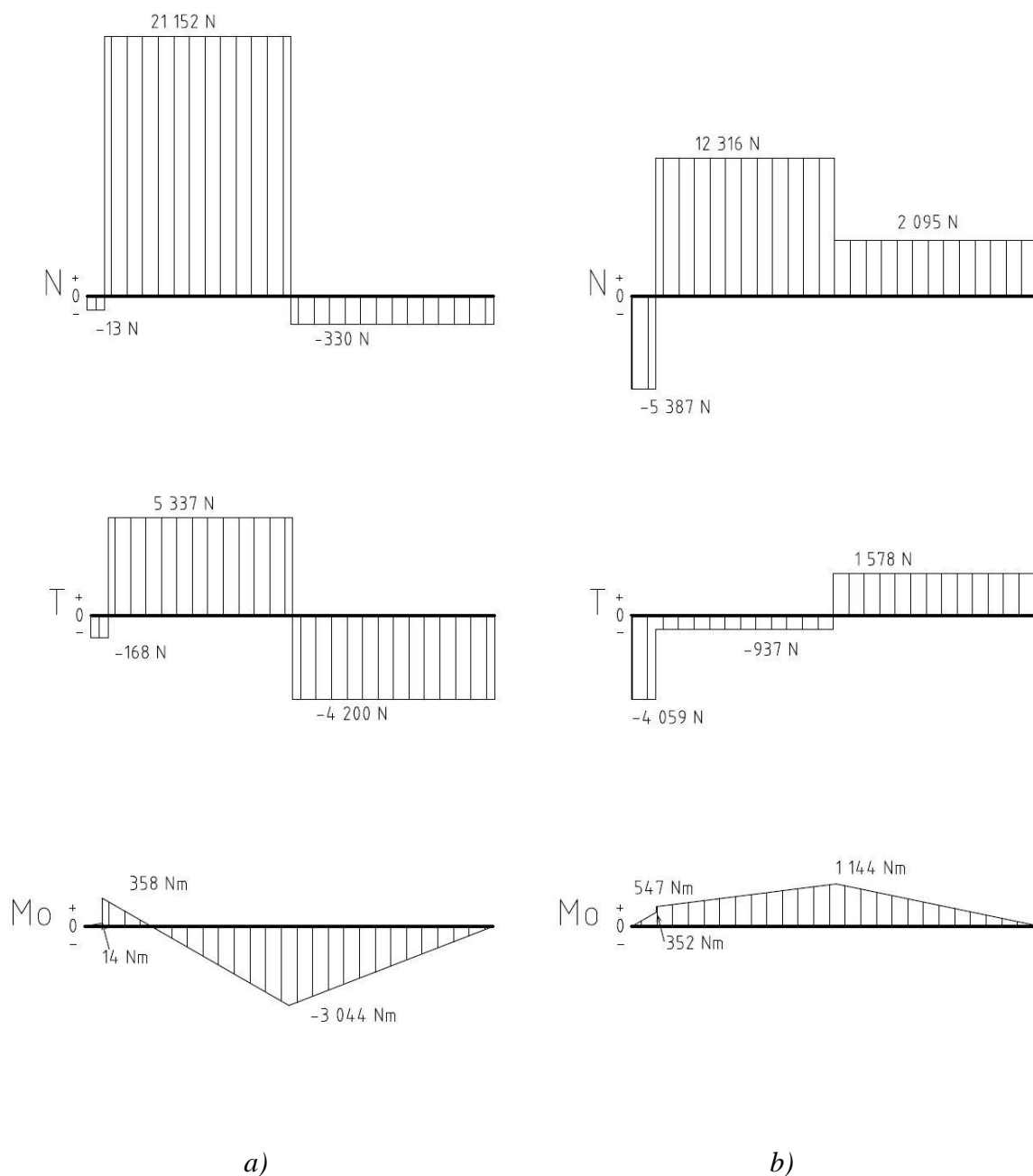
$$F'_{Cx} = F_c \cdot \sin 4,5^\circ = 168,377 \cdot \sin 4,5^\circ = 13,211 \text{ N} \quad (6.1)$$

$$F'_{Cy} = F_c \cdot \cos 4,5^\circ = 168,377 \cdot \cos 4,5^\circ = 167,858 \text{ N} \quad (6.2)$$

Stejným způsobem jsou převedeny všechny síly na každém tělese mechanismu v dolní i horní poloze stolu.



