



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

DÍLENSKÁ MANIPULAČNÍ PLOŠINA

MATERIAL HANDLING PLATFORM

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

PAVEL BÍZA

VEDOUCÍ PRÁCE

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Pavel Bíza

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:

Dílenská manipulační plošina

v anglickém jazyce:

Material Handling Platform

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstruktivní návrh dílenské manipulační plošiny hydraulicky poháněné. Základní technické parametry:

nosnost 2500 kg

zdvih 1800 mm

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- kritická rešerše a koncepce navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
2. ŠKOPÁN, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009
3. Firemní literatura

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 1.11.2012

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem dílenské manipulační plošiny s hydraulickým pohonem s nosností 2 500 kg a zdvihem 1 800 mm. V práci je proveden výběr vhodné varianty mechanismu zdvihu, statický rozbor a stanovení maximálního zatížení mechanismu. V další části práce jsou vypracovány pevnostní výpočty členů mechanismu s ohledem na zvolené rozměry a zatížení. Závěrem je vypočítán hydraulický pohon a navržen hydraulický obvod pro tento pohon. Výstupem práce je výkres sestavení plošiny.

KLÍČOVÁ SLOVA

nůžkový mechanismus, manipulační plošina, hydraulický pohon, přímočarý hydromotor, hydraulický zvedák

ABSTRACT

The main subject of this thesis is the construction design of material handling platform with hydraulic drive with a loading capacity of 2 500 kg and lifting capacity of 1 800 mm. First of all, the thesis contains the selection of a suitable variant of lifting mechanism, static analysis and determination of the maximum load of the mechanism. The next section includes strength calculations of particular elements of the mechanism with regard to selected dimensions and loading. In the end, the calculation of the hydraulic drive and design of a hydraulic circuit for this drive are presented. The final output of the thesis is a drawing of the assembly of the platform.

KEYWORDS

scissor mechanism, handling platform, hydraulic drive, linear hydraulic motor, hydraulic jack



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BÍZA, P. *Dílenská manipulační plošina*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 64 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, Csc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, Csc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21. května 2013

.....

Pavel Bíza



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, Csc. za odborné vedení práce, cenné připomínky a rady při tvorbě této práce. Dále bych chtěl poděkovat svým nejbližším za velkou podporu během studia.



OBSAH

| | |
|---|----|
| Úvod | 10 |
| 1 Rozdělení konstrukcí zdvihu | 11 |
| 1.1 Nůžkový mechanismus | 11 |
| 1.2 Pístové zvedáky | 11 |
| 1.3 Sloupové zvedáky | 12 |
| 1.4 Paralelogram | 12 |
| 1.5 Y mechanismus | 13 |
| 2 Volba konstrukčního řešení | 14 |
| 2.1 Určující parametry | 14 |
| 2.2 Stanovení zatížení | 14 |
| 2.2.1 Kombinace zatížení | 14 |
| 2.2.2 Rozložení hmotnosti | 15 |
| 3 Výpočet..... | 16 |
| 3.1 Rozbor..... | 16 |
| 3.2 Úplné uvolnění..... | 17 |
| 3.2.1 Člen 2..... | 17 |
| 3.2.2 Člen 3..... | 18 |
| 3.2.3 Člen 4..... | 19 |
| 3.2.4 Člen 5..... | 20 |
| 3.2.5 Člen 6..... | 21 |
| 3.2.6 Člen 7..... | 21 |
| 3.3 Statický rozbor | 22 |
| 3.4 Výpočet zatížení mechanismu | 22 |
| 3.5 Rozměry mechanismu..... | 23 |
| 3.6 Řešení soustavy rovnic | 25 |
| 4 Výpočet vnitřních sil pro zatížení A v dolní poloze | 26 |
| 4.1 Člen 2..... | 26 |
| 4.1.1 Orientace vazebných sil dle výpočtu | 26 |
| 4.1.2 Výsledné vnitřní účinky | 26 |
| 4.2 Člen 3..... | 28 |
| 4.2.1 Orientace vazebných sil dle výpočtu | 28 |
| 4.2.2 Rozklad sil do lokálního souřadného systému | 28 |
| 4.2.3 Výsledné vnitřní účinky | 29 |
| 4.3 Člen 4..... | 32 |
| 4.3.1 Orientace vazebných sil dle výpočtu | 32 |



| | | |
|-------|--|----|
| 4.3.2 | Rozklad sil do lokálního souřadného systému | 33 |
| 4.3.3 | Výsledné vnitřní účinky | 34 |
| 4.4 | Člen 5 | 36 |
| 4.4.1 | Orientace vazebných sil dle výpočtu | 36 |
| 4.4.2 | Rozklad sil do lokálního souřadného systému | 37 |
| 4.4.3 | Výsledné vnitřní účinky | 37 |
| 5 | Pevnostní výpočty | 39 |
| 5.1 | Materiál ramen mechanismu | 39 |
| 5.2 | Návrh profilu ramen mechanismu | 39 |
| 5.2.1 | Člen 2 | 40 |
| 5.2.2 | Člen 3 | 41 |
| 5.2.3 | Člen 4 | 42 |
| 5.3 | Návrh nosných čepů | 43 |
| 5.3.1 | Výpočet tečných sil | 43 |
| 5.3.2 | Výpočet průměru čepů | 43 |
| 5.3.3 | Kontrola čepů | 44 |
| 5.4 | Výpočet kluzných členů | 46 |
| 6 | Návrh hydraulického pohonu | 48 |
| 6.1 | Volba přímočarého hydromotoru | 48 |
| 6.1.1 | Výpočet průměru pístu | 48 |
| 6.1.2 | Zdvih | 49 |
| 6.1.3 | Kontrola vzpěrné stability pístní tyče hydromotoru | 50 |
| 6.2 | Návrh hydraulického obvodu | 51 |
| | Závěr | 54 |
| | Seznam použitých zkratk a symbolů | 57 |
| | Seznam příloh | 63 |



ÚVOD

Dílenské manipulační plošiny jsou zařízení sloužící k umístění břemen do požadované polohy a orientace. Účelem těchto zařízení je minimalizování fyzické práce člověka i při manipulaci s břemeny, které by vlastní silou nepřemístil. Použitím pro různé manipulační úkony se sníží náročnost fyzického pohybu člověka, klesne míra tělesné únavy a zvýší se efektivita a rychlost práce. Manipulační plošiny jsou využívány napříč celým strojírenským odvětvím. Liší se svou konstrukcí, zdvihem, rozměry a dalšími parametry podle konkrétního použití.

Cílem této práce je výběr vhodného konstrukčního řešení dílenské plošiny s hydraulickým pohonem pro manipulaci s břemenem o velikosti osobního automobilu. Výběr byl proveden z variant konstrukcí používaných v praxi. Při výběru vhodné varianty byly zohledňovány specifické požadavky pro manipulaci právě s osobním automobilem. Tomuto použití byly podřízeny veškeré konstrukční řešení mechanismu plošiny.



1 ROZDĚLENÍ KONSTRUKCÍ ZDVIHU

1.1 NŮŽKOVÝ MECHANISMUS

Mechanismus je tvořen dvěma a více páry ramen spojenými čepy, spodním základním rámem, horním rámem s plošinou, a hydraulickým pohonem. Díky provázání ramen do jednoho mechanismu dojde vlivem vysouvání přímočarého hydromotoru k vertikálnímu pohybu horního rámu. Výhodou tohoto řešení je velký rozsah pracovní výšky díky použití jednoduchého či vícenůžkového mechanismu při současné malé výchozí výšce. Použitím dvou a více nůžkových mechanismů paralelně je možné dosáhnout velkou škálu rozměrů a nosností.



Obr. 1 Nůžkový mechanismus [1]

1.2 PÍSTOVÉ ZVEDÁKY

Pístové zvedáky se vyznačují velmi jednoduchou konstrukcí tvořenou přímočarým hydraulickým motorem a horním rámem s plošinou. Vertikální pohyb je realizován přímo pohybem pístní tyče hydraulického motoru. Výhodou je velmi jednoduchá konstrukce, ale je zde také velká nevýhoda, a to nutnost použití velmi rozměrného hydromotoru.



Obr. 2 Pístový zvedák [2]



1.3 SLOUPOVÉ ZVEDÁKY

Zvedák se skládá z jednoho nebo více nosných sloupů, zvedací plošiny a vodících vozíků. Sloupy jsou uvnitř opatřeny vodícími dráhami, ve kterých se pohybují vozíky. Vertikální pohyb je realizován spojením hydraulického motoru a vodícího vozíku. Síla od hydraulického motoru vyvolá pohyb vozíku vzhůru.



Obr. 3 Dvoulouповý zvedák [3]

1.4 PARALELOGRAM

Mechanismus vychází z jednoduchého čtyř-kloubového mechanismu s jedním stupněm volnosti. Horní plošina je propojena s nosnými rameny pomocí rotačních a posuvných vazeb. Přímočarý hydromotor může být vložen mezi nosná ramena a základní rám, nebo mezi nosná ramena a plošinu. Změnou délky přímočarého hydromotoru se mění vzájemný úhel mezi rameny a základním tělesem, a tím dochází k vertikálnímu pohybu plošiny. Nevýhodou tohoto řešení jsou zástavbové rozměry přesahující rozměry nosné plochy.



Obr. 4 Paralelogram [4]



1.5 Y MECHANISMUS

Toto řešení je kombinací nůžkového mechanismu a paralelogramu. Stejně jako u předchozího typu je mechanismus tvořen nosnými rameny, plošinou a základním rámem, avšak nosná ramena nejsou spojena s plošinou přímo pomocí čepů, nýbrž pomocí vloženého ramene. Toto vložené rameno je s plošinou spojeno pomocí čepu. Vazba mezi plošinou a nosnými rameny je tedy pouze posuvná. Hydraulický motor je vložen mezi nosné rameno a vložené rameno. Síla od hydraulického motoru způsobí změnu úhlu mezi nosným ramenem a vloženým ramenem, a tím vertikální pohyb plošiny.



Obr. 5 Y mechanismus [5]



2 VOLBA KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

2.1 URČUJÍCÍ PARAMETRY

| | |
|----------|-------------|
| Nosnost: | 2 500 kg |
| Zdvih: | 1 800 mm |
| Pohon: | hydraulický |

Zařízení má umožňovat vertikální pohyb při zatížení a současně umožnit přístup obsluhy pod zvedané břemeno. Paralelogram a Y mechanismus je vzhledem k velkému namáhání ramen na vzpěr méně vhodná varianty z hlediska složité konstrukce ramen. Také by zástavbové rozměry výrazně překročily rozměry plošiny. Pistové zvedáky jsou konstrukčně jednodušší, ale jediným nosným prvkem je pístní tyč hydromotoru. V případě umístění břemene mimo střed plošiny (myšleno těžiště břemena mimo osu přímočarého hydromotoru), by došlo k namáhání pístní tyče na ohyb, což není vzhledem k jejímu provozu přípustné. Při zdvihu 1 800 mm by musela mít pístní tyč velmi velkou délku a průřez. U sloupových zvedáků je opět nutná dlouhá pístní tyč. Toto lze vyřešit převodem mezi pohybem pístní tyče a vozíků, například vhodným zalanováním. Nůžkový mechanismus je z hlediska řešeného problému velmi výhodný. Půdorysné rozměry celého mechanismu nepřekročí rozměry plošiny. Řešení dovoluje velký zdvih plošiny při nízké výchozí výšce. V případě použití dvou nůžkových mechanismů vedle sebe lze dosáhnout dobrého přístupu zespodu.

Z těchto variant volím nůžkový mechanismus kvůli jeho jednoduché konstrukci, zástavbovým rozměrům a možnosti přístupu pod zdvihané břemeno.

2.2 STANOVENÍ ZATÍŽENÍ

2.2.1 KOMBINACE ZATÍŽENÍ

Dle normy ČSN EN 1493 existují různé kombinace typů zatížení, které jsou uvedeny v tabulce č. 1.



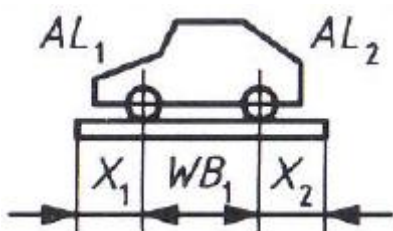
Tab. 1 Kombinace zatížení [6]

| Zatížení | Článek | Kombinace zatížení | | | | | | |
|---|---------|--------------------|----|----|----|----|----|----|
| | | A1 | A2 | B1 | B2 | C1 | C2 | C3 |
| Normální zatížení | 5.7.2.1 | | | | | | | |
| Zatížení konstrukce – statické | a1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Zatížení konstrukce – dynamické | a2 | φ | 1 | φ | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Jmenovitá nosnost | b | φ | 1 | φ | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Ruční síly | d | – | 1 | – | – | – | – | – |
| Účinek příslušenství | e | φ | 1 | φ | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Účinek sklonu | f | φ | 1 | φ | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Vedlejší zatížení – Vítr v provozu | 5.7.2.2 | – | – | 1 | 1 | – | – | – |
| Mimořádná zatížení | 5.7.2.3 | | | | | | | |
| Vítr mimo provoz | a | – | – | – | – | 1 | – | – |
| Působení zachycovacího zařízení | b1 | – | – | – | – | – | 1 | – |
| Působení ochranného zařízení pro opětovné zvedání | b2 | – | – | – | – | – | – | 1 |

Umístění a provoz plošiny je uvažován ve vnitřním prostředí. Tomu odpovídá kombinace zatížení A2 dle tabulky č. 1.

2.2.2 ROZLOŽENÍ HMOTNOSTI

Norma dále definuje rozložení hmotnosti pro zvedání vozidel nesením za kola. Pro výpočet zatížení mechanismu bude použito normativní vozidlo typu osobní automobil (viz obrázek č. 6). Vlastnosti tohoto vozidla jsou uvedeny v tabulce č. 2.



Obr. 6 Normativní vozidlo [6]

Tab. 2 Parametry normativního vozidla [6]

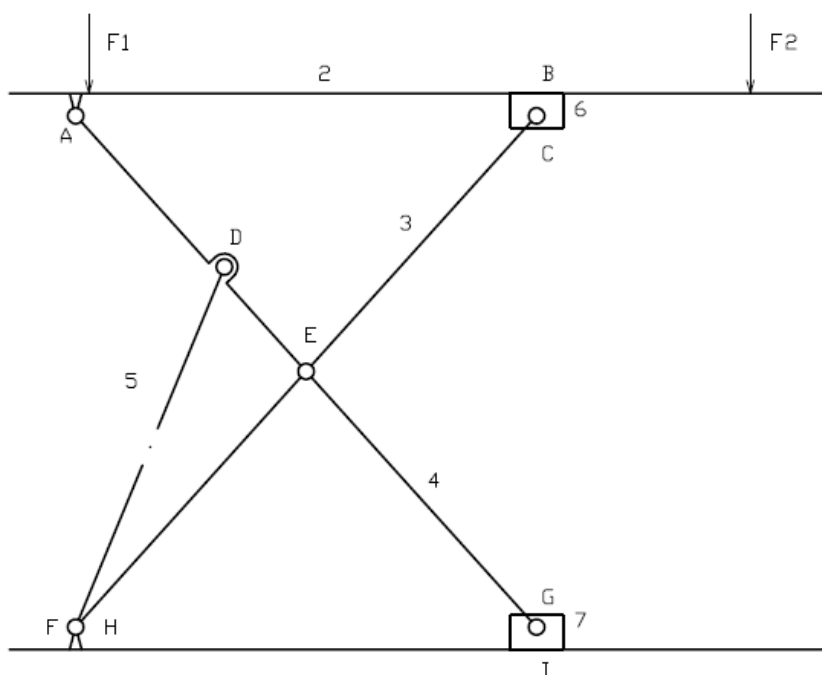
| Jmenovitá nosnost [t] | Typ vozidla | Počet náprav | Rozchod kol WT [m] | Rozvor kol WB ₁ [m] | Poměr zatížení náprav | | Minimální vzdálenost | |
|-----------------------|------------------|--------------|--------------------|--------------------------------|-----------------------|--------------------|----------------------|----------------|
| | | | | | AL ₁ /P | AL ₂ /P | X ₁ | X ₂ |
| P ≤ 2,5 | Osobní automobil | 2 | 1,5 | 2,5 | 0,4 | 0,6 | 0,3 | 0,3 |



3 VÝPOČET

Veškeré výpočty použité v práci byly vypracovány pomocí programu MS Excel. V tomto programu je počítáno s nezaokrouhlenými hodnotami z důvodu zamezení nepřesností výsledků právě vlivem zaokrouhlení. V práci jsou ale uvedeny hodnoty a výsledky rovnic zaokrouhlené na dvě desetinná místa. Z tohoto důvodu nejsou u výsledků v rovnicích použity znaménka rovná se (=), ale rovná se přibližně (\approx).

