



**FAKULTA
ŠTOJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh nůžkové lineární zdviže

Design of Linear Scissor Lift

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2020

Roman ZEMÁNEK

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠTOJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Kamenický Josef

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Zemánek** Jméno: **Roman** Osobní číslo: **466640**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh nůžkové lineární zdviže

Název bakalářské práce anglicky:

Design of Linear Scissor Lift

Pokyny pro vypracování:

V rámci závěrečné práce vypracujte návrh zdviže s lineární závislostí zdvihu na otáčkách pohonu. Zdvíž musí být dimenzována pro břemeno o váze 1000 kg, výšku zdvihu 700 mm a rychlost zdvihu 9 m/min. Součástí práce bude rešerše možných řešení zdvihu se zaměřením na linearitu a lineární závislost na pohonu. Proveďte potřebné návrhové a kontrolní výpočty. Vypracujte 3D model navrženého mechanismu, výkresy sestavení a vybraných detailů.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.
KUGL, O. a kol.: Projekt - III. ročník. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

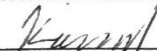
Ing. Josef Kamenický, ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **15.04.2020**

Termín odevzdání bakalářské práce: **29.05.2020**

Platnost zadání bakalářské práce:


Ing. Josef Kamenický
podpis vedoucí(ho) práce

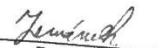

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

30.6.2020
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh nůžkové lineární zdviže“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Josefa Kamenického, s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze

Roman Zemánek

Poděkování

V první řadě bych chtěl poděkovat vedoucímu mé práce Ing. Josefovi Kamenickému za velmi odborné vedení práce, skvělé připomínky a nápady, které mě provedly celou tvorbou této bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině, která mi dala příležitost studovat na vysoké škole a celou dobu mě podporovala ve studiu a nakonec bych rád poděkovat všem mentorům, kteří mě provázeli po dobu celého studia a naučili mě vše, co vím.

Anotační list

Jméno autora:	Roman ZEMÁNEK
Název BP:	Návrh nůžkové lineární zdviže
Anglický název:	Design of Linear Scissor Lift
Rok:	2020
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Kamenický Josef
Konzultant:	Ing. Kamenický Josef
Bibliografické údaje:	počet stran 58 počet obrázků 42 počet tabulek 13 počet příloh 7
Klíčová slova:	nůžkový mechanismus, lineární zdviž, tlačný řetěz, zdviž
Keywords:	scissor mechanism, linear lift table, push chain, lift table
Anotace:	Bakalářská práce se zabývá návrhem a konstrukcí lineární nůžkové zdviže. Teoretická část obsahuje popis nůžkových mechanismů používaných pro zdviže a typy pohonů zdviží. Praktická část obsahuje konstrukční návrh a výpočty lineární zdviže.
Abstract:	Bachelor thesis deals with design of linear lift table with scissor mechanism. The theoretical part contains a description of the scissor mechanisms used for the lift tables and drive types. The practical part contains the design and calculations of the linear lift table.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	1
1. Úvod	5
2. Cíl práce	6
3. Současný stav řešené problematiky	7
3.1. Druhy nůžkových mechanismů	7
3.1.1. Nesymetrická kinematika	7
3.1.2. Nesymetrická kinematika s motorem pohybujícím se vertikálně s rámem.....	8
3.1.3. Symetrická kinematika	8
3.2. Typy pohonů.....	9
3.2.1. Hydromotor	9
3.2.2. Pneumatický měch	10
3.2.3. Pohybový šroub	10
3.2.4. Řemenový převod	11
3.2.5. Spirallift	12
3.2.6. Tlačný řetěz.....	13
4. Konstrukce nůžkové lineární zdviže	14
4.1. Zhodnocení variant	14
4.2. Silový rozbor	15
4.2.1. Schéma mechanismu.....	15
4.2.2. Počet stupňů volnosti.....	16
4.2.3. Rozměry potřebné pro výpočet.....	16
4.2.4. Uvolnění tělesa 2.....	16
4.2.5. Uvolnění tělesa 3.....	17
4.2.6. Uvolnění tělesa 4.....	17
4.2.7. Uvolnění tělesa 5.....	18
4.2.8. Uvolnění tělesa 6.....	18
4.2.9. Řešení rovnic rovnováhy	19
4.3. Návrh pohonu.....	21
4.4. Návrh spojky.....	22
4.5. Kontrolní a návrhové výpočty.....	23
4.5.1. Čep A, D.....	23
4.5.2. Čep E	25
4.5.3. Čep C	26
4.5.4. Čep B	27
4.5.4.1. Uvolnění tělesa 2.....	29
4.5.4.2. Uvolnění tělesa 3.....	29
4.5.4.3. Uvolnění tělesa 4 a 5	30
4.5.4.4. Uvolnění tělesa 6.....	30
4.5.5. Řešení rovnic rovnováhy	31
4.5.5.1. Kontrola čepu B.....	32

4.5.6.	Hřídele.....	33
4.5.6.1.	Návrh per.....	33
4.5.6.2.	Statická kontrola hřídele	34
4.5.7.	Těleso 2	34
4.5.7.1.	Orientace sil.....	34
4.5.7.2.	Rozklad do lokálního souřadnicového systému:	35
4.5.7.3.	Kontrola na vzpěr mezi body C a E	36
4.5.7.4.	Kontrola na tlak v bodě C.....	38
4.5.7.5.	Kontrola na stříh v bodě C	38
4.5.7.6.	Kontrola na ohyb v bodě C.....	39
4.5.8.	Těleso 3	39
4.5.8.1.	Orientace sil.....	39
4.5.8.2.	Rozklad do lokálního souřadnicového systému:	40
4.5.8.3.	Kontrola na vzpěr mezi body C a E	41
4.5.8.4.	Kontrola na tlak v bodě C.....	43
4.5.8.5.	Kontrola na stříh v bodě C	43
4.5.8.6.	Kontrola na ohyb v bodě C.....	43
4.5.9.	Návrh ložisek	44
4.5.9.1.	Ložisko v bodech A, D	44
4.5.9.2.	Ložisko v bodech B, E.....	44
4.5.9.3.	Ložisko v bodě C.....	45
4.5.9.4.	Kontrola pohonu	45
4.6.	Konstrukční provedení	47
4.6.1.	<i>Spodní rám</i>	47
4.6.2.	Pohon	48
4.6.3.	Ramena nůžkového mechanismu.....	49
4.6.4.	Horní rám	50
4.6.5.	Odměřování polohy.....	51
4.6.6.	Zajištění polohy pohyblivého konce ramen	52
4.6.7.	Ustavení zdviže	53
5.	Závěr.....	54
	Seznam použité literatury	55
	Seznam obrázků	56
	Seznam tabulek	57
	Seznam příloh.....	58
	Použité programy	59

Seznam zkratk a symbolů

Zkratky a symboly	Jednotky	Popis
$h_{2stř}$	[mm]	Střední výška tělesa 2
$h_{3stř}$	[mm]	Střední výška tělesa 3
h_R	[mm]	Vzdálenost čepů
λ_{mez}	[-]	Mezní štiřlost
B_A	[mm]	Šířka ložiska na čepu A
B_B	[mm]	Šířka ložiska na čepu B
B_C	[mm]	Šířka ložiska na čepu C
B_E	[mm]	Šířka ložiska na čepu E
C_0	[kN]	Základní statická únosnost
D_C	[mm]	Průměr čepu C
D_c	[mm]	Velký průměr v bodě C
F_A	[N]	Síla působící na čep A
F_B	[N]	Síla působící na čep B
F_C	[N]	Síla působící na čep C
F_{CELK}	[N]	Celková působící síla
F_E	[N]	Síla působící na čep E
F_{Fx}	[N]	Valivý odpor v bodě F
F_{Fy}	[N]	Kolmá tlaková síla v bodě F
F_{Gx}	[N]	Valivý odpor v bodě G
F_{Gy}	[N]	Kolmá tlaková síla v bodě G
F_Z	[N]	Síla působící na čep B
F_{kr}	[N]	Kritická síla
J_{ZC}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu v bodě C
J_{min}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu
$L_{h\ min}$	[h]	Živostnost
L_R	[mm]	Délka ramene nůžkového mechanismu
L_{RE}	[mm]	Vzdálenost působíště tlačného řetězu
L_Z	[mm]	Vzdálenost působíště břemene
M_A	[Nmm]	Moment k bodu A
M_B	[Nmm]	Moment k bodu A
M_D	[Nmm]	Moment k bodu D
M_{Kmax}	[Nm]	Maximální krouticí moment
M_{Knom}	[Nm]	Nominální krouticí moment
M_k	[Nm]	Krouticí moment od pohonu
M_o	[MPa]	Ohybový moment
P_d	[MPa]	Dovolený tlak ve stykových plochách pera



Q_2	[N]	Tíhová síla členu 2
Q_3	[N]	Tíhová síla členu 3
Q_6	[N]	Tíhová síla členu 6
R_A	[N]	Reakce na čep A
R_{Ax}	[N]	Reakce v bodě A do směru x
R_{Axx}	[N]	Reakce v bodě A do směru x v lokálním souřadném systému
R_{Ay}	[N]	Reakce v bodě A do směru y
R_B	[N]	Reakce na čep B
R_{Bx}	[N]	Reakce v bodě B do směru x
R_{Bxx}	[N]	Reakce v bodě B do směru y v lokálním souřadném systému
R_{Bxx}	[N]	Reakce v bodě B do směru x v lokálním souřadném systému
R_{By}	[N]	Reakce v bodě B do směru y
R_C	[N]	Reakce na čep C
R_{Cx}	[N]	Reakce v bodě C do směru x
R_{Cxx}	[N]	Reakce v bodě C do směru x v lokálním souřadném systému
R_{Cxx}	[N]	Reakce v bodě C do směru y v lokálním souřadném systému
R_{Cy}	[N]	Reakce v bodě C do směru y
R_D	[N]	Reakce na čep D
R_{Dx}	[N]	Reakce v bodě D do směru x
R_{Dxx}	[N]	Reakce v bodě D do směru y v lokálním souřadném systému
R_{Dxx}	[N]	Reakce v bodě D do směru x v lokálním souřadném systému
R_{Dy}	[N]	Reakce v bodě D do směru y
R_E	[N]	Reakce na čep E
R_{Ex}	[N]	Reakce v bodě E do směru x
R_{Exx}	[N]	Reakce v bodě E do směru x v lokálním souřadném systému
R_{Ey}	[N]	Reakce v bodě E do směru y
R_K	[mm]	Poloměr pojezdového kola
R_{Yxx}	[N]	Reakce v bodě A do směru y v lokálním souřadném systému
R_e	[MPa]	Mez kluzu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
S_A	[mm ²]	Plocha průřezu čepem A
S_B	[mm ²]	Plocha průřezu čepem B
S_C	[mm ²]	Plocha průřezu čepem C
S_E	[mm ²]	Plocha průřezu čepem E
S_c	[mm ²]	Plocha průřezu ramene v bodě C
W_k	[mm ³]	Modul průřezu v krutu
W_o	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
b_2	[mm]	Šířka tělesa 2
b_3	[mm]	Šířka tělesa 3
d_h	[mm]	Průměr hřídele
d_A	[mm]	Průměr čepu A



d_B	[mm]	Průměr čepu B
d_C	[mm]	Průměr čepu C
d_E	[mm]	Průměr čepu E
d_Z	[mm]	Průměr čepu B v místě Z
d_c	[mm]	Malý průměr v bodě C
f_N	[Hz]	Frekvence
i_{min}	[mm]	Minimální kvadratický poloměr průřezu
$l_{ř}$	[m]	Délka řetězu
l_A	[mm]	Vzdálenost působíště síly F_A
l_B	[mm]	Vzdálenost působíště síly F_B
l_C	[mm]	Vzdálenost působíště síly F_C
l_E	[mm]	Vzdálenost působíště síly F_E
l_Z	[mm]	Vzdálenost působíště síly F_Z
l_a	[mm]	Funkční délka pera
$m_{ř}$	[kg/m]	Hmotnost řetězu na jeden metr délky
m_Z	[kg]	Hmotnost břemene
n_N	[ot/min]	Otáčky pohonu
p_{Do}	[MPa]	Dovolený tlak ve stykových plochách
σ_{Do}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
σ_{Dt}	[MPa]	Dovolené napětí v tlaku
σ_{MAX}	[MPa]	Maximální napětí
σ_{RED}	[MPa]	Redukované napětí
σ_{kr}	[MPa]	Kritické napětí
σ_o	[MPa]	Napětí v ohybu
σ_t	[MPa]	Napětí v tlaku
σ_u	[MPa]	Napětí na mezi úměrnosti
τ_{Do}	[MPa]	Dovolené napětí ve stříhu (smyku)
h	[mm]	Vzdálenost pojezdových ploch
h	[mm]	Výška pera
l	[mm]	Délka
β	[°]	Úhel natočení ramene
λ	[—]	Štíhlost
ξ	[mm]	Rameno valivého odporu
A		Matice závislých a nezávislých proměnných
A	[mm ²]	Plocha průřezu
B		Vektor vnější působících sil a momentů
C	[kN]	Základní dynamická únosnost
E	[MPa]	Modul pružnosti
F	[N]	Síla vyvozená tlačným řetězem



L	$[mm]$	Vzdálenost čepů
M	$[Nm]$	Požadovaný moment
P	$[kW]$	Požadovaný výkon
P	$[N]$	Ekvivalentní zatížení
Q	$[N]$	Zatěžující tíhová síla od břemene
V	$[m/min]$	Rychlost zdvihu
Z	$[mm]$	Vzdálenost k ose Z
a	$[m/s^2]$	Zrychlení zdviže
b	$[mm]$	Šířka pera
b	$[mm]$	Šířka ramene
g	$[m/s^2]$	Gravitační zrychlení
i	–	Počet stupňů volnosti
i	–	Převodové číslo
k	–	Bezpečnost
l	$[mm]$	Délka pera
n	–	Počet členů mechanismu
n	$[ot/min]$	Požadované otáčky
n	–	Koeficient případu vzpěru
p	–	Počet posuvných vazeb
p	$[mm]$	Rozteč čepů tlačného řetězu
p	$[MPa]$	Tlak ve stykových plochách
r	–	Počet rotačních vazeb
v	–	Počet valivých vazeb
x		Vektor sil a momentů
η	$[\%]$	Účinnost tlačného řetězu
τ	$[MPa]$	Napětí v stříhu (smyku)

1. Úvod

Zdvihací zařízení s nůžkovým mechanismem jsou častou volbou pro zdvihání různých typů břemen, od břemen nízké váhy a malých rozměrů až po velká břemena o váze mnoha tun. U všech těchto aplikací je vhodné použít nůžkový mechanismus zejména díky jednoduché konstrukci, zaručující dlouhou životnost mechanismu, nízké výšce v dolní poloze a absenci vodících sloupů či jiných vodících konstrukčních prvků, jejichž výška se se změnou výšky zdvihací plošiny nemění a zůstávají ve stejné poloze a mohou bránit přístupu v dolní poloze.

Tato bakalářská práce obsahuje v teoretické části rešerši druhů nůžkových mechanismů používaných pro zdviže a rozdělení podle použitého typu pohonu.

Praktická část je věnována zhodnocení daných typů mechanismů a pohonů a výběr varianty pro zdviž s lineární závislostí zdvihu na otáčkách pohonu, návrhovým a kontrolním výpočtům hlavních částí lineární zdviže a konstrukčnímu návrhu zdviže, která splňuje požadavky zadání.

2. Cíl práce

Cílem bakalářské práce je návrh nůžkové zdviže s lineární závislostí zdvihu na otáčkách pohonu dle parametrů: břemeno o váze 1000 kg, výška zdvihu 700 mm a rychlost zdvihu 9 m/min. Na začátku bude provedena rešerše možných druhů pohonů pro nůžkovou zdviž. Následně bude provedeno zhodnocení informací a na jejich základě bude dále rozpracována varianta zdviže pro dané zadání.

Bude proveden silový rozbor, návrhové a kontrolní výpočty důležitých částí mechanismu. K návrhu bude vypracován 3D model sestavy zdviže.

Konstrukce bude optimalizovaná pro výrobní podnik disponující standardním vybavením pro obrábění kovu, CNC laserem a ohraňovacím lisem. Tato kombinace technologie umožní navržení plechových součástí rámu s montážními prvky, které usnadní práci svářečům a díky tomu zrychlí výrobní postup.

3. Současný stav řešené problematiky

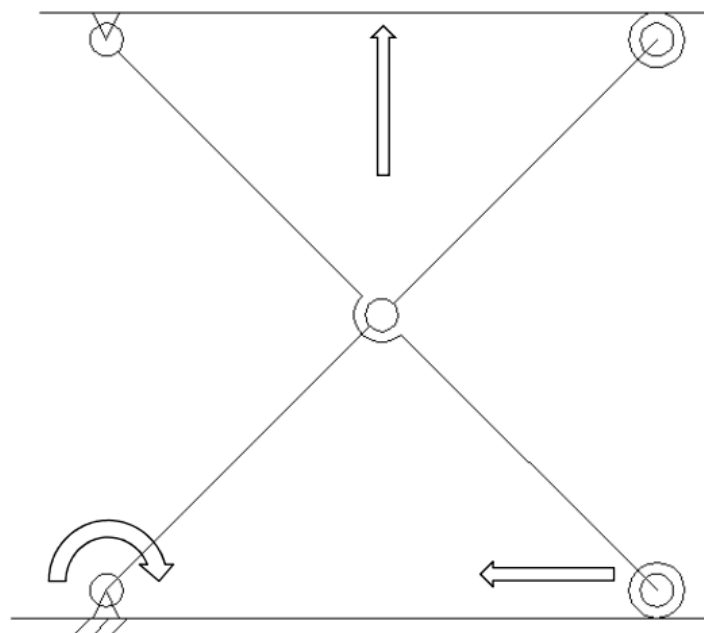
Nůžkový mechanismus pro zvedací stoly je velmi často používaným řešením pro zvedání těžkých břemen, a to v rozsahu zdvihu od pár centimetrů až po několik metrů díky použití několikanásobného nůžkového mechanismu. Velkou výhodou aplikace nůžkového mechanismu pro zvedání břemen jsou nízké zástavbové prostory v dolní pozici a zároveň absence vodících sloupů a jiných konstrukčních vodících prvků s neměnnou výškou, bránící přístupu na zdviž. Ovšem z bezpečnostních důvodů není dovolen přístup ke zdviži s nůžkovým mechanismem za chodu, pokud není zakrytována. Zároveň není vhodný pro aplikace, kde je požadovaná průchodnost pod zdviží, když se nachází v horní poloze. [1]

3.1. Druhy nůžkových mechanismů

Pro nůžkové zdviže se používají různé druhy kinematik mechanismů. Mezi nejčastěji používané patří mechanismus s nesymetrickou kinematikou, mechanismus s nesymetrickou kinematikou a pohonem pohybujícím se vertikálně s rámem, mechanismus se symetrickou kinematikou. Tyto tři varianty jsou dále popsány.