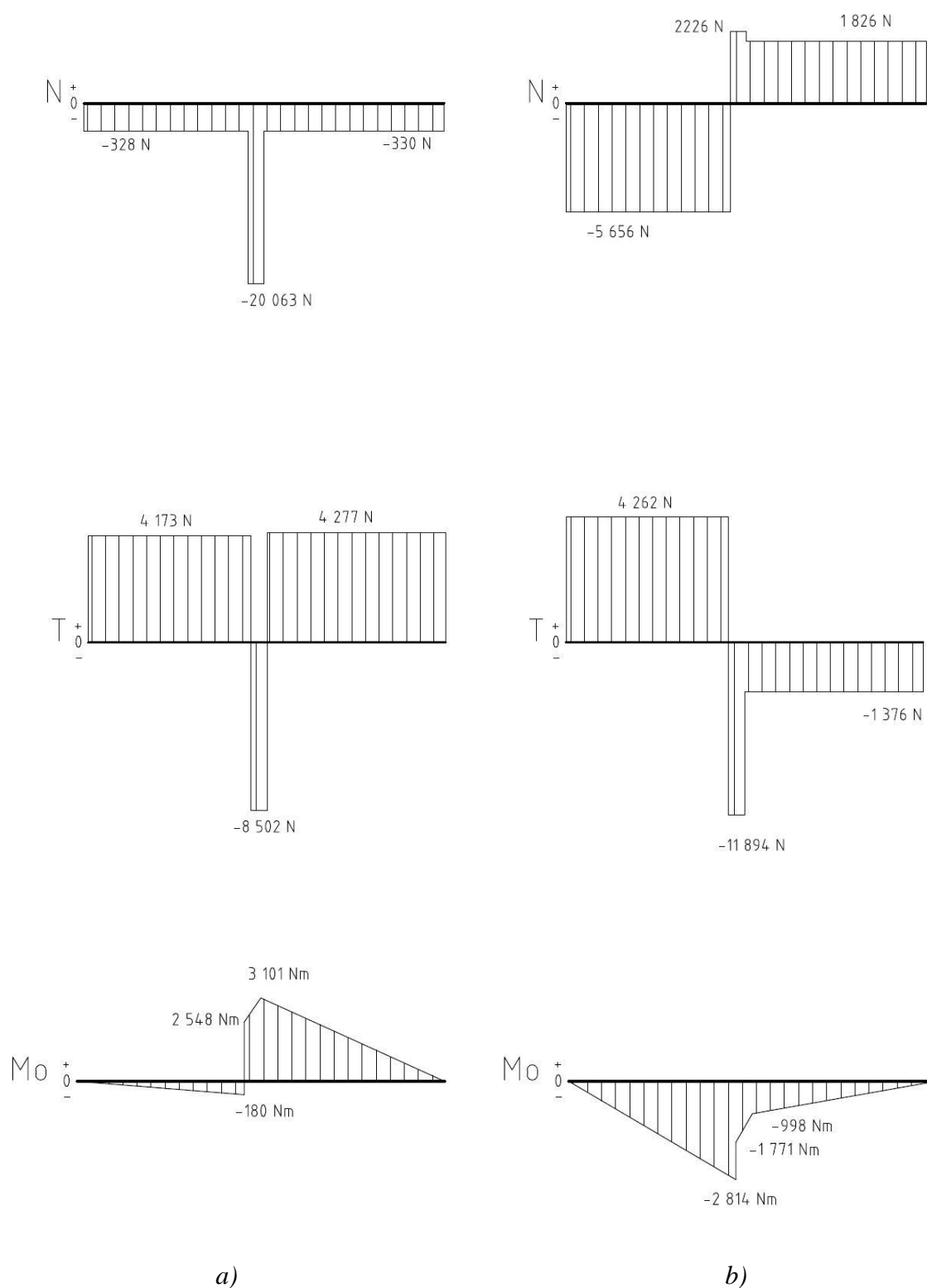
VVÚ tělesa 3



Obr. 28 VVÚ tělesa 3 v: a) dolní poloze stolu, b) horní poloze stolu



VVÚ tělesa 4



Obr. 29 VVÚ tělesa 4 v: a) dolní poloze stolu, b) horní poloze stolu



7 PEVNOSTNÍ KONTROLA

7.1 KONTROLA NAMÁHÁNÍ MECHANISMU NA OHYB

Těleso 3

Těleso 3 je na ohyb nejvíce namáháno v dolní poloze stolu a to ohybovým momentem o velikosti 3 044 Nm. Těleso 3 je tvořeno z tyče obdélníkového profilu o rozměrech 80×60×6. Materiál tyče je ocel 1.0570 (11 503). V místě největšího ohybového momentu je umístěno pouzdro pro čep ze stejného materiálu.

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{3\,044}{33,24 \cdot 10^{-6}} = 91,576 \text{ MPa} \doteq 92 \text{ MPa} \quad (7.1)$$

kde:

M_o ... ohybový moment [Nm]

W_o ... modul průřezu v ohybu [m³]

Modul průřezu v ohybu byl zjištěn pomocí aplikace Autodesk Inventor Professional 2010.

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do} \quad (7.2)$$

kde:

σ_{Do} ... dovolené napětí v ohybu [MPa]

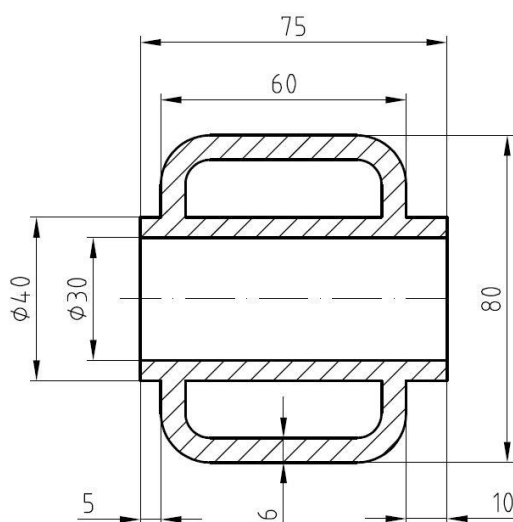
$$\sigma_{Do} = \frac{R_e}{k_v} = \frac{345}{3} = 115 \text{ MPa} \quad (7.3)$$

kde:

R_e ... mez kluzu [MPa] [4]

k_v ... bezpečnostní součinitel (zvolen)

=> zvolená tyč a materiál vyhovuje



Obr. 30 Průřez v místě největšího ohybového momentu na tělese 3



Těleso 4

Těleso 4 je na ohyb nejvíce namáháno v dolní poloze stolu a to ohybovým momentem o velikosti 3 101 Nm. Těleso 4 je také tvořeno z tyče obdélníkového profilu o rozměrech 80×60×6. Materiál tyče je ocel 1.0570 (11 503). V místě největšího ohybového momentu je umístěno pouzdro pro čep ze stejného materiálu.

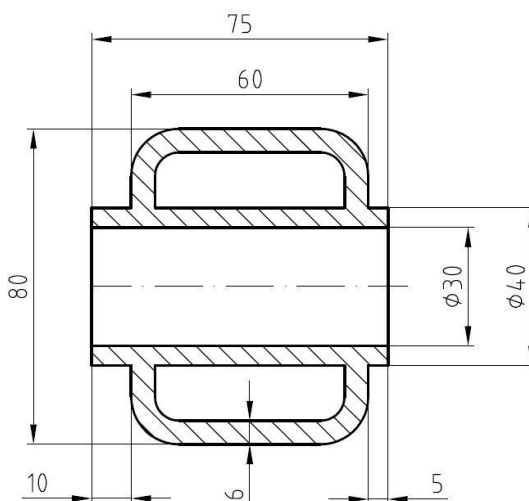
Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{3101}{33,24 \cdot 10^{-6}} = 93,291 \text{ MPa} \doteq 93 \text{ MPa} \quad (7.4)$$

Modul průřezu v ohybu byl opět zjištěn pomocí aplikace Autodesk Inventor Professional 2010.

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do} = 115 \text{ MPa} \quad (7.5)$$

=> zvolená tyč a materiál vyhovuje



Obr. 31 Průřez v místě největšího ohybového momentu na tělese 4

7.2 KONTROLA ČEPŮ

7.2.1 ČEP VE VAZBĚ E

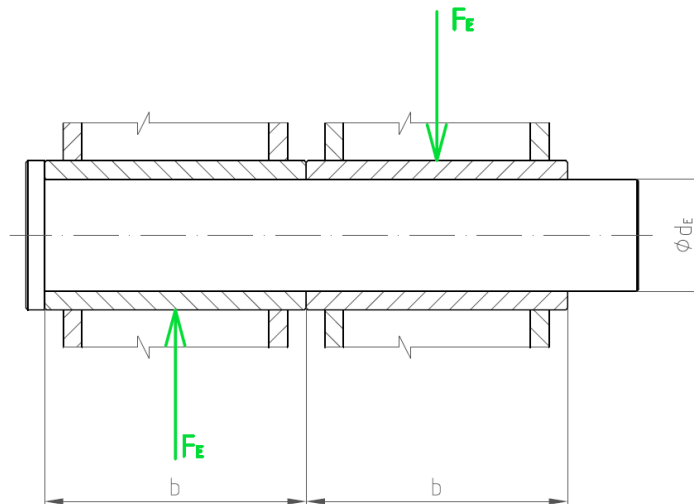
Největší zatížení čepu je v dolní poloze stolu silou F_E .

$$\begin{aligned} F_E &= \sqrt{F_{Ex}^2 + F_{Ey}^2} = \sqrt{(-20\,667,816)^2 + 11\,192,382^2} = \\ &= 23\,503,788 \text{ N} \doteq 23,5 \text{ kN} \end{aligned} \quad (7.6)$$

kde:

F_{Ex} ... síla ve vazbě E ve směru osy X [N]

F_{Ey} ... síla ve vazbě E ve směru osy Y [N]



Obr. 32 Zatížení čepu ve vazbě E

Kontrola na stříh (smyk)

Napětí ve smyku:

$$\tau_S = \frac{F_E}{\frac{\pi \cdot d_E^2}{4}} = \frac{23\,503,788}{\frac{\pi \cdot 30^2}{4}} = 33,251 \text{ MPa} \doteq 33 \text{ MPa} \quad (7.7)$$

kde:

F_E ... síla působící ve vazbě E [N]

d_E ... průměr čepu ve vazbě E [mm]

$$\tau_S \leq \tau_{DS} \quad (7.8)$$

kde:

τ_{DS} ... dovolené napětí ve smyku [MPa] [2]

$$\tau_{DS} = 0,6 \cdot \sigma_{Do} = 0,6 \cdot 115 = 69 \text{ MPa} \quad (7.9)$$

=> čep vyhovuje z hlediska namáhání na smyk

Kontrola na otláčení

Tlak ve stykových plochách:

$$p = \frac{F_E}{b \cdot d_E} = \frac{23\,503,788}{75 \cdot 30} = 10,446 \text{ MPa} \doteq 11 \text{ MPa} \quad (7.10)$$

kde:

b ... šířka uložení čepu [mm]



$$p \leq p_D \quad (7.11)$$

kde:

p_D ... dovolený tlak ve stykových plochách [MPa]