3.1 ROZBOR



Obr. 7 Schéma mechanismu

KLASIFIKACE ČLENŮ

- Člen 1: základní rám
- Člen 2: horní ložná plocha (binární zatížený člen)
- Člen 3: rameno mechanismu (vícenásobný nezatížený člen)
- Člen 4: rameno mechanismu (vícenásobný nezatížený člen)
- Člen 5: náhrada za přímočarý hydromotor (binární nezatížený člen)
- Člen 6 a 7: kluzná tělesa (binární nezatížené členy)



KLASIFIKACE VAZEB

A, C, D, E, F, G, H - rotační vazby (odebírají dva stupně volnosti)

B, I - posuvné vazby (odebírají dva stupně volnosti)

POHYBLIVOST SOUSTAVY

Dle [7]

$$i = (n - 1) \cdot i_v - \left(\sum \xi_i - \eta \right) = (7 - 1) \cdot 3 - (18 - 0) = 0 \quad (1)$$

kde: n je počet těles soustavy

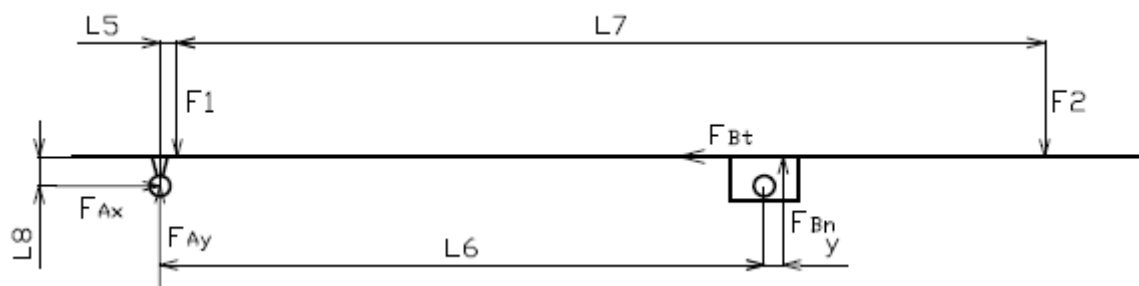
i_v počet stupňů volnosti tělesa v rovině

ξ_i počet stupňů volnosti odebraných vazbami

η je počet vazeb ovlivňující deformaci

3.2 ÚPLNÉ UVOLNĚNÍ

3.2.1 ČLEN 2



Obr. 8 Uvolnění vazeb členu 2

Rovnice statické rovnováhy:

$$\Sigma F_x = 0 : F_{Ax} - F_{Bt} = 0 \quad (2)$$

$$\Sigma F_y = 0 : F_{Ay} - F_1 + F_{Bn} - F_2 = 0 \quad (3)$$

$$\Sigma M_{Az} = 0 : -F_1 \cdot L5 + F_{Bt} \cdot L8 + F_{Bn} \cdot (L6 + y) - F_2 \cdot (L5 + L7) = 0 \quad (4)$$

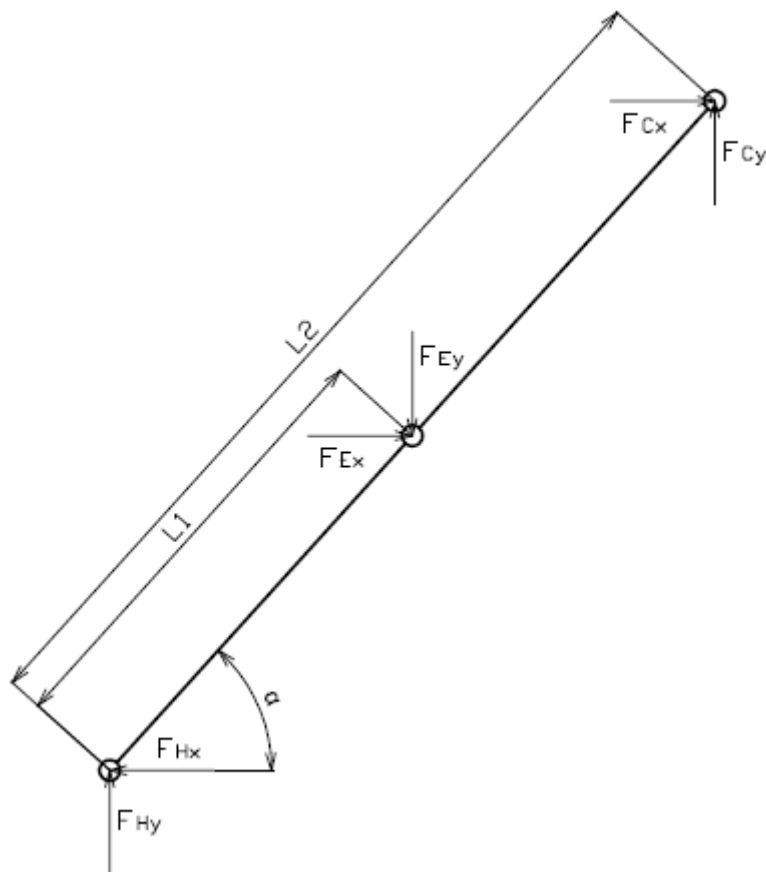
kde: F jsou síly

M jsou ohybové momenty působící na těleso



y je posunutí nositelky normálové síly F_{Bn} od středu rotační vazby (vypočítáno v kapitole 3.5)

3.2.2 ČLEN 3



Obr. 9 Uvolnění vazeb členu 3

Rovnice statické rovnováhy:

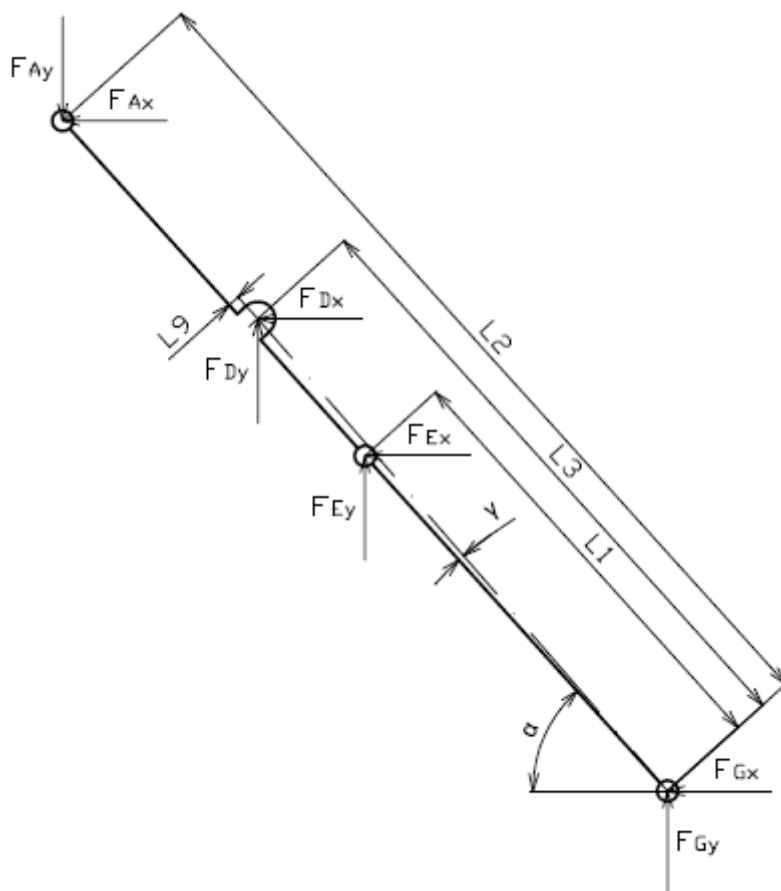
$$\Sigma F_x = 0 : F_{Cx} + F_{Ex} - F_{Hx} = 0 \quad (5)$$

$$\Sigma F_y = 0 : F_{Cy} - F_{Ey} + F_{Hy} = 0 \quad (6)$$

$$\Sigma M_{Hz} = 0 : -F_{Ex} \cdot (\sin \alpha \cdot L1) - F_{Ey} \cdot (\cos \alpha \cdot L1) - F_{Cx} \cdot (\sin \alpha \cdot L2) + F_{Cy} \cdot (\cos \alpha \cdot L2) = 0 \quad (7)$$



3.2.3 ČLEN 4



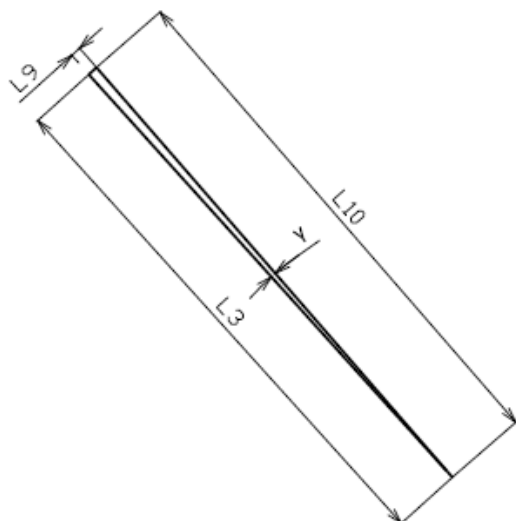
Obr. 10 Uvolnění vazeb členu 4

Výpočet pomocného rozměru $L10$ dle obrázku č. 10:

$$L10 = \sqrt{L9^2 + L3^2} \quad (8)$$

$$\gamma = \arcsin \frac{L9}{L10} \quad (9)$$

Pro sestavení rovnice rovnováhy momentů je nutné vypočítat ramena, na kterých působí síly F_{Dx} a F_{Dy} . K tomuto účelu jsem využil pomocný rozměr $L10$ viz obrázek č. 10.



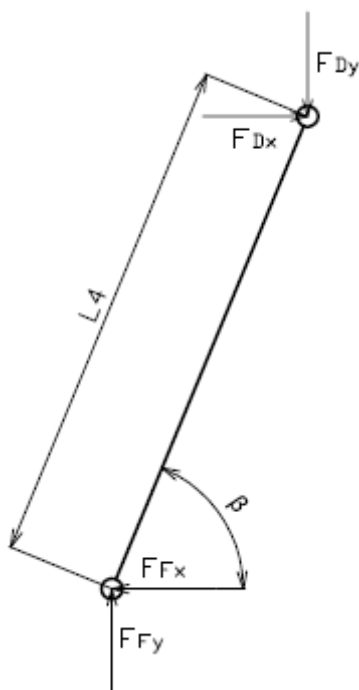
Obr. 11 Grafické sestavení rozměru L10

$$\Sigma F_x = 0 : -F_{Ax} - F_{Dx} - F_{Ex} - F_{Gx} = 0 \quad (10)$$

$$\Sigma F_y = 0 : -F_{Ay} + F_{Dy} + F_{Ey} + F_{Gy} = 0 \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{Gz} = 0 : & F_{Ax} \cdot (\sin \alpha \cdot L2) + F_{Ay} \cdot (\cos \alpha \cdot L2) + F_{Dx} \cdot (\sin(\alpha + \gamma) \cdot L10) \\ & - F_{Dy} \cdot (\cos(\alpha + \gamma) \cdot L10) + F_{Ex} \cdot (\sin \alpha \cdot L1) - F_{Ey} \cdot (\cos \alpha \cdot L1) \\ & = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

3.2.4 ČLEN 5



Obr. 12 Uvolnění vazeb členu 5



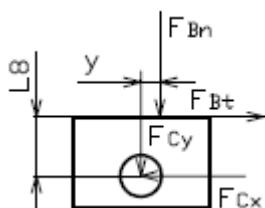
Rovnice statické rovnováhy:

$$\Sigma F_x = 0 : F_{Dx} - F_{Fx} = 0 \quad (13)$$

$$\Sigma F_y = 0 : -F_{Dy} + F_{Fy} = 0 \quad (14)$$

$$\Sigma M_{Hz} = 0 : -F_{Dx} \cdot (\sin \beta \cdot L4) - F_{Dy} \cdot (\cos \beta \cdot L4) = 0 \quad (15)$$

3.2.5 ČLEN 6



Obr. 13 Uvolnění vazeb členu 6

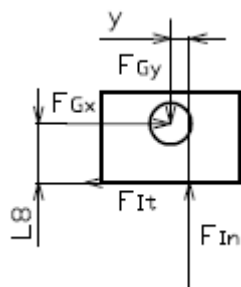
Rovnice statické rovnováhy:

$$\Sigma F_x = 0 : -F_{Cx} + F_{Bt} = 0 \quad (16)$$

$$\Sigma F_y = 0 : -F_{Cy} - F_{Bn} = 0 \quad (17)$$

$$\Sigma M_{Hz} = 0 : -F_{Bt} \cdot L8 - F_{Bn} \cdot y = 0 \quad (18)$$

3.2.6 ČLEN 7



Obr. 14 Uvolnění vazeb členu 7

Rovnice statické rovnováhy:

$$\Sigma F_x = 0 : F_{Gx} - F_{It} = 0 \quad (19)$$

$$\Sigma F_y = 0 : F_{In} - F_{Gy} = 0 \quad (20)$$

$$\Sigma M_{Hz} = 0 : F_{In} \cdot y - F_{It} \cdot L8 = 0 \quad (21)$$



3.3 STATICKÝ ROZBOR

NEZNÁMÉ PARAMETRY

$$NP = \{F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Bn}, F_{Bt}, F_{Cx}, F_{Cy}, F_{Dx}, F_{Dy}, F_{Ex}, F_{Ey}, F_{Fx}, F_{Fy}, F_{Gx}, F_{Gy}, F_{Hx}, F_{Hy}, F_{In}, F_{It}\} \quad (22)$$

$$\mu = 18 \quad (23)$$

POČET POUŽITELNÝCH PODMÍNEK STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$v_F = 12 \quad (24)$$

$$v_M = 6 \quad (25)$$

$$v = 18 \quad (26)$$

PODMÍNKY STATICKÉ URČITOSTI

Dle [7]

$$\mu = v \quad (27)$$

$$18 = 18 \quad (28)$$

$$v \leq \mu \quad (29)$$

$$18 = 18 \quad (30)$$

Podmínky jsou splněny. Úloha je tedy staticky určitá.

3.4 VÝPOČET ZATÍŽENÍ MECHANISMU

Řešená úloha je rovinná. Výpočty jsou provedeny pro případ vozidla umístěného ideálně v osách pojezdových desek. Zatížení jednoho mechanismu je tedy rovno jedné čtvrtině celkového zatížení. Při návrhu konstrukce je uvažováno s oběma směry orientace vozidla.