3.1.1. Nesymetrická kinematika

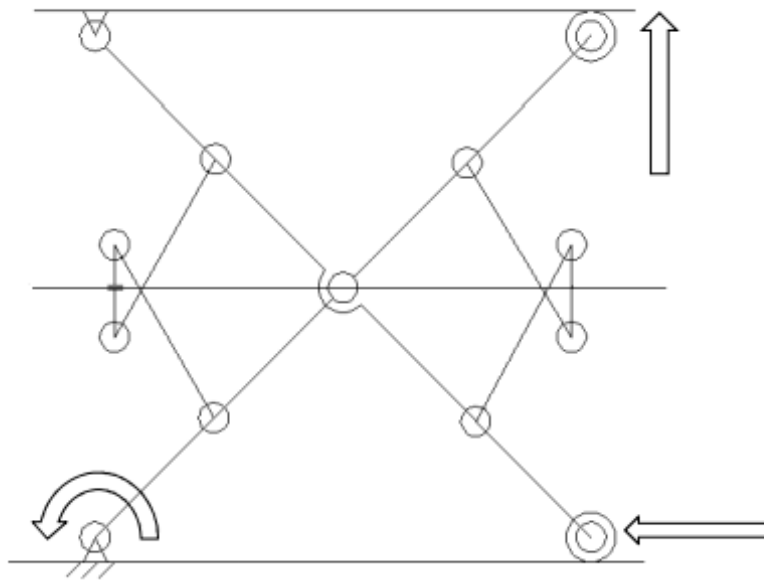
Dle rešerše trhu patří mezi výrobci k nejčastěji používanému typu mechanismus s nesymetrickou kinematikou. Jedná se o nůžkový mechanismus, který má na jedné straně rotační vazbu, která umožňuje pouze rotační pohyb. Druhá strana mechanismu je pohyblivá ve vodorovném směru a středy ramen nůžek jsou vzájemně spojeny kloubovou vazbou. Schéma mechanismu je znázorněno na Obr. 1. Výhodou tohoto uspořádání je jednoduchost konstrukce. [2]



Obr. 1 Nesymetrická kinematika [2]

3.1.2. Nesymetrická kinematika s motorem pohybujícím se vertikálně s rámem

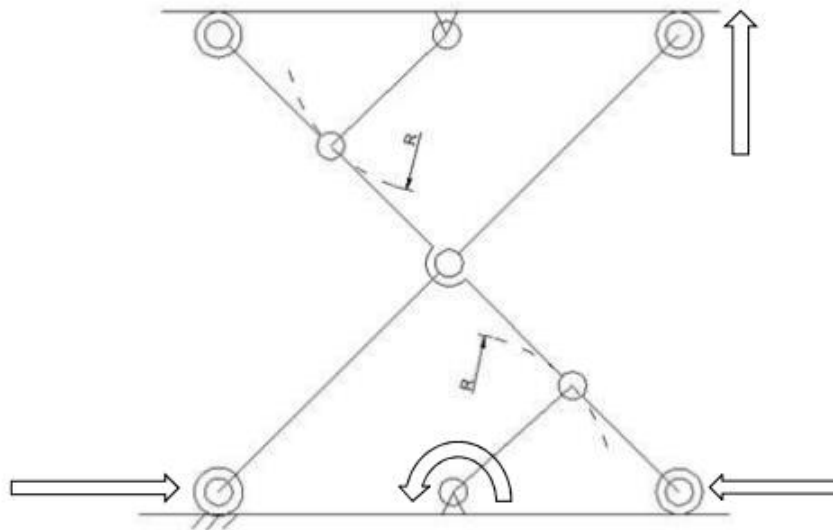
Dalším možným řešením je použití mechanismu s nesymetrickou kinematikou a pohonem pohybujícím se ve vertikálním směru společně s rámem. Pro tuto konstrukci se používá pohon s pohybovým šroubem, který k sobě přitahuje protilehlé členy mechanismu. Ty působí na ramena a vyvolají pohyb nůžkového mechanismu. Schéma mechanismu je znázorněno na Obr. 2. [2] Nevýhodou této koncepce je složitá konstrukce a velké nároky na přesnost výroby.



Obr. 2 Nesymetrická kinematika s motorem pohybujícím se s rámem

3.1.3. Symetrická kinematika

Méně obvyklé je použití symetrického nůžkového mechanismu, který má oproti nesymetrickému mechanismu výhodu přenášení symetrického momentu. V tomto uspořádání mají všechny konce ramen kloubovou vazbu, která umožňuje pohyb pouze ve vodorovném směru a další ramena jsou uchycena do středu rámu a spojena s rameny nůžkového mechanismu. Tento mechanismus je znázorněn na Obr. 3. Nevýhodou je náročnější konstrukce.



Obr. 3 Symetrická kinematika [2]

3.2. Typy pohonů

Pro zdviže s nůžkovým mechanismem se používá několik typů pohonů. Mezi nejčastější zástupce patří hydromotory, pneumatické měchy, pohybové šrouby, řemenové převody, spirallift a tlačné řetězy.

Mohou se použít i jiné typy pohonu, ale z důvodu vysoké zdvihané hmotnosti určené v zadání je irelevantní tyto typy zmiňovat.

3.2.1. Hydromotor

Pohon pomocí hydraulického válce patří k nejpoužívanějším pohonům pro zdviže s nůžkovým mechanismem. Hydraulický systém se skládá z elektromotoru, který pohání čerpadlo, jež tlačí hydraulický olej do hydraulického válce. Válec koná přímočarý vratný pohyb.

Výhodou použití hydromotoru je velká síla, kterou hydraulický píst působí na mechanismus a dále malý zástavbový prostor potřebný pro hydraulický systém, který je uložen přímo ve zdviži. Velmi často se používá více hydromotorů, které jsou uloženy paralelně. Toto uspořádání je vidět na zdvihací plošině firmy HYMO Maxima Lift Table DE firmy HYMO. Obr. 4



Obr. 4 Hydraulická zdvíž firmy HYMO [3]

3.2.2. Pneumatiký měch

Pohon pomocí pneumatického měchu je výhodný z důvodu velmi snadné konstrukce a nízké ceny oproti jiným pohonům. Pneumatiký měch je plněn stlačeným vzduchem a při svém rozpínání zdvihá plošinu. Pro zdvih těžších břemen je možné použít paralelně řazené pneumatické měchy. Nevýhodou je, že v místě použití musí být rozveden stlačený vzduch.

Příkladem použití pneumatického měchu je zdvíž Herkules A1300 na Obr. 5 vyráběná firmou Lift Tables.



Obr. 5 Zdvíž s pneumatickým měchem firmy Lift Tables [4]

3.2.3. Pohybový šroub

Pohybové šrouby převádějí rotační pohyb na lineární. Pohon pomocí pohybového šroubu se používá v několika konstrukčních variantách. Nečastější varianta je

konstrukce motorem uloženým pohyblivě vůči rámu, kde konstrukce umožňuje pohonu vertikální pohyb. Tato varianta je znázorněna na Obr. 6 produktu firmy EnKon.

Pohonná jednotka je nejčastěji spojena s kuličkovým šroubem, který má vysokou tuhost, účinnost a trvanlivost. [5]

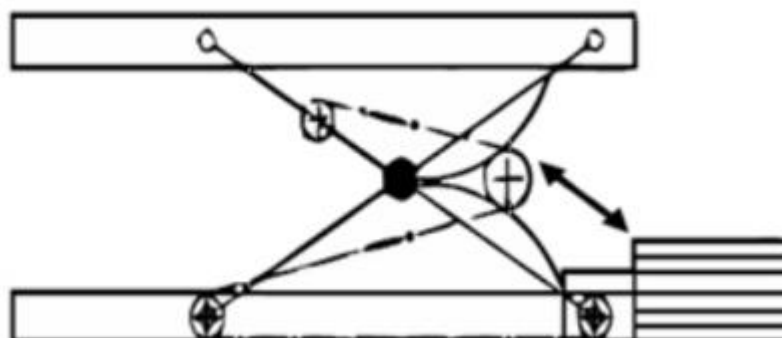


Obr. 6 Zdvíž s pohybovým šroubem firmy EnKon [6]

3.2.4. Řemenový převod

Pohon řemenovým převodem je realizován pomocí řemenu, který je spojen s částí nůžkového mechanismu a je navíjen na buben spojený s převodovkou a elektromotorem.

Zajímavým konstrukčním provedením je varianta, která využívá volnou kladku, která je vtlačována mezi dvě vačky, umístěné na ramenou nůžkového mechanismu. Toto provedení je znázorněno na Obr. 7. Výhodou tohoto uspořádání je konstantní rychlost zdvihu, nízké náklady na údržbu, nízká síla nutná pro vyvození pohybu, vysoká bezpečnost a velmi nízká spodní pracovní poloha díky motoru umístěného mimo rám.



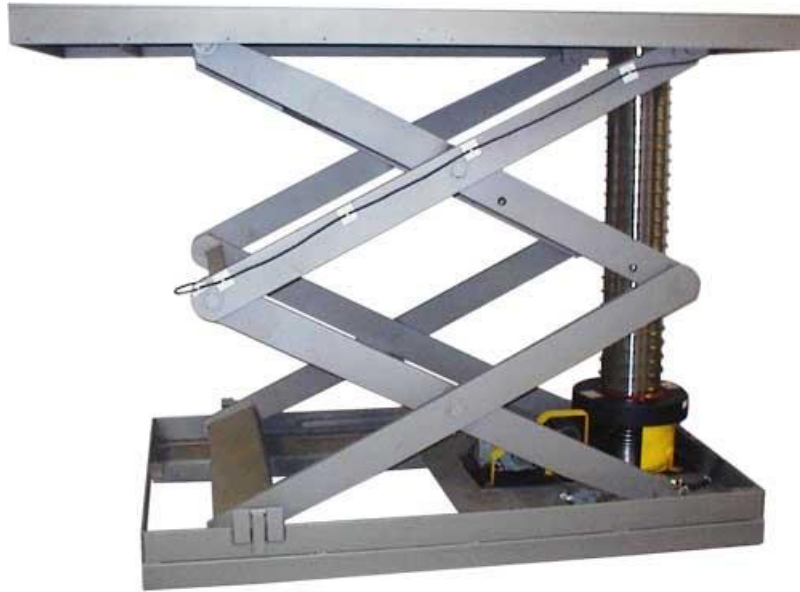
Obr. 7 Schéma zdviže s řemenovým pohonem [7]

3.2.5. Spiralift

Princip funkce spiraliftu spočívá v pevném spojení dvou nerezových plechů do šroubovice. Spojením zámků vzniká pevný stabilní sloup, který je schopen tlačit, respektive táhnout. Použitím spiraliftu lze dosáhnout velké výšky zdvihu a zároveň velmi malé výšky v dolní pracovní poloze, díky rozložení plechů. [8] Výrobek firmy Gala Systems Inc. je zobrazen na Obr. 8 a zdviž Autoquip Spiralift firmy Lift Tables s použitím spiraliftu je na Obr. 9.



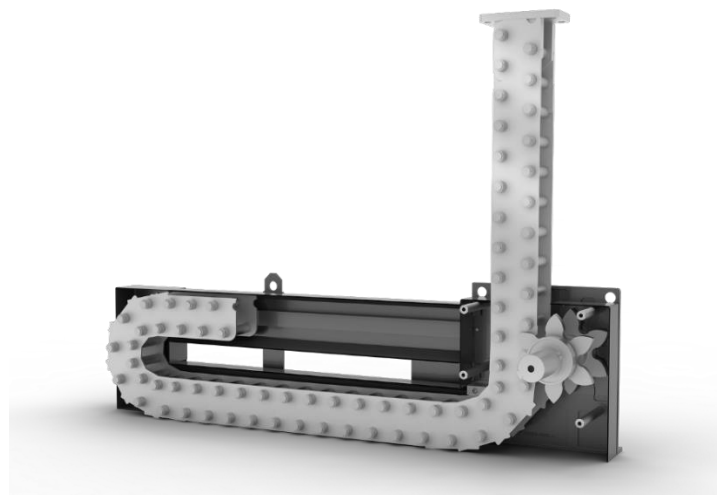
Obr. 8 Spiralift [8]



Obr. 9 Zdvíž se spirallift firmy Lift Tables [9]

3.2.6. Tlačný řetěz

Pohon tlačným řetězem převádí rotační pohyb elektromotoru v převodovém ústrojí na lineární pohyb tlačného řetězu. Řetěz se skládá z jednotlivých článků. Těžiště je vždy v geometrickém středu článku. Články do sebe zapadají po průchodu vodícími lištami. Vodící lišty zajistí přesné zapadnutí a zajištění článků v převodovém ústrojí a vytvoří pevný sloup, který je schopen odolávat tlakovému i tahovému zatížení. Velkou výhodou této konstrukce je nízká zástavbová výška, tichý chod 45 dBA při 50 mm/s, spolehlivost díky minimu pomalu rotujících částí, rychlost zdvihu 0 až 300 mm/s. Na Obr. 10 je výrobek LINKLIFT firmy Serapid.



Obr. 10 Tlačný řetěz LINKLIFT [10]

4. Konstrukce nůžkové lineární zdviže

4.1. Zhodnocení variant

V následující tabulce Tab. 1 je přehledně popsána každá z výše představených variant pohonů. Následně bude vyhodnoceno, která z variant je nejvhodnější a proč.

Tab. 1 Zhodnocení vhodnosti použití pohonu u zdviže

Typ pohonu	Výhody	Nevýhody
Hydromotor	– Jednoduchá konstrukce	– Nelineární závislost zdvihu – Potřeba hydraulického oleje
Pneumatický měch	– Jednoduchá konstrukce – Cena	– Potřeba rozvodu stlačeného vzduchu – Pouze dvě pracovní polohy
Pohybový šroub	– Redukce sil ve zdvihacím systému	– Nelineární závislost zdvihu – Velké množství ložisek – Cena – Složitá konstrukce
Řemenový převod	– Lineární závislost zdvihu – Nízké náklady na údržbu – Nízká síla nutná pro vyvození pohybu – Nízké zástavbové rozměry	– Pohon mimo rám – Velké množství ložisek – Vysoké nároky na přesnost výroby
Spiralift	– Jednoduchá konstrukce – Nízké zástavbové rozměry – Lineární závislost zdvihu	– Účinnost 67% – Vyšší požadavky na prostředí (nutnost krytu)
Tlačný řetěz	– Vysoká spolehlivost – Lineární závislost zdvihu – Rychlost zdvihu – Jednoduchá konstrukce	– Větší zástavbové rozměry při vysoké hodnotě zdvihu z důvodu zvyšujících se rozměrů krytu řetězu

Z vypsáných variant pohonů v rešerši splňuje lineární závislost otáček motoru na zdvihu hydraulický pohon, pohon s řemenovým převodem a vačkami, pohon prostřednictvím spiraliftu a pohon tlačným řetězem. Při optimalizaci rozměrů se lze lineární závislosti zdvihu přiblížit i u pohonu pohybovým šroubem s motorem uloženým pohyblivě vůči rámu.

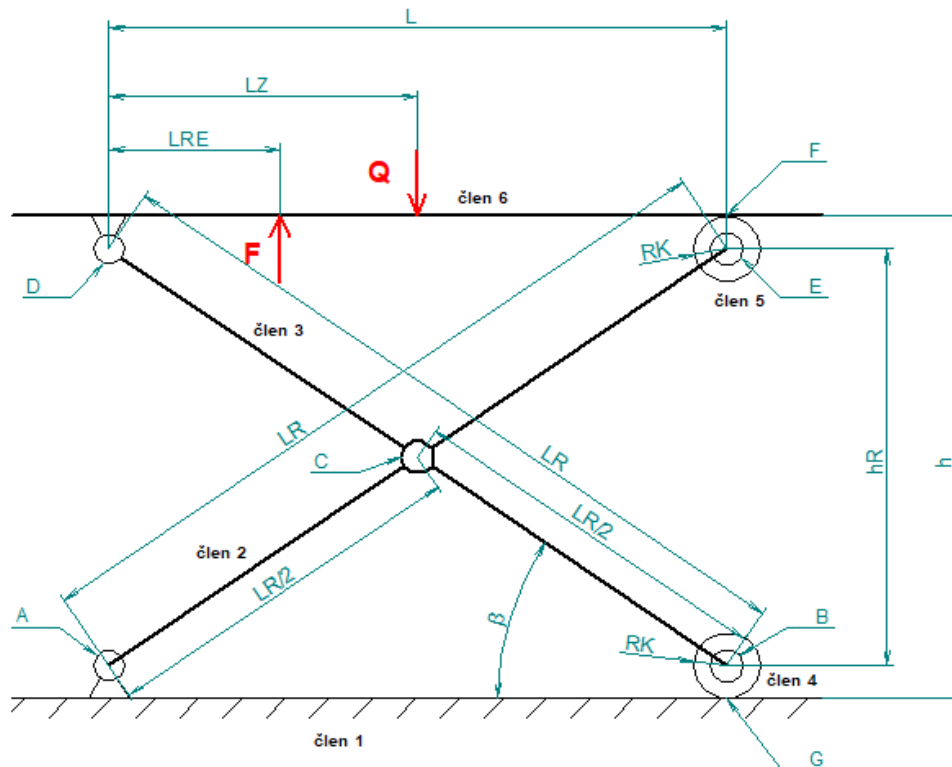
Z důvodu kompaktnosti konstrukce požadují uložení motoru uvnitř rámu zdviže. Toto uspořádání splňuje pohon pomocí spiraliftu a pohon tlačným řetězem. Z těchto dvou variant volím pohon pomocí tlačného řetězu, a to z důvodu vysoké spolehlivosti díky

menšímu počtu rotačních součástí, příznivému převodu tlačného řetězu a účinnosti 80% [10], což je oproti spiralliftu (67%) více. [8] Další výhodou tlačného řetězu je, že plošina nepotřebuje kryt, který zabraňuje vniknutí nečistot do mechanismu tlačného řetězu.

4.2. Silový rozbor

4.2.1. Schéma mechanismu

Na základě rešerše jsem se rozhodl zvolit nesouměrnou kinematiku s řetězem umístěným mezi konci ramen nůžkového mechanismu v blízkosti kloubu, který umožňuje pouze otáčivý pohyb. Schéma mechanismu je znázorněno na Obr. 11.



Obr. 11 Schéma mechanismu

Rozměry nůžkového mechanismu jsou voleny s ohledem na konstrukční uspořádání a jsou uvedeny v Tab. 2.