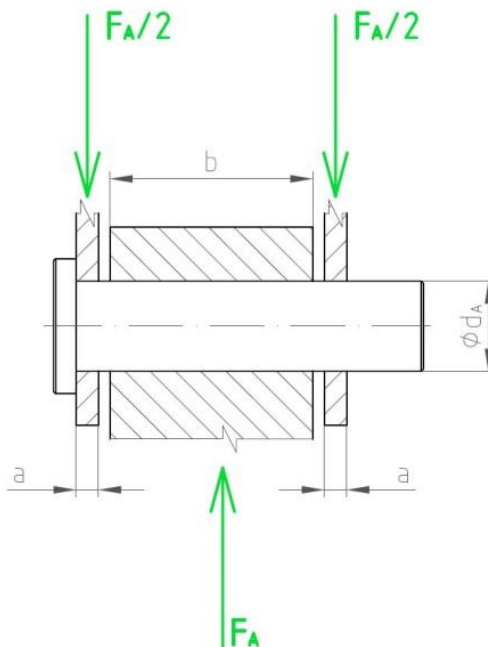
Pro ocel 1.0570 (11 503) je $p_D = 35$ MPa (pohyblivé uložení) [1]

=> čep vyhovuje

7.2.2 ČEPY VE VAZBÁCH A, B, C A D

Průměry čepů ve vazbách A, B, C a D jsou stejné. Největší síla působící na čep, je síla F_A v horní poloze stolu.

$$F_A = 7\,081,664 \text{ N}$$



Obr. 33 Zatížení čepu ve vazbě A

Kontrola na stříh (smyk)

Napětí ve smyku:

$$\tau_s = \frac{F_A}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_A^2}{4}} = \frac{7\,081,664}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 20^2}{4}} = 11,271 \text{ MPa} \doteq 11 \text{ MPa} \quad (7.12)$$

kde:

F_A ... síla působící ve vazbě A [N]

d_A ... průměr čepu ve vazbě A [mm]



$$\tau_s \leq \tau_{DS} = 69 \text{ MPa} \quad (7.13)$$

=> čep vyhovuje z hlediska namáhání na smyk

Kontrola na otláčení

Tlak ve stykových plochách:

$$p_1 = \frac{F_A}{b \cdot d_A} = \frac{7\,081,664}{45 \cdot 20} = 7,869 \text{ MPa} \doteq 8 \text{ MPa} \quad (7.14)$$

$$p_2 = \frac{\frac{F_A}{2}}{a \cdot d_A} = \frac{\frac{7\,081,664}{2}}{6 \cdot 20} = 29,507 \text{ MPa} \doteq 30 \text{ MPa} \quad (7.15)$$

kde:

a ... tloušťka stěny tyče obdélníkového průřezu [mm]

$$p_1(p_2) \leq p_D = 35 \text{ MPa} \quad (7.16)$$

=> čep vyhovuje

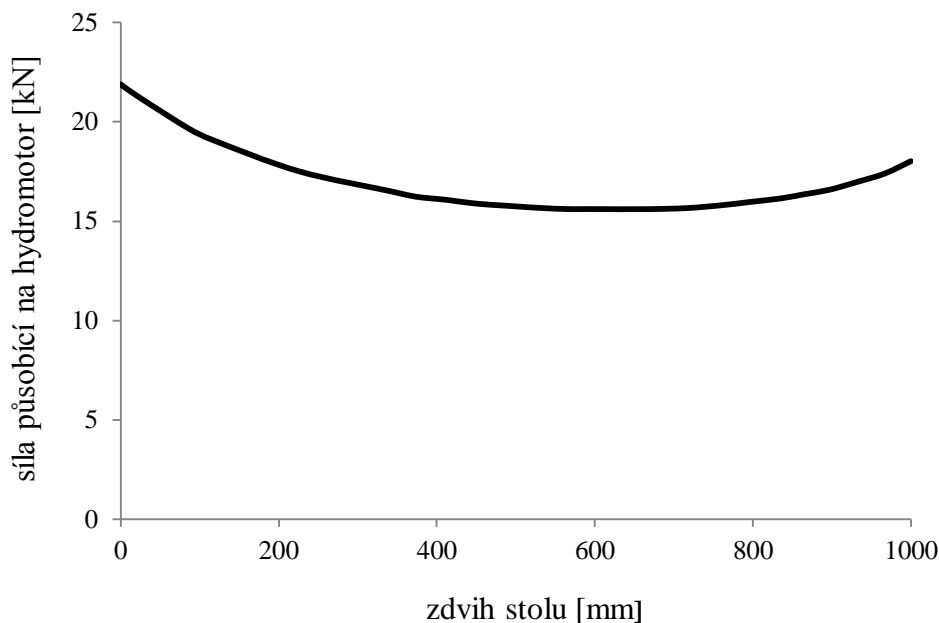


8 VOLBA HYDROMOTORU

Jak již bylo řečeno, k pohonu zdvihu stolu je použita dvojice lineárních hydromotorů. Průměr pístu hydromotoru je stanoven podle maximální síly, kterou musí překonat. Potřebný zdvih hydromotoru je $Z = 264$ mm.