Z důvodu zatížení mechanismu také od vlastní hmotnosti, zejména od horního rámu navýšíme zatížení o 400 kg.

$$P = 2\,500 \text{ kg}$$

$$m_r = 400 \text{ kg}$$

**ZATÍŽENÍ A**

$$AL_{1A} = (P + m_r) \cdot 0,4 = (2\,500 + 400) \cdot 0,4 = 1\,160 \text{ kg} \quad (31)$$

$$F_{1A} = \frac{AL_{1A} \cdot g}{4} = \frac{1\,160 \cdot 9,81}{4} = 2\,844,90 \text{ N} \quad (32)$$

$$AL_{2A} = (P + m_r) \cdot 0,6 = (2\,500 + 400) \cdot 0,6 = 1\,740 \text{ kg} \quad (33)$$

$$F_{2A} = \frac{AL_{2A} \cdot g}{4} = \frac{1\,740 \cdot 9,81}{4} = 4\,267,35 \text{ N} \quad (34)$$

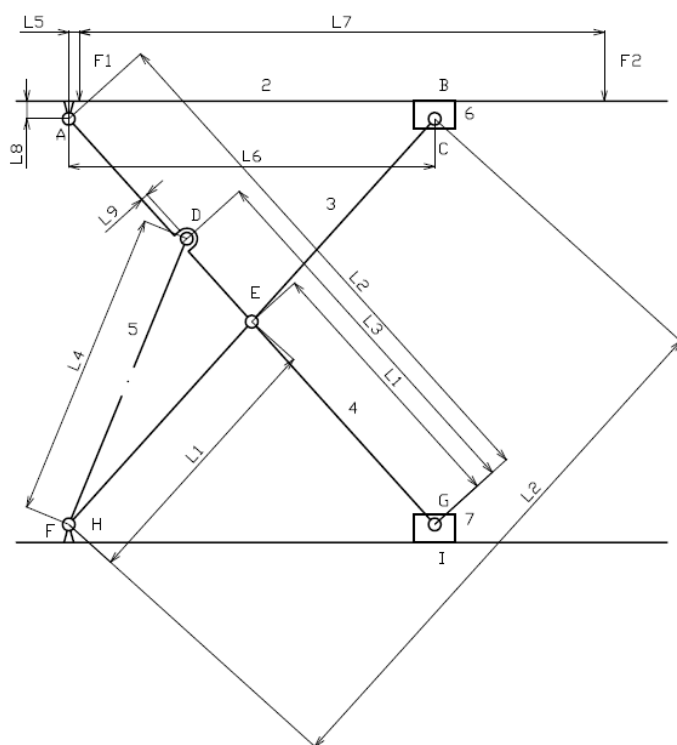
ZATÍŽENÍ B

$$AL_{1B} = (P + m_r) \cdot 0,6 = (2\,500 + 400) \cdot 0,6 = 1\,740 \text{ kg} \quad (35)$$

$$F_{1B} = \frac{AL_{1B} \cdot g}{4} = \frac{1\,740 \cdot 9,81}{4} = 4\,267,5 \text{ N} \quad (36)$$

$$AL_{2B} = (P + m_r) \cdot 0,4 = (2\,500 + 400) \cdot 0,4 = 1\,160 \text{ kg} \quad (37)$$

$$F_{2B} = \frac{AL_{2B} \cdot g}{4} = \frac{1\,160 \cdot 9,81}{4} = 2\,844,90 \text{ N} \quad (38)$$

3.5 ROZMĚRY MECHANISMU

Obr. 15 Rozměry členů mechanismu

**DÉLKOVÉ A ÚHLOVÉ ROZMĚRY MECHANISMU:**

$$L1 = 1\,362,5 \text{ mm}$$

$$L2 = 2\,725 \text{ mm}$$

$$L3 = 1\,815 \text{ mm}$$

$$L4 = 928,72 \div 1\,513,03 \text{ mm}$$

$$L5 = 220 \text{ mm}$$

$$L6 = 2\,715,94 \div 1\,826,78 \text{ mm}$$

$$L7 = 2\,500 \text{ mm}$$

$$L8 = 89 \text{ mm}$$

$$L9 = 37,6 \text{ mm}$$

$$\alpha = 4,67 \div 47,90^\circ$$

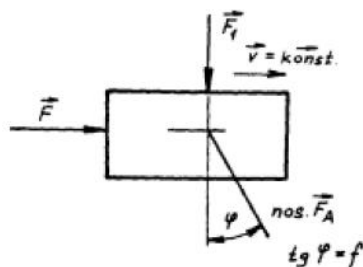
$$\beta = 11,51 \div 65,06^\circ$$

$$\gamma = 1,19^\circ$$

$$f = 0,1$$

Rozměry $L4$, $L6$, α a β se mění v závislosti na výšce zdvihu plošiny.

V kapitole 3 u zápisu rovnic statické rovnováhy členu 2 byla použita vzdálenost y jako posunutí nositelky normálové síly od osy rotační vazby C. Nositelka výslednice normálové a třecí síly posuvné vazby svírá s normálou stykové plochy úhel φ . Posunutí je způsobeno třením v posuvné vazbě, kdy součinitel tření f je tangenta třecího úhlu φ . Díky této skutečnosti je možné určit zmiňované posunutí dle vztahů (39) a (40). Toto posunutí může být jak kladné, tak i záporné, v závislosti na směru pohybu plošiny (zvedání, spouštění).



Obr. 16 Třecí úhel [7]



Dle [7]

$$\varphi = \arctg \frac{F_T}{F_n} = \arctg f = \arctg (0,1) = 5,71^\circ \quad (39)$$

$$y = \operatorname{tg} \varphi \cdot L8 = \operatorname{tg} (5,71) \cdot 89 = 8,90 \text{ mm} \quad (40)$$

3.6 ŘEŠENÍ SOUSTAVY ROVNIC

Rovnice statické rovnováhy všech těles jsem řešil maticovou metodou pomocí programu MS Excel.

Dle [8]

$$x = A^{-1} \cdot b, \quad (41)$$

kde: x je vektor neznámých

A je matice soustavy lineárních rovnic

b je vektor pravých stran

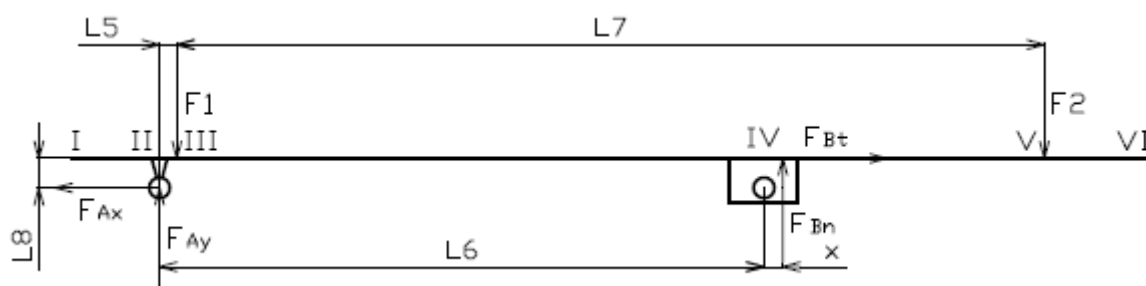
Matice A je v tomto případě maticí 18x18. Kompletní maticový zápis rovnice (41) je uveden v příloze I. Výpočtem velikosti vazebných síly v závislosti na výšce zdvihu budou následně určeny maximální zatížení jednotlivých členů nůžkového mechanismu.



4 VÝPOČET VNITŘNÍCH SIL PRO ZATÍŽENÍ A V DOLNÍ POLOZE

4.1 ČLEN 2

4.1.1 ORIENTACE VAZEBNÝCH SIL DLE VÝPOČTU



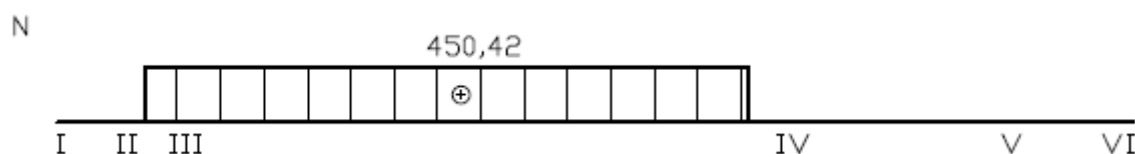
Obr. 17 Orientace sil členu 2 dle výpočtu

4.1.2 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

NORMÁLOVÉ SÍLY

$$N_{2II}^L = F_{Ax} \doteq 450,42 \text{ N} \quad (42)$$

$$N_{2IV}^P = F_{Bt} \doteq 450,42 \text{ N} \quad (43)$$



Obr. 18 Normálové síly členu 2

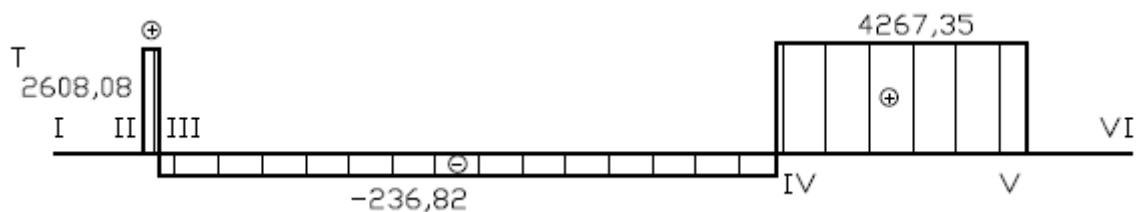
TEČNÉ SÍLY

$$T_{2II}^L = F_{Ay} \doteq 2\,608,08 \text{ N} \quad (44)$$

$$T_{2III}^L = T_{2II}^L - F_{1A} = 2\,608,08 - 2\,844,90 \doteq -236,82 \text{ N} \quad (45)$$

$$T_{2IV}^P = T_{2V}^P - F_{Bn} = 4\,267,35 - 4\,504,17 \doteq -236,82 \text{ N} \quad (46)$$

$$T_{2V}^P = F_{2A} = 4\,267,35 \text{ N} \quad (47)$$



Obr. 19 Tečné síly členu 2

OHYBOVÉ MOMENTY

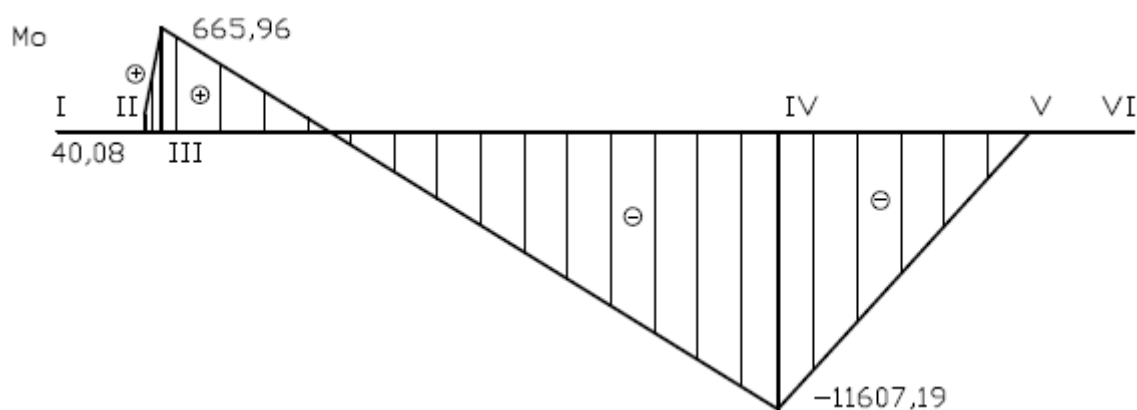
$$M_{2I}^L = 0 \text{ Nm} \quad (48)$$

$$M_{2II}^L = F_{Ax} \cdot L8 = 450,42 \cdot 0,089 \doteq 40,08 \text{ Nm} \quad (49)$$

$$M_{2III}^L = M_{2II}^L + F_{1A} \cdot L5 = 40,08 + 2\,844,90 \cdot 0,22 \doteq 665,96 \text{ Nm} \quad (50)$$

$$M_{2IV}^L = M_{2III}^L - F_{Bn} \cdot (L6 + y) = 665,96 - 4\,504,17 \cdot (2,71594 + 0,0089) \doteq -11\,607,19 \text{ Nm} \quad (51)$$

$$M_{2V}^L = M_{2IV}^L + F_{2A} \cdot (L7 + L5) = -11\,607,19 + 4\,267,35 \cdot (2,5 + 0,22) = 0 \text{ Nm} \quad (52)$$

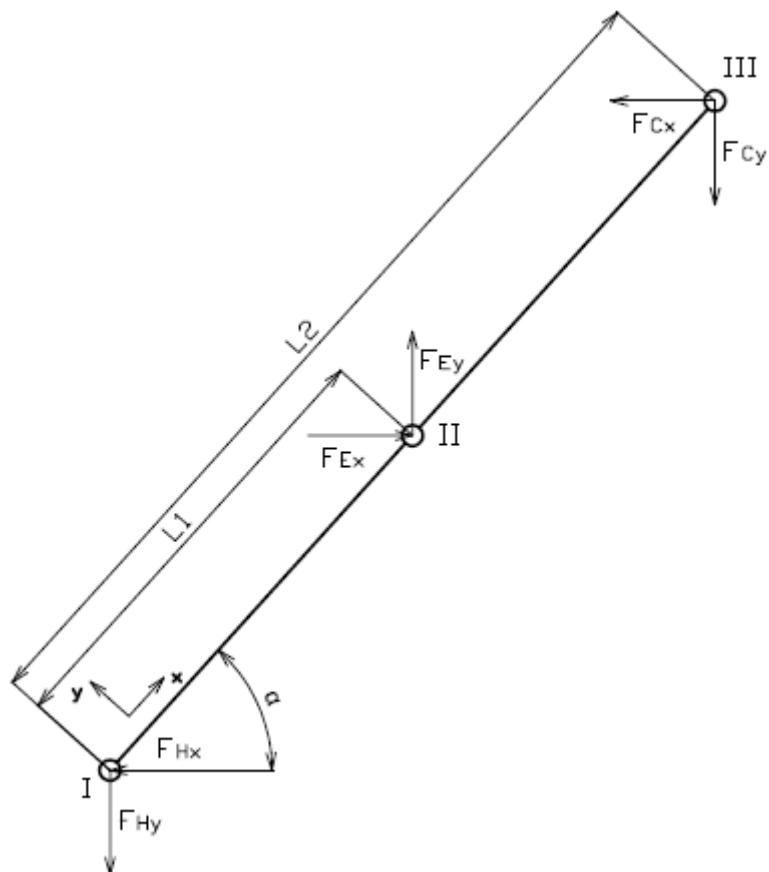


Obr. 20 Ohybové momenty členu 2



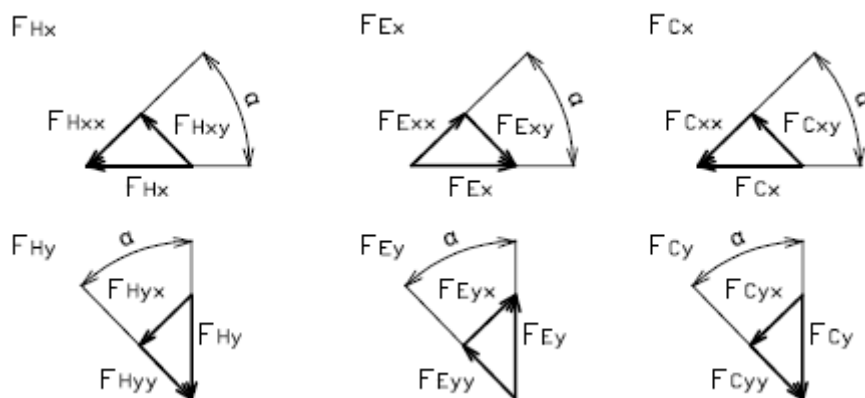
4.2 ČLEN 3

4.2.1 ORIENTACE VAZEBNÝCH SIL DLE VÝPOČTU



Obr. 21 Orientace sil členu 3 dle výpočtu

4.2.2 ROZKLAD SIL DO LOKÁLNÍHO SOUŘADNÉHO SYSTÉMU



Obr. 22 Rozklad sil členu 3



$$F_{Cxx} = F_{Cx} \cdot \cos \alpha = 450,42 \cdot \cos(4,67) \doteq 448,92 \text{ N} \quad (53)$$

$$F_{Cxy} = F_{Cx} \cdot \sin \alpha = 450,42 \cdot \sin(4,67) \doteq 36,69 \text{ N} \quad (54)$$

$$F_{Cyx} = F_{Cy} \cdot \sin \alpha = 4\,504,17 \cdot \sin(4,67) \doteq 366,95 \text{ N} \quad (55)$$

$$F_{Cyy} = F_{Cy} \cdot \cos \alpha = 4\,504,17 \cdot \cos(4,67) \doteq 4\,489,20 \text{ N} \quad (56)$$

$$F_{Exx} = F_{Ex} \cdot \cos \alpha = 57\,730,81 \cdot \cos(4,67) \doteq 57\,538,91 \text{ N} \quad (57)$$

$$F_{Exy} = F_{Ex} \cdot \sin \alpha = 57\,730,81 \cdot \sin(4,67) \doteq 4\,703,21 \text{ N}, \quad (58)$$

$$F_{Eyx} = F_{Ey} \cdot \sin \alpha = 13\,653,60 \cdot \sin(4,67) \doteq 1\,112,33 \text{ N} \quad (59)$$

$$F_{Eyy} = F_{Ey} \cdot \cos \alpha = 13\,653,60 \cdot \cos(4,67) \doteq 13\,608,22 \text{ N} \quad (60)$$

$$F_{Hxx} = F_{Hx} \cdot \cos \alpha = 57\,280,39 \cdot \cos(4,67) \doteq 57\,089,99 \text{ N} \quad (61)$$

$$F_{Hxy} = F_{Hx} \cdot \sin \alpha = 57\,280,39 \cdot \sin(4,67) \doteq 4\,666,51 \text{ N} \quad (62)$$

$$F_{Hyx} = F_{Hy} \cdot \sin \alpha = 9\,149,43 \cdot \sin(4,67) \doteq 745,38 \text{ N} \quad (63)$$

$$F_{Hyy} = F_{Hy} \cdot \cos \alpha = 9\,149,43 \cdot \cos(4,67) \doteq 9\,119,02 \text{ N} \quad (64)$$