Tab. 2 Rozměry nůžkového mechanismu

Konstanta	Velikost	Jednotka
L_R	1 800	mm
$L_R/2$	900	mm
R_K	40	mm
L_Z	872,5	mm
L_{RE}	100	mm

Minimální rozměr h uvažuji od 510 mm, při maximálním zdvihu pak 1210 mm

4.2.2. Počet stupňů volnosti

Nejprve je zapotřebí určit počet stupňů volnosti daného mechanismu podle Obr. 11.

$$i = 3 \times (n - 1) - (r + p + v) = 3 \times (6 - 1) - 2 \times (5 + 2) = 1^\circ \quad (1)$$

Jedná se tedy o soustavu těles s jedním stupněm volnosti. Na soustavu působí vnější síla Q daná zdvihaným břemenem. Pro uvedení soustavy do rovnováhy je doplněna vnější síla F , která je dána silou v řetězu. Níže budu řešit velikost síly F a velikosti reakčních sil v jednotlivých bodech.

4.2.3. Rozměry potřebné pro výpočet

Abych mohl provést uvolnění členů mechanismu, musím nejprve vyjádřit závislost parametrů L , β , h_R na proměnné h .

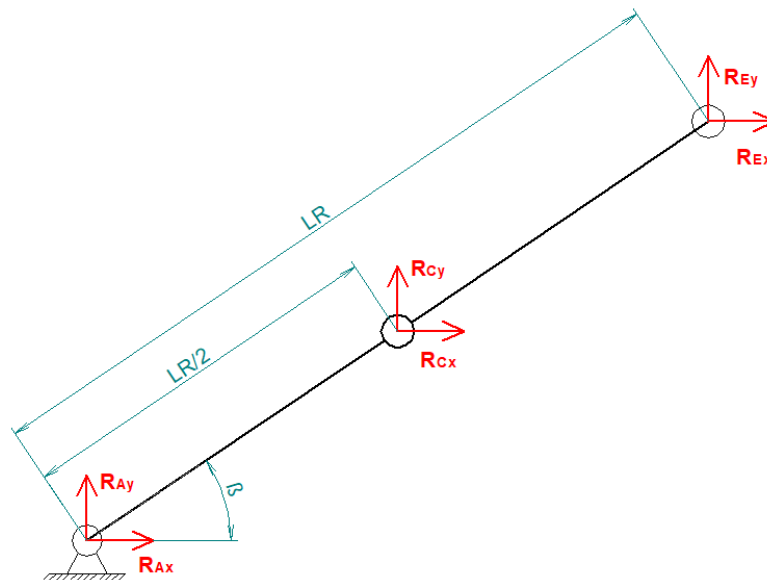
$$h_R = h - 2 \times R_k \quad (2)$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{h_R}{L_R}\right) \quad (3)$$

$$L = \sqrt{L_R^2 + h_R^2} \quad (4)$$

4.2.4. Uvolnění tělesa 2

Uvolnění tělesa 2 a nahrazení vazeb silami je znázorněno na Obr. 12. Na těleso působí pouze reakční síly v kloubech. Dále jsou sestaveny rovnice rovnováhy sil ve směru x a y a momentové rovnováhy k bodu A.



Obr. 12 Uvolnění tělesa 2

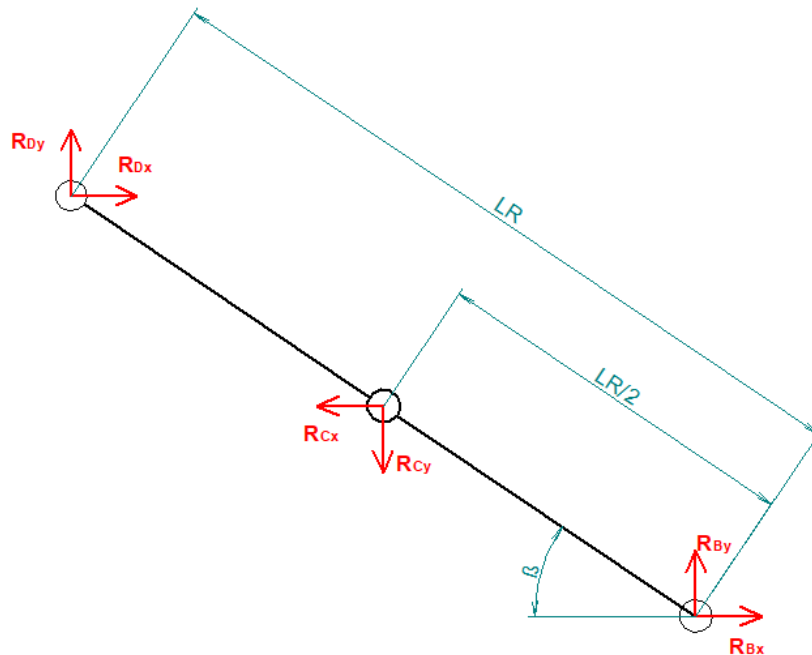
$$x: R_{Ax} + R_{Cx} + R_{Ex} = 0 \quad (5)$$

$$y: R_{Ay} + R_{Cy} + R_{Ey} = 0 \quad (6)$$

$$M_A: -R_{Cx} \times \frac{L_R}{2} \times \sin(\alpha) - R_{Ex} \times L_R \times \sin(\alpha) + R_{Cx} \times \frac{L_R}{2} \times \cos(\alpha) + R_{Ex} \times L_R \times \cos(\alpha) = 0 \quad (7)$$

4.2.5. Uvolnění tělesa 3

Uvolnění tělesa 3 a nahrazení vazeb silami je znázorněno na Obr. 13. Na těleso působí pouze reakční síly v kloubech. Dále jsou sestaveny rovnice rovnováhy sil ve směru x a y a momentové rovnováhy k bodu D.



Obr. 13 Uvolnění tělesa 3

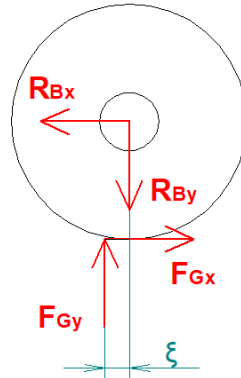
$$x: R_{Dx} + R_{Bx} - R_{Cx} = 0 \quad (8)$$

$$y: R_{Dy} - R_{Cy} + R_{By} = 0 \quad (9)$$

$$M_D: -R_{Cx} \times \frac{L_R}{2} \times \sin(\alpha) + R_{Bx} \times L_R \times \sin(\alpha) - R_{Cy} \times \frac{L_R}{2} \times \cos(\alpha) + R_{Bx} \times L_R \times \cos(\alpha) = 0 \quad (10)$$

4.2.6. Uvolnění tělesa 4

Uvolnění tělesa 4 a nahrazení vazeb silami je znázorněno na Obr. 14. Na těleso působí reakční síly v kloubu a dále elementární reakce valivého odporu. Valivý odpor vzniká v důsledku nesouměrné deformace kolečka a pojezdového plechu a hystereze povrchových vrstev obou těles. Dále jsou sestaveny rovnice rovnováhy sil ve směru x a y a momentové rovnováhy k bodu B.



Obr. 14 Uvolnění tělesa 4

$$x: -R_{Bx} + F_{Gx} = 0 \quad (11)$$

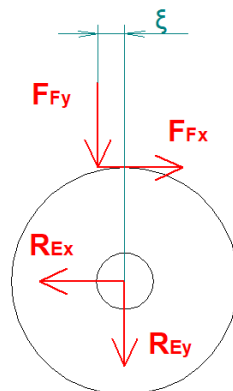
$$y: -R_{By} + F_{Gy} = 0 \quad (12)$$

$$M_B: -F_{Gx} \times \xi + F_{Gy} \times R_K = 0 \quad (13)$$

Rameno valivého odporu pro ocelové kolo na oceli má velikost $\xi = 0,4 \text{ mm}$ [11]

4.2.7. Uvolnění tělesa 5

Uvolnění tělesa 5 a nahrazení vazeb silami je znázorněno na Obr. 15. Těleso 5 je zatěžováno obdobně, jako těleso 4. Jsou sestaveny rovnice rovnováhy sil ve směru x a y a momentové rovnováhy k bodu E.



Obr. 15 Uvolnění tělesa 5

$$x: -R_{Ex} + F_{Fx} = 0 \quad (14)$$

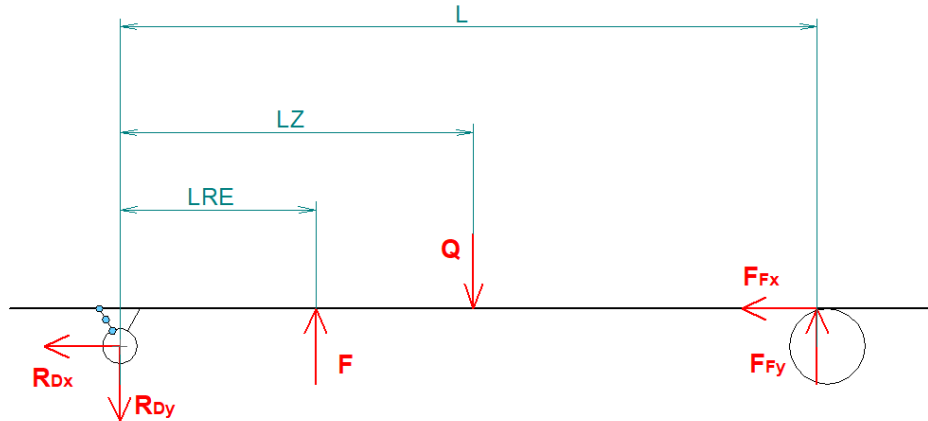
$$y: -R_{Ey} - F_{Fy} = 0 \quad (15)$$

$$M_E: F_{Fy} \times \xi - F_{Fx} \times R_K = 0 \quad (16)$$

4.2.8. Uvolnění tělesa 6

Uvolnění tělesa 6 a nahrazení vazeb silami je znázorněno na Obr. 16. Na těleso působí reakční sály v kloub, síly od pojezdového kolečka, tlačného řetězu a zatěžující tíhová síla Q.

Dále jsou sestaveny rovnice rovnováhy sil ve směru x a y a momentové rovnováhy k bodu D.



Obr. 16 Uvolnění tělesa 6

$$x: \quad -R_{Dx} - F_{Fx} = 0 \quad (17)$$

$$y: \quad -R_{Dy} + F - Q + F_{Fy} = 0 \quad (18)$$

$$M_D: \quad F \times L_{RE} - Q \times L_Z + F_{Fy} \times L = 0 \quad (19)$$

4.2.9. Řešení rovnic rovnováhy

Pro řešení sestavy statických rovnic použijí řešení pomocí maticového tvaru (20), kde A je matice závislých a nezávislých proměnných, x vektor sil a momentů a B je vektor vnější působících sil a momentů.

$$A \times x = B \quad (20)$$

Kde matice A:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{L_R}{2} \times \sin(\beta) & \frac{L_R}{2} \times \cos(\beta) & 0 & 0 & -\frac{L_R}{2} \times \sin(\beta) & \frac{L_R}{2} \times \cos(\beta) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & L_R \times \sin(\beta) & L_R \times \cos(\beta) & -\frac{L_R}{2} \times \sin(\beta) & -\frac{L_R}{2} \times \cos(\beta) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_K & -\xi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_K & \xi & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & L & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Matice B:

$$B^T = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad Q \quad Q \times L_Z]$$

Po úpravě rovnice (20) dostávám tvar:

$$x = A^{-1} \times B \quad (21)$$

Z vektoru x lze vyčíst hledanou sílu F , která uvede mechanismus do rovnováhy a všechny síly působící na členy mechanismu.

Tvar vektoru X:

$$x^T = [R_{Ax} \ R_{Ay} \ R_{Bx} \ R_{By} \ R_{Cx} \ R_{Cy} \ R_{Dx} \ R_{Dy} \ R_{Ex} \ R_{Ey} \ F_{Fx} \ F_{Fy} \ F_{Gx} \ F_{Gy} \ F]$$

Zatěžující tíhová síla Q:

$$Q = m_Z \times (g + a) \quad (22)$$

Kde g je gravitační zrychlení a $a = 0,5 \frac{m}{s^2}$ je uvažované počáteční zrychlení, volené z důvodu dimenzování mechanismu.

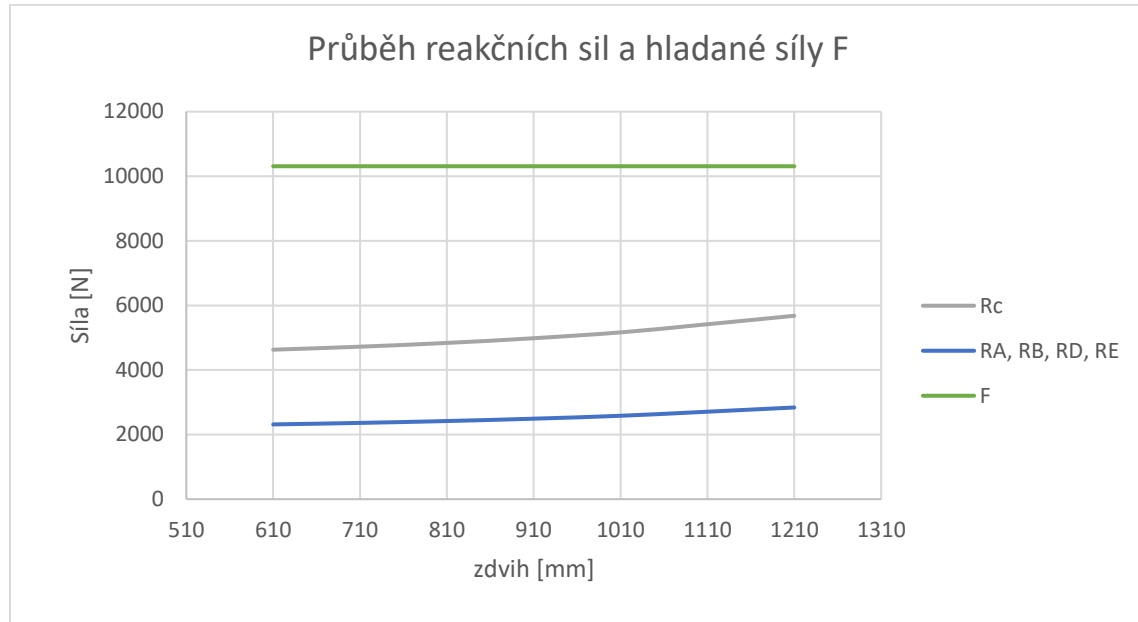
Maximální hodnoty hledaných reakcí a působící síly jsou zapsány v Tab. 3.

Tab. 3 Výsledné hodnoty silového rozboru

Konstanta	Velikost	Jednotka
R_{Ax}	-57	N
R_{Ay}	-5 678	N
R_{Bx}	57	N
R_{By}	5 678	N
R_{Cx}	114	N
R_{Cy}	11 356	N
R_{Dx}	57	N
R_{Dy}	5 678	N
R_{Ex}	57	N
R_{Ey}	5 678	N
F_{Fx}	-57	N
F_{Fy}	5 678	N
F_{Gx}	-57	N
F_{Gy}	5 678	N
F	10 310	N

Výpočet byl proveden v programu Matlab a skript s výpočtem je přiložen v „Textové přílohy – Příloha 1“.

Po dosazení rozměrů nůžkového mechanismu a zatěžující síly Q dostávám výsledné reakce do směrů x , y a hledanou sílu F v intervalu $h = \langle 510; 1\ 210 \rangle$ mm. Průběh hledané síly F a reakčních sil po celé délce zdvihu je znázorněn v Graf 1.



Graf 1 Průběh reakčních sil a hledané síly F v závislosti na zdvihu

Reakční síly v kloubech nůžkového mechanismu jsou v grafu vykresleny již s poloviční hodnotou z toho důvodu, že každý z čepu je v mechanismu 2x, zatížení se tedy mezi nimi rozdělí. Největší reakční síla bude působit ve spoji ramen v bodě C a je dvojnásobná oproti reakčním silám v bodech A, B, D, E. Dále je z grafu zřejmé, že hledaná síla F má v průběhu celého zdvihu konstantní velikost a reakční síly v kloubech nabývají svého maxima v horní pracovní poloze.

4.3. Návrh pohonu

Pro sílu F s ohledem na životnost a rychlost zdvihu volím tlačný řetěz LL50 z řady LINKLIFT firmy Serapid. Katalog tlačného řetězu je přidán do „Přílohy – katalogy“.

Parametry motoru jsou navrhovány dle zadání a s ohledem parametrů tlačného řetězu LL50. Parametry řetězu naleznete v „Přílohy – katalogy“.

Moment:

$$M = \frac{F_{CELK} \times p \times 10^{-3}}{\eta} = \frac{10\ 465 \times 50 \times 10^{-3}}{0,8} = 654\ Nm \quad (23)$$

Kde F_{CELK} je celková působící síla v řetězu a vypočte se dle rovnice (24). Kde F je síla vycházející z výpočtu rovnic rovnováhy, $m_{\dot{\gamma}}$ hmotnost řetězu na jeden metr délky, $l_{\dot{\gamma}}$ je délka řetězu nad řetězovým kolem, když je zdviž v horná poloze a g je gravitační zrychlení.

Celková síla:

$$F_{CELK} = F + (m_{\dot{\gamma}} \times l_{\dot{\gamma}} \times g) = 10310 + (21 \times 0,750 \times 9,81) = 10\,465\,N \quad (24)$$

Výstupní otáčky pohonu:

$$n = \frac{V}{2 \times \pi \times p \times 10^{-3}} = \frac{9}{2 \times \pi \times 50 \times 10^{-3}} = 28,65 \frac{ot}{min} \quad (25)$$

Výkon:

$$P = \frac{M \times n}{9\,550} = \frac{654 \times 28,65}{9\,550} = 1,96\,kW \quad (26)$$

Pomocí konfigurátoru firmy Lenze jsem jako nejvhodnější vybral kuželovou převodovku typu g500-B1500 osazenou elektromotorem m850-S140/S3.24E+3 o výkonu 2,9 kW a převodové ústrojí disponuje maximálním možným výstupním krouticím momentem 827 Nm.

Výpočet byl proveden v programu Matlab a skript s výpočtem je v „Textové přílohy – Příloha 1“.

Tab. 4 Parametry pohonu

Konstaneta	Velikost	Jednotka
P	2,9	kW
n_N	31,6	$1/min$
M	827	Nm
i	102,4	–
f_N	270	Hz

4.4. Návrh spojky

Pohon musí být spojen s převodovým ústrojím tlačného řetězu. Pro spojení volím pružnou spojku, abych vyrovnal nesouosost dutého hřídele převodovky g500-B1500 a hřídele převodového ústrojí tlačného řetězu, která může vzniknout při svařování spodního rámu nůžkové zdviže.