Stanovení síly ve vazbě H

Na následujícím grafu je znázorněn průběh síly působící na hydromotor v závislosti na zdvihu stolu.



Největší síla působí na hydromotor v dolní poloze stolu.

$$\begin{aligned}
 F_H &= \sqrt{F_{Hx}^2 + F_{Hy}^2} = \sqrt{20\,667,816^2 + 7\,148,633^2} = \\
 &= 21\,869,192\,N \doteq 21,9\,kN
 \end{aligned}
 \tag{8.1}$$

kde:

F_{Hx} ... síla ve vazbě H ve směru osy X [N]

F_{Hy} ... síla ve vazbě H ve směru osy Y [N]

Stanovení průměru pístu hydromotoru

Průměr pístu je stanoven pomocí síly a tlaku. K pohonu zdvihu stolu jsou použity lineární hydromotory ZH-PL1 od firmy Hydraulics s. r. o., které pracují se jmenovitým tlakem 20 MPa.

$$\begin{aligned}
 p_n &= \frac{F_H}{S} = \frac{F_H}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_H}{p_n \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 21\,869,192}{20 \cdot \pi}} = \\
 &= 37,313\,mm \doteq 37\,mm
 \end{aligned}
 \tag{8.2}$$



kde:

F_H ... síla ve vazbě H [N]

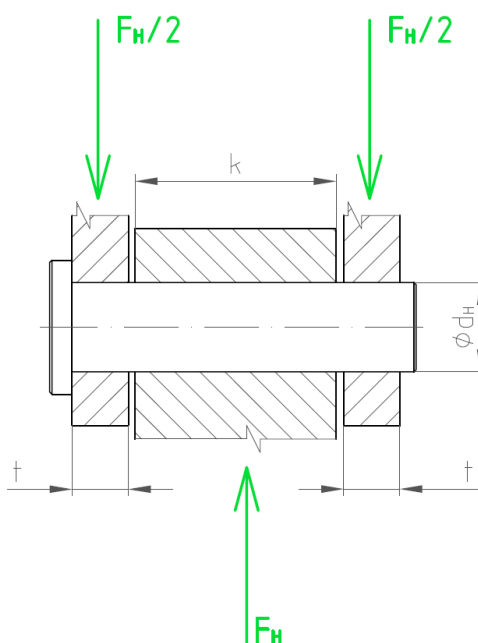
S ... plocha pístu lineárního hydromotoru [mm²]

d ... průměr pístu lineárního hydromotoru [mm]

p_n ... jmenovitý tlak [MPa]

Stanovení průměru čepu hydromotoru

Průměr čepu ve vazbě H (G) je určen podle dovolených hodnot namáhání na stříh (smyk) a namáhání na otláčení. Maximální síla působící na čep je síla F_H v dolní poloze stolu.



Obr. 34 Zatížení čepu ve vazbě H

Kontrola na stříh (smyk)

$$\tau_s \leq \tau_{DS} \quad (7.8)$$

Napětí ve smyku:

$$\tau_{DS} = \frac{F_H}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_H^2}{4}} \Rightarrow d_H = \sqrt{\frac{2 \cdot F_H}{\tau_{DS} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 21\,869,192}{69 \cdot \pi}} = \quad (8.3)$$

$$= 14,205 \text{ mm} \doteq 15 \text{ mm}$$

kde:

d_H ... průměr čepu ve vazbě H [mm]

Kontrola na otláčení

$$p_1(p_2) \leq p_D \quad (7.12)$$



Pro materiál 1.0570 (11 503) a nepohyblivé uložení čepu je $p_D = 50 \text{ MPa}$ [1]

Tlak ve stykových plochách:

$$p_1(p_D) = \frac{F_H}{E \cdot d_H} \Rightarrow d_H = \frac{F_H}{E \cdot p_D} = \frac{21\,869,192}{20 \cdot 50} = 21,869 \text{ mm} \doteq 22 \text{ mm} \quad (8.4)$$

kde:

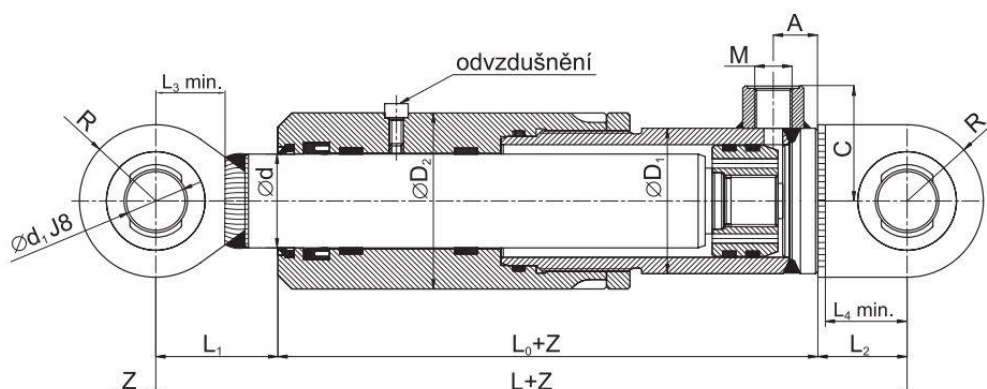
E ... šířka oka hydromotoru [mm] [8]

$$p_2(p_D) = \frac{F_H}{t \cdot d_H} \Rightarrow d_H = \frac{F_H}{t \cdot p_D} = \frac{21\,869,192}{10 \cdot 50} = 21,869 \text{ mm} \doteq 22 \text{ mm} \quad (8.5)$$

kde:

t ... šířka držáku hydromotoru [mm]