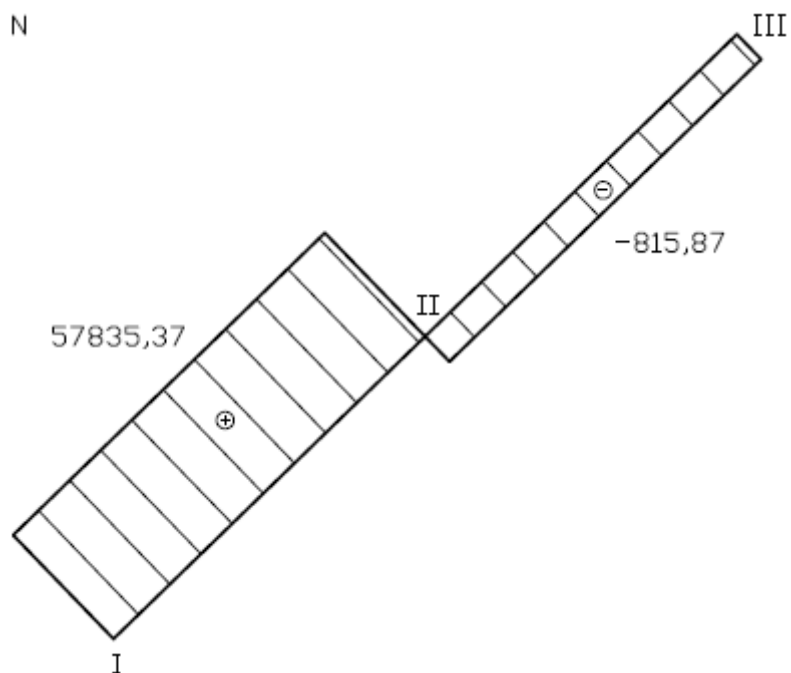
4.2.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

NORMÁLOVÉ SÍLY

$$N_{3I}^L = F_{Hxx} + F_{Hyx} = 57\,089,99 + 745,38 \doteq 57\,835,37 \text{ N} \quad (65)$$

$$N_{3II}^L = N_{3I}^L - F_{Exx} - F_{Eyx} = 57\,835,37 - 57\,538,91 - 1\,112,33 \doteq -815,87 \text{ N} \quad (66)$$

$$N_{3III}^P = -F_{Cxx} - F_{Cyx} = -448,92 - 366,95 \doteq -815,87 \text{ N} \quad (67)$$



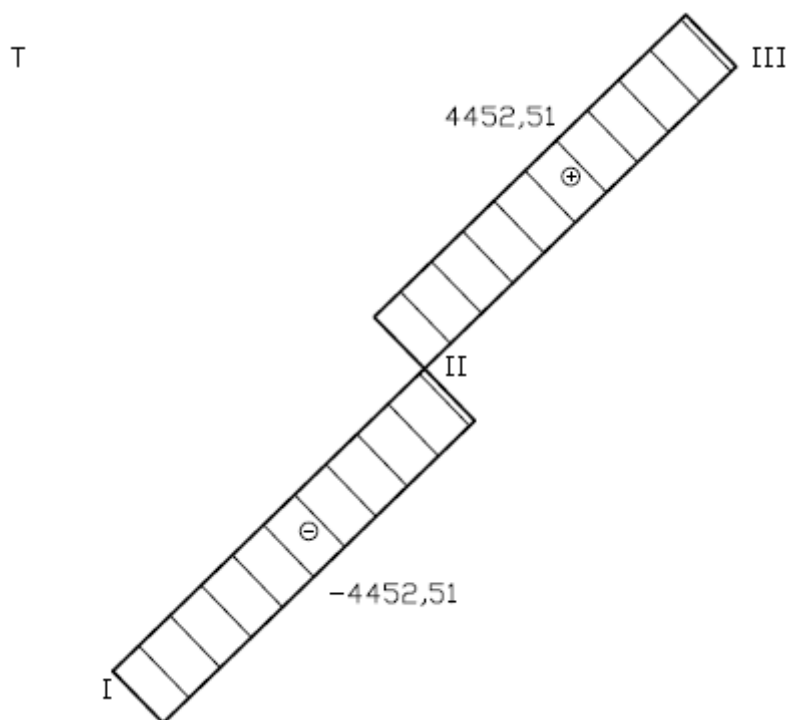
Obr. 23 Normálové síly členu 3

TEČNÉ SÍLY

$$T_{3I}^L = F_{Hxy} - F_{Hyy} = 4\,666,51 - 9\,119,02 \doteq -4\,452,51\,N \quad (68)$$

$$T_{3II}^L = T_{3I}^L - F_{Exy} + F_{Eyy} = -4\,452,51 - 4\,703,21 + 13\,608,22 \doteq 4\,452,51\,N \quad (69)$$

$$T_{3III}^P = -F_{Cxy} + F_{Cyy} = -36,69 + 4\,489,20 \doteq 4\,452,51\,N \quad (70)$$



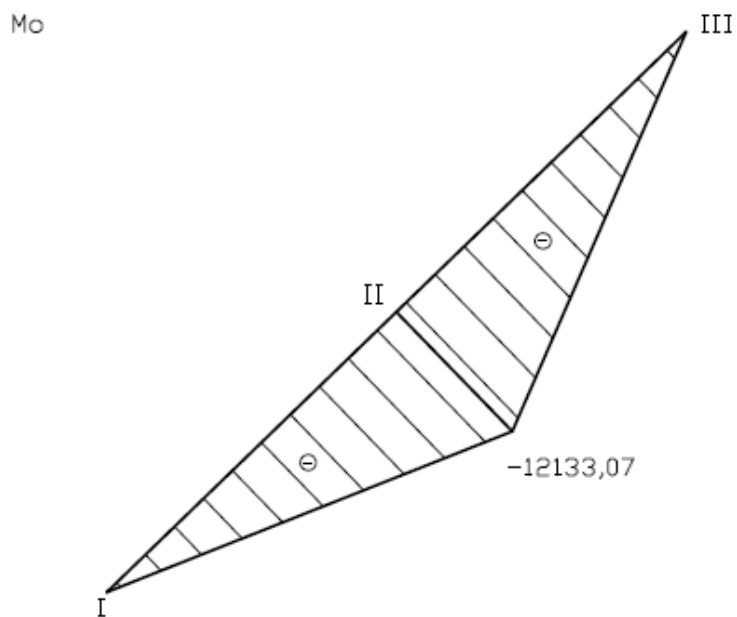
Obr. 24 Tečné síly členu 3

OHYBOVÉ MOMENTY

$$M_{3I}^L = 0 \quad (71)$$

$$M_{3II}^L = -F_{Eyy} \cdot L1 + F_{Exy} \cdot L1 = -13\,608,22 \cdot 1,3625 + 4\,703,21 \cdot 1,3625 \doteq -12\,133,07 \text{ Nm} \quad (72)$$

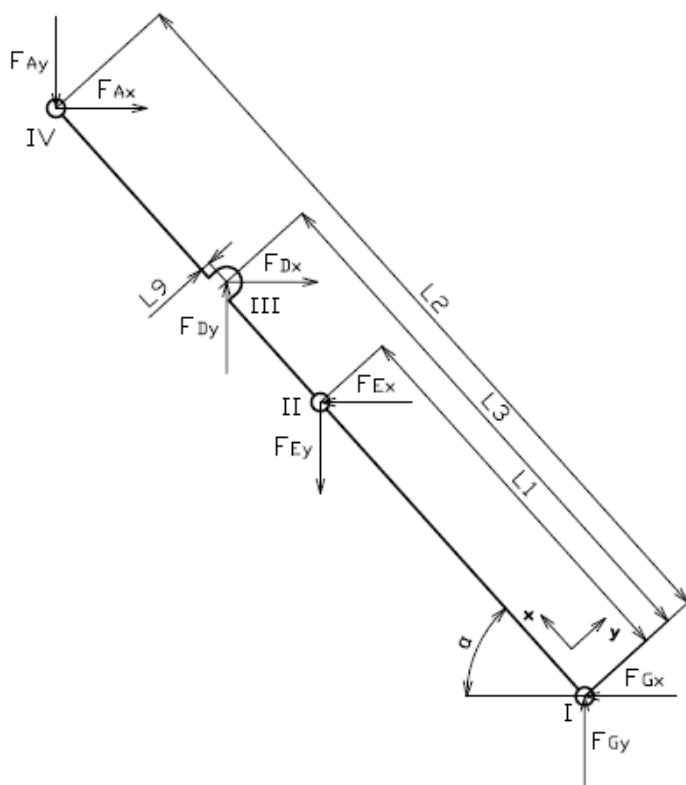
$$M_{3III}^P = 0 \quad (73)$$



Obr. 25 Ohybové momenty členu 3

4.3 ČLEN 4

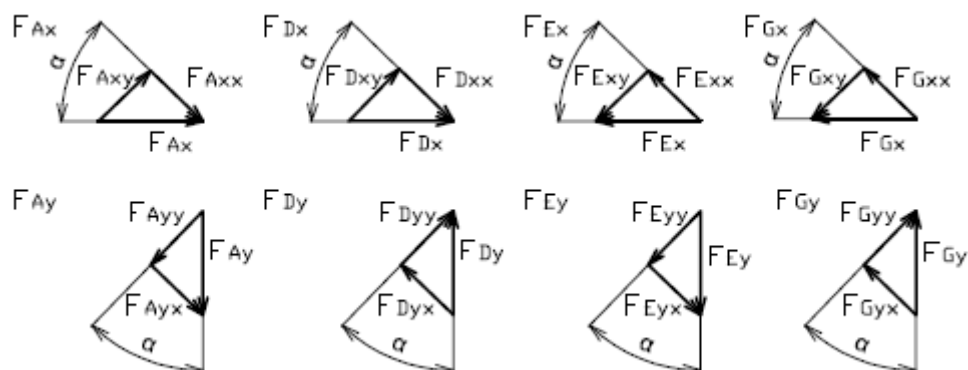
4.3.1 ORIENTACE VAZEBNÝCH SIL DLE VÝPOČTU



Obr. 26 Orientace sil členu 4 dle výpočtu



4.3.2 ROZKLAD SIL DO LOKÁLNÍHO SOUŘADNÉHO SYSTÉMU



Obr. 27 Rozklad sil členu 4

$$F_{Axx} = F_{Ax} \cdot \cos \alpha = 450,42 \cdot \cos(4,67) \doteq 448,92 \text{ N} \quad (74)$$

$$F_{Axy} = F_{Ax} \cdot \sin \alpha = 450,42 \cdot \sin(4,67) \doteq 36,69 \text{ N} \quad (75)$$

$$F_{Ayx} = F_{Ay} \cdot \sin \alpha = 2\,608,08 \cdot \sin(4,67) \doteq 212,47 \text{ N} \quad (76)$$

$$F_{Ayy} = F_{Ay} \cdot \cos \alpha = 2\,608,08 \cdot \cos(4,67) \doteq 2\,599,41 \text{ N} \quad (77)$$

$$F_{Dxx} = F_{Dx} \cdot \cos \alpha = 57\,730,81 \cdot \cos(4,67) \doteq 57\,538,91 \text{ N} \quad (78)$$

$$F_{Dxy} = F_{Dx} \cdot \sin \alpha = 57\,730,81 \cdot \sin(4,67) \doteq 4\,703,21 \text{ N} \quad (79)$$

$$F_{Dyx} = F_{Dy} \cdot \sin \alpha = 11\,757,51 \cdot \sin(4,67) \doteq 957,86 \text{ N} \quad (80)$$

$$F_{Dyy} = F_{Dy} \cdot \cos \alpha = 11\,757,51 \cdot \cos(4,67) \doteq 11\,718,43 \text{ N}, \quad (81)$$

$$F_{Exx} = F_{Ex} \cdot \cos \alpha = 57\,730,81 \cdot \cos(4,67) \doteq 57\,538,91 \text{ N} \quad (82)$$

$$F_{Exy} = F_{Ex} \cdot \sin \alpha = 57\,730,81 \cdot \sin(4,67) \doteq 4\,703,21 \text{ N} \quad (83)$$

$$F_{Eyx} = F_{Ey} \cdot \sin \alpha = 13\,653,60 \cdot \sin(4,67) \doteq 1\,112,33 \text{ N} \quad (84)$$

$$F_{Eyy} = F_{Ey} \cdot \cos \alpha = 13\,653,60 \cdot \cos(4,67) \doteq 13\,608,22 \text{ N} \quad (85)$$

$$F_{Gxx} = F_{Gx} \cdot \cos \alpha = 450,42 \cdot \cos(4,67) \doteq 448,92 \text{ N} \quad (86)$$

$$F_{Gxy} = F_{Gx} \cdot \sin \alpha = 450,42 \cdot \sin(4,67) \doteq 36,69 \text{ N} \quad (87)$$

$$F_{Gyx} = F_{Gy} \cdot \sin \alpha = 4\,504,17 \cdot \sin(4,67) \doteq 366,95 \text{ N} \quad (88)$$

$$F_{Gyy} = F_{Gy} \cdot \cos \alpha = 4\,504,17 \cdot \cos(4,67) \doteq 4\,489,20 \text{ N} \quad (89)$$



4.3.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

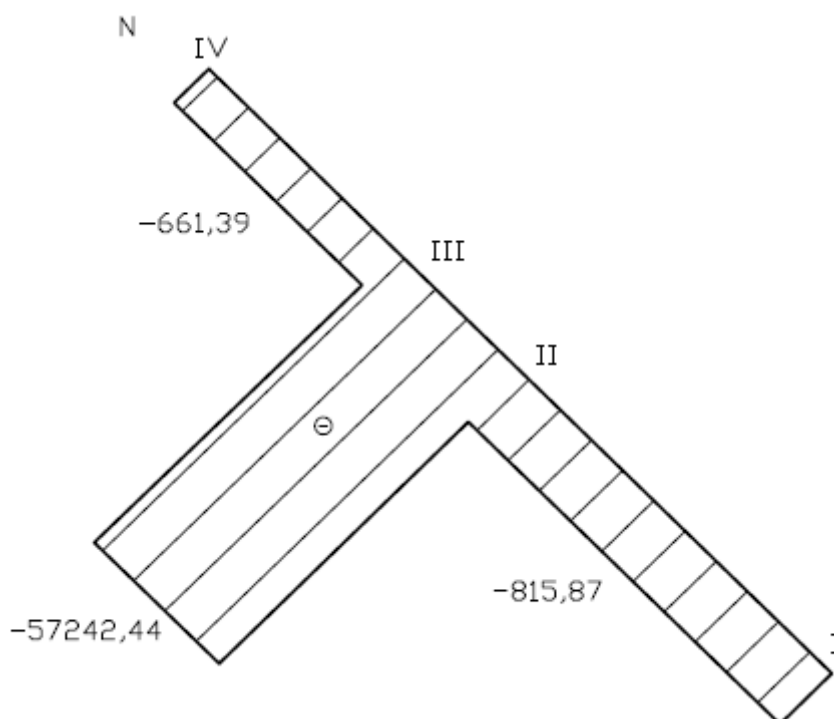
NORMÁLOVÉ SÍLY

$$N_{4I}^P = -F_{Gxx} - F_{Gyx} = -448,92 - 366,95 \doteq -815,87 \text{ N} \quad (90)$$

$$\begin{aligned} N_{4II}^P &= N_{4I}^P - F_{Exx} + F_{Eyx} = -815,87 - 57\,538,91 + 1\,112,33 \doteq \\ &\doteq -57\,242,44 \text{ N} \end{aligned} \quad (91)$$

$$\begin{aligned} N_{4III}^P &= N_{4II}^P + F_{Dxx} - F_{Dyx} = -57\,242,44 + 57\,538,91 - 957,86 \doteq \\ &\doteq -661,39 \text{ N} \end{aligned} \quad (92)$$

$$N_{4IV}^L = -F_{Axx} - F_{Ayx} = -448,92 - 212,47 \doteq -661,39 \text{ N} \quad (93)$$