Nominální krouticí moment:

$$M_{Knom} = 827\,Nm \quad (27)$$

Maximální krouticí moment:

$$k = 1,7 [11]$$

$$M_{Kmax} = M \times k = 827 \times 1,7 = 1405,9 \text{ Nm} \quad (28)$$

Z důvodu celkových zástavbových rozměrů volím pružnou spojku gr75/90 firmy Sitspa. Hodnoty nominálního a maximálního krouticího momentu jsou vypsány v Tab. 5

Tab. 5 Parametry pružné spojky gr75/90

Konstanta	Velikost	Jednotka
M_{Knom}	1 280	Nm
M_{Kmax}	2 560	Nm

4.5. Kontrolní a návrhové výpočty

4.5.1. Čep A, D

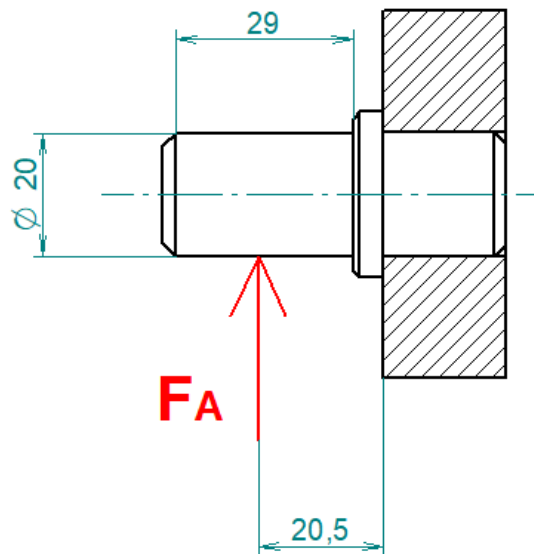
Na čepy A působí síla, která nabývá nejvyšší hodnoty v horní poloze $R_A = 2\,839 \text{ N}$. Pro čep volím materiál S355J0. Mechanické vlastnosti materiálu S355J0 jsou vypsány v Tab. 6.

Tab. 6 Mechanické vlastnosti S355J0

Mechanické vlastnosti	Velikost	Jednotka
E	$2,1 \times 10^5$	MPa
R_m	(450 – 630)	MPa
R_e	275	MPa
p_{Do}	(35 – 200)	MPa

Vypočtená hodnota ohybového napětí bude porovnána s dovoleným napětím v ohybu dle vztahu 29.

$$\sigma_{Do} = \frac{R_e}{k} = \frac{275}{2} = 137,5 \text{ MPa} \quad (29)$$



Obr. 17 Čep A, D

Kontrola na ohyb:

$$M_o = F_A \times l_A = 2\,839 \times 20,5 = 58\,199,5 \text{ Nmm} \quad (30)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \times d_A^3}{32}} = \frac{58\,199,5}{\frac{\pi \times 20^3}{32}} = 74,1 \text{ MPa} \quad (31)$$

$$\sigma_o < \sigma_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (32)$$

Kontrola na stříh:

Obdobně jako u kontroly na ohyb, také v případě kontroly na stříh bude vypočtené napětí porovnáno s dovoleným napětím ve stříhu (smyku).

$$\tau_{Do} = 0,6 \times \sigma_{Do} = 0,6 \times 137,5 = 82,5 \text{ MPa} \quad (33)$$

$$\tau = \frac{F_A}{S_A} = \frac{F_A}{\frac{\pi \times d_A^2}{4}} = \frac{2\,839}{\frac{\pi \times 20^2}{4}} = 9,03 \text{ MPa} \quad (34)$$

$$\tau < \tau_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (35)$$

Kontrola na otláčení:

Výsledný tlak působící ve stykových plochách bude porovnán s dovoleným tlakem pro ocel S355J0 z Tab. 6.

$$p = \frac{F_A}{B_A \times d_A} = \frac{2\,839}{29 \times 20} = 4,89 \text{ MPa} \quad (36)$$

$$p < p_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (37)$$

Redukované napětí:

Protože čep je namáhán na ohyb i na stříh (smyk), je nutné určit redukované napětí působící na čep. Redukované napětí bude porovnáno s hodnotou dovoleného napětí ze vztahu (29).

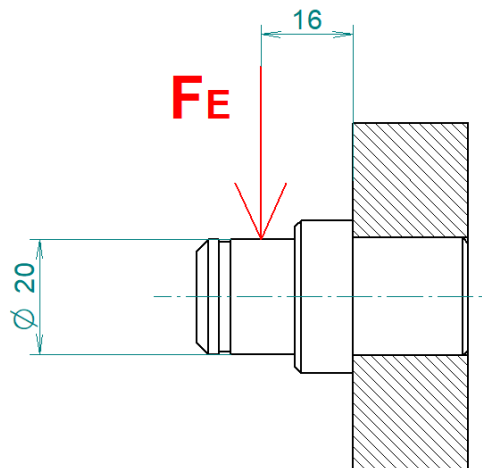
$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \times \tau^2} = \sqrt{74,1^2 + 3 \times 9,03^2} = 75 \text{ MPa} \quad (38)$$

$$\sigma_{RED} < \sigma_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (39)$$

Čep D je zatěžovaný stejnou silou a má totožné rozměry jako čep A, tudíž kontrolní výpočty pro čep D jsou totožné jako pro čep A.

4.5.2. Čep E

Na čep E působí síla, která nabývá nejvyšší hodnoty v horní poloze $R_E = 2\,839 \text{ N}$. Pro čep volím materiál S355J0. Mechanické vlastnosti materiálu S355J0 jsou vypsány v Tab. 6. Dovolené napětí v ohybu vypočteno dle vztahu (29).



Obr. 18 Čep B, E

Kontrola na ohyb:

$$M_o = F_E \times l_E = 2\,839 \times 16 = 45\,424 \text{ Nmm} \quad (40)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \times d_E^3}{32}} = \frac{45\,424}{\frac{\pi \times 20^3}{32}} = 57,8 \text{ MPa} \quad (41)$$

$$\sigma_o < \sigma_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (42)$$

Kontrola na stříh:

$$\tau_{Do} = 0,6 \times \sigma_{Do} = 0,6 \times 137,5 = 82,5 \text{ MPa} \quad (43)$$

$$\tau = \frac{F_E}{S_E} = \frac{F_E}{\frac{\pi \times d_E^2}{4}} = \frac{2\,839}{\frac{\pi \times 20^2}{4}} = 9,03 \text{ MPa} \quad (44)$$

$$\tau < \tau_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (45)$$

Kontrola na otláčení:

$$p = \frac{F_E}{B_E \times d_E} = \frac{2\,839}{12 \times 20} = 11,8 \text{ MPa} \quad (46)$$

$$p < p_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (47)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \times \tau^2} = \sqrt{57,8^2 + 3 \times 9,03^2} = 59,8 \text{ MPa} \quad (48)$$

$$\sigma_{RED} < \sigma_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (49)$$

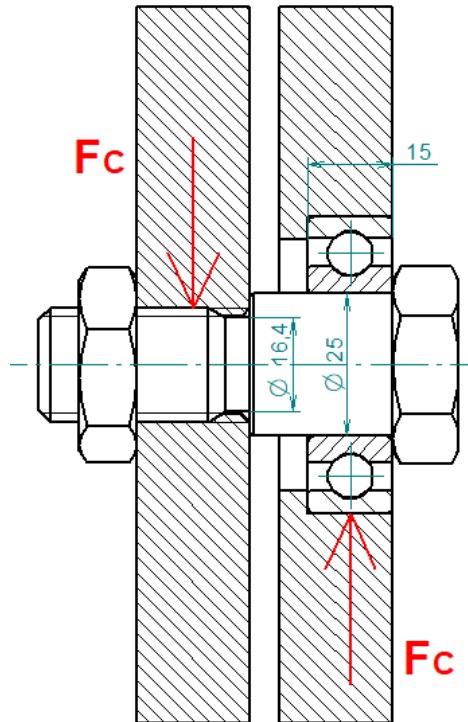
4.5.3. Čep C

Na čepy C působí síla, která nabývá nejvyšší hodnoty v horní poloze $R_C = 5\,678 \text{ N}$. Pro čep volím materiál E295. Mechanické vlastnosti materiálu E295 jsou vypsány v Tab. 7.

Tab. 7 Mechanické vlastnosti E295

Mechanické vlastnosti	Velikost	Jednotka
E	$2,1 \times 10^5$	MPa
R_m	(450 – 630)	MPa
R_e	275	MPa
p_{Do}	(35 – 200)	MPa

$$\sigma_{Do} = \frac{R_e}{k} = \frac{275}{2} = 137,5 \text{ MPa} \quad (50)$$



Obr. 19 Čep C

Kontrola na stříh:

$$\tau_{Do} = 0,6 \times \sigma_{Do} = 0,6 \times 137,5 = 82,5 \text{ MPa} \quad (51)$$

$$\tau = \frac{F_C}{S_C} = \frac{F_C}{\frac{\pi \times d_C^2}{4}} = \frac{5\,678}{\frac{\pi \times 16,4^2}{4}} = 26,9 \text{ MPa} \quad (52)$$

$$\tau < \tau_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (53)$$

Kontrola na otláčení:

$$p = \frac{F_C}{B_C \times D_C} = \frac{5\,678}{15 \times 25} = 15,1 \text{ MPa} \quad (54)$$

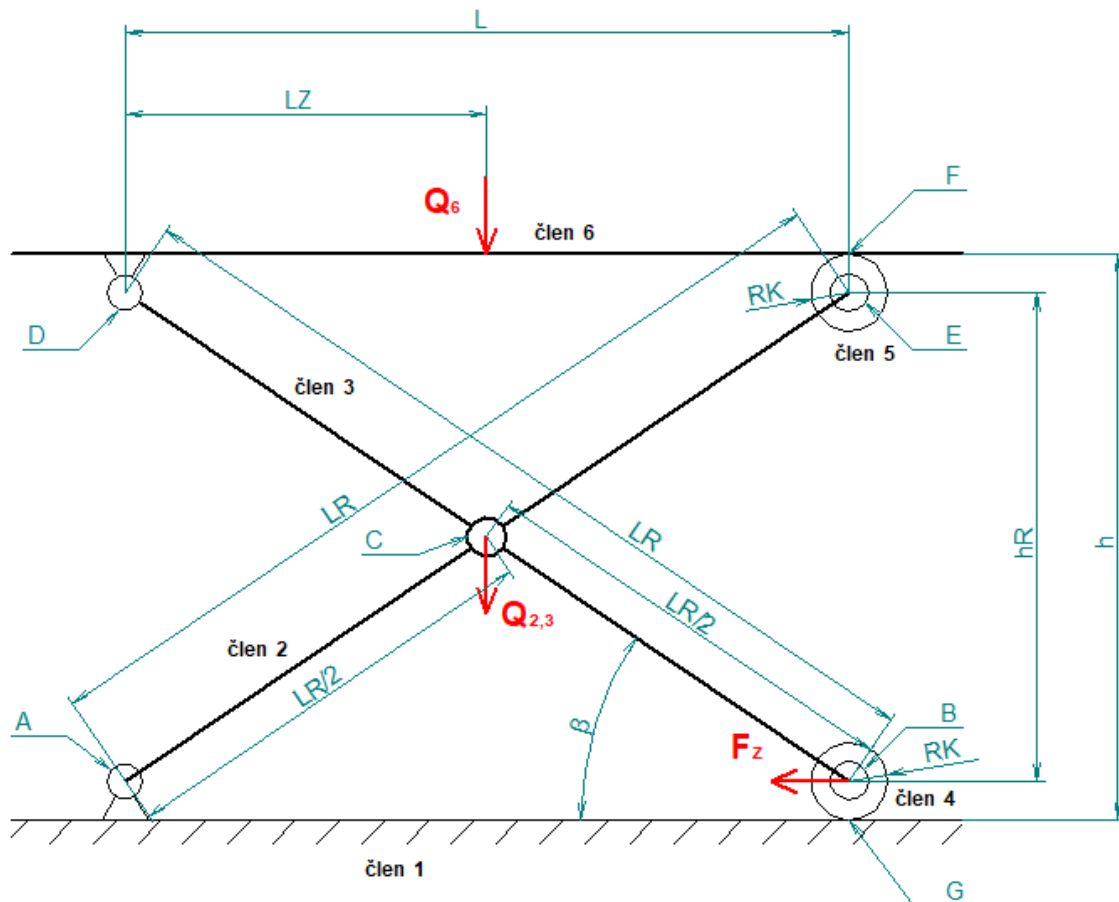
$$p < p_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (55)$$

4.5.4. Čep B

Na čepy B působí síla, která nabývá nejvyšší hodnoty v horní poloze $R_B = 2\,839 \text{ N}$ a síla vyozená dorazem v servisní poloze. Pro čep volím materiál S355J0. Mechanické vlastnosti materiálu S355J0 jsou vypsány v Tab. 6. Dovolené napětí v ohybu vypočteno dle vztahu (29).

Nejprve je zapotřebí zjistit velikost síly, která působí na čep B v servisní poloze od pryžových dorazů. Sílu F_z vypočtu z rovnic rovnováhy po uvolnění mechanismu zobrazeného na Obr. 20.

V servisní poloze je plošina nezatížená a působí na ni pouze tíhové síly členů mechanismu, kde tíhovou sílu pojezdových koleček zanedbávám z důvodu, že je váha koleček mnohem menší než váha horního rámu a váha ramen nůžkového mechanismu. Na mechanismus tedy bude ve výpočtech působit pouze tíhová síla členů 2, 3 a 6.



Obr. 20 Schéma mechanismu v servisní poloze

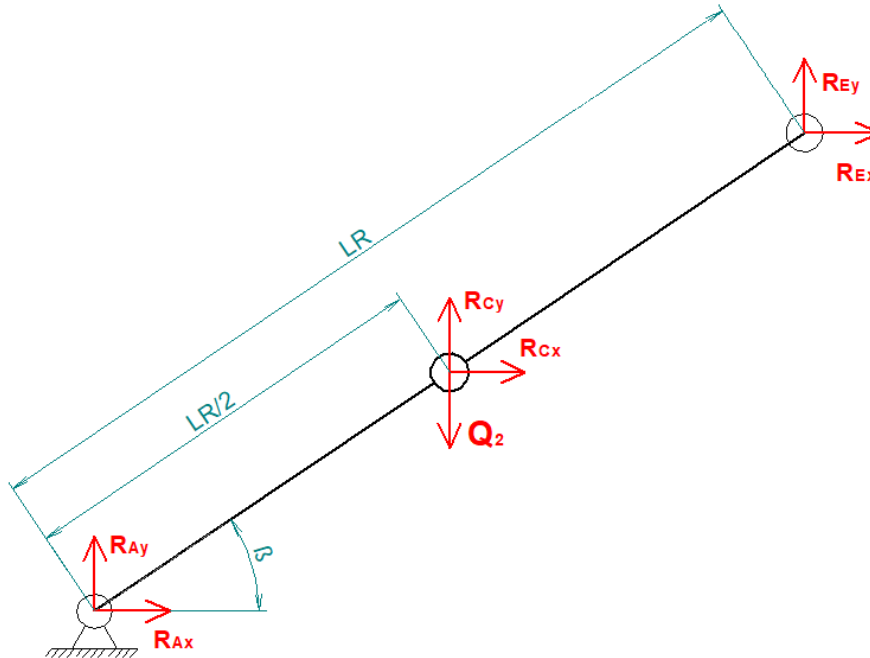
Tíhová síla členů 2, 3 a 6 je odhadnuta na základě předpokládaných rozměrů a je vypsána v Tab. 8

Tab. 8 Tíhové síly působící na mechanismus

Konstanta	Velikost	Jednotka
Q_2	551,5	N
Q_3	572,2	N
Q_6	1100	N

4.5.4.1. Uvolnění tělesa 2

Uvolnění tělesa 2 a nahrazení vazeb silami je znázorněno na Obr. 21. Na těleso působí reakční síly v kloubech a tíhová síla v těžišti tělesa. Dále jsou sestaveny rovnice rovnováhy sil ve směru x a y a momentové rovnováhy k bodu A.



Obr. 21 Uvolnění tělesa 2

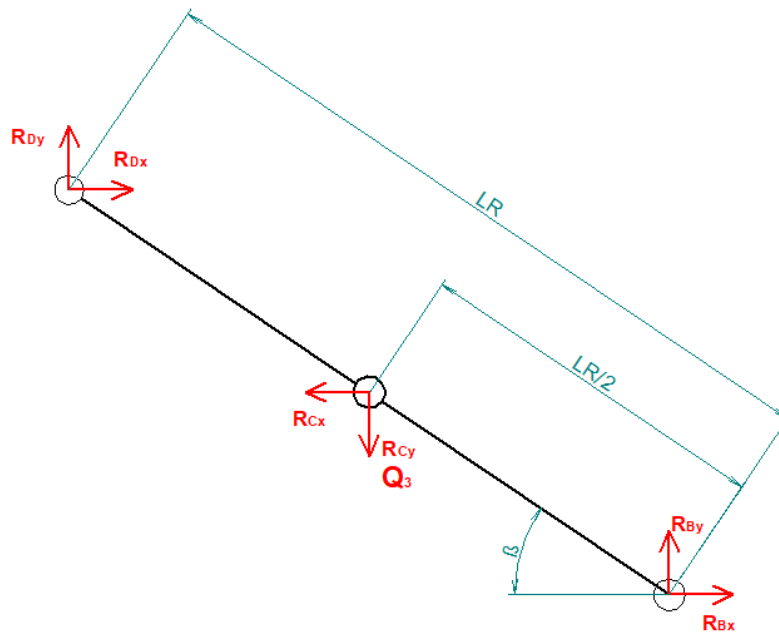
$$c \quad R_{Ax} + R_{Cx} + R_{Ex} = 0 \quad (56)$$

$$y: \quad R_{Ay} + R_{Cy} + R_{Ey} - Q_2 = 0 \quad (57)$$

$$M_A: \quad -R_{Cx} \times \frac{L_R}{2} \times \sin(\alpha) - R_{Ex} \times L_R \times \sin(\alpha) + R_{Cy} \times \frac{L_R}{2} \times \cos(\alpha) + R_{Ey} \times L_R \times \cos(\alpha) - Q_2 \times \frac{L_R}{2} \times \cos(\alpha) = 0 \quad (58)$$

4.5.4.2. Uvolnění tělesa 3

Uvolnění tělesa 3 a nahrazení vazeb silami je znázorněno na Obr. 22. Na těleso působí reakční síly v kloubech a tíhová síla v těžišti tělesa. Dále jsou sestaveny rovnice rovnováhy sil ve směru x a y a momentové rovnováhy k bodu D.