Dle vypočteného průměru pístu hydromotoru a průměru čepu k uchycení hydromotoru je z katalogu výrobce vybrán hydromotor ZH-PL1 s průměrem pístu $d = 40 \text{ mm}$ a průměrem oka pro čep $d_1 = 25 \text{ mm}$.



Obr. 35 Hydromotor ZH-PL1 [8]

Tab. 1 Hlavní rozměry hydromotoru ZH-PL1 [8]

	$\varnothing d$	$\varnothing D_1$	$\varnothing D_2$	$\varnothing d_1$	L	L₀	L₁	L₂	R	Z
[mm]	40	55	70	25	185	95	52	38	32,5	264



9 DOBA JEDNOHO CYKLU

Časová sekvence mezi jednotlivými paletami pohybujícími se po dopravní lince je 70 s. Za tento čas musí zdvižný stůl přepravit paletu do další pozice dopravní linky a musí se vrátit do výchozí polohy. Doba, po kterou bude manipulováno s paletou pomocí zdvižného stolu, se skládá z doby pohybu palety po válečkové trati, z doby zdvihu stolu a z doby vrácení stolu do výchozí polohy (sklesání stolu).

Doba pohybu palety po válečkové trati

$$t_1 = \frac{L}{v} + t_r = \frac{1,6}{0,2} + 0,885 = 8,885 \text{ s} \doteq 9 \text{ s} \quad (9.1)$$

kde:

L ... délka válečkové tratě [m]

v ... dopravní rychlost [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

t_r ... doba rozběhu předmětu [s]

Doba zdvihu stolu

Výrobce použitých hydromotorů ZH-PL1 uvádí, že maximální rychlost výsuvu pístnice je $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. [8]

Pro toto konkrétní použití je rychlost výsuvu pístnice zvolena $0,05 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

$$t_2 = \frac{Z}{v_H} = \frac{0,264}{0,05} = 5,28 \text{ s} \doteq 6 \text{ s} \quad (9.2)$$

kde:

Z ... zdvih lineárního hydromotoru [m]

v_H ... rychlost výsuvu pístnice [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

Doba sklesání stolu

Tato doba se nedá výpočtem určit. Rychlost sklesání stolu, tudíž i doba sklesání, se nastaví až při uvádění zdvižného stolu do provozu. Pomocí brzdících ventilů v hydraulickém systému se omezí průtok kapaliny a tím rychlost sklesání stolu tak, aby nedocházelo k velkým rázům při dojezdu stolu do koncové polohy.

I když dobu jednoho cyklu stolu nelze výpočtem přesně určit, časová sekvence 70 s bude splněna.



ZÁVĚR

Pro přepravu palet na stole byla zvolena poháněná válečková trať s válečky určenými pro přepravu těžších břemen umístěných na paletách. Podle vypočteného potřebného výkonu a otáček válečků byl vybrán převodový motor pro pohon válečkové trati. Následná kontrola rozběhu motoru potvrdila dostačující parametry tohoto motoru pro uvedení břemena do pohybu.

Zatížení mechanismu bylo řešeno jako zatížení silou od hmotnosti břemene a silou od hmotnosti stolu působící v jeho těžišti. Výpočet sil ve vazbách byl proveden pro dolní i horní polohu stolu. Pomocí vypočítaných sil ve vazbách byly určeny výsledné vnitřní účinky těles 3 a 4.

Následná kontrola na ohyb u těles 3 a 4, skládajících se z tyče obdélníkového profilu, potvrdila její vhodnost pro toto použití. Čepy v rotačních vazbách byly zkontrolovány na střih (smyk) a otláčení. Výsledky pevnostních kontrol potvrdily dosažení požadované nosnosti 750 kg.

K pohonu zdvihu byla vybrána dvojice lineárních hydromotorů. Podle maximální síly působící na hydromotor a jmenovitého tlaku hydromotoru byl vypočítán minimální průměr pístnice. Minimální průměr čepu k uchycení hydromotoru byl stanoven z dovolených hodnot namáhání čepu na střih a otláčení. Z katalogu firmy Hydraulics byl následně podle vypočítaných hodnot a zdvihu vybrán vhodný hydromotor.

Výpočet doby jednoho cyklu zdvižného pozičního stolu potvrdil dosažení požadované časové sekvence 70 s.