Obr. 28 Normálové síly členu 4

TEČNÉ SÍLY

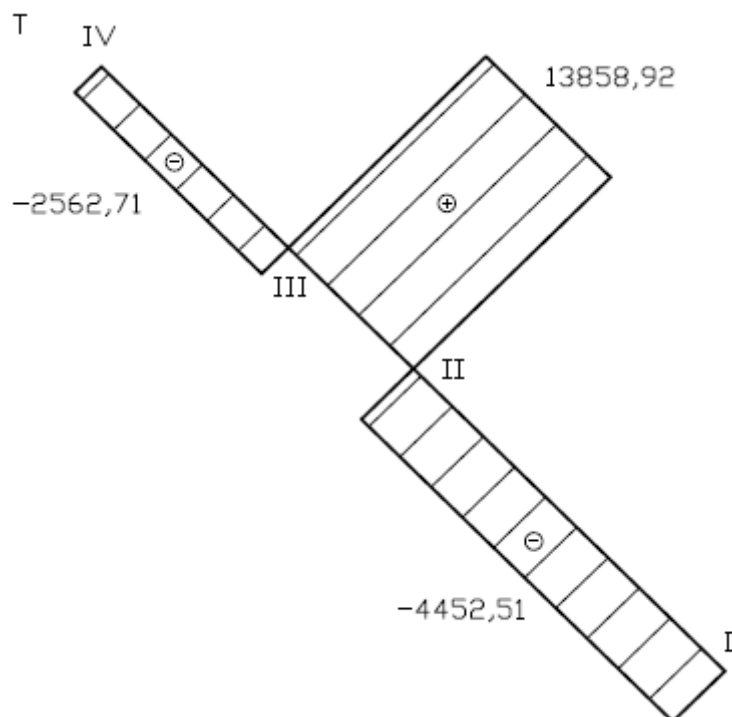
$$T_{4I}^P = F_{Gxy} - F_{Gyy} = 36,69 - 4\,489,20 \doteq -4\,452,51 \text{ N} \quad (94)$$

$$\begin{aligned} T_{4II}^P &= T_{4I}^P + F_{Exy} + F_{Eyy} = -4\,452,51 + 4\,703,21 + 13\,608,22 \doteq \\ &\doteq 13\,858,92 \text{ N} \end{aligned} \quad (95)$$

$$\begin{aligned} T_{4III}^P &= T_{4II}^P - F_{Dxy} - F_{Dyy} = 13\,858,92 - 4\,703,21 - 11\,718,43 \doteq \\ &\doteq -2\,562,71 \text{ N} \end{aligned} \quad (96)$$



$$T_{4IV}^L = F_{Axy} - F_{Ayy} = 36,69 - 2\,599,41 \doteq -2\,562,71 \text{ N} \quad (97)$$



Obr. 29 Tečné síly členu 4

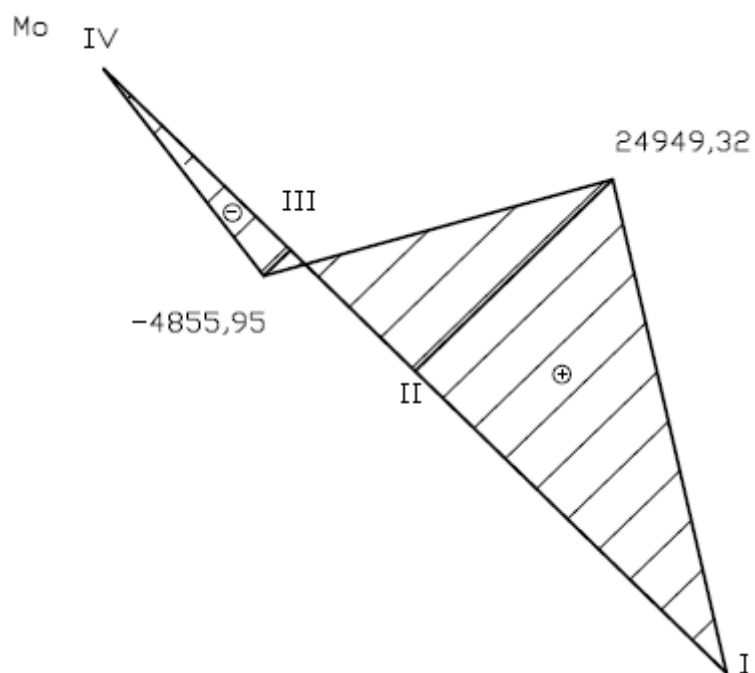
OHYBOVÉ MOMENTY

$$M_{4I}^P = 0 \text{ Nm} \quad (98)$$

$$M_{4II}^P = F_{Exy} \cdot L1 + F_{Eyy} \cdot L1 = 4\,703,21 \cdot 1,3625 + 13\,608,22 \cdot 1,3625 \doteq 24\,949,32 \text{ Nm} \quad (99)$$

$$M_{4III}^P = M_{4II}^P - F_{Dxy} \cdot L3 - F_{Dyy} \cdot L3 = 24\,949,32 - 4\,703,21 \cdot 1,815 - 11\,718,43 \cdot 1,815 \doteq -4\,855,95 \text{ Nm} \quad (100)$$

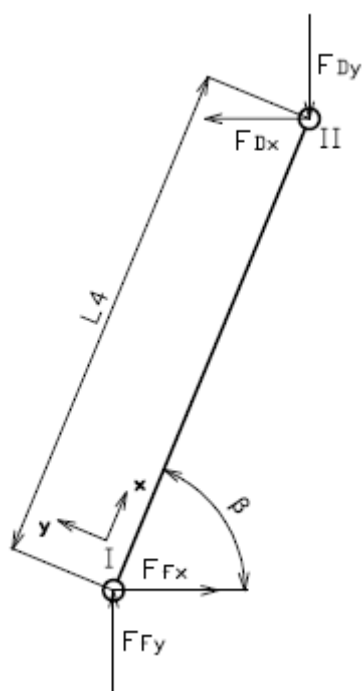
$$M_{4IV}^P = 0 \text{ Nm} \quad (101)$$



Obr. 30 Ohybové momenty členu 4

4.4 ČLEN 5

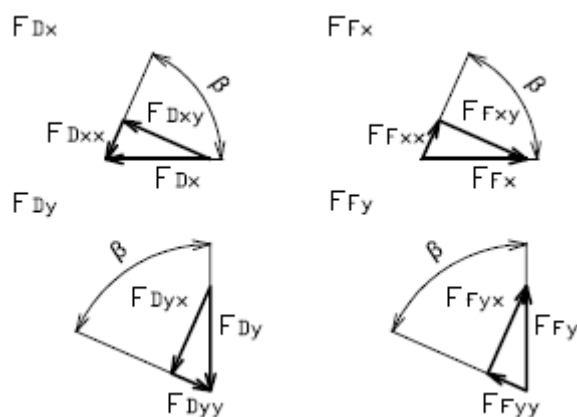
4.4.1 ORIENTACE VAZEBNÝCH SIL DLE VÝPOČTU



Obr. 31 Orientace sil členu 5 dle výpočtu



4.4.2 ROZKLAD SIL DO LOKÁLNÍHO SOUŘADNÉHO SYSTÉMU



Obr. 32 Rozklad sil členu 5

$$F_{Dxx} = F_{Dx} \cdot \cos \beta = 57\,730,81 \cdot \cos(11,51) \doteq 56\,569,54 \text{ N} \quad (102)$$

$$F_{Dxy} = F_{Dx} \cdot \sin \beta = 57\,730,81 \cdot \sin(11,51) \doteq 11\,521,00 \text{ N} \quad (103)$$

$$F_{Dyx} = F_{Dy} \cdot \sin \beta = 11\,757,51 \cdot \sin(11,51) \doteq 2\,346,38 \text{ N} \quad (104)$$

$$F_{Dyy} = F_{Dy} \cdot \cos \beta = 11\,757,51 \cdot \cos(11,51) \doteq 11\,521,00 \text{ N} \quad (105)$$

$$F_{Fxx} = F_{Fx} \cdot \cos \beta = 57\,730,81 \cdot \cos(11,51) \doteq 56\,569,54 \text{ N} \quad (106)$$

$$F_{Fxy} = F_{Fx} \cdot \sin \beta = 57\,730,81 \cdot \sin(11,51) \doteq 11\,521,00 \text{ N} \quad (107)$$

$$F_{Fyx} = F_{Fy} \cdot \sin \beta = 11\,757,51 \cdot \sin(11,51) \doteq 2\,346,38 \text{ N} \quad (108)$$

$$F_{Fyy} = F_{Fy} \cdot \cos \beta = 11\,757,51 \cdot \cos(11,51) \doteq 11\,521,00 \text{ N} \quad (109)$$

4.4.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

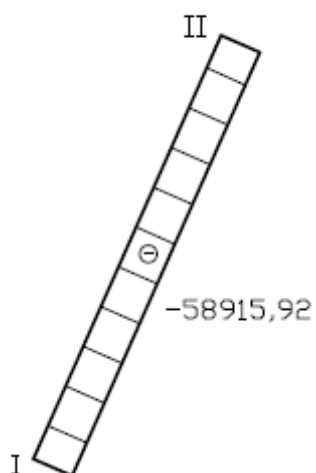
NORMÁLOVÉ SÍLY

$$N_{SI}^L = -F_{Fxx} - F_{Fyx} = -56\,569,54 - 2\,346,38 \doteq -58\,915,92 \text{ N} \quad (110)$$

$$N_{SI}^P = -F_{Dxx} - F_{Dyx} = -56\,569,54 - 2\,346,38 \doteq -58\,915,92 \text{ N} \quad (111)$$



N



Obr. 33 Normálové síly členu 5

TEČNÉ SÍLY

$$T_{5I}^L = F_{Fxy} - F_{Fyy} = 11\,521,00 - 11\,521,00 = 0\,N \quad (112)$$

$$T_{5II}^P = F_{Dxy} - F_{Dyy} = 11\,521,00 - 11\,521,00 = 0\,N \quad (113)$$

Z těchto výsledků plyne, že přímočarý hydromotor (těleso 5) je zatížen pouze normálovými silami, což je podmínka jeho provozu.



5 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

Z vyšetření průběhů vnitřních sil všech členů mechanismu v závislosti na výšce zdvihu byly zjištěny maximální hodnoty zatížení pro jednotlivé členy a následně dimenzována jejich pevnost.

5.1 MATERIÁL RAMEN MECHANISMU

Jako materiál ramen jsem zvolil ocel S355JO [9].

$$R_e = 355 \text{ MPa}$$

$$R_m = 510 \text{ MPa}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

Dle [6]

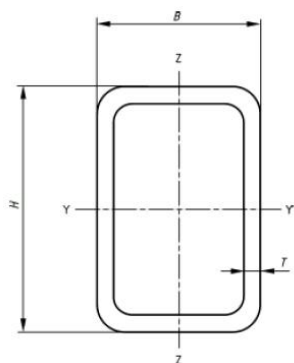
$$\sigma_{DOV} = \frac{R_E}{s} = \frac{355}{1,5} = 236,66 \text{ MPa} \quad (114)$$

$$\tau_{DOV} = \frac{\sigma_{DOV}}{\sqrt{3}} = \frac{236,66}{\sqrt{3}} = 136,64 \text{ MPa} \quad (115)$$

kde: s je součinitel bezpečnosti odpovídající dané kombinaci zatížení [6].

5.2 NÁVRH PROFILU RAMEN MECHANISMU

Pro ramena a nosníky horního rámu volím tenkostěnné profily uzavřené obdélníkové.



Obr. 34 Profil nosníku [10]



5.2.1 ČLEN 2

Pro člen 2 volím tenkostěnný profil TR OBD 140x60x5 dle ČSN EN 10219 [9]. Tečné síly působí ve směru osy z.

Tab. 3 Charakteristiky příčného průřezu členu 2

| H [mm] | B [mm] | t [mm] | S [mm ²] | I _{yy} [mm ⁴] | W _o [mm ³] |
|--------|--------|--------|----------------------|------------------------------------|-----------------------------------|
| 140 | 60 | 5 | 1 836 | 4 258 900 | 60 841 |

TAH/TLAK

Dle [14]

$$N_{2max} = 669,65 \text{ N}$$

$$\sigma_{2max} = \frac{N_{2max}}{S} = \frac{669,65}{1\,836} \doteq 0,36 \text{ MPa} \leq \sigma_{DOV} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (116)$$

SMYK

Dle [14]

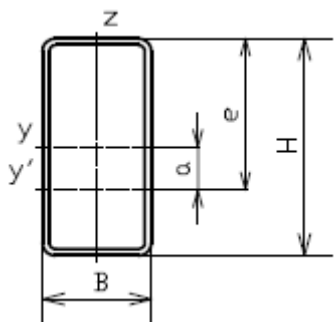
$$T_{2max} = 4\,267,35 \text{ N}$$

$$\tau_{2max} = \frac{T_{2max}}{S} = \frac{4\,267,35}{1\,836} \doteq 2,324 \text{ MPa} \leq \tau_{DOV} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (117)$$

OHYB

Dle [14]

Nositelka ohybového momentu je posunutá vůči centrálnímu souřadnému systému, proto je nutné vypočítat kvadratický moment průřezu vzhledem k centrálnímu souřadnému systému průřezu nosníku podle Steinerovy věty [11].



Obr. 35 Posunutí nositelky ohybového momentu



$$I_{yy'} = I_{yy} + S \cdot a^2 = 4\,258\,900 + 1\,836 \cdot 15^2 \doteq 4\,672\,000 \text{ mm}^4 \quad (118)$$

$$W_{0'} = \frac{I_{yy'}}{e} = \frac{4\,672\,000}{85} \doteq 54\,964,70 \text{ mm}^3 \quad (119)$$

$$M_{O2max} = 11\,607,19 \text{ Nm} = 11\,607\,190 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{2max} = \frac{M_{O2max}}{W_{0'}} = \frac{11\,607\,190}{54\,964,70} \doteq 211,17 \text{ MPa} \leq \sigma_{DOV} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (120)$$

5.2.2 ČLEN 3

Pro člen 3 volím tenkostěnný profil TR OBD 150x100x4 dle ČSN EN 10219 [10]. Tečné síly působí ve směru osy z.

Tab. 4 Charakteristiky příčného průřezu členu 3

| H [mm] | B [mm] | t [mm] | S [mm ²] | I _{yy} [mm ⁴] | W _o [mm ³] |
|--------|--------|--------|----------------------|------------------------------------|-----------------------------------|
| 150 | 100 | 4 | 1 895 | 5 946 000 | 79 280 |

TAH/TLAK

Dle [14]

$$N_{3max} = 58\,037,10 \text{ N}$$

$$\sigma_{3max} = \frac{N_{3max}}{S} = \frac{58\,037,10}{1\,895} \doteq 30,63 \text{ MPa} \leq \sigma_{DOV} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (121)$$

SMYK

Dle [14]

$$T_{3max} = 4\,452,51 \text{ N}$$

$$\tau_{3max} = \frac{T_{3max}}{S} = \frac{4\,452,51}{1\,895} \doteq 2,35 \text{ MPa} \leq \tau_{DOV} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (122)$$

OHYB

Dle [14]

$$M_{O3max} = 12\,133,08 \text{ Nm} = 12\,133\,077 \text{ Nmm}$$



$$\sigma_{3max} = \frac{M_{O3max}}{W_o} = \frac{12\,133\,077}{79\,280} \doteq 153,04 \text{ MPa} \leq \sigma_{DOV} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (123)$$

5.2.3 ČLEN 4

Pro člen 4 volím tenkostěnný profil TR OBD 150x100x8 dle ČSN EN 10219 [10]. Tečné síly působí ve směru osy z.