Obr. 22 Uvolnění tělesa 3

$$x: \quad R_{Dx} + R_{Bx} - R_{Cx} - F = 0 \quad (59)$$

$$y: \quad R_{Dy} - R_{Cy} + R_{By} - Q_3 = 0 \quad (60)$$

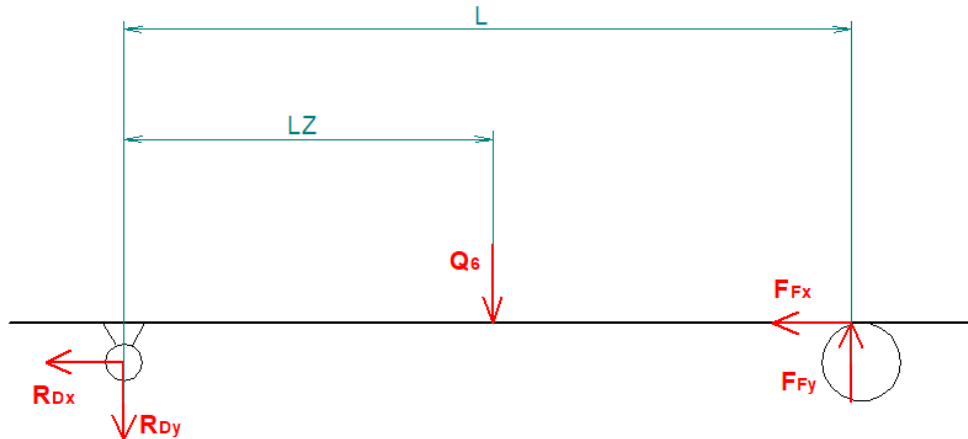
$$M_D: \quad -R_{Cx} \times \frac{L_R}{2} \times \sin(\alpha) + R_{Bx} \times L_R \times \sin(\alpha) - R_{Cy} \times \frac{L_R}{2} \times \cos(\alpha) + R_{Bx} \times L_R \times \cos(\alpha) - F \times L_R \times \sin(\alpha) - Q_3 \times \frac{L_R}{2} \times \cos(\alpha) = 0 \quad (61)$$

4.5.4.3. Uvolnění tělesa 4 a 5

Uvolnění tělesa 4 a 5 je totožné s uvolněním provedeném již dříve v kapitole 4.2.6 a 4.2.7, proto použijí do matice A rovnice rovnováhy (11) až (16).

4.5.4.4. Uvolnění tělesa 6

Uvolnění tělesa 6 a nahrazení vazeb silami je znázorněno na Obr. 23. Na těleso působí reakční síly v kloubech a tíhová síla v těžišti tělesa. Dále jsou sestaveny rovnice rovnováhy sil ve směru x a y a momentové rovnováhy k bodu D.



Obr. 23 Uvolnění tělesa 6

$$x: \quad -R_{Dx} - F_{Fx} = 0 \quad (62)$$

$$y: \quad -R_{Dy} - Q + F_{Fy} = 0 \quad (63)$$

$$M_D: \quad -Q \times L_Z + F_{Fy} \times L = 0 \quad (64)$$

4.5.5. Řešení rovnic rovnováhy

Pro řešení sestavy statických rovnic použiji řešení pomocí maticového tvaru. Z rovnic rovnováhy sestavím vektory všech vnějších sil a vektory reakcí, ostatní členy jsou vypsány v matici A.

$$A \times x = B \quad (65)$$

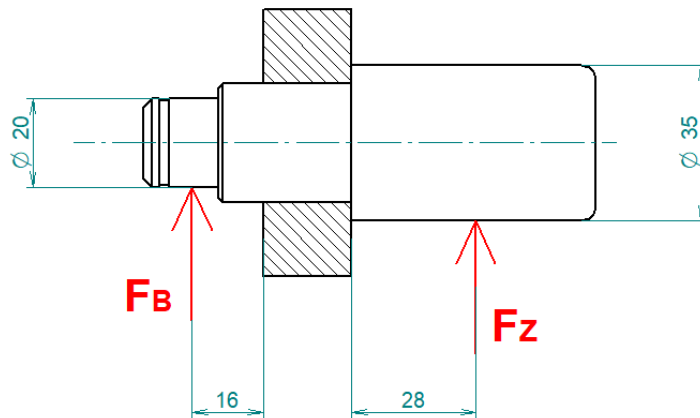
Po úpravě rovnice (66) dostávám tvar:

$$x = A^{-1} \times B \quad (66)$$

Z daného tvaru zjistím velikost vektoru hledané síly $F_z = 6\,811\text{ N}$. Výpočet byl proveden v programu Matlab a skript s výpočtem je v „Textové přílohy - Příloha 2“.

4.5.5.1. Kontrola čepu B

Zatěžování čepu je znázorněno na Obr. 24



Obr. 24 Čep B

Kontrola na ohyb vyvolaný silou F_B :

$$M_o = F_B \times l_B = 2\,839 \times 16 = 45\,424 \text{ Nmm} \quad (67)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \times d_B^3}{32}} = \frac{45\,424}{\frac{\pi \times 20^3}{32}} = 57,8 \text{ MPa} \quad (68)$$

$$\sigma_o < \sigma_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (69)$$

Kontrola na ohyb vyvolaný silou F_z :

$$M_o = F_z \times l_z = 6\,811 \times 28 = 190\,708 \text{ Nmm} \quad (70)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \times d_z^3}{32}} = \frac{190\,708}{\frac{\pi \times 35^3}{32}} = 45,3 \text{ MPa} \quad (71)$$

$$\sigma_o < \sigma_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (72)$$

Kontrola na stříh:

$$\tau_{Do} = 0,6 \times \sigma_{Do} = 0,6 \times 137,5 = 82,5 \text{ MPa} \quad (73)$$

$$\tau = \frac{F_B}{S_B} = \frac{F_B}{\frac{\pi \times d_B^2}{4}} = \frac{2\,839}{\frac{\pi \times 20^2}{4}} = 9,03 \text{ MPa} \quad (74)$$

$$\tau < \tau_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (75)$$

Kontrola na otlačení:

$$p = \frac{F_E}{B_B \times d_B} = \frac{2\,839}{12 \times 20} = 11,8 \text{ MPa} \quad (76)$$

$$p < p_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (77)$$

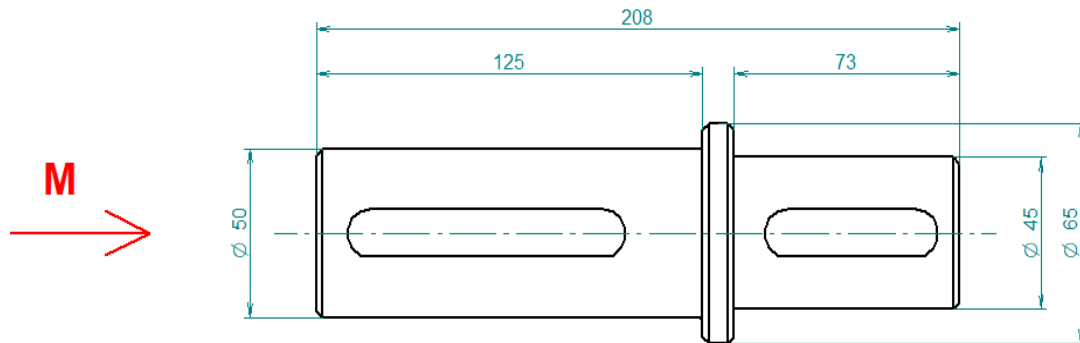
Redukované napětí:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \times \tau^2} = \sqrt{57,8^2 + 3 \times 9,03^2} = 59,8 \text{ MPa} \quad (78)$$

$$\sigma_{RED} < \sigma_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (79)$$

4.5.6. Hřídele

Hřídel je zasunut do dutého hřídele převodovky a přenáší krouticí moment přes pružnou spojku do převodového ústrojí tlačného řetězu. Hlavní návrhové rozměry hřídele jsou znázorněny na Obr. 25. Hřídel je zatěžován pouze krouticím moment $M = 827 \text{ Nm}$. Pro hřídel volím materiál E295. Mechanické vlastnosti materiálu E295 jsou vypsány v Tab. 7.



Obr. 25 Hřídel

4.5.6.1. Návrh per

Hodnota dovoleného otláčení boku pera nabývá velikosti:

$$P_a = 110 \sim 120 \text{ MPa} [11]$$

Pero na $\varnothing 50$:

Při výpočtu pera je nejprve určena funkční délka l_a a poté celková délka pera l pro kterou je zvoleno pero normalizovaných rozměrů.

$$d_h = 50 \text{ mm} \quad (80)$$

$$l_a = \frac{4 \times M}{d_h \times h \times P_a} = \frac{4 \times 827 \times 10^3}{50 \times 9 \times 110} = 66,83 \text{ mm} \quad (81)$$

$$l = l_a + b = 66,83 + 14 = 80,83 \text{ mm} \quad (82)$$

Volím pero 14e7 \times 9 \times 90 ČSN 02 2562

Pero na $\varnothing 45$:

Pero pro $\varnothing 45$ je navrženo obdobný způsobem, jako pero pro $\varnothing 50$.

$$d_h = 45 \text{ mm} \quad (83)$$

$$l_a = \frac{4 \times M_k}{d_h \times h \times P_d} = \frac{4 \times 827 \times 10^3}{45 \times 9 \times 110} = 74,25 \text{ mm} \quad (84)$$

$$l = \frac{l_a}{2} + b = 37,13 + 14 = 51,13 \text{ mm} \quad (85)$$

Volím 2× pero 14e7 × 9 × 56 ČSN 02 2562

4.5.6.2. Statická kontrola hřídele

Vypočtená hodnota napětí v krutu bude porovnána s dovoleným napětím v krutu.

Dovolené napětí v krutu pro pulzující zatížení je rovno:

$$\tau_{DK} = 60 \text{ MPa} \quad [12]$$

Kontrola hřídele na $\varnothing 50$:

$$W_k = \frac{\pi \times d_h^3}{16} - \frac{b \times t \times (d - t)^2}{2d} = \quad (86)$$

$$= \frac{\pi \times 50^3}{16} - \frac{14 \times 5,5 \times (50 - 5,5)^2}{2 \times 50} = 23018,9 \text{ mm}^3$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{827 \times 10^3}{23018,9} = 35,9 \text{ MPa} \quad (87)$$

$$\tau_k < \tau_{DK} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (88)$$

Kontrola hřídele na $\varnothing 45$:

$$W_k = \frac{\pi \times d_h^3}{16} - \frac{b \times t \times (d - t)^2}{d} = \quad (89)$$

$$= \frac{\pi \times 45^3}{16} - \frac{14 \times 5,5 \times (45 - 5,5)^2}{50} = 15222,6 \text{ mm}^3$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{827 \times 10^3}{16557,4} = 54,3 \text{ MPa} \quad (90)$$

$$\tau_k < \tau_{DK} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (91)$$

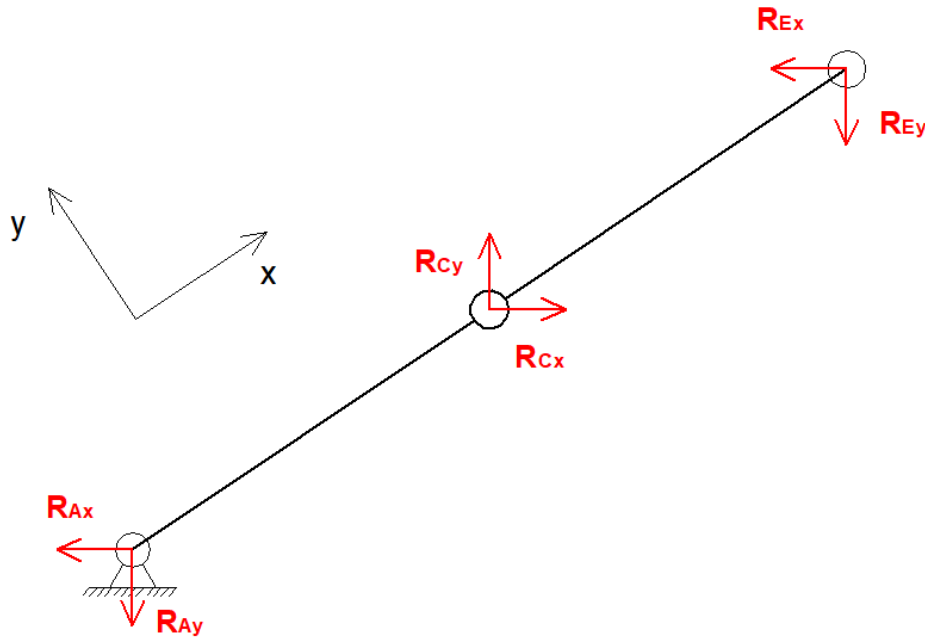
4.5.7. Těleso 2
4.5.7.1. Orientace sil

Pro dimenzování tělesa 2 je vytvořen matematický model, kde jsou síly orientovány v lokálním souřadném systému. Přepočítání sil je uvedeno v rovnicích (93) až (98).

Skutečná orientace sil je překreslena podle řešení rovnic rovnováhy a zobrazena na Obr. 26.

Pro těleso volím materiál S355J0. Mechanické vlastnosti materiálu S355J0 jsou vypsány v Tab. 6 a napětí na mezi úměrnosti je rovno $\sigma_u = 200 \text{ MPa}$.

$$\sigma_{Do} = \sigma_{Dt} = \frac{R_e}{k} = \frac{275}{2} = 137,5 \text{ Mpa} \quad (92)$$



Obr. 26 Skutečná orientace sil tělesa 2

4.5.7.2. Rozklad do lokálního souřadnicového systému:

$$R_{Axx} = -\cos(\beta) \times R_{Ax} - \cos(90^\circ - \beta) \times R_{Ay} \quad (93)$$

$$R_{Ayy} = \sin(\beta) \times R_{Ax} - \sin(90^\circ - \beta) \times R_{Ay} \quad (94)$$

$$R_{Cxx} = \cos(\beta) \times R_{Cx} + \cos(90^\circ - \beta) \times R_{Cy} \quad (95)$$

$$R_{Cyy} = \sin(\beta) \times R_{Cx} - \sin(90^\circ - \beta) \times R_{Cy} \quad (96)$$

$$R_{Exx} = -\cos(\beta) \times R_{Ex} - \cos(90^\circ - \beta) \times R_{Ey} \quad (97)$$

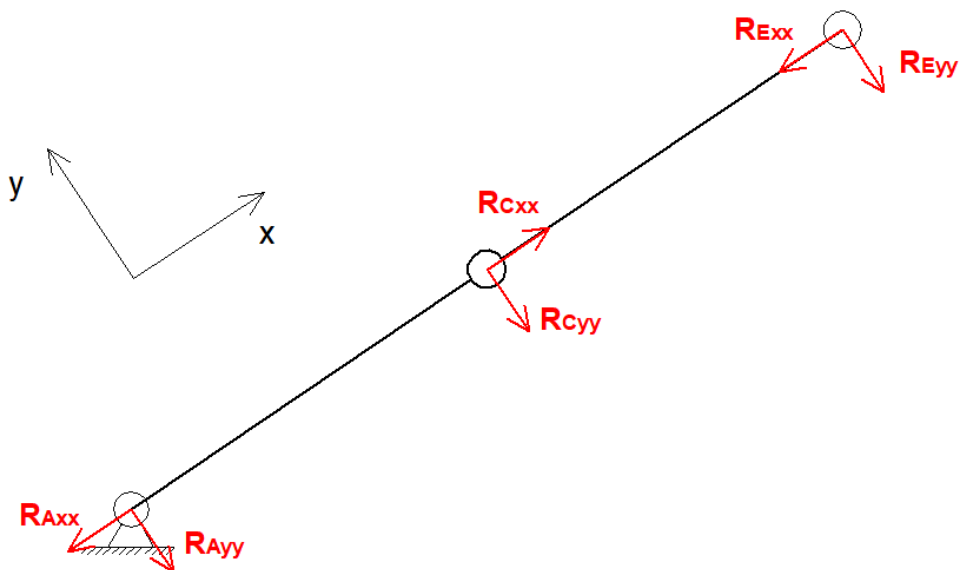
$$R_{Eyy} = \sin(\beta) \times R_{Ex} - \sin(90^\circ - \beta) \times R_{Ey} \quad (98)$$

Výsledné hodnoty pro horní polohu zdviže jsou vypsány v Tab. 9

Tab. 9 Těleso 2 – Síly v lokálním souřadnicovém systému

Konstanta	Velikost	Jednotka
R_{Axx}	-3 603,51	N
R_{Ayy}	-4 388,22	N
R_{Cxx}	7 207,232	N
R_{Cyy}	-8 776,53	N
R_{Exx}	-3 603,51	N
R_{Eyy}	-4 388,22	N

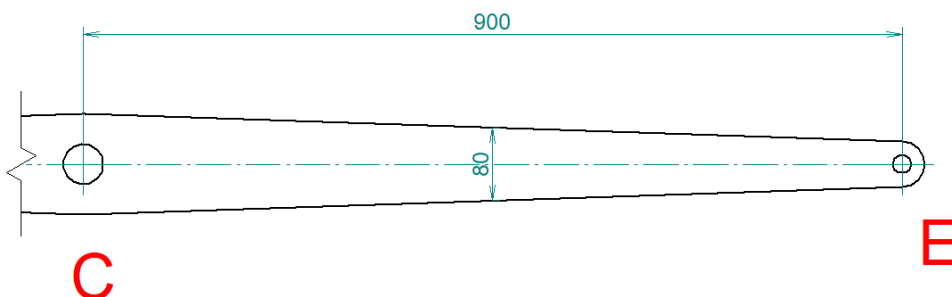
Výsledné vnitřní účinky jsou zobrazeny na Obr. 27



Obr. 27 Vnitřní účinky na těleso 2

Z matematického modelu je zřejmé, že těleso 2 je namáháno „osovými“ silami vzpěrem a ohybem.