Celkové rozměry zdvižného pozičního stolu byly navrženy s ohledem na rozměry palety s přepravovaným materiálem a s ohledem na požadovaný zdvih 1000 mm, kterého bylo dosaženo.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KRÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka*. Praha: Scientia, spol. s r.o., 1994. ISBN 80-85827-59-X.
- [2] MIČKAL, K. *Technická mechanika I*. Praha: Informatorium, 1997. ISBN 80-86073-06-8
- [3] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS, Jiří DVOŘÁČEK a František PROKEŠ. *Základy konstruování*. 4. vyd. Brno: CERM, 2011. ISBN 978-80-7204-750-5.
- [4] BOHDAN BOLZANO S.R.O. *Technická příručka* [online]. Praha: 2004 [2014-02-28]. Dostupné z: <http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprirI/tycovaocel/EN10025/S355J2G3/>
- [5] CONVERTER. *Valivé tření (Valivý odpor)* [online]. 2002 [2014-01-15]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
- [6] David-studio.net. *Svářečky-obchod.cz*. [online]. Valašské Meziříčí: 2014 [2014-01-15]. Dostupné z: <http://www.svarecky-obchod.cz/dilenske-vybaveni/zvedaci-technika/motocyklove-zvedaky/3716-nuzkovy-sroubovy-zvedak-pro-motocykly-zd04102f.htm>
- [7] HABERKORN. *Řetězová kola* [online]. [2014-01-21]. Dostupné z: http://www.haberkorn.cz/dyndoc/view/se-pohony-retezova_kola.pdf/74/
- [8] HYDRAULICS S.R.O. *Přímočaré hydromotory* [online]. Sehradice: 2012, 8/2012 [2014-02-26]. Dostupné z: http://www.hydraulics.cz/ZH2_str19.pdf
- [9] HYDRAULICS S.R.O.: *Přímočaré hydromotory* [online]. Sehradice: 2012 [2014-03-11]. Dostupné z: http://www.hydraulics.cz/system/pdf_czs/7/original/ZH-PL1_str38.pdf?1260383885
- [10] Interroll (Schweiz) AG. *Interroll*. [online]. Sant'Antonino: 2012 [2014-01-20]. Dostupné z: http://www.interroll.com/media/products_1/mf_products_staging/ms_serie_3950/Serie_3950~6.pdf
- [11] Interroll (Schweiz) AG. *Interroll*. [online]. Sant'Antonino: 2012 [2014-01-20]. Dostupné z: http://www.interroll.com/media/editorial_media/interroll_group/downloads/antriebe_foerderrollen/drivers_rollers/conveyor_rollers_catalogue/foerderrollen_katalog_2013/FR_CS_2013_WEB.pdf
- [12] MARKET PIPELINE. *Serapid*. [online]. Portage: 2014 [2014-01-15]. Dostupné z: <http://www.serapid.com/en/industrial-equipment/industrial-lifts/industrial-lifting-systems/scissor-lifts>



- [13] POKORNÝ, Přemysl, Ing.. *Dopravní a manipulační zařízení: řešené příklady*. [online]. Brno: 2002 [2014-01-20]. Dostupné z: <http://www.iae2.fme.vutbr.cz/opory/DMZ-priklady.pdf>
- [14] RIPRA s.r.o.: *Technické informace* [online]. Praha: 2012 [2014-01-15]. Dostupné z: http://www.ripa.cz/index.php?option=com_content&view=article&id=95:souinitele-teni&catid=55:mechanika&Itemid=55
- [15] SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG. *SEW EURODRIVE*. [online]. Bruchsal: 2014 [2014-01-20]. Dostupné z: <http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/20089740.pdf>
- [16] SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG. *SEW EURODRIVE*. [online]. Bruchsal: 2014 [2014-01-20]. Dostupné z: http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16840011_G12.pdf
- [17] TOVÁRNA.CZ, s.r.o.. *RJP International s.r.o.* [online]. Praha: 2014 [2014-01-15]. Dostupné z: <http://www.rpjservice.cz/katalog/vybaveni-autoservisu-a-dilen/zvedaci-plosiny/jednonuzkove/726235-zvedaci-plosina-jednoduche-nuzky-cl1001-/>
- [18] TOVÁRNA.CZ, s.r.o.. *RJP International s.r.o.* [online]. Praha: 2014 [2014-01-15]. Dostupné z: <http://www.rpjservice.cz/katalog/vybaveni-autoservisu-a-dilen/zvedaci-plosiny/horizontalni-dvojite-trojite-a-ctverne-nuzky/726272-zvedaci-plosina-dvojite-horizontalni-nuzky-tlh2000/>
- [19] TOVÁRNA.CZ, s.r.o.. *RJP International s.r.o.* [online]. Praha: 2014 [2014-01-15]. Dostupné z: <http://www.rpjservice.cz/katalog/vybaveni-autoservisu-a-dilen/zvedaci-plosiny/vertikalni-dvojite-a-trojite-nuzky/726286-zvedaci-plosina-dvojite-vertikalni-nuzky-crd200/>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	tloušťka stěny tyče obdélníkového průřezu
b	[mm]	šířka uložení čepu
d	[mm]	průměr pístu lineárního hydromotoru
d _A	[mm]	průměr čepu ve vazbě A
d _E	[mm]	průměr čepu ve vazbě E
d _H	[mm]	průměr čepu ve vazbě H
d _L	[m]	průměr čepu v ložiskách
D _v	[m]	průměr válečku
e	[m]	součinitel valivého tření
E	[mm]	šířka oka lineárního hydromotoru
f	[-]	součinitel čepového tření
F	[N]	síla od hmotnosti břemene
F _A	[N]	síla působící ve vazbě A
F _{Bx}	[N]	síla působící ve vazbě B ve směru osy X
F _{By}	[N]	síla působící ve vazbě B ve směru osy Y
F _C	[N]	síla působící ve vazbě C
F _{Cx} '	[N]	síla působící ve vazbě C ve směru osy X'
F _{Cy} '	[N]	síla působící ve vazbě C ve směru osy Y'
F _{Dx}	[N]	síla působící ve vazbě D ve směru osy X
F _{Dy}	[N]	síla působící ve vazbě D ve směru osy Y
F _E	[N]	síla působící ve vazbě E
F _{Ex}	[N]	síla působící ve vazbě E ve směru osy X
F _{Ey}	[N]	síla působící ve vazbě E ve směru osy Y
F _{Gx}	[N]	síla působící ve vazbě G ve směru osy X
F _{Gy}	[N]	síla působící ve vazbě G ve směru osy Y
F _H	[N]	síla ve vazbě H
F _{Hx}	[N]	síla působící ve vazbě H ve směru osy X
F _{Hy}	[N]	síla působící ve vazbě H ve směru osy Y
F _s	[N]	síla od hmotnosti stolu
F _{ST}	[N]	síla přenášená na předmět smykovým třením
i	[-]	převodový poměr
J	[kg.m ²]	setrvačný moment jednoho válečku