Tab. 5 Charakteristiky příčného průřezu členu 4

| H [mm] | B [mm] | t [mm] | S [mm ²] | I _{yy} [mm ⁴] | W _o [mm ³] |
|--------|--------|--------|----------------------|------------------------------------|-----------------------------------|
| 150 | 100 | 8 | 3 524 | 10 081 300 | 134 417,33 |

TAH/TLAK

Dle [14]

$$N_{4max} = 57\,390,68 \text{ N}$$

$$\sigma_{4max} = \frac{N_{4max}}{S} = \frac{57\,390,68}{3\,524} \doteq 16,28 \text{ MPa} \leq \sigma_{DOV} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (124)$$

SMYK

Dle [14]

$$T_{4max} = 13\,858,92 \text{ N}$$

$$\tau_{4max} = \frac{T_{4max}}{S} = \frac{13\,858,92}{3\,524} \doteq 3,93 \text{ MPa} \leq \tau_{DOV} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (125)$$

OHYB

Dle [14]

Nositelka ohybového momentu je posunutá vůči centrálnímu souřadnému systému jak je znázorněno na obrázku č. 35, proto je nutné vypočítat kvadratický moment průřezu vzhledem k centrálnímu souřadnému systému průřezu nosníku podle Steinerovy věty [11].

$$I_{yy'} = I_{yy} + S \cdot a^2 = 10\,081\,300 + 3\,524 \cdot 37,6^2 \doteq 15\,063\,390,24 \text{ mm}^4 \quad (126)$$

$$W_{o'} = \frac{I_{yy'}}{e} = \frac{15\,063\,390,24}{112,60} \doteq 133\,777,89 \text{ mm}^3 \quad (127)$$

$$M_{O4max} = 27\,974,63 \text{ Nm} = 27\,974\,632 \text{ Nmm}$$



$$\sigma_{4max} = \frac{M_{O4max}}{W_o} = \frac{27\,974\,632}{133\,777,89} \doteq 209,11 \text{ MPa} \leq \sigma_{DOV} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (128)$$

5.3 NÁVRH NOSNÝCH ČEPŮ

Materiál čepů volím rovněž ocel S355J0 [9].

$$\tau_{max} = \frac{T}{S} \leq \tau_{DOV} \quad (129)$$

5.3.1 VÝPOČET TEČNÝCH SIL

Z předchozích výpočtů velikosti vazebných sil jsem určil velikost tečného zatížení čepů a následně navrhnul potřebný průměr těchto čepů.

$$F_{Amax} = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{319,48^2 + 3\,917,43^2} \doteq 3\,930,44 \text{ N} \quad (130)$$

Z důvodu totožného výpočtu zbylých tečných sil jsou výsledné síly zapsány do tabulky č. 6. Tyto hodnoty jsou maximální pro zatížení A i B.

Tab. 6 Tečné síly působící na jednotlivé čepy

| | | | |
|------------|-------------|------------|-------------|
| F_{Amax} | 3 930,44 N | F_{Fmax} | 59 095,09 N |
| F_{Cmax} | 6 729,90 N | F_{Gmax} | 6 279,90 N |
| F_{Dmax} | 59 095,09 N | F_{Hmax} | 58 122,96 N |
| F_{Emax} | 59 323,41 N | - | - |

5.3.2 VÝPOČET PRŮMĚRU ČEPŮ

Dosazením velikosti tečné síly do rovnice (131) jsem vypočítal průměr čepu.

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{DOV}}} \quad (131)$$

kde: d je průměr čepu

T je posouvající síla rovná tečné síle působící na čepy

$$d_A = \sqrt{\frac{4 \cdot F_A}{\pi \cdot \tau_{DOV}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3\,930,43}{\pi \cdot 136,64}} = 6,05 \text{ mm} \quad (132)$$



Postupným dosazením zbylých tečných sil do rovnice (131) vypočítáme potřebný průměr čepů. Výsledky jsou uvedeny v tabulce č. 7.

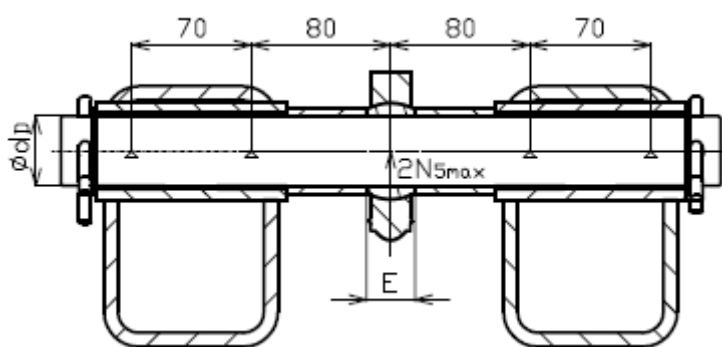
Tab. 7 Průměry čepů

| | | | |
|-------|----------|-------|----------|
| d_A | 6,05 mm | d_F | 23,46 mm |
| d_C | 7,91 mm | d_G | 7,91 mm |
| d_D | 23,47 mm | d_H | 23,27 mm |
| d_E | 23,51 mm | - | - |

Průměr čepu vazby D a F musí odpovídat průměru připojovacích ok přímočarého hydromotoru. Pro ostatní čepy jsem zvolil průměr 25 mm z důvodu použití kluzných pouzder SKF podle [15] v šířce odpovídající konstrukčnímu řešení.

5.3.3 KONTROLA ČEPŮ

Čepy vazby D a F přenáší zatížení od přímočarého hydromotoru a jsou tedy nejvíce namáhanými čepy v celém mechanismu. Pevnostní kontrolu jsem provedl pro čep D kvůli jeho předpokládanému významnému namáhání na ohyb. Čep propojuje dva nůžkové mechanismy a je tedy nutné počítat s dvojnásobnou normálovou silou od členu 5. Uložen je ve čtyřech kluzných pouzdrech. Tato pouzdra jsou na obrázku č. 36 reprezentována podporami. Průměr čepu je určen průměrem oka pro připojení přímočarého hydromotoru (viz následující kapitola). K výpočtu vnitřních účinků jsem použil nástroj Výpočet nosníku/vzpěry v programu Autodesk Inventor. Výsledky jsou v grafické podobě zobrazeny na obrázcích č. 37 a 38.



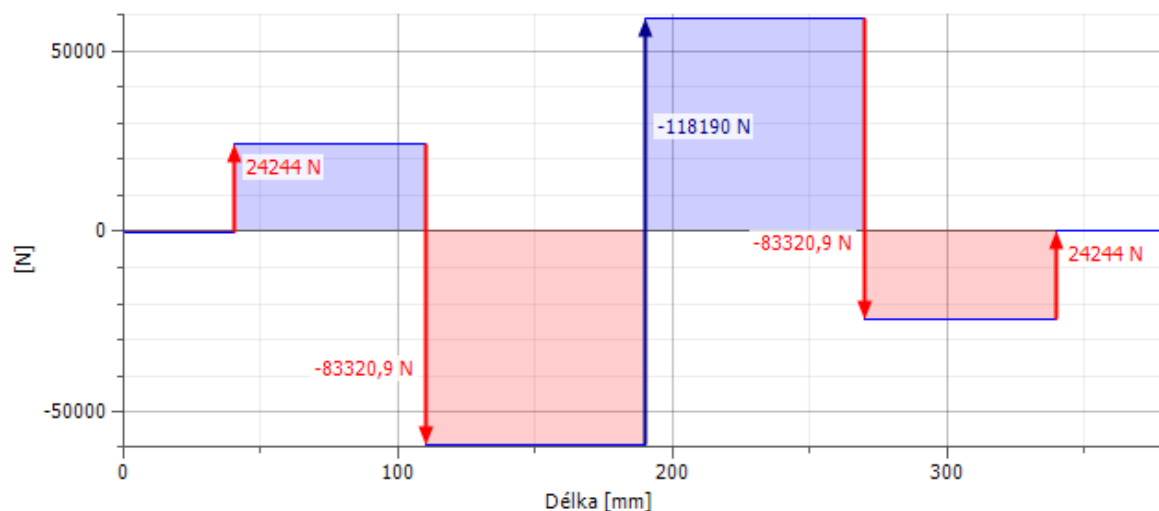
Obr. 36 Zatížení čepu D

$$d_D = 40 \text{ mm}$$

$$E = 28 \text{ mm}$$



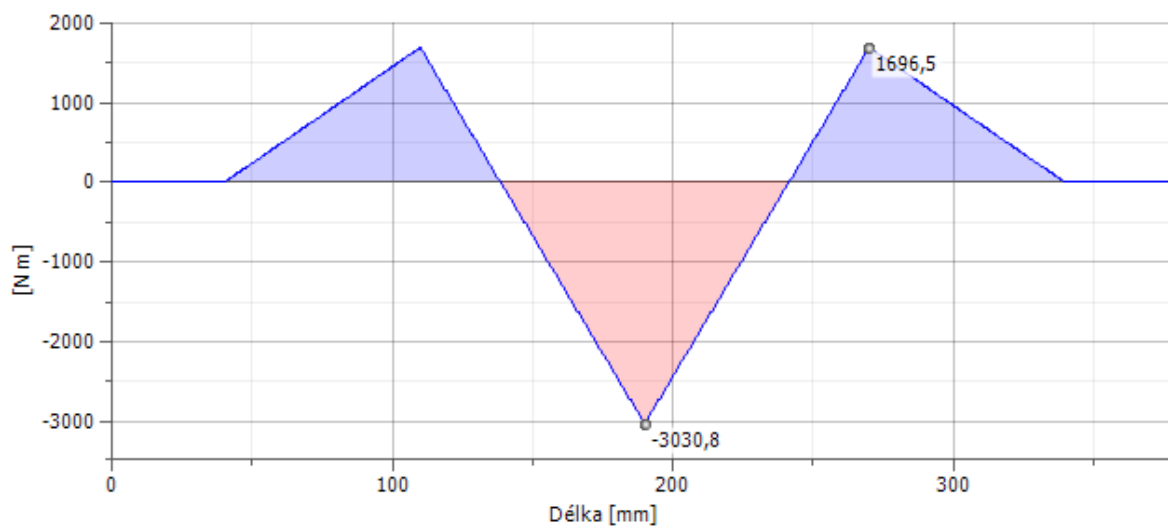
KONTROLA NA STŘIH



Obr. 37 Tečné síly čepu D

$$\tau_D = \frac{4 \cdot 2 \cdot N_{5max}}{\pi \cdot d_D^2} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 59\,095,09}{\pi \cdot 40^2} = 94,05 \text{ MPa} \leq \tau_{DOV} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (133)$$

KONTROLA NA OHYB



Obr. 38 Ohybové momenty čepu D

$$M_{oD} = 3\,030,8 \text{ Nm} \quad (134)$$

$$\sigma_D = \frac{M_{oD}}{W_{oD}} = \frac{M_{oD}}{\frac{\pi \cdot d_D^3}{32}} = \frac{3\,030\,800}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 482,366 \text{ MPa} \leq \sigma_{DOV} \Rightarrow \text{nevyhovuje} \quad (135)$$



Vzhledem k tomu, že vzdálenost průřezů ramen nosníku není možné z rozměrových důvodů zmenšit, průřez čepu určen průměrem otvoru v oku hydromotoru a síla od hydromotoru je daná průměrem pístu a tlakem, zbývá pouze použití lepšího materiálu s vyšší hodnotou meze kluzu. Při zohlednění bezpečnosti dle [6] přichází v úvahu ocel 15 230.7 [9]

$$R_e = 835 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{s} = \frac{835}{1,5} = 556,66 \text{ MPa} \quad (136)$$

$$\sigma_D = \frac{M_{oD}}{W_{oD}} = \frac{M_{oD}}{\frac{\pi \cdot d_D^3}{32}} = \frac{3\,030\,800}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 482,366 \text{ MPa} \leq \sigma_{DOV} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (137)$$

Tento materiál volím také pro čep F (spodní uložení přímočarého hydromotoru).

KONTROLA NA OTLAČENÍ

$$p_{DOV} = 0,66 \cdot R_E = 0,66 \cdot 835 = 551,1 \text{ MPa} \quad (138)$$

$$p = \frac{2 \cdot N_{5max}}{d_D \cdot E} = \frac{2 \cdot 59\,095,09}{40 \cdot 28} = 105,53 \text{ MPa} \leq p_{DOV} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (139)$$

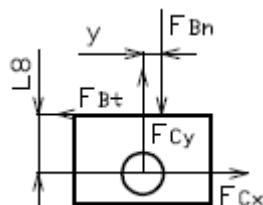
5.4 VÝPOČET KLUZNÝCH ČLENŮ

U členů 6 a 7 mechanismu je nutné zkontrolovat tlak na kontaktní ploše a otláčení od nosného čepu. Jako materiál kluzných členů jsem zvolil Murtfeldt "S" [12]. Protože jsou členy 6 a 7 zatíženy stejně, výpočet jsem provedl pouze pro člen 6.

OTLAČENÍ KONTAKTNÍ PLOCHY

$$p_{DOV} = 8 \text{ MPa}$$

Dovolený tlak pro tento materiál je výrobcem udán pro 2% stlačení [12].



Obr. 39 Člen 6

Rozměry kontaktní plochy jsou 152x52 mm.



$$p = \frac{F}{S_{KL}} = \frac{F_{Bnmax}}{S_{KL}} = \frac{6\,696,50}{152 \cdot 52} = 0,85 \text{ MPa} \leq p_{DOV} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (140)$$

OTLAČENÍ OD ČEPU

$$d_{\xi} = 25 \text{ mm}$$

$$p = \frac{F}{S_{DO}} = \frac{F_{Bnmax}}{d_{\xi} \cdot 60} = \frac{6\,696,50}{25 \cdot 60} = 4,46 \text{ MPa} \leq p_{DOV} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (141)$$

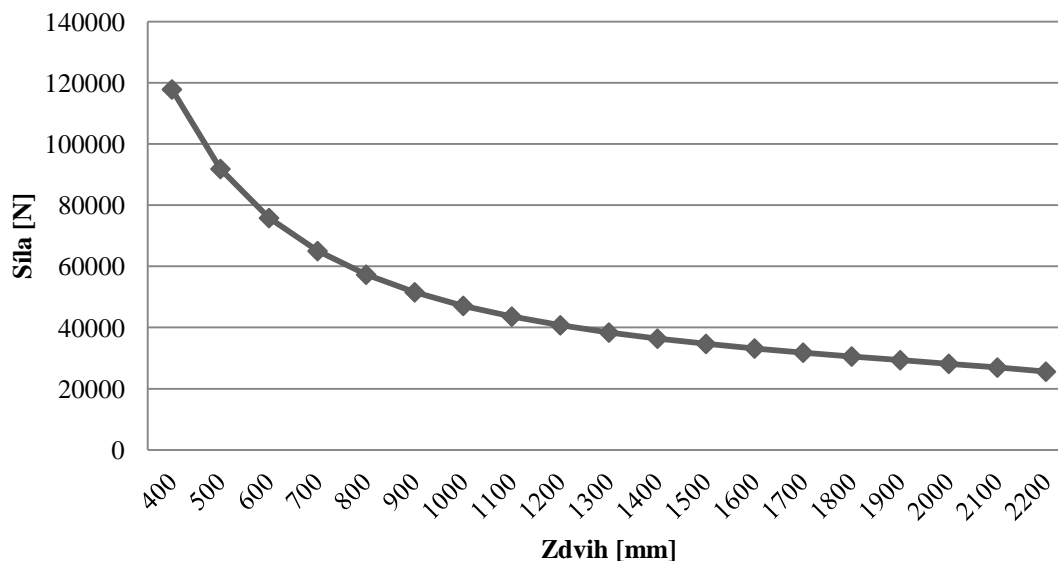
Z pevnostních výpočtů je patrné, že bezpečnosti jednotlivých členů jsou dostatečné. Lze tedy usuzovat, že mechanismus by vydržel i nerovnoměrné zatížení jednotlivých nůžkových mechanismů vlivem umístění vozidla mimo osy pojezdových desek.



6 NÁVRH HYDRAULICKÉHO POHONU

6.1 VOLBA PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

V předchozích výpočtech byla stanovena síla potřebná ke zdvihání břemene. Na obrázku č. 40 je zobrazena závislost síly přímočarého hydromotoru na výšce zdvihu. Jak je patrné, kritickým bodem je spodní poloha zdvihu.