4.5.7.3. Kontrola na vzpěr mezi body C a E



Obr. 28 Těleso 2 - rozměry

Jedná se o II. případ vzpěru: $n = 1$

Plocha průřezu (střední):

$$A = b_2 \times h_{2stř} = 20 \times 80 = 1\,600 \text{ mm}^2 \quad (99)$$

Kvadratický moment průřezu:

$$J_{min} = \frac{1}{12} \times h_{2stř} \times b_2^3 = \frac{1}{12} \times 80 \times 20^3 = 53\,333 \text{ mm}^4 \quad (100)$$

Minimální kvadratický poloměr průřezu:

$$i_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{A}} = \sqrt{\frac{53\,333}{1\,600}} = 5,77 \text{ mm} \quad (101)$$

Štíhlost:

$$\lambda = \frac{l}{i_{min}} = \frac{900}{5,77} = 155,8 \quad (102)$$

Mezní štíhlost:

Mezní štíhlost je důležitý parametr konkrétního materiálu, rozlišující oblast pružného a nepružného vzpěru a tím i použití odpovídajících vztahů. Výsledná mezní štíhlost se porovná se štíhlostí ze vztahu (102) a určí se další postup výpočtu.

$$\lambda_{mez} = \sqrt{n \times \frac{\pi^2 \times E}{\sigma_u}} = \sqrt{1 \times \frac{\pi^2 \times 2,1 \times 10^5}{200}} = 89,28 \quad (103)$$

$$\lambda_{mez} < \lambda \rightarrow \text{Výpočet podle Eulerova vztahu pro pružné řešení ztráty stability} \quad (104)$$

Kritická síla:

Kritická síla je síla při které prut ztratí stabilitu a dojde k vyhnutí neboli ztrátě stability.

$$F_{kr} = n \times \frac{\pi^2 \times E \times J_{min}}{l^2} = 1 \times \frac{\pi^2 \times 2,1 \times 10^5 \times 53\,333}{900^2} = 136\,468,6 \text{ N} \quad (105)$$

Kritické napětí:

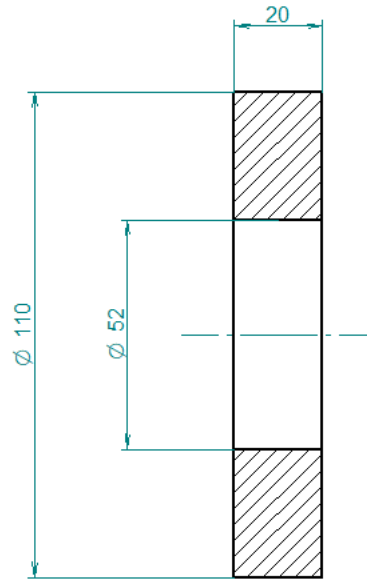
$$\sigma_{kr} = \frac{F_{kr}}{A} = \frac{136\,468,6}{1\,600} = 85 \text{ MPa} \quad (106)$$

$$\sigma_{kr} < \sigma_u \rightarrow \text{Podmínka splněna} \quad (107)$$

Bezpečnost ve vzpěru:

$$k = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_{MAX}} = \frac{\sigma_{kr}}{\frac{R_{Exx}}{A}} = \frac{85}{\frac{3603,51}{1\,600}} = 37 \quad (108)$$

4.5.7.4. Kontrola na tlak v bodě C



Obr. 29 Zjednodušený průřez v bodě C

Plocha průřezu:

$$S_c = b \times D_c - b \times d_c = 20 \times 110 - 20 \times 52 = 1\,160 \text{ mm} \quad (109)$$

Napětí v tlaku:

Vypočtená hodnota tlakového napětí bude porovnána s dovoleným napětím v tlaku.

$$\sigma_t = \frac{R_{Cxx}}{S_c} = \frac{7\,207}{1\,160} = 3,1 \text{ MPa} \quad (110)$$

$$\sigma_t < \sigma_{Dt} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (111)$$

4.5.7.5. Kontrola na stříh v bodě C

Napětí ve stříhu:

Obdobně jako u kontroly na tlak, také v případě kontroly na stříh bude vypočtené napětí porovnáno s dovoleným napětím ve stříhu (smyku).

$$\tau_{Do} = 0,6 \times \sigma_{Do} = 0,6 \times 137,5 = 82,5 \text{ MPa} \quad (112)$$

$$\tau = \frac{R_{Cyy}}{S_c} = \frac{8\,776}{1\,160} = 3,78 \text{ MPa} \quad (113)$$

$$\tau < \tau_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (114)$$

4.5.7.6. Kontrola na ohyb v bodě C

Napětí v ohybu:

Obdobně jako u kontroly na tlak, také v případě kontroly na ohyb bude vypočtené napětí porovnáno s dovoleným napětím v ohybu.

$$M_o = R_{Eyy} \times \frac{L_R}{2} = 4\,388 \times 900 = 3\,949\,200 \text{ Nmm} \quad (115)$$

$$J_{ZC} = \frac{1}{12} \times b \times D_C^3 - \frac{1}{12} \times b \times d_C^3 = \quad (116)$$

$$= \frac{1}{12} \times 20 \times 110^3 - \frac{1}{12} \times 20 \times 52^3 = 1\,983\,986 \text{ mm}^4$$

$$W_o = \frac{J_{ZC}}{Z} = \frac{1\,983\,986}{55} = 36\,072,5 \text{ mm}^3 \quad (117)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{3\,949\,200}{36\,072,5} = 109 \text{ MPa} \quad (118)$$

$$\sigma_o < \sigma_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (119)$$

Redukované napětí:

Protože těleso 2 je namáháno na ohyb, tlak i na střih (smyk), je nutné určit redukované napětí působící na těleso. Redukované napětí bude porovnáno s hodnotou dovoleného napětí ze vztahu (92).

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(\sigma_o + \sigma_t)^2 + 3 \times \tau^2} = \sqrt{(109 + 3,1)^2 + 3 \times 3,7^2} = 112,7 \text{ MPa} \quad (120)$$

$$\sigma_{RED} < \sigma_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (121)$$

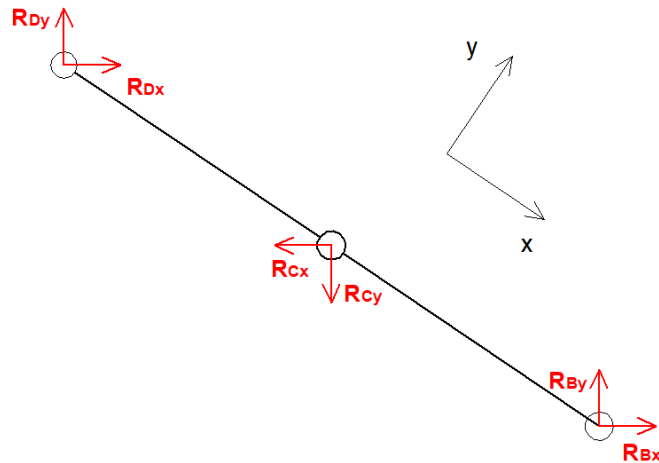
4.5.8. Těleso 3

4.5.8.1. Orientace sil

Postup dimenzování a kontrolních výpočtů je obdobný jako u tělesa 2. Pro dimenzování tělesa 2 je vytvořen matematický model, kde jsou síly orientovány v lokálním souřadném systému. Přepočítání sil je uvedeno v rovnicích (122) až (127).

Skutečná orientace sil je překreslena podle řešení rovnic rovnováhy a zobrazena na Obr. 30.

Pro těleso 3 volím materiál S355J0. Mechanické vlastnosti materiálu S355J0 jsou vypsány v Tab. 6. Napětí na mezi úměrnosti, dovolené napětí v ohybu, tlaku a krutu jsou totožná jako napětí pro těleso 2.



Obr. 30 Skutečná orientace sil tělesa 3

4.5.8.2. Rozklad do lokálního souřadnicového systému:

$$R_{Bxx} = \cos(\beta) \times R_{Bx} - \cos(90^\circ - \beta) \times R_{By} \quad (122)$$

$$R_{Byy} = \sin(\beta) \times R_{Ax} - \sin(90^\circ - \beta) \times R_{Ay} \quad (123)$$

$$R_{Cxx} = -\cos(\beta) \times R_{Cx} + \cos(90^\circ - \beta) \times R_{Cy} \quad (124)$$

$$R_{Cyy} = -\sin(\beta) \times R_{Cx} - \sin(90^\circ - \beta) \times R_{Cy} \quad (125)$$

$$R_{Dxx} = \cos(\beta) \times R_{Dx} - \cos(90^\circ - \beta) \times R_{Dy} \quad (126)$$

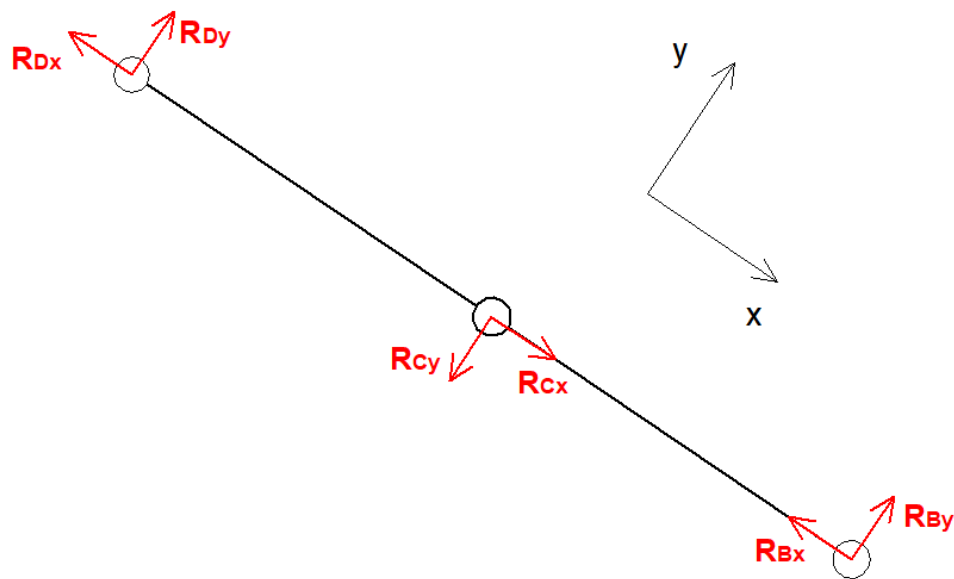
$$R_{Dyy} = \sin(\beta) \times R_{Dx} + \sin(90^\circ - \beta) \times R_{Dy} \quad (127)$$

Výsledné hodnoty pro horní polohu zdviže jsou vypsány v Tab. 10

Tab. 10 Těleso 3 – Síly v lokálním souřadnicovém systému

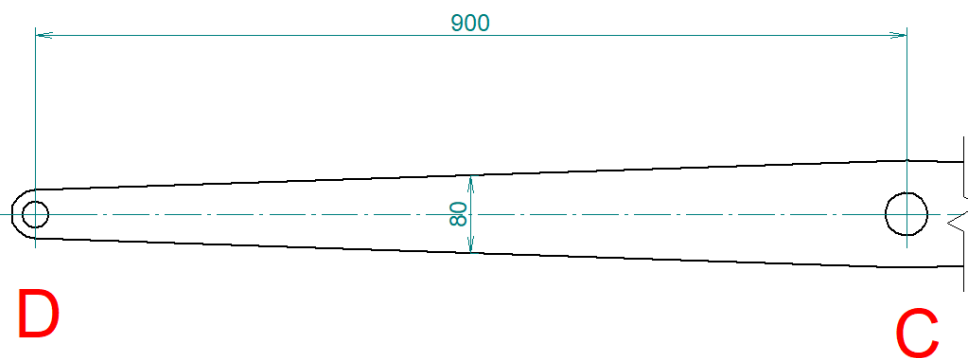
Konstanta	Velikost	Jednotka
R_{Bxx}	-3 515	N
R_{Byy}	4 459	N
R_{Cxx}	7 030	N
R_{Cyy}	-8 918	N
R_{Dxx}	-3 515	N
R_{Dyy}	4 459	N

Výsledné vnitřní účinky jsou zobrazeny na Obr. 31



Obr. 31 Vnitřní účinky na těleso 3

4.5.8.3. Kontrola na vzpěr mezi body C a E



Obr. 32 Těleso 3 - rozměry

Jedná se o II. případ vzpěru: $n = 1$

Plocha průřezu (střední):

$$A = b_3 \times h_{3stř} = 20 \times 80 = 1\,600 \text{ mm}^2 \quad (128)$$

Kvadratický moment setrvačnosti:

$$J_{min} = \frac{1}{12} \times h_{3stř} \times b_3^3 = \frac{1}{12} \times 80 \times 20^3 = 53\,333 \text{ mm}^4 \quad (129)$$

Minimální kvadratický moment:

$$i_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{A}} = \sqrt{\frac{53\,333}{1\,600}} = 5,77 \text{ mm} \quad (130)$$

Štíhlost:

$$\lambda = \frac{l}{i_{min}} = \frac{900}{5,77} = 155,8 \quad (131)$$

Mezní štíhlost:

$$\lambda_{mez} = \sqrt{n \times \frac{\pi^2 \times E}{\sigma_u}} = \sqrt{1 \times \frac{\pi^2 \times 2,1 \times 10^5}{200}} = 89,28 \quad (132)$$

$$\lambda_{mez} < \lambda \rightarrow \text{Výpočet podle Eulerova vztahu pro pružné řešení ztráty stability} \quad (133)$$

Kritická síla:

$$F_{kr} = n \times \frac{\pi^2 \times E \times J_{min}}{l^2} = 1 \times \frac{\pi^2 \times 2,1 \times 10^5 \times 53\,333}{900^2} = 136\,468,6 \text{ N} \quad (134)$$

Kritické napětí:

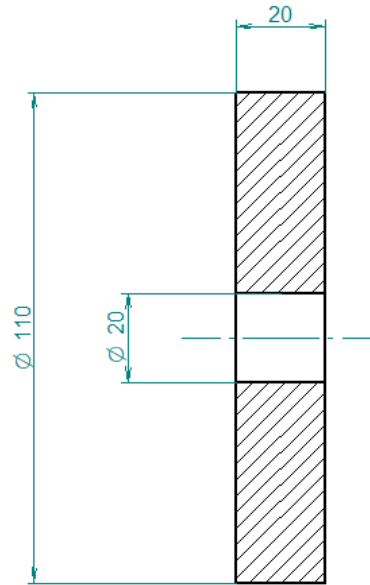
$$\sigma_{kr} = \frac{F_{kr}}{A} = \frac{136\,468,6}{1\,600} = 85 \text{ MPa} \quad (135)$$

$$\sigma_{kr} < \sigma_u \rightarrow \text{Podmínka splněna} \quad (136)$$

Bezpečnost ve vzpěru:

$$k = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_{MAX}} = \frac{\sigma_{kr}}{\frac{R_{Exx}}{A}} = \frac{85}{\frac{3\,515}{1\,600}} = 38,8 \quad (137)$$

4.5.8.4. Kontrola na tlak v bodě C



Obr. 33 Zjednodušený průřez v bodě C

Plocha průřezu:

$$S_c = b \times D_c - b \times d_c = 20 \times 100 - 20 \times 20 = 1800 \text{ mm} \quad (138)$$

Napětí v tlaku:

$$\sigma_t = \frac{R_{Cxx}}{S_C} = \frac{7\,030}{1800} = 1,9 \text{ MPa} \quad (139)$$

$$\sigma_t < \sigma_{Dt} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (140)$$

4.5.8.5. Kontrola na střih v bodě C

Napětí ve střihu:

$$\tau = \frac{R_{Cyy}}{S_C} = \frac{8\,918}{1800} = 2,4 \text{ MPa} \quad (141)$$

$$\tau < \tau_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (142)$$

4.5.8.6. Kontrola na ohyb v bodě C

Napětí v ohybu:

$$M_o = R_{Dyy} \times \frac{L_R}{2} = 4\,459 \times 900 = 4\,013\,374 \text{ Nmm} \quad (143)$$

$$J_{ZC} = \frac{1}{12} \times b \times D_c^3 - \frac{1}{12} \times b \times d_c^3 = \quad (144)$$

$$= \frac{1}{12} \times 20 \times 100^3 - \frac{1}{12} \times 20 \times 20^3 = 2\,205\,000 \text{ mm}^4$$

$$W_o = \frac{J_{ZC}}{Z} = \frac{2\,205\,000}{55} = 40\,090 \text{ mm}^3 \quad (145)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{4\,013\,374}{40\,090} = 100,1 \text{ MPa} \quad (146)$$

$$\sigma_o < \sigma_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (147)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \times \tau^2} = \sqrt{(100,1 + 1,9)^2 + 3 \times 2,4^2} = 102 \text{ MPa} \quad (148)$$

$$\sigma_{RED} < \sigma_{Do} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (149)$$

4.5.9. Návrh ložisek

4.5.9.1. Ložisko v bodech A, D

Pro čep o průměru 20 mm volím ložiskový domek UCP 204. V čepu A a D dochází pouze k natočení o 25°, proto bude provedena pouze statická kontrola ložiska, kdy statická únosnost ložiska $C_0 > F_A$.

Tab. 11 Hodnoty pro kontrolu ložiska bodech A, D

Konstanta	Velikost	Jednotka
C_0	6,7	kN
F_A	2,839	kN

$$C_0 > F_A \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (150)$$

4.5.9.2. Ložisko v bodech B, E

Pro čep o průměru 20 mm volím jednořadé kuličkové ložisko 6004 – 2RSL. Čepy B a E se pohybují a kolečka se otáčejí, proto bude provedena dynamická kontrola ložiska.

Tab. 12 Hodnoty pro kontrolu ložiska B, E

Konstanta	Velikost	Jednotka
C_0	5	kN
C	9,95	kN
F_A	2,839	kN
n_B	12	ot/min
$L_h \text{ min}$	25 000	h

$$\frac{F_{Bax}}{F_B} = \frac{0}{2\,839} = 0 > e \rightarrow X = 1, Y = 0 \quad (151)$$

$$P = X \times F_B + Y \times F_{Bax} = 1 \times 2\,839 + 1 \times 0 = 2\,839 \text{ N} \quad (152)$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \times \frac{10^6}{60 \times n} = \left(\frac{9\,950}{2\,839}\right)^3 \times \frac{10^6}{60 \times 12} = 59\,791,6 \text{ h} \quad (153)$$

$$L_h > L_{h\,min} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (154)$$

4.5.9.3. Ložisko v bodě C

Volím pro spojení ramen v bodu C ložisko 6205 – 2RSL. Ložisko v bodu C se bude pouze naklápět a nedojde k plnému otočení, proto bude provedena pouze statická kontrola, kdy statická únosnost ložiska $C_0 > F_C$.