k	[mm]	šířka oka pístnice
k_1	[-]	počet válečků pod předmětem
k_p	[-]	počet poháněných válečků pod předmětem
k_v	[-]	bezpečnostní součinitel
L	[m]	délka válečkové tratě
M_a	[Nm]	výstupní krouticí moment
M_m	[Nm]	moment na hřídeli motoru při rozběhu
M_o	[Nm]	moment od stálých odporů
M_O	[Nm]	ohybový moment
m_p	[kg]	hmotnost jednoho předmětu
M_{roz}	[Nm]	rozběhový moment redukováný na hřídel motoru
m_s	[kg]	hmotnost stolu
M_t	[Nm]	moment třecí
m_v	[kg]	hmotnost rotujících částí válečku
M_{zp}	[Nm]	moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot
M_{zv}	[Nm]	moment zrychlujících sil rotujících hmot
n	[-]	počet předmětů
n_a	[min ⁻¹]	výstupní otáčky
n_m	[min ⁻¹]	otáčky motoru
P	[W]	potřebný výkon pro rovnoměrný pohyb předmětu
p (p_1, p_2)	[MPa]	tlak ve stykových plochách
p_D	[MPa]	dovolený tlak ve stykových plochách
P_m	[W]	výkon motoru
p_n	[MPa]	jmenovitý tlak
q	[kg]	hmotnost předmětu připadající na jeden váleček
r	[m]	poloměr čepu v ložiskách
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_s	[m]	střední poloměr válečku
R_v	[m]	poloměr válečku
s	[m]	tloušťka pláště válečku
S	[mm ²]	plocha pístu lineárního hydromotoru
t	[mm]	šířka držáku lineárního hydromotoru
t_1	[s]	doba pohybu palety po válečkové trati



t_2	[s]	doba zdvihu stolu
t_r	[s]	doba rozběhu předmětu
v	[m.s ⁻¹]	dopravní rychlost
v_H	[m.s ⁻¹]	rychlost výsuvu pístnice
VVÚ	[-]	výsledné vnitřní účinky
W_1	[N]	odpor vlivem vlastní tíhy předmětu
W_2	[N]	odpor vlivem valivého a čepového tření
W_3	[N]	odpor vlivem výrobních nepřesností a nepravidelností stykové plochy
W_O	[m ³]	modul průřezu v ohybu
Z	[m]	zdvih lineárního hydromotoru
Z_C	[-]	celkový počet válečků
Z_p	[-]	celkový počet poháněných válečků
β	[°]	sklon trati
ε_v	[rad.s ⁻²]	úhlové zrychlení válečku
η	[-]	účinnost řetězového převodu
μ	[-]	součinitel smykového tření mezi předmětem a válečky
σ_{DO}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
σ_O	[MPa]	napětí v ohybu
τ_{DS}	[MPa]	dovolené napětí ve smyku
τ_S	[MPa]	napětí ve smyku
ω_v	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost válečku



SEZNAM PŘÍLOH

ZDVIŽNÝ POZIČNÍ STŮL	1 – BP14 – 01/00
ZDVIŽNÝ POZIČNÍ STŮL (seznam položek)	1 – BP14 – 01/00 – K
ZDVIŽNÝ POZIČNÍ STŮL (seznam položek)	1 – BP14 – 01/00 – K
STŮL	1 – BP14 – 02/00
STŮL (seznam položek)	1 – BP14 – 02/00 – K
STŮL (seznam položek)	1 – BP14 – 02/00 – K
DRŽÁK MOTORU	3 – BP14 – 02/02
DRŽÁK MOTORU (seznam položek)	3 – BP14 – 02/02 – K