Obr. 40 Průběh síly HM v závislosti na výšce zdvihu

6.1.1 VÝPOČET PRŮMĚRU PÍSTU

Jmenovitý tlak je stanoven na 15 MPa. Jeden přímočarý hydromotor pohání jeden pár nůžkových mechanismů a je tedy nutné, aby síla vyvinutá hydromotorem byla dvojnásobná oproti vypočítané síle z výsledných vnitřních účinků tělesa 5.

$$S_p = \frac{F}{p} = \frac{2 \cdot N_{5max}}{p} = \frac{2 \cdot 59\,095,09}{15} = 7\,879,35 \text{ mm}^2 \quad (142)$$

kde: S_p je plocha pístu hydromotoru

N_{5max} je vnitřní účinek normálových sil hydromotoru

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7\,879,35}{\pi}} = 100,16 \text{ mm} \quad (143)$$

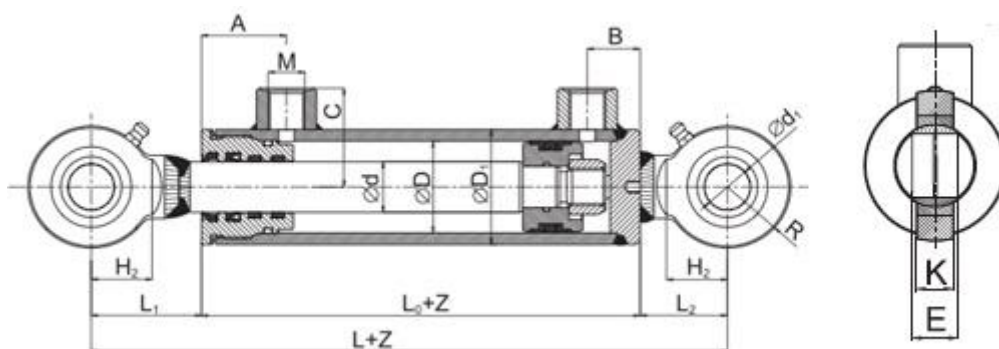


6.1.2 ZDVIH

Zdvih je daný rozdílem maximální a minimální hodnoty rozměru L dle rozměrů mechanismu.

$$Z = L_{max} - L_{min} = 1\,513,03 - 928,72 = 584,31 \text{ mm} \quad (144)$$

Z katalogu firmy Hydraulics s.r.o. jsem vybral podle potřebných parametrů dvojčinný přímočarý hydromotor typové řady EH s rozměry dle tabulky č. 8 [13].



Obr. 41 Přímocárý hydromotor EH [13]

Tab. 8 Rozměry hydromotoru dle katalogu [13]

| Rozměry v mm | | | | | | | | | | | | | | | | Hmotnost v kg | |
|--------------|----|----------------|----------------|-----|----------------|----------------|----------------|----------------|--------|----|----|------|----|----|----|---------------|-------|
| D | d | D ₁ | d ₁ | L | L ₀ | L ₁ | L ₂ | H ₂ | M | A | B | C | R | K | E | Z | m |
| 100 | 55 | 115 | 40 | 335 | 177 | 89 | 69 | 46 | 22x1,5 | 69 | 38 | 79,5 | 46 | 23 | 28 | 590 | 39,67 |

Minimální vzdálenost ok dle tabulky č. 8:

$$L + Z = 335 + 590 = 925 \text{ mm} \quad (145)$$

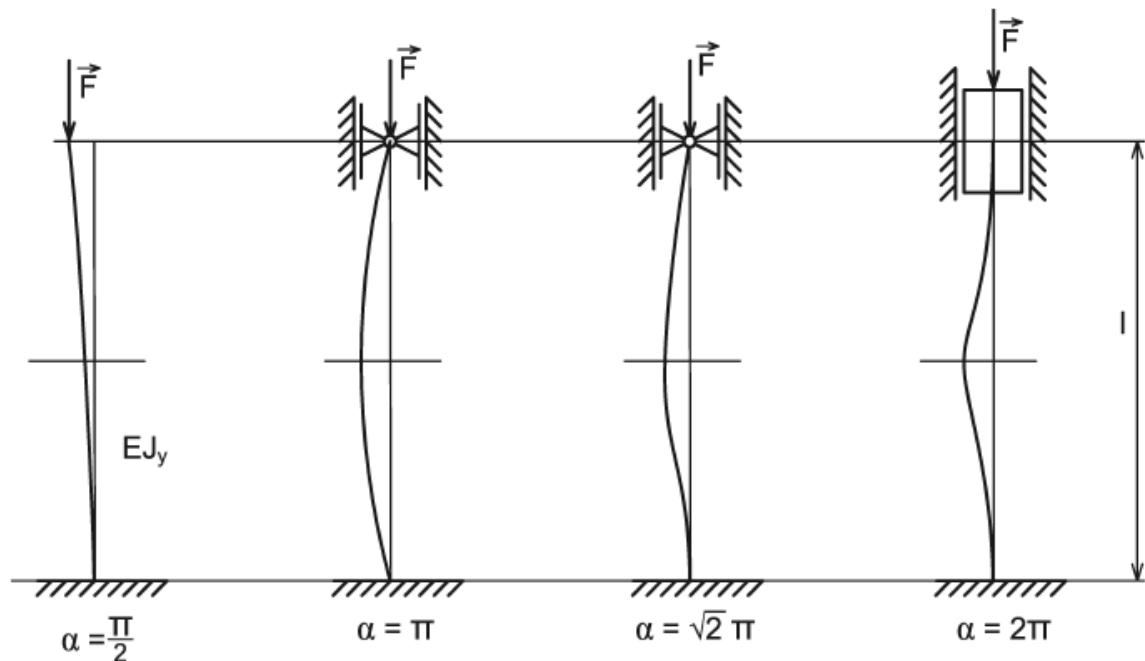
Maximální vzdálenost ok dle tabulky č. 8:

$$L + 2 \cdot Z = 335 + 2 \cdot 590 = 1\,515 \text{ mm} \quad (146)$$

Zástavbové rozměry odpovídají konstrukčnímu řešení.



6.1.3 KONTROLA VZPĚRNÉ STABILITY PÍSTNÍ TYČE HYDROMOTORU



Obr. 42 Redukovaná délka pístní tyče dle uložení [11]

Pro druhý případ uložení horního konce prutu platí rovnost redukované délky l_{red} prutu s délkou l podle obrázku č. 42.

$$d = 55 \text{ mm}$$

$$l = 590 \text{ mm}$$

PLOCHA PRŮŘEZU PÍSTNÍ TYČE

Dle [11]

(147)

$$S_{PT} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{2 \cdot 55^2}{4} = 1\,512,50 \text{ mm}^2$$

KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU PÍSTNÍ TYČE

Dle [11]

(148)

$$J_{PT} = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 55^4}{64} = 449\,180,25 \text{ mm}^4$$



POLOMĚR OSOVÉHO KVADRATICKÉHO MOMENTU

Dle [11] (149)

$$i = \sqrt{\frac{J_{PT}}{S}} = \sqrt{\frac{449\,180,25}{1\,512,5}} = 17,23 \text{ mm}$$

ŠTÍHLOST PÍSTNÍ TYČE

Dle [11] (150)

$$\lambda = \frac{l}{i} = \frac{590}{17,23} = 34,24$$

VÝPOČET MEZNÍ ŠTÍHLOSTI PÍSTNÍ TYČE

Dle [11]

Výrobce přímočarého hydromotoru uvádí jako materiál pístní tyče ocel 20MnV6 (podle ČSN podobná oceli 13 220).

$$R_e = 390 \text{ MPa} \quad (151)$$

$$E = 210\,000 \text{ MPa} \quad (152)$$

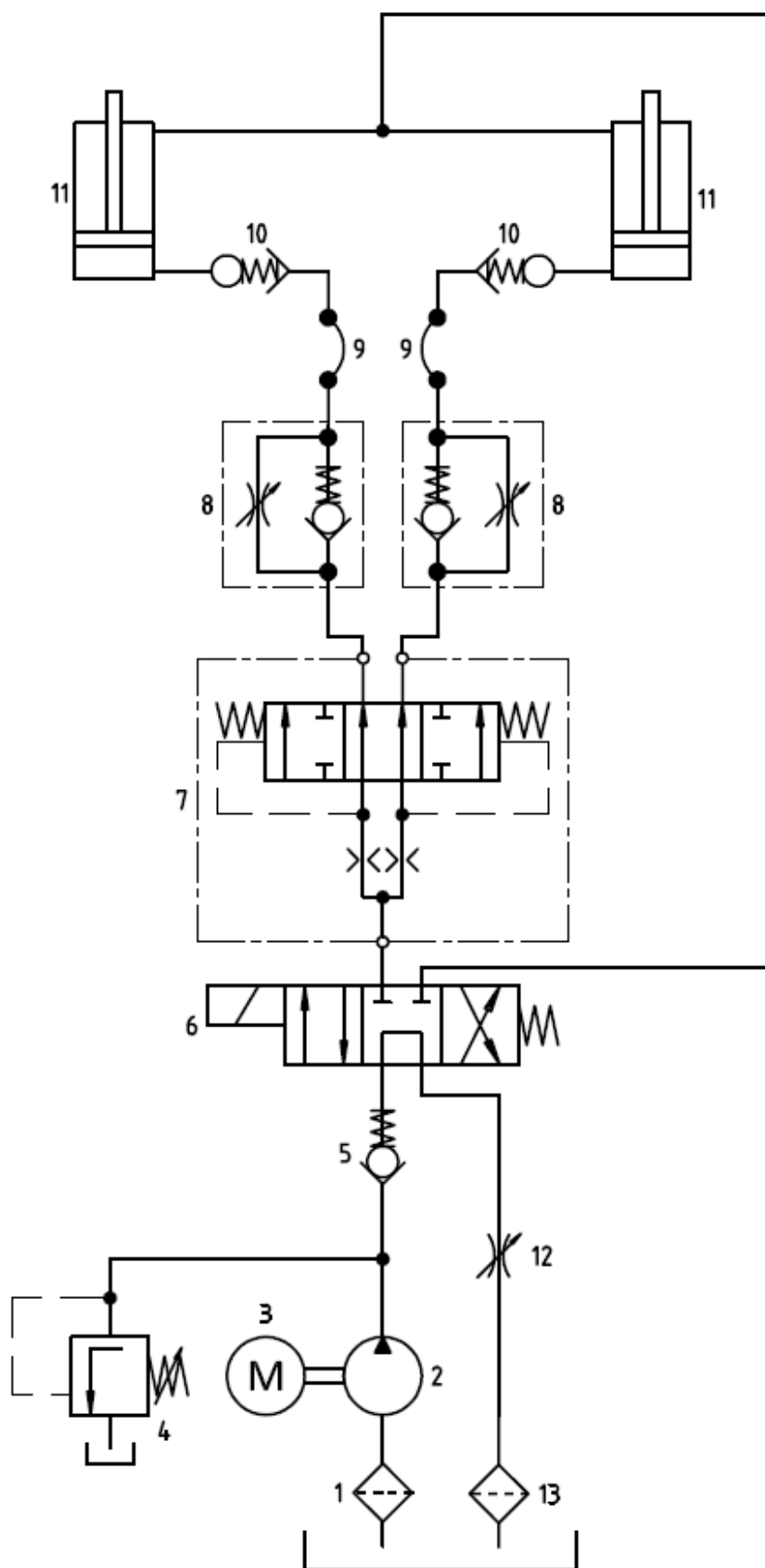
$$\lambda_k = \pi \sqrt{\frac{E}{R_e}} = \pi \sqrt{\frac{210\,000}{390}} = 72,90 \quad (153)$$

Pro $\lambda < \lambda_k$ je rozhodující řešení vzhledem k meznímu stavu pružnosti v oblasti prostého tlaku.

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{R_e \cdot S_{PT}}{2 \cdot N_{5max}} = \frac{390 \cdot 1\,512,5}{2 \cdot 7\,879,35} = 37,43 \quad (154)$$

6.2 NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU

Mechanismus se skládá ze dvou párů nůžkových mechanismů, přičemž každý pár je ovládán jedním dvojčinným přímočarým hydromotorem. Jeden pár nůžkových mechanismů zvedá jednu plošinu tvořenou rámem z tenkostěnných profilů a desky z ocelového plechu. Horní rámy jsou mechanicky spojeny. Pro tento účel jsem navrhnul schéma zapojení hydraulického obvodu.



Obr. 43 Schéma hydraulického obvodu



PRVKY HYDRAULICKÉHO OBVODU

- 1 sací filtr
- 2 hydrogenerátor
- 3 elektromotor
- 4 pojistný ventil
- 5 jednosměrný ventil
- 6 elektromagneticky ovládaný rozváděč 4/3
- 7 dělič průtoku
- 8 brzdící ventil
- 9 hadice
- 10 bezpečnostní ventil
- 11 dvojčinný přímočarý hydromotor s jednostrannou pístnicí
- 12 škrťací ventil
- 13 odpadní filtr



ZÁVĚR

Tato bakalářská práce se zabývala konstrukčním návrhem dílenské manipulační plošiny s hydraulickým pohonem pro manipulaci s osobním automobilem. Vlastnosti a parametry plošiny jsou zcela podřízeny požadavkům na manipulaci s tímto druhem břemene.

Cílem byl výběr vhodného typu konstrukčního řešení mechanismu zdvihu a následně jeho výpočet. Zvolen byl nůžkový mechanismus kvůli jeho jednoduchosti, zástavbovým rozměrům a dalšími shodami s požadavky vycházejícími z typu břemene.

Postup řešení výpočtů představuje největší část této práce. Nejprve byl dle schématu mechanismu proveden rozbor úlohy. Ten obsahoval klasifikaci členů a vazeb, výpočet pohyblivosti. Následovalo úplné uvolnění mechanismu a zapsání rovnic statické rovnováhy pro všechny členy. Provedením statického rozboru byly zjištěny neznámé parametry a porovnáním s podmínkami statické určitosti bylo zjištěno, že úloha je staticky určitá. Podle rozložení hmotnosti vozidla bylo určeno zatížení mechanismu. Při výpočtech byly uvažovány oba zatěžovací stavy mechanismu, tj. najetí vozidla na plošinu přední i zadní částí. Rovnice statické rovnováhy všech členů byly pro řešení zapsány do maticového tvaru a následně vyřešeny pro každou polohu zdvihu. Po určení vazebných sil byly vypočítány vnitřní účinky jednotlivých členů a následně navrženy profily nosníku. Pevnostní kontrola byla provedena pro maximální zatížení členů mechanismu.

V poslední řadě byla provedena volba přímočarého hydromotoru včetně jeho pevnostní kontroly a navržen hydraulický obvod pro pohon manipulační plošiny.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Scissor Lifts & Multiple Stage Lift Tables. *Pentalift* [online]. Buffalo, 2012 [cit. 2012-11-20]. Dostupné z: <http://www.pentalift.com/lift-tables/multi-stage.php>
- [2] Hydraulic Lift. *Airtek Machinery Limited* [online]. Tamil Nadu, 2012 [cit. 2012-11-25]. Dostupné z: <http://www.indiamart.com/airtekmachinery/hydraulic-lift.html>
- [3] Hydraulic Loading & Unloading Platform. *M/s. Bhaskara Handling* [online]. Bangalore, 2010 [cit. 2012-11-25]. Dostupné z: <http://www.bhaskarahandling.co.in/hydraulic-loading-unloading-platform.htm>
- [4] Rotary Parallelogram Lift. *Statewide Installations* [online]. New York, 2013 [cit. 2013-05-01]. Dostupné z: <http://statewideinstallations.com/lifts/rotarys-parallelogram-lift/>
- [5] Vehicle alignment lift. *Rotary Lift* [online]. Madison, 2013 [cit. 2013-04-05]. Dostupné z: http://www.rotarylift.com/uploadedFiles/Products/Light_Duty_Lifts_-_Under_14,000_lbs/Y-Lift/YA12_4pg_VIEW_2012.07.pdf
- [6] ČSN EN 1493. *Zvedáky vozidel*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a zkušebnictví, 2010.
- [7] FLORIAN, Zdeněk, Karel PELLANT a Miroslav SUCHÁNEK. *Technická mechanika I: Statika* [online]. Brno, 2004 [cit. 2013-02-14].
- [8] NEDOMA, Josef. *Matematika I: Shrnutí a přehled* [online]. Brno [cit. 2013-03-12]. Dostupné z: http://mathonline.fme.vutbr.cz/download.aspx?id_file=988
- [9] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006, xiv, 914 s. ISBN 80-736-1033-7.
- [10] Sortimentní katalog: Specifikace výrobku. Ferona [online]. 2004, 2013 [cit. 2013-03-28]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=28632>
- [11] VRBKA, Jan. *Pružnost a pevnost I: Učební text* [online]. Brno, 2012 [cit. 2013-04-03].
- [12] Originální materiál "S": Vlastnosti. *Murtfeldt: Plasty* [online]. Dortmund, 2013 [cit. 2013-05-06]. Dostupné z: http://www.murtfeldt.cz/fileadmin/catalog/downloads/ws_tws1_original_s/td_ws_tws1_original_s_gruen_natur_cz.pdf
- [13] Výroba katalogových hydromotorů: EH. *Hydraulics* [online]. Zlín, 2011 [cit. 2013-04-30]. Dostupné z: <http://www.hydraulics.cz/cz/vyroba/vyroba-katalogovych-hydromotoru/eh>
- [14] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.



- [15] Composite dry sliding bushings: Metric dimension. *SKF* [online]. Göteborg, 2013 [cit. 2013-04-15]. Dostupné z: <https://secure.skf.com/group/products/bearings-units-housings/spherical-plain-bearings-bushings-rod-ends/composite-dry-sliding-bearings-fw-bushings/composite-dry-sliding-bushings-metric/index.html#>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

| | | |
|------------|-------|---|
| A | [-] | matice soustavy lineárních rovnic |
| A^{-1} | [-] | inverzní matice k A |
| b | [-] | vektor pravých stran |
| B | [mm] | dovolené normálové napětí |
| d | [mm] | průměr pístní tyče přímočarého hydromotoru |
| d_A | [mm] | průměr čepu vazby A |
| d_C | [mm] | průměr čepu vazby C |
| d_D | [mm] | průměr čepu vazby D |
| d_E | [mm] | průměr čepu vazby E |
| d_F | [mm] | průměr čepu vazby F |
| d_G | [mm] | průměr čepu vazby G |
| d_H | [mm] | průměr čepu vazby H |
| d_P | [mm] | průměr pístu přímočarého hydromotoru |
| E | [MPa] | Youngův modul |
| f | [-] | součinitel tření |
| F_1 | [N] | zatěžující síla |
| F_2 | [N] | zatěžující síla |
| F_A | [N] | výsledná síla vazby A |
| F_{Amax} | [N] | maximální velikost síly F_A |
| F_{Ax} | [N] | síla vazby A ve směru osy x |
| F_{Axx} | [N] | průmět síly vazby F_{Ax} do lokálního souřadného systému ve směru osy x |
| F_{Axy} | [N] | průmět síly vazby F_{Ax} do lokálního souřadného systému ve směru osy y |
| F_{Ay} | [N] | síla vazby A ve směru osy y |
| F_{Ayx} | [N] | průmět síly vazby F_{Ay} do lokálního souřadného systému ve směru osy x |
| F_{Ayy} | [N] | průmět síly vazby F_{Ay} do lokálního souřadného systému ve směru osy y |
| F_B | [N] | výsledná síla vazby B |
| F_{Bmax} | [N] | maximální velikost síly F_B |
| F_{Bn} | [N] | normálová síla vazby B |
| F_{Bt} | [N] | třecí síla vazby B |
| F_C | [N] | výsledná síla vazby C |
| F_{Cmax} | [N] | maximální velikost síly F_C |
| F_{Cx} | [N] | síla vazby C ve směru osy x |



| | | |
|------------|-----|---|
| F_{Cxx} | [N] | průmět síly vazby F_{Cx} do lokálního souřadného systému ve směru osy x |
| F_{Cxy} | [N] | průmět síly vazby F_{Cx} do lokálního souřadného systému ve směru osy y |
| F_{Cy} | [N] | síla vazby C ve směru osy y |
| F_{Cyx} | [N] | průmět síly vazby F_{Cy} do lokálního souřadného systému ve směru osy x |
| F_{Cyy} | [N] | průmět síly vazby F_{Cy} do lokálního souřadného systému ve směru osy y |
| F_D | [N] | výsledná síla vazby D |
| F_{Dmax} | [N] | maximální velikost síly F_D |
| F_{Dx} | [N] | síla vazby D ve směru osy x |
| F_{Dxx} | [N] | průmět síly vazby F_{Dx} do lokálního souřadného systému ve směru osy x |
| F_{Dxy} | [N] | průmět síly vazby F_{Dx} do lokálního souřadného systému ve směru osy y |
| F_{Dy} | [N] | síla vazby D ve směru osy y |
| F_{Dyx} | [N] | průmět síly vazby F_{Dy} do lokálního souřadného systému ve směru osy x |
| F_{Dyy} | [N] | průmět síly vazby F_{Dy} do lokálního souřadného systému ve směru osy y |
| F_E | [N] | výsledná síla vazby E |
| F_{Emax} | [N] | maximální velikost síly F_E |
| F_{Ex} | [N] | síla vazby E ve směru osy x |
| F_{Exx} | [N] | průmět síly vazby F_{Ex} do lokálního souřadného systému ve směru osy x |
| F_{Exy} | [N] | průmět síly vazby F_{Ex} do lokálního souřadného systému ve směru osy y |
| F_{Ey} | [N] | síla vazby E ve směru osy y |
| F_{Eyx} | [N] | průmět síly vazby F_{Ey} do lokálního souřadného systému ve směru osy x |
| F_{Eyy} | [N] | průmět síly vazby F_{Ey} do lokálního souřadného systému ve směru osy y |
| F_F | [N] | výsledná síla vazby F |
| F_{Fmax} | [N] | maximální velikost síly F_F |
| F_{Fx} | [N] | síla vazby F ve směru osy x |
| F_{Fxx} | [N] | průmět síly vazby F_{Fx} do lokálního souřadného systému ve směru osy x |
| F_{Fxy} | [N] | průmět síly vazby F_{Fx} do lokálního souřadného systému ve směru osy y |
| F_{Fy} | [N] | síla vazby F ve směru osy y |
| F_{Fyx} | [N] | průmět síly vazby F_{Fy} do lokálního souřadného systému ve směru osy x |
| F_{Fyy} | [N] | průmět síly vazby F_{Fy} do lokálního souřadného systému ve směru osy y |
| F_G | [N] | výsledná síla vazby G |
| F_{Gmax} | [N] | maximální velikost síly F_G |
| F_{Gx} | [N] | síla vazby G ve směru osy x |
| F_{Gxx} | [N] | průmět síly vazby F_{Gx} do lokálního souřadného systému ve směru osy x |



| | | |
|---------------|--------------------|--|
| $F_{G_{xy}}$ | [N] | průmět síly vazby F_{G_x} do lokálního souřadného systému ve směru osy y |
| F_{G_y} | [N] | síla vazby G ve směru osy y |
| $F_{G_{yx}}$ | [N] | průmět síly vazby F_{G_y} do lokálního souřadného systému ve směru osy x |
| $F_{G_{yy}}$ | [N] | průmět síly vazby F_{G_y} do lokálního souřadného systému ve směru osy y |
| F_H | [N] | výsledná síla vazby H |
| $F_{H_{max}}$ | [N] | maximální velikost síly F_H |
| F_{H_x} | [N] | síla vazby H ve směru osy x |
| $F_{H_{xx}}$ | [N] | průmět síly vazby F_{H_x} do lokálního souřadného systému ve směru osy x |
| $F_{H_{xy}}$ | [N] | průmět síly vazby F_{H_x} do lokálního souřadného systému ve směru osy y |
| F_{H_y} | [N] | síla vazby H ve směru osy y |
| $F_{H_{yx}}$ | [N] | průmět síly vazby F_{H_y} do lokálního souřadného systému ve směru osy x |
| $F_{H_{yy}}$ | [N] | průmět síly vazby F_{H_y} do lokálního souřadného systému ve směru osy y |
| F_I | [N] | výsledná síla vazby I |
| $F_{I_{max}}$ | [N] | maximální velikost síly F_I |
| F_{In} | [N] | normálová síla vazby I |
| F_{It} | [N] | třecí síla vazby I |
| H | [mm] | výška profilu |
| i | [mm] | poloměr osového kvadratického momentu |
| i_v | [-] | počet stupňů volnosti tělesa v rovině |
| I_{yy} | [mm ⁴] | kvadratický moment plochy průřezu |
| $I_{yy'}$ | [mm ⁴] | kvadratický moment plochy průřezu k posunuté nositelce ohybového momentu |
| J_{PT} | [mm ⁴] | kvadratický moment průřezu pístní tyče |
| k_k | [-] | bezpečnost vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability |
| l | [mm] | délka pístní tyče přímočarého hydromotoru |
| $L1$ | [mm] | délka členu mechanismu |
| $L10$ | [mm] | pomocná délka členu mechanismu |
| $L2$ | [mm] | délka členu mechanismu |
| $L3$ | [mm] | délka členu mechanismu |
| $L4$ | [mm] | délka členu mechanismu |
| $L5$ | [mm] | délka členu mechanismu |
| $L6$ | [mm] | délka členu mechanismu |
| $L7$ | [mm] | délka členu mechanismu |
| $L8$ | [mm] | délka členu mechanismu |



| | | |
|--------------|------|---|
| L_9 | [mm] | délka členu mechanismu |
| M_{2III}^L | [Nm] | vnitřní účinek ohybových momentů tělesa 2 v řezu III z levé strany |
| M_{2II}^L | [Nm] | vnitřní účinek ohybových momentů tělesa 2 v řezu II z levé strany |
| M_{2I}^L | [Nm] | vnitřní účinek ohybových momentů tělesa 2 v řezu I z levé strany |
| M_{2IV}^L | [Nm] | vnitřní účinek ohybových momentů tělesa 2 v řezu IV z levé strany |
| M_{2V}^L | [Nm] | vnitřní účinek ohybových momentů tělesa 2 v řezu V z levé strany |
| M_{3III}^P | [Nm] | vnitřní účinek ohybových momentů tělesa 3 v řezu III z pravé strany |
| M_{3II}^L | [Nm] | vnitřní účinek ohybových momentů tělesa 3 v řezu II z levé strany |
| M_{3I}^L | [Nm] | vnitřní účinek ohybových momentů tělesa 3 v řezu I z levé strany |
| M_{4III}^P | [Nm] | vnitřní účinek ohybových momentů tělesa 4 v řezu III z pravé strany |
| M_{4II}^P | [Nm] | vnitřní účinek ohybových momentů tělesa 4 v řezu II z pravé strany |
| M_{4I}^P | [Nm] | vnitřní účinek ohybových momentů tělesa 4 v řezu I z pravé strany |
| M_{4IV}^P | [Nm] | vnitřní účinek ohybových momentů tělesa 4 v řezu IV z pravé strany |
| M_{O2max} | [Nm] | maximální ohybový moment tělesa 2 |
| M_{O3max} | [Nm] | maximální ohybový moment tělesa 3 |
| M_{O4max} | [Nm] | maximální ohybový moment tělesa 4 |
| M_{O5max} | [Nm] | maximální ohybový moment tělesa 5 |
| n | [-] | počet těles soustavy |
| N_{2II}^L | [N] | vnitřní účinek normálových sil tělesa 2 v řezu II z levé strany |
| N_{2IV}^P | [N] | vnitřní účinek normálových sil tělesa 2 v řezu IV z pravé strany |
| N_{2max} | [N] | maximální normálová síla tělesa 2 |
| N_{3III}^P | [N] | vnitřní účinek normálových sil tělesa 3 v řezu III z pravé strany |
| N_{3II}^L | [N] | vnitřní účinek normálových sil tělesa 3 v řezu II z levé strany |
| N_{3I}^L | [N] | vnitřní účinek normálových sil tělesa 3 v řezu I z levé strany |
| N_{3max} | [N] | maximální normálová síla tělesa 3 |
| N_{4III}^P | [N] | vnitřní účinek normálových sil tělesa 4 v řezu III z pravé strany |
| N_{4II}^P | [N] | vnitřní účinek normálových sil tělesa 4 v řezu II z pravé strany |
| N_{4I}^P | [N] | vnitřní účinek normálových sil tělesa 4 v řezu I z pravé strany |
| N_{4IV}^L | [N] | vnitřní účinek normálových sil tělesa 4 v řezu IV z levé strany |
| N_{4max} | [N] | maximální normálová síla tělesa 4 |
| N_{5II}^P | [N] | vnitřní účinek normálových sil tělesa 5 v řezu II z pravé strany |
| N_{5I}^L | [N] | vnitřní účinek normálových sil tělesa 5 v řezu I z levé strany |
| N_{5max} | [N] | maximální normálová síla tělesa 5 |



| | | |
|--------------|--------------------|---|
| P | [t] | jmenovitá nosnost |
| p | [MPa] | tlak |
| p_{DOV} | [MPa] | dovolený tlak |
| R_e | [MPa] | mez pevnosti v kluzu |
| R_m | [MPa] | mez pevnosti |
| s | [-] | bezpečnost |
| S | [mm ²] | plocha |
| S_P | [mm ²] | plocha pístu přímočarého hydromotoru |
| S_{PT} | [mm ²] | plocha průřezu pístní tyče přímočarého hydromotoru |
| t | [mm] | tloušťka stěny profilu |
| T_{2III}^L | [N] | vnitřní účinek posouvajících sil tělesa 2 v řezu III z levé strany |
| T_{2II}^L | [N] | vnitřní účinek posouvajících sil tělesa 2 v řezu II z levé strany |
| T_{2IV}^P | [N] | vnitřní účinek posouvajících sil tělesa 2 v řezu IV z pravé strany |
| T_{2max} | [N] | maximální tečná síla tělesa 2 |
| T_{2V}^P | [N] | vnitřní účinek posouvajících sil tělesa 2 v řezu V z pravé strany |
| T_{3III}^P | [N] | vnitřní účinek posouvajících sil tělesa 3 v řezu III z pravé strany |
| T_{3II}^L | [N] | vnitřní účinek posouvajících sil tělesa 3 v řezu II z levé strany |
| T_{3I}^L | [N] | vnitřní účinek posouvajících sil tělesa 3 v řezu I z levé strany |
| T_{3max} | [N] | maximální tečná síla tělesa 3 |
| T_{4III}^P | [N] | vnitřní účinek posouvajících sil tělesa 4 v řezu III z pravé strany |
| T_{4II}^P | [N] | vnitřní účinek posouvajících sil tělesa 4 v řezu II z pravé strany |
| T_{4I}^P | [N] | vnitřní účinek posouvajících sil tělesa 4 v řezu I z pravé strany |
| T_{4IV}^L | [N] | vnitřní účinek posouvajících sil tělesa 4 v řezu IV z levé strany |
| T_{4max} | [N] | maximální tečná síla tělesa 4 |
| T_{5II}^P | [N] | vnitřní účinek posouvajících sil tělesa 5 v řezu II z pravé strany |
| T_{5I}^L | [N] | vnitřní účinek posouvajících sil tělesa 5 v řezu I z levé strany |
| T_{5max} | [N] | maximální tečná síla tělesa 5 |
| WB_1 | [m] | rozvor kol |
| W_o | [mm ³] | modul průřezu v ohybu |
| W_o' | [mm ³] | modul průřezu v ohybu k posunuté nositelce ohybového momentu |
| WT | [m] | rozchod kol |
| x | [-] | vektor neznámých |
| x_1 | [mm] | vzdálenost středu kola od okraje plošiny |



| | | |
|-----------------|-------|---|
| x_2 | [mm] | vzdálenost středu kola vozidla od okraje plošiny |
| y | [mm] | posunutí nositelky normálové síly posuvné vazby od středu rotační vazby |
| Z | [mm] | zdvih přímočarého hydromotoru |
| α | [°] | úhel mezi základním rámem a členem 3 a 4 |
| β | [°] | úhel mezi základním rámem a členem 5 |
| γ | [°] | pomocný úhel členu 4 |
| η | [-] | počet vazeb ovlivňující deformaci |
| λ | [-] | štíhlost pístní tyče |
| λ_k | [-] | mezní štíhlost pístní tyče |
| ξ_i | [-] | počet stupňů volnosti odebraných vazbami |
| σ_{2max} | [MPa] | maximální normálové napětí tělesa 2 |
| σ_{3max} | [MPa] | maximální normálové napětí tělesa 3 |
| σ_{4max} | [MPa] | maximální normálové napětí tělesa 4 |
| σ_{5max} | [MPa] | maximální normálové napětí tělesa 5 |
| σ_D | [MPa] | normálové napětí čepu vazby D |
| σ_{DOV} | [MPa] | dovolené normálové napětí |
| τ_D | [MPa] | tečné napětí čepu vazby D |
| τ_{DOV} | [MPa] | dovolené tečné napětí |
| φ | [°] | třecí uhel |



SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA I:

Maticový zápis výpočtu soustavy lineárních rovnic.

PŘÍLOHA II:

Výkres sestavení: 0-2013BP3-1
Seznam položek: 0-2013BP3-1/SP - 1/2
0-2013BP3-1/SP - 2/2