Tab. 13 Hodnoty pro kontrolu ložisko C

Konstanta	Velikost	Jednotka
C_0	7,8	kN
F_C	5,678	kN

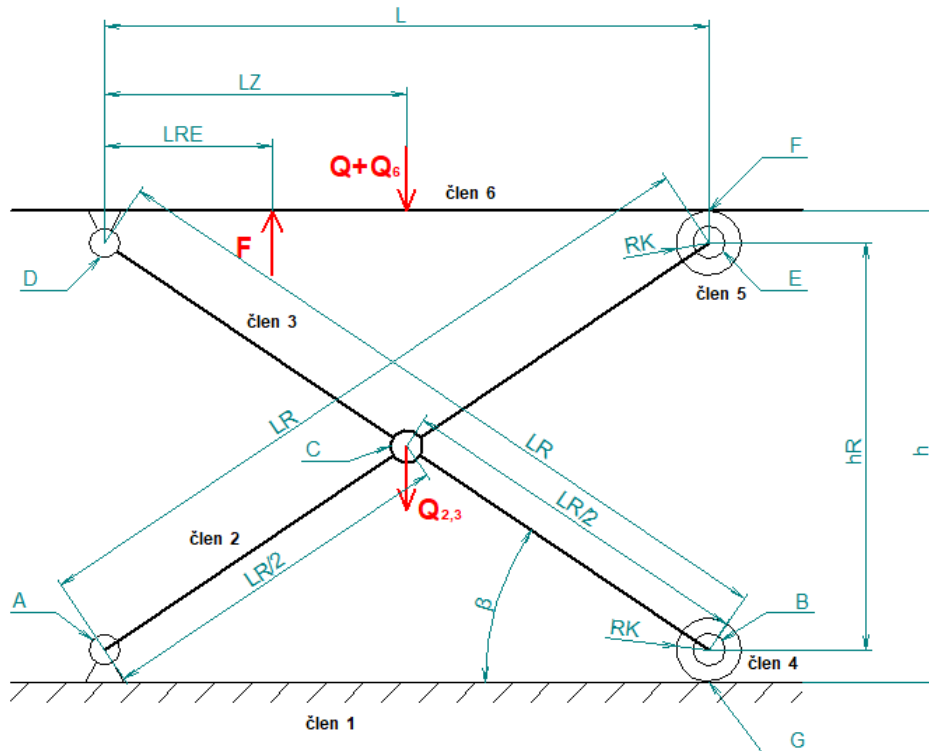
$$C_0 > F_C \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (155)$$

4.5.9.4. Kontrola pohonu

Po vytvoření 3D modelu již znám hmotnosti jednotlivých členů a polohu jejich těžiště, proto provedu kontrolu pohonu, zda bude zvolený pohon dostačující i při započtení hmotnosti jednotlivých členů nůžkového mechanismu. Započtu do výpočtu hmotnost členu 2, 3 a 6. K hmotnosti členu 6 byla připočtena i hmotnost krytu horního rámu. Hmotnost pojezdového kolečka zanedbám. Nové schéma je znázorněno na Obr. 34.

Tab. 14 Váha členů nůžkového mechanismu

Konstanta	Velikost	Jednotka
Q_2	53,5	kg
Q_3	55,5	kg
Q_6	106,7	kg



Obr. 34 Schéma mechanismu pro kontrolu pohonu

Výpočet požadovaných parametrů pohonu byl proveden v programu Matlab a skript s výpočtem naleznete „Textové přílohy – Příloha 3“. Výsledné hodnoty jsou vypsány v Tab. 15.

Tab. 15 Potřebné hodnoty pohonu

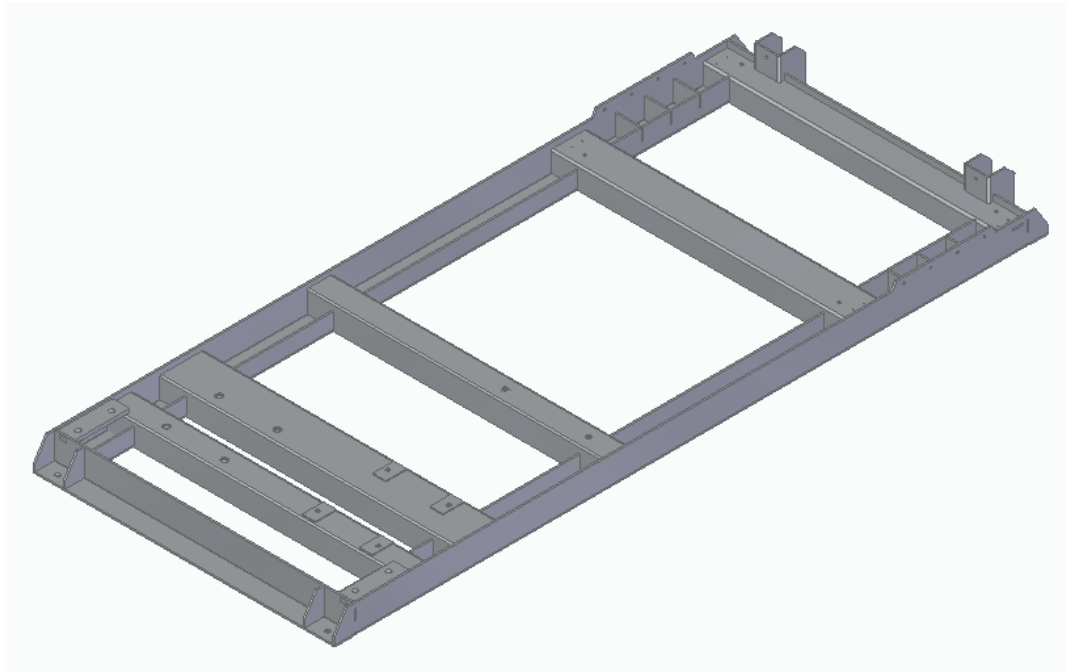
Konstanta	Velikost vypočtená	Parametry vybraného pohonu	Jednotka
P	2.27	2,9	kW
M	758,1	827	Nm

Vybraný pohon vyhovuje.

4.6. Konstrukční provedení

V této kapitole budou popsány jednotlivé konstrukční celky nůžkové lineární zdviže, která byla zkonstruována podle parametrů požadovaných v zadání.

4.6.1. Spodní rám



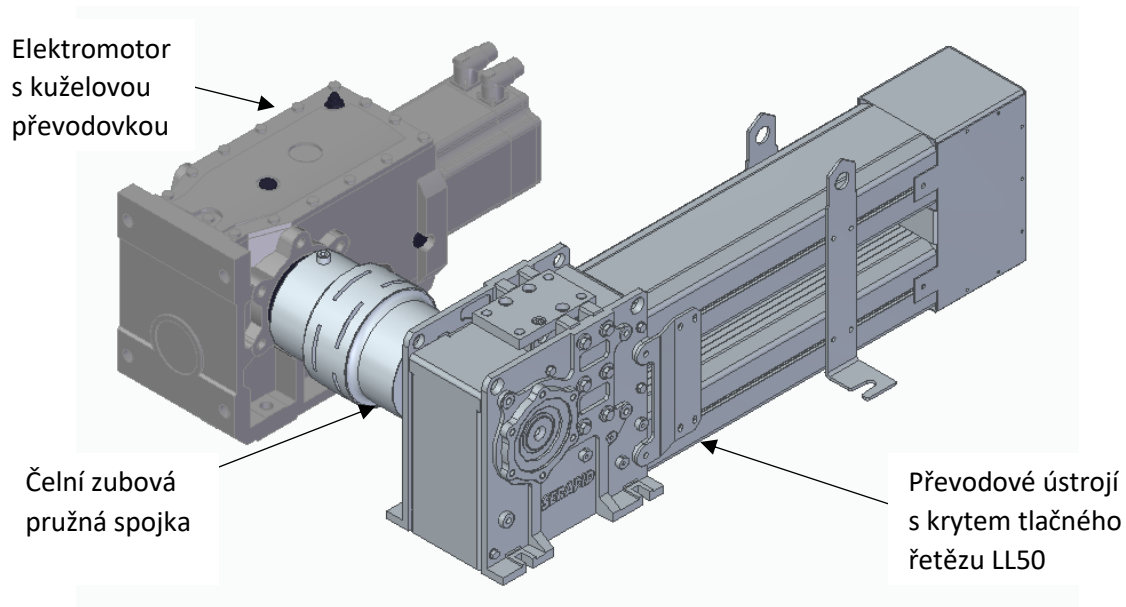
Obr. 35 Spodní rám

Spodní rám je svařenec z plechů o tloušťce od 3 do 10 mm vypálených laserem a ohnutých na ohraňovacím lisu. Díky technologii pálení laserem mohou být jednotlivé plechy tvarově složité, což umožňuje přesnější konstrukci a urychlení procesu svařování. Díly jsou vybaveny výřezy a výstupky (dále zámečky), které do sebe zapadají. Zámečky umožňují přesnější sesazení rámu a urychlení procesu svařování rámu, díky nepotřebnosti odměřování vzdálenosti vybraných dílů. Toto urychlení svařovacího procesu má dopad na výslednou cenu. Na všech plechových součástech jsou v rozvinu zaobleny rohy (krom vnitřních rohů otvorů pro zámečky a dosedací plochy) z důvodu kontinuálního chodu laseru. Díky tomu budou jednotlivé díly vyřezány rychleji. To samé je aplikováno i u všech plechových dílů zdviže.

Na rám budou připevněny pomocí šroubů ložiskové domky, kuželová převodovka s elektromotorem a převodové ústrojí s krytem tlačného řetězu, pojezdové desky pro kolečka, lišty pro držáky indukčních čidel měřící polohu koleček, pryžové dorazy, bezpečnostní plechy zabraňující nechtěnému převrácení nůžkového mechanismu a čtyři stavěcí nohy.

V méně dostupných místech jsou při svařování rámu přivařeny navařovací matice DIN 929, které umožní snadnější montáž ložiskových domků, pohonu a pojezdových lišt.

4.6.2. Pohon



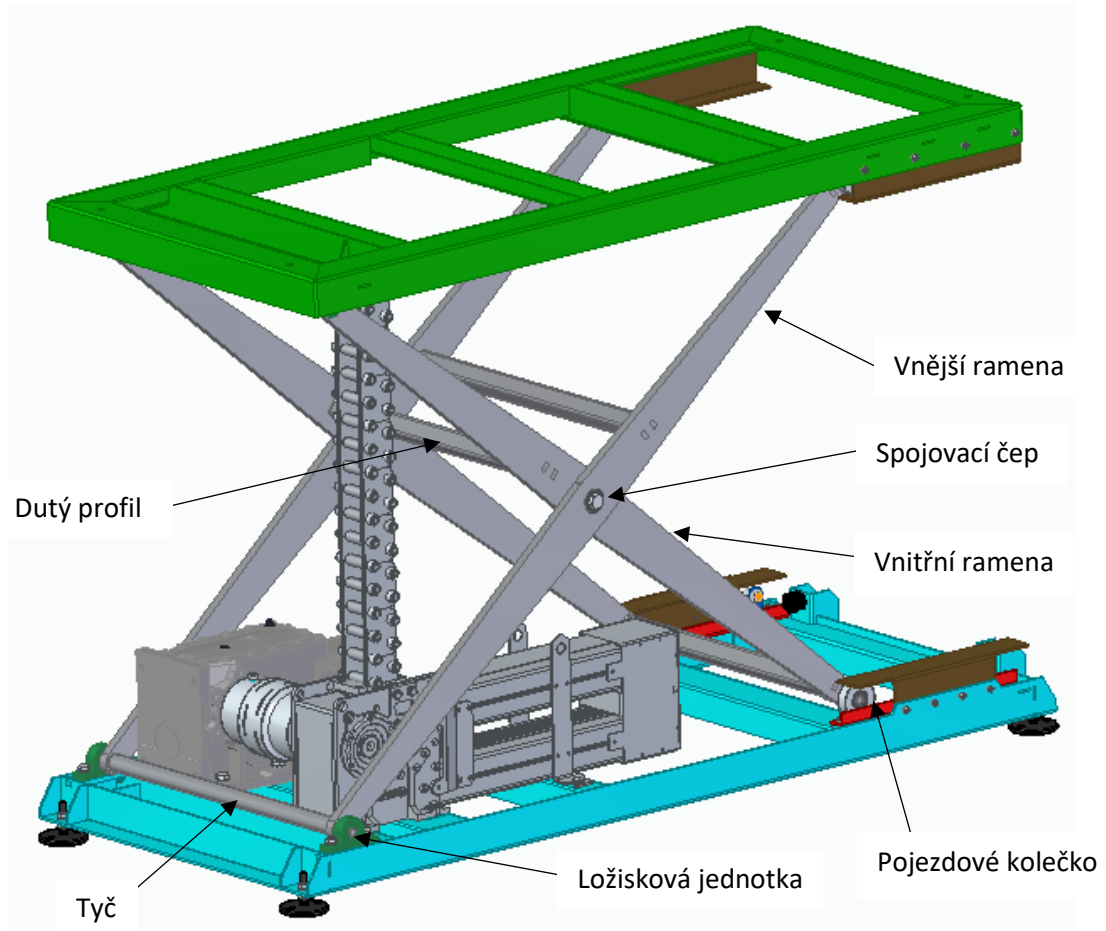
Obr. 36 Sestava pohonu

Sestava pohonu se skládá z kuželové převodovky typu g500-B1500 osazené elektromotorem m850-S140/S3.24E+3 o výkonu 2,9 kW, pružné spojky gr75/90 firmy Sitspa a převodového ústrojí s krytem tlačného řetězu LL50 z řady LINKLIFT firmy Serapid.

Kryt tlačného řetězu je uzpůsoben tak, aby dovoval řetězu být uložen ve dvou vrstvách nad sebou a díky tomu jsou zástavbové prostory potřebné pro umístění převodového ústrojí s krytem tlačného řetězu minimalizovány.

Spojení hřídelů pomocí čelní zubové pružné spojky je voleno z důvodu vyrovnání nesouososti hřídelů, vzniklých nepřesností při svařování a výrobě součástí spodního rámu. Zajištění axiální nepohyblivosti spojky je provedeno pomocí tří šroubů M10 s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem.

4.6.3. Ramena nůžkového mechanismu

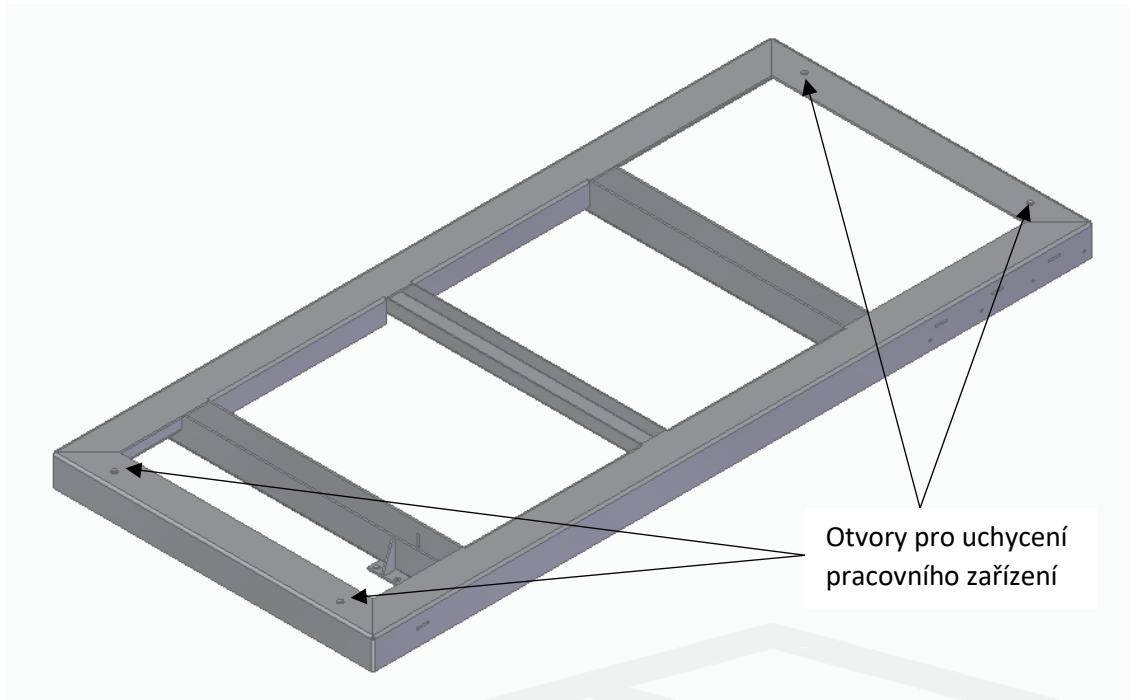


Obr. 37 Nůžková zdviž

Ramena nůžkového mechanismu jsou vypálena z plechu o tloušťce 20 mm a jsou spojena dutými čtvercovými profily o rozměrech 40×3 mm a v bodě A jsou ramena ze zástavbových důvodů spojena kruhovou tyčí o průměru 35 mm. Duté profily jsou umístěny tak, aby zpevnily ramena proti kroucení a aby nebránily pohybu nůžkového mechanismu v rozsahu celého zdvihu a zároveň nebyly v kolizi s dalšími částmi zdviže. Délka ramen byla z optimalizačních důvodů zvolena 1800 mm. Vnitřní a vnější ramena jsou vzájemně spojena v bodě C, spojení je realizováno pomocí čepu. Do vnějších ramen jsou vložena ložiska. Ložiskem je provlečen čep, který má na konci závit. Závit je zašroubován do vnitřního ramene. Zajištění čepu proti uvolnění je provedeno pomocí kontramaticy připevněné k čepu z vnitřní strany ramen. Toto spojení je zobrazeno na Obr. 19.

Ramena jsou uložena v ložiskových jednotkách SKF UCP, které jsou připevněny k hornímu i spodnímu rámu. Na čepy na opačných koncích ramen jsou nasazena pojezdová kolečka.

4.6.4. Horní rám

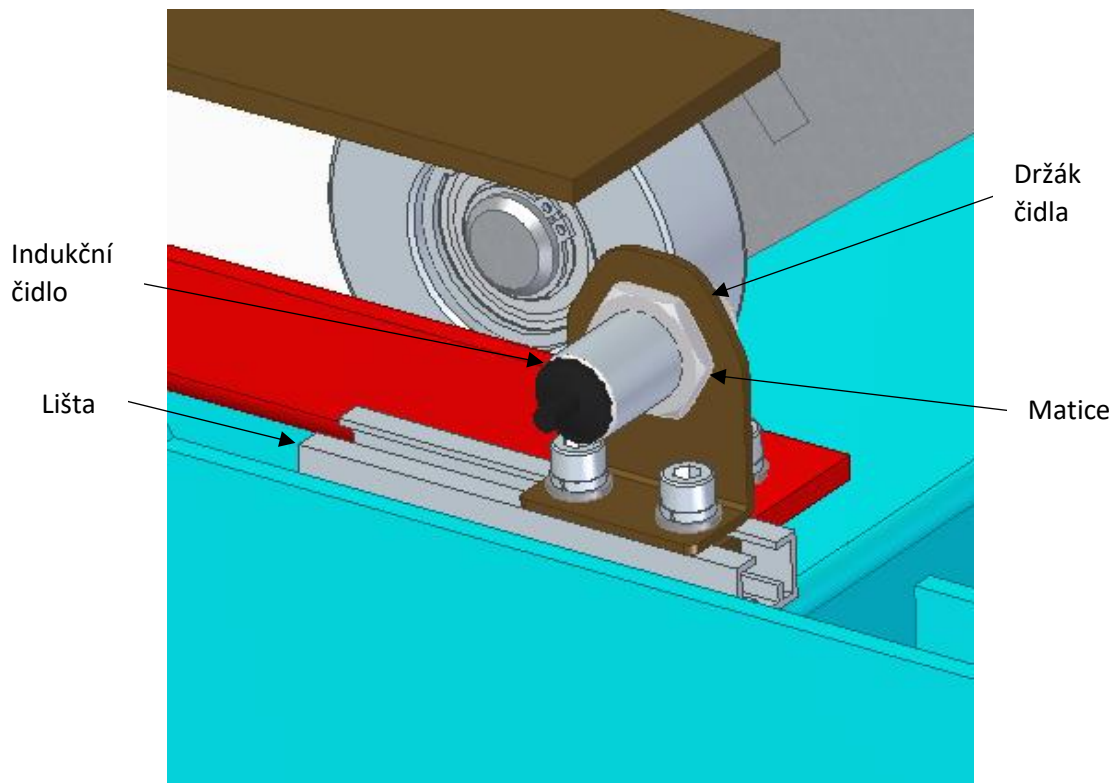


Obr. 38 Horní rám

Horní rám je stejně jako spodní rám svařený z vypálených a ohnutých plechů se zámečky pro rychlejší sesazení plechových součástí a zkrácení času svařování rámu. Tloušťka plechů horního rámu je 5 mm.

K rámu budou připevněny ložiskové jednotky, tlačný řetěz a bezpečnostní plechy, zabraňující převrácení horního rámu. Zároveň je k hornímu rámu možno přišroubovat kryt, který může sloužit jako pracovní deska. V jiném případě může fungovat zdviž bez krytu a nést například válečkový dopravník, proto je horní rám doplněn o 4 otvory umožňující připevnění zařízení, které bude pracovat společně se zdviží.

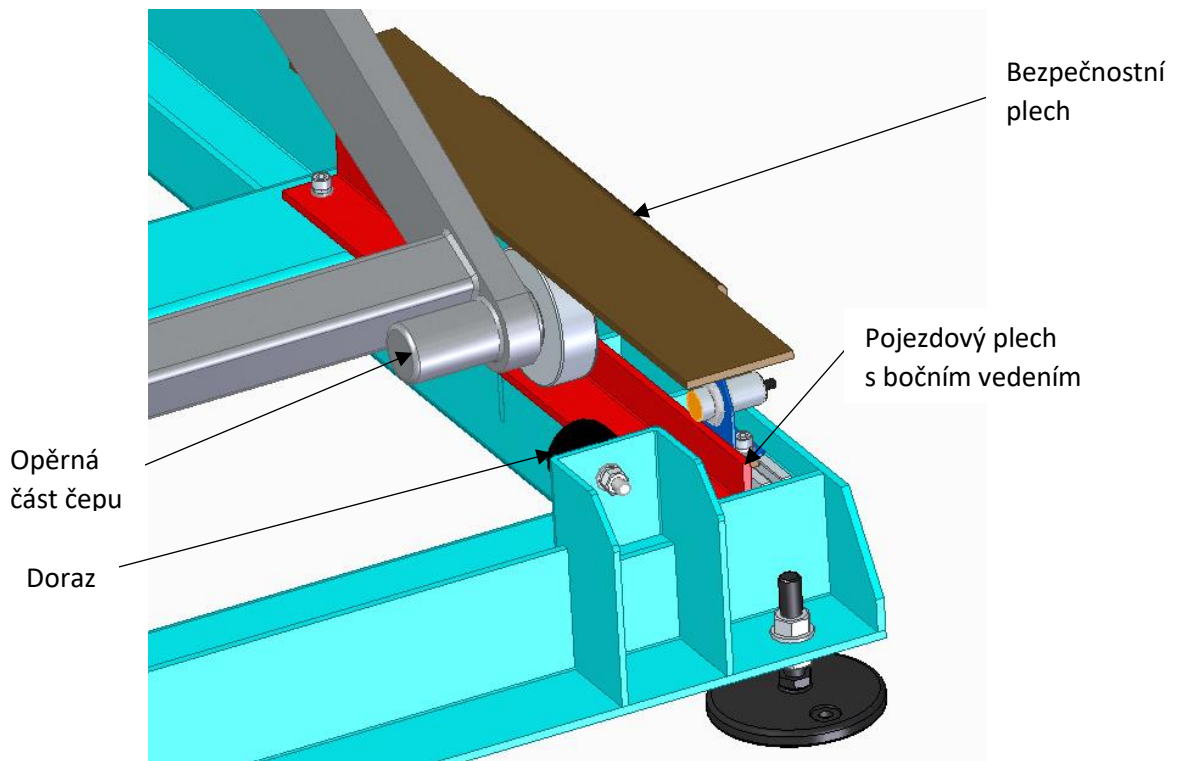
4.6.5. Odměrování polohy



Obr. 39 Odměrování polohy

O zjišťování polohy se starají indukční čidla NBT18-s05b-n2n2 s detekční vzdáleností 5 mm a odstíněným tělem. Indukční čidlo detekuje kovové kolečko, když se přiblíží do horní či dolní pracovní polohy zdviže. Čidlo je uchyceno v plechovém držáku pomocí dvou matic. Držák čidla je připevněn k liště. Poloha držáku se může přizpůsobit díky delšímu rozměru lišty. Změnou polohy lze nastavit i výšku plošiny v pracovních polohách. Pro horní a dolní pracovní polohu zdviže je použito pouze jedno čidlo, ale dle požadavků programátora je možné na lištu pro horní i dolní polohu přidat další držák s indukčním čidlem pro zpřesnění zjišťování polohy kolečka při pohybu.

4.6.6. Zajištění polohy pohyblivého konce ramen

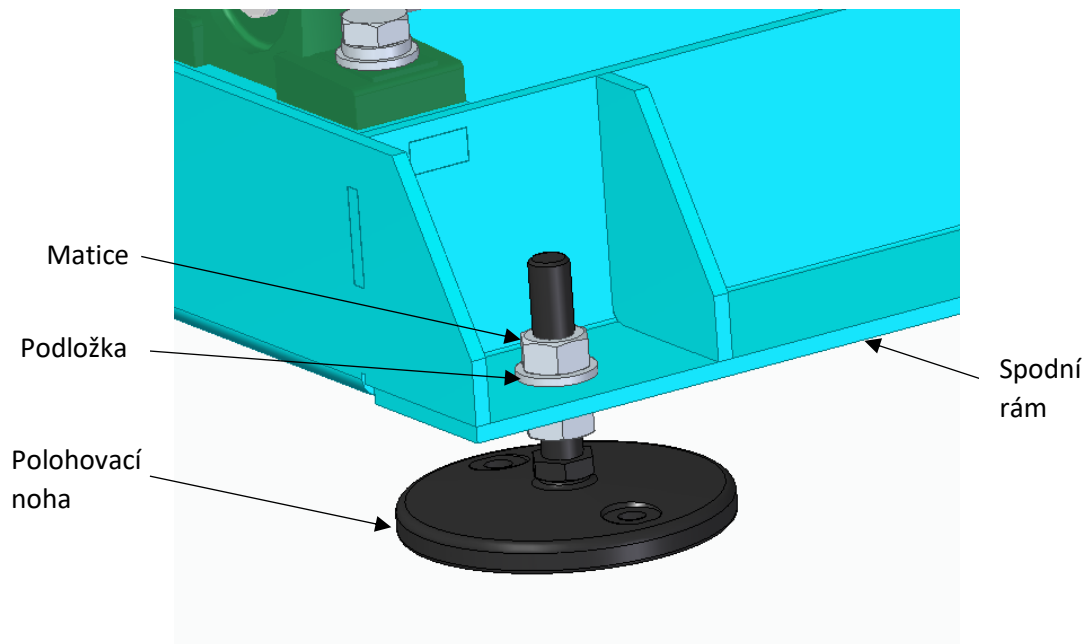


Obr. 40 Zajištění polohy koleček

Boční vedení kolečka je zajištěno ohybem na pojezdovém plechu, tento ohyb zabraňuje posunutí kolečka, při působení boční síly. Nechtěnému převrácení nůžkového mechanismu zabraňují bezpečnostní plechy, přišroubované ke spodnímu rámu a zároveň jsou k hornímu rámu přišroubovány bezpečnostní plechy, které zabraňují nechtěnému převrácení horního rámu.

Při servisu či poruše nůžkové lineární zdviže se opěrné části čepu vnitřního ramene zarazí o pryžové dorazy, připevněné ke spodnímu rámu, které udrží mechanismus ve stabilní poloze.

4.6.7. Ustavení zdviže



Obr. 41 Polohovací noha

Ustavení zdviže na místě se provede pomocí čtyř polohovacích nohou z nerezů GN 23-100-m12-60-d0-sk od firmy ELESA+GANter. Na každé z nohou jsou dvě matice M12 a dvě podložky, díky kterým je možné nastavení výšky polohovacích nohou zdviže v rozmezí 30 mm a zároveň jde díky polohování vyrovnat zviž do vodorovné polohy. Nohy jsou ustaveny na místě pomocí dvou podlahových kotevních šroubů M8, šrouby budou upevněny do betonové podlahy pomocí chemické kotvy. Každá z nohou je schopna přenést statické zatížení až 16 kN.

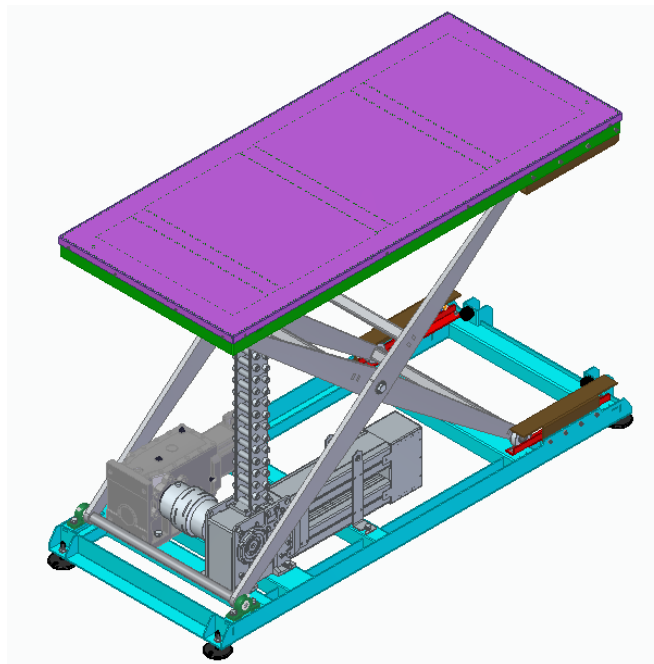
5. Závěr

V této bakalářské práci byl proveden konstrukční návrh a konstrukce 3D modelu nůžkové zdviže s lineární závislostí na otáčkách pohonu podle parametrů ze zadání.

Teoretická část se věnuje rozdělení kinematik nůžkových mechanismů a rešerši druhů pohonů, které se používají pro pohon nůžkových zdviží. Byly vypsány pouze vhodné varianty pohonů vzhledem k zadané hmotnosti břemene a výšce zdvihu nůžkového mechanismu.

Konstrukční část je věnována návrhu zdviže s nůžkovým mechanismem. Jako pohon pro nůžkovou zdviž byl vybrán pohon pomocí tlačného řetězu od firmy Serapid. Tento typ pohonu splňuje lineární závislost mezi zdvihem plošiny a otáčkami pohonu. Dalšími výhodami tohoto pohonu je dlouhá životnost díky minimálnímu počtu rotačních součástí, vysoká účinnost rovnající se 80 % a vysoká odolnost vůči nečistotám vnikajícím do převodového ústrojí, díky čemuž nemusí být zdviž vybavena teleskopickým krytem pohybujícím se se zdviží a zabraňujícím vnikání nečistot. Pro tento typ pohonu byl proveden silový rozbor, návrh motoru a další kontrolní a návrhové výpočty hlavních částí zdviže s nůžkovým mechanismem.

Navrženou zdviž je možno použít všude, kde je zapotřebí zdvih 700 mm břemena o hmotnosti 1000 kg. Zdvíž lze spojit s dalším zařízením, které bude připevněno k hornímu rámu nebo lze připevnit plechový kryt horního rámu, který bude fungovat jako pracovní plocha. Z bezpečnostních důvodů nesmí být zdviž v provozu při přítomnosti osob v jejím blízkém okolí.



Obr. 42 Nůžková zdviž s tlačným řetězem

Seznam použité literatury

- [1] ČSN EN 1570-1 +A1: *Bezpečnostní požadavky na zdvihací stoly - Část 1*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, 2015.
- [2] PRUCHAR, Lubomír. *Optimalizace a návrh elektrického pohonu zdvihacího mechanismu nůžkového stolu*. Praha, 2015. Diplomová práce. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE. Vedoucí práce Ing. Tomáš Krannichov, Ph.D.
- [3] Maxima Lift Table DX. In: *HYMO* [online]. Norrköpin: HYMO, 2020 [cit. 2020-04-27]. Dostupné z: <https://hymo.com/lift-tables/maxima-lift-table-dx/>
- [4] Herklues A1300. In: *Lift Tables* [online]. Brookfield (Wisconsin): Lift Tables, 2019 [cit. 2020-04-27]. Dostupné z: <https://www.lift-tables.net/herkules/a1300.php>
- [5] Kuličkové šrouby. *KSK Precise Motion* [online]. Kuřim: KSK Precise Motion, 2020 [cit. 2020-04-27]. Dostupné z: <https://www.ksk-pm.cz/kulickove-srouby>
- [6] Ball screw scissor lift tables. In: *EnKon* [online]. 2760 Ridgeway Court Walled Lake: EnKon, 2020 [cit. 2020-04-27]. Dostupné z: <https://www.enkon.pro/ball-screw-scissor-lift-tables.html>
- [7] CORRADO, Andrea, Wilma POLINI, Luca CANALE a Costanzo CAVALIERE. To design a belt drive scissor lifting table. *International Journal of Engineering and Technology*. Department of Civil and Mechanical Engineering, University of Cassino and Southern Lazio via Gaetano di Biasio 43, 03043 Cassino, Italy, 2016, **8**(1), 10.
- [8] Spiralift. In: *Galasystems* [online]. St-Hubert: Galasystems, b.r. [cit. 2020-04-28]. Dostupné z: <https://www.galasystems.com/en/spiralift/>
- [9] Autoquip Spiralift. In: *Lift Tables* [online]. Brookfield (Wisconsin): Lift Tables, 2019 [cit. 2020-04-28]. Dostupné z: <https://www.lift-tables.net/autoquip/spiral-mechanical-lift.php>
- [10] LINKLIFT. In: *Serapid* [online]. Rouxmesnil-Bouteilles, b.r. [cit. 2020-04-28]. Dostupné z: <https://www.serapid.com/en/products-and-solutions/linklift-lift-system-heavy-loads>
- [11] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [12] Hodnoty mezí pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel. *E-konstruktor* [online]. c2013-2017 [cit. 2020-05-06]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezí-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolených-napětí-pro-ocel>

Seznam obrázků

Obr. 1 Nesymetrická kinematika	7
Obr. 2 Nesymetrická kinematika s motorem pohybujícím se s rámem.....	8
Obr. 3 Symetrická kinematika.....	9
Obr. 4 Hydraulická zdviž firmy HYMO.....	10
Obr. 5 Zdvíž s pneumatickým měchem firmy Lift Tables	10
Obr. 6 Zdvíž s pohybovým šroubem firmy EnKon	11
Obr. 7 Schéma zdviže s řemenovým pohonem	11
Obr. 8 Spiralift.....	12
Obr. 9 Zdvíž se spiralift firmy Lift Tables.....	13
Obr. 10 Tlačný řetěz LINKLIFT	13
Obr. 11 Schéma mechanismu	15
Obr. 12 Uvolnění tělesa 2	16
Obr. 13 Uvolnění tělesa 3	17
Obr. 14 Uvolnění tělesa 4	18
Obr. 15 Uvolnění tělesa 5	18
Obr. 16 Uvolnění tělesa 6	19
Obr. 17 Čep A, D	24
Obr. 18 Čep B, E	25
Obr. 19 Čep C.....	27
Obr. 20 Schéma mechanismu v servisní poloze	28
Obr. 21 Uvolnění tělesa 2	29
Obr. 22 Uvolnění tělesa 3	30
Obr. 23 Uvolnění tělesa 6	31
Obr. 24 Čep B.....	32
Obr. 25 Hřídel	33
Obr. 26 Skutečná orientace sil tělesa 2	35
Obr. 27 Vnitřní účinky na těleso 2	36
Obr. 28 Těleso 2 - rozměry	36
Obr. 29 Zjednodušený průřez v bodě C	38
Obr. 30 Skutečná orientace sil tělesa 3	40
Obr. 31 Vnitřní účinky na těleso 3	41
Obr. 32 Těleso 3 - rozměry	41
Obr. 33 Zjednodušený průřez v bodě C	43
Obr. 34 Schéma mechanismu pro kontrolu pohonu	46
Obr. 35 Spodní rám.....	47
Obr. 36 Sestava pohonu	48
Obr. 37 Nůžková zdviž	49
Obr. 38 Horní rám.....	50
Obr. 39 Odměrování polohy	51
Obr. 40 Zajištění polohy koleček	52
Obr. 41 Polohovací noha	53
Obr. 42 Nůžková zdviž s tlačným řetězem.....	54

Seznam tabulek

Tab. 1 Zhodnocení vhodnosti použití pohonu u zdviže	14
Tab. 2 Rozměry nůžkového mechanismu	15
Tab. 3 Výsledné hodnoty silového rozboru	20
Tab. 4 Parametry pohonu	22
Tab. 5 Parametry pružné spojky gr75/90	23
Tab. 6 Mechanické vlastnosti S355J0	23
Tab. 7 Mechanické vlastnosti E295	26
Tab. 8 Tíhové síly působící na mechanismus	28
Tab. 9 Těleso 2 – Síly v lokálním souřadnicovém systému	36
Tab. 10 Těleso 3 – Síly v lokálním souřadnicovém systému	40
Tab. 11 Hodnoty pro kontrolu ložiska bodech A, D	44
Tab. 12 Hodnoty pro kontrolu ložiska B, E	44
Tab. 13 Hodnoty pro kontrolu ložisko C	45
Tab. 14 Váha členů nůžkového mechanismu	45
Tab. 15 Potřebné hodnoty pohonu	46

Seznam příloh

Textové přílohy:

1. Příloha 1 – Matlab skript – Výpočet nůžkového mechanismu a pohonu
2. Příloha 2 – Matlab skript – Výpočet síly působící na pryžový doraz
3. Příloha 3 – Matlab skript – Kontrola parametrů pohonu

Katalogy:

1. Příloha – Katalog tlačného řetězu

Výkresová dokumentace:

BP-00-00 Zdvíž

BP-00-00K Zdvíž

BP-00-01 Hřídel

BP-51-12 Plech 12

Elektronické přílohy:

3D model sestavy zdviže STEP

- BP-00-00 Zdvíž.stp

Výkresová dokumentace PDF

- BP-00-00 Zdvíž.PDF
- BP-00-00K Kusovník zdviž.PDF
- BP-00-01 Hřídel.PDF
- BP-51-12 Plech 12.PDF

Textové přílohy PDF

- Textové přílohy.PDF
- Katalogy.PDF



Použité programy

MATLAB R2018a

Microsoft Word 2013

Microsoft Excel 2013

Solid Edge 2